

Luftfahrtforschung und -technologie

More Efficient & More Electric Turbine (ME2 Turbine)

Abschlussbericht

Förderkennzeichen 20T0604A

Laufzeit: 01.01.2007 bis 30.06.2011

Berichtersteller: Dr. Leonhard Wald



MTU Aero Engines GmbH

München, Dezember 2011

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
2	Übersicht.....	6
2.1	Zielsetzung des Vorhabens	6
2.2	Projektstruktur	8
2.3	Wesentliche Ergebnisse	10
2.3.1	AP 1000 Leichtbaustrukturen.....	10
2.3.2	AP 2000 Effiziente Turbine 4. Generation	15
2.3.3	AP 3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik.....	18
2.3.4	AP 4000 Demonstrator Turbine	19
3	Darstellung der Arbeitspakete und der erreichten Ergebnisse.....	21
3.1	AP 1000 Leichtbaustrukturen	21
3.1.1	AP 1100 Laufschaufeldesign für schnelllaufende NDT.....	21
3.1.2	AP 1200 Neues Axialfixierungskonzept für Laufschaufeln	26
3.1.3	AP 1300 Blade-Cluster und Schaufeldämpfung	28
3.1.4	AP 1400 Containment.....	33
3.1.5	AP 1500 Damper Rig Test.....	42
3.2	AP 2000 Effiziente Turbine 4. Generation	43
3.2.1	AP 2100 Kavitäten der 3. Generation	43
3.2.2	AP 2200 Low Reynolds Aerodynamik.....	57
3.2.3	AP 2300 Gießtechnische Realisierbarkeit	69
3.3	AP 3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik	69
3.3.1	Entwicklung Integrierter NDT-Generator.....	69
3.3.2	AP 3100 Leistungselektronik Design	71

3.3.3	AP 3200 Prototypenfertigung Leistungselektronik	73
3.3.4	AP 3300 Validierung / Verifikation inkl. Zuverlässigkeitsbestimmung	75
3.4	AP 4000 Demonstrator Turbine	78
3.4.1	AP 4100 Komponententests	78
3.4.2	AP 4200A Einzelschaufel-Schleudertests	79
3.4.3	AP 4200B Schleudertests für Twk-Demonstratorconfiguration	81
3.4.4	AP 4300 Triebwerks-Demonstratorortest	82
4	Literaturverzeichnis	84

1 Einleitung

Die Hersteller von Flugantrieben sind heute auf dem Weltmarkt einem äußerst harten Wettbewerb ausgesetzt und müssen ständig große Anstrengungen unternehmen, um mit innovativen Produkten ihre Marktposition zu halten. Dies ist vor allem auch dadurch bedingt, dass von den großen Herstellern ziviler Flugzeuge ständig ein hoher Innovationsdruck ausgeübt wird. Die Entwicklung solcher innovativer Produkte trägt dann aber auch nicht unerheblich zur Sicherung des Technologiestandorts Deutschland bei.

Während in den zurückliegenden Jahren der Schwerpunkt der Technologieentwicklung für Flugtriebwerke neben dem ständig aktuellen Thema der Verbrauchssenkung hauptsächlich auf Themen der Umweltverträglichkeit wie Lärminderung und NO_x-Reduzierung sowie Themen der Kostenreduzierung lag, ist heute aufgrund der aktuellen Entwicklung des Ölpreises das Thema der Verbrauchssenkung aktueller denn je und das Thema der Gewichtsreduzierung hat dazu jetzt eine noch größere Bedeutung als bisher schon gewonnen.

In dem Verbundvorhaben „More Efficient & More Electric Turbine“ (ME2 Turbine), das im Rahmen des Programms „Luftfahrtforschung 2007 – 2012“ des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie durchgeführt wurde, bilden deshalb auch die beiden Ziele „Wirkungsgradsteigerung“ und damit „Verbrauchssenkung und Gewichtsreduzierung“ die Schwerpunkte der durchgeführten Entwicklungen innovativer Turbinentechnologien. Dabei baute dieses Vorhaben auch in hohem Maße auf den früheren Vorhaben „Niederdruckturbine II“ und „Effiziente und leichte Turbinen für Triebwerke der nächsten Generation“ (NextGen-T) auf, was die große Bedeutung einer kontinuierlichen Fortsetzung dieser Technologieentwicklungen für die Entwicklung innovativer Niederdruckturbinen unterstreicht. Die im Rahmen der Luftfahrtforschungsprogramme Phase 1, Phase 2 und Phase 3 durchgeführten Entwicklungen neuer Technologien versetzen die MTU heute in die Lage, auf höchstem Technologieniveau in allen Schubklassen Niederdruckturbinen für zivile Flugtriebwerke auf dem

Weltmarkt anbieten zu können und das jetzt abgeschlossene Verbundvorhaben „More Efficient & More Electric Turbine“ (ME2 Turbine) leistete einen entscheidenden Beitrag dazu, dass diese Position erhalten und weiter ausgebaut werden konnte.

Die übergreifende Zielsetzung dieses Vorhabens war es, neue Technologien zu erarbeiten, mit denen die aktuelle, bereits sehr gute Wettbewerbsposition der MTU auf dem Gebiet der Niederdruckturbinen für zivile Flugtriebwerke gesichert und noch weiter ausgebaut werden konnte. Dazu wurden Technologien zur weiteren Steigerung des sich bereits auf einem hohen Niveau befindenden Wirkungsgrades und zur weiteren Senkung des Gewichts der Niederdruckturbinen entwickelt und dies für Niederdruckturbinen ziviler Flugtriebwerke aller Schubklassen.

Aufgrund des heute bereits erreichten hohen Standes der Triebwerkstechnologie sind zur Erreichung dieser Ziele immer größere Anstrengungen und immer aufwändigere Entwicklungen erforderlich, die einerseits eher kleine, aber wirkungsvolle Detailverbesserungen der konstruktiven Gestaltung der Niederdruckturbinen und andererseits aber auch innovative Veränderungen des Gesamtkonzepts umfassen müssen. Als sehr hilfreich erweist sich in diesem Zusammenhang auch der aktuelle Fortschritt auf dem Gebiet der numerischen Auslegungswerkzeuge. Hierdurch werden heute innovative Technologieentwicklungen ermöglicht, die vor einigen Jahren noch nicht denkbar waren. Die in diesem Vorhaben durchgeführten Entwicklungen neuer Triebwerkstechnologie werden somit weit über den aktuellen Stand der Technik hinaus zu signifikanten Innovationen für die Niederdruckturbinen ziviler Flugtriebwerke aller Schubklassen und damit auch für die Flugtriebwerke als Ganzes beitragen.

2 Übersicht

2.1 Zielsetzung des Vorhabens

Die übergeordnete Zielsetzung dieses Vorhabens war es, innovative Technologien zu erarbeiten, die die MTU in die Lage versetzen, wettbewerbsfähige Niederdruckturbinen der nächsten Generation auf den Markt bringen zu können, da insbesondere bei neuen Höchstbypass-Triebwerken der Niederdruckturbine im Hinblick auf Wirkungsgrad und Gewicht eine Schlüsselrolle zukommt. Aktuelle Niederdruckturbinen haben heute einen hohen technischen Reifegrad und bereits auf hohem Niveau liegende Wirkungsgrade erreicht, die noch weiter zu steigern immer schwieriger wird. Dabei führen aber neue Anforderungen an größere Flughöhen, eine lärmarme Auslegung und Höchstbypass-Konzepte ohne Gegenmaßnahmen zu Wirkungsgradverlusten und Gewichtsaufwuchs. Um nun für die genannten Zielsetzungen eine weitere Wirkungsgradsteigerung und Gewichtsreduktion zu erreichen, wurden folgende Technologieentwicklungen durchgeführt:

- **AP1000 Leichtbaustrukturen**

Mit der Entwicklung neuartiger Konstruktionsprinzipien wie innovativen, Gewicht sparenden Laufschaufel/Scheibe-Verbindungen und der Clusterung von Laufschaufeln sowie einer modernen, Gewicht sparenden Gehäusebauweise und Beschaukelungen für hohe Spannungsniveaus, sollte eine deutliche Senkung des Modulgewichts erreicht werden.

- **AP2000 Effiziente Turbine 4. Generation**

Mit neuen Gestaltungen der Innen- und Außenplattformen der Beschaukelung sollten die Kühleffizienz verbessert und eine optimale Performance und damit eine Steigerung des Wirkungsgrades erreicht werden. Des Weiteren sollte mit der Entwicklung neuartiger Low Reynolds Beschaukelungskonzepte eine deutliche Steigerung des Wirkungsgrades in großen Flughöhen erreicht werden.

- **AP3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik**

Mit der Konzeptentwicklung eines neuartigen in die Niederdruckturbine integ-

rierten Generators sollte zunächst eine weitere Reduzierung des Triebwerksgewichts erreicht werden. Nachdem sich die Realisierung dieses Konzepts als nicht durchführbar erwies, wurde die Entwicklung einer Leistungselektronik mit Fokus auf die Anwendung im Smart Fuel System weitergeführt.

- **AP4000 Demonstrator Turbine**

Ziel dieses Arbeitspaketes war die Validierung schnelllaufender Niederdruckturbinentechnologie mit dem Fokus auf dem Nachweis ausreichender Zuverlässigkeit und Lebensdauer von geschmiedeten TiAl-Schaufeln in einer schnelllaufenden Niederdruckturbine unter realitätsnahen Triebwerksbedingungen durch einen Bodentest.

Daraus abgeleitet ergaben sich folgende technische Ziele für das Verbundprojekt:

- Verbesserung des Turbinenwirkungsgrads um ca. 1% (entspr. ca. 1% SFC) durch die Entwicklung neuer Innen- und Außenplattformen der Beschaukelung und neuer Beschaukelungskonzepte
- Reduzierung des Turbinengewichts um ca. 5% (entspr. ca. 0,5% SFC) durch die Umsetzung neuartiger Leichtbaustrukturen
- Entwicklung eines in die Niederdruckturbine integrierten Low Spool NDT-Generators (- 5% Triebwerksgewicht)
- Erzielung einer Gewichtseinsparung von bis zu 50% bezogen auf das Bauteil für die hinteren Schaufeln von Niederdruckturbinen und damit einer Reduzierung des Turbinengewichts um ca. 5% (entspr. ca. 0,5% SFC)

Dieses Vorhaben leistete damit auch einen wesentlichen Beitrag zur Erreichung der ACARE 2020-Zielsetzungen.

2.2 Projektstruktur

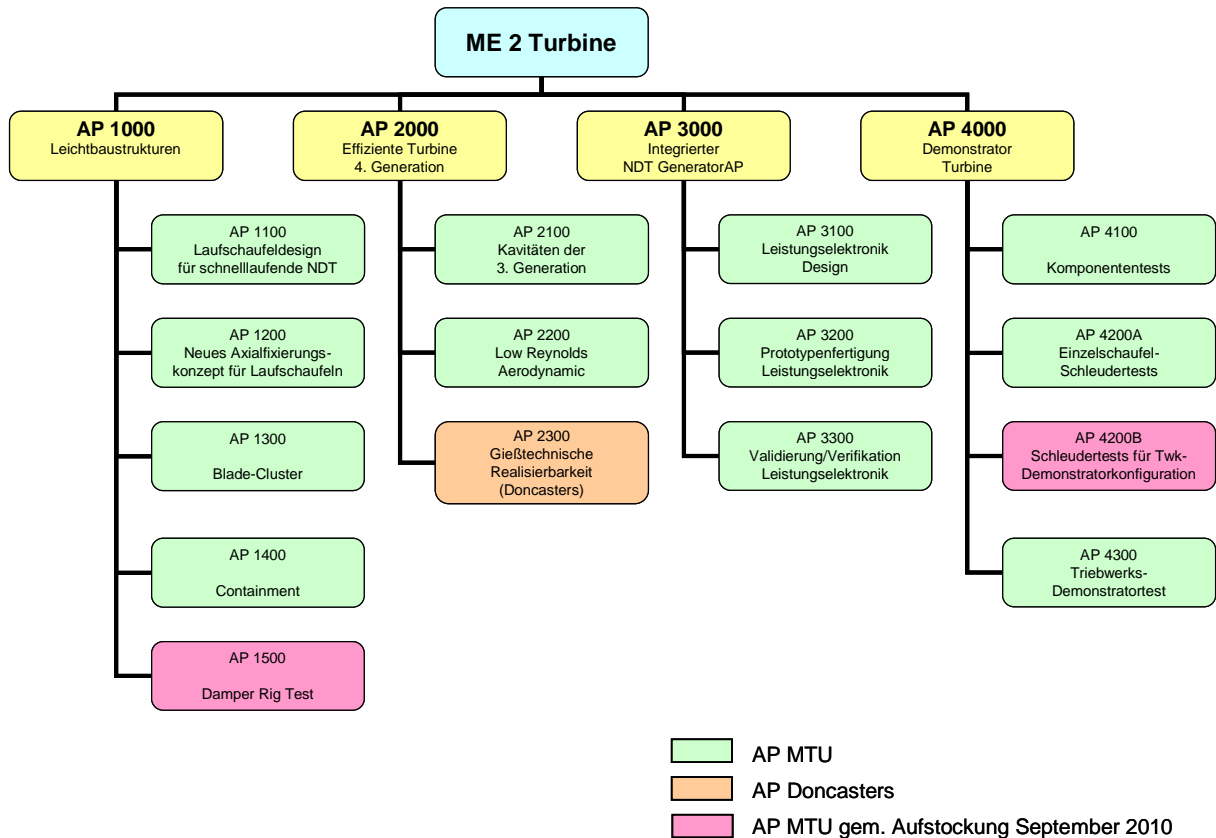


Abbildung 1: Projektstrukturplan

Das Projekt gliederte sich in die vier Hauptarbeitspakete:

- AP 1000 Leichtbaustrukturen
- AP 2000 Effiziente Turbine 4. Generation
- AP 3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik
- AP 4000 Demonstrator Turbine

Die Projektpartner waren:

- MTU Aero Engines GmbH MTU
(Federführer)
- Doncasters Precision Castings – Bochum GmbH DPC

(Selbständiger Projektpartner)

- Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München UniBw
(Unterauftragnehmer der MTU)
- Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart ILA
(Unterauftragnehmer der MTU)

2.3 Wesentliche Ergebnisse

2.3.1 AP 1000 Leichtbaustrukturen

2.3.1.1 AP 1100 Laufschaufeldesign für schnelllaufende NDT

Auslegungsprozess

Es wurde eine parameterbasierte Designprozedur entwickelt, die es erlaubt, mit geringem Aufwand eine Vielzahl von Schaufelvarianten zu untersuchen. Die Prozedur zur Erstellung der CAD-Schaukelmodelle wurde mit einem Programm zur automatischen Netzgenerierung verbunden, so dass mittels Zufallsgeneratoren stochastisch verteilte Eingangsvariablen für die CAD-Modelle bereitgestellt werden. Die Designprozedur kann einerseits für probabilistische Studien, andererseits auch für Schaufel-Optimierungen angewandt werden.

Die Tests zur Parametrisierung von CAD-Modellen unter der Einbindung des MTU-eigenen Qualitätsmanagementsystems GUARDUS verliefen erfolgreich. Die Ergebnisse einer Reihe von FEM-Rechnungen im Anschluss an die Parametrisierung der CAD-Geometrie wurden auf Plausibilität überprüft.

Die erstellte Designprozedur erlaubt zwar aktuell nur geringe Schaufelform-Änderungen, dient jedoch als wichtiger Meilenstein in der Entwicklung eines Verfahrens zur automatisierten Optimierung der Schaufelform mit größeren Maß- und Formänderungen sowie einer hohen Flexibilität.

Werkstoffuntersuchungen:

Es wurden Werkstoffuntersuchungen für Turbinenschaufeln durchgeführt. Dabei wurde eine Reihe von Materialdaten ermittelt. An der Einkristalllegierung wurden HCF-Versuche mit erhöhter Mittelspannung sowie Kriechversuche durchgeführt. Für polykristallinen Werkstoff erfolgten LCF-Versuche. Hierbei wurden Bruchoberflächen zur Identifizierung des Bruchausganges ausgewertet.

Ferner wurden LCF Versuche für beschichtete und unbeschichtete Proben bei 850°C Prüftemperatur durchgeführt. Die HCF Versuche an beschichteten und unbeschichteten Proben zeigen bei hoher Mittelspannung eine wesentlich geringere Lebensdauer als die Proben aus einer anderen untersuchten Werkstoffcharge.

Gießbarkeit:

Im Zusammenhang mit dem Thema Gießbarkeit der Schaufeln für schnelllaufende Turbinen wurden die Grenzen für die in der Praxis verwendeten Prüfmethode (Sicht-, Riss- und Röntgenprüfung) zur Feststellung von Materialfehlern neu festgelegt. Bei den Schaufelherstellern wurden Analysen des Gießprozesses unter Beachtung dieser neu definierten Limitierungen durchgeführt. Des Weiteren wurde abgeschätzt, welche Konsequenzen diese neuen Limitierungen auf die Ausbringrate und die Herstellkosten der Schaufeln haben. Diese Untersuchungen ergaben, dass auf Grund der höheren Qualitätsanforderung für Schaufeln schnelllaufender Turbinen mit folgenden Auswirkungen gerechnet werden muss:

- Moderate Reduzierung der Ausbringrate
- Das Prüfverfahren „Mikrofokus-Röntgen“ muss angewandt werden
- Ein Kostenanstieg ist zu erwarten.

Der Kostenanstieg resultiert aus der reduzierten Ausbringrate, dem erhöhten Prüfaufwand, einer vermutlich höheren Nacharbeitsquote und eventuell kleineren Guss-Trauben.

2.3.1.2 AP 1200 Neues Axialfixierungskonzept für Laufschaufeln

Die für das alternative Designkonzept zur Axialfixierung von Laufschaufeln durchgeführte Testkampagne bestätigte, dass das „Locking Plate“ Konzept als machbar zu bewerten ist. Die bei den Montageversuchen entstandenen Marken auf dem Scheibenhöcker konnten mit Hilfe einer zusätzlichen Kantenverrundung bis in einen nicht mehr messbaren Bereich abgeschwächt werden. Für die Demontage wurden zwei mögliche Konzepte aufgezeigt.

2.3.1.3 AP 1300 Blade-Cluster und Schaufeldämpfung

Im Rahmen einer Studie wurden drei Basiskonzepte für Blade-Cluster untersucht,

die auf Grund vorteilhafter Gewichts- und Kosteneigenschaften ausgewählt wurden. Neben Konstruktionsbewertungen wurden auch die notwendigen Festigkeitsberechnungen durchgeführt.

Die Resultate der statischen Festigkeitsberechnungen an den Schaufel-Clustern zeigen hohe Spannungen an den Nutradien der Scheiben. Es ergeben sich Aufbiegungen der Scheibennut, die zum Verlust des Flächenkontaktes der Nut mit dem Schaufel-Cluster führen und dadurch ein Kippen des Clusters in Strömungsrichtung hervorrufen. Die Ergebnisse der dynamischen Festigkeitsberechnungen zeigen eine ausgeprägte Vorwärts-Rückwärts-Schwingung bei entkoppelten Schaufel-Clustern. Dadurch entstehen hohe Schwingspannungen, die in einem Triebwerk nicht zulässig wären. Bei gekoppelten Clustern (gelenkige Z-Shroud) verändert sich dagegen der Schwingungsmodus derart, dass hier eine Lösung dieser Schwingungsproblematik möglich erscheint.

Eine analytische Bewertung der aufgebogenen Kontaktstellen in Kombination mit den thermischen und schwingungsmechanischen Rutschbewegungen zeigte ein erhebliches Fretting-Risiko.

Im Zusammenhang mit dem Thema „Analytische Simulation der Laufschaufeldämpfung“ wurde zur Modellierung der Resonanzdurchfahrt einer Laufschaufel die mathematische Stabilität der Durchfahrt sowohl mit als auch ohne Reibdämpfung analytisch nachgewiesen. Dadurch wurde die Entwicklung numerischer Verfahren zur Berechnung der Durchfahrt mit plausibel gewählten Anfangsbedingungen ermöglicht. Die Weiterentwicklung der Mehrkörperdämpfungsmodelle für Torsionsschwingungen von Leitclustern wurde plangemäß und erfolgreich abgeschlossen. Ferner wurde ein Vorauslegungstool zur schnellen Parameterermittlung der Mehrkörperdämpfungssysteme entwickelt.

Die Ergebnisse der Modellierung der Mehrkörperdämpfungssysteme für Leitschaufelcluster wurden durch Shakertests bestätigt. Des Weiteren wurden die erstellten

Modelle in das verwendete Finite Elemente Programm implementiert.

Die Methode zur Berechnung der Resonanzdurchfahrt ohne und mit Dämpfer wurde erfolgreich in Calculix implementiert.

Es wurden folgende Entwicklungsschritte umgesetzt:

- Berechnung der Resonanzdurchfahrt mit Dämpfer
- Berechnung der Mehrkörperdämpfung mittels 3D Finite Elemente Simulation
- Berechnung der Einflüsse von Wirbelströmen auf die Schaufelschwingungen
- Nachweis der Mehrkörperdämpfung der ersten Torsion einer Laufschaufel mit 1D-Modell.

Es wurde eine Vorrichtung für Reibkoeffizientenmessungen entwickelt und aufgebaut. An der Vorrichtung wurden die zugehörigen Messungen erfolgreich durchgeführt.

2.3.1.4 AP 1400 Containment

Zur Auslegung von Gehäusestrukturen gegen Durchschlag im Schaufelverlustfall wurden verschiedene Rechenmodelle getestet. Es wurde eine Modellierungsmethode ausgewählt, bei der sowohl die Schaufeln als auch der primär getroffene Gehäusebereich sehr fein vernetzt werden. Mit dieser Methode wurden Auslegungsrechnungen für den geplanten Abschleuderversuch durchgeführt, zu denen auch analytische Sensitivitätsstudien zur Methodvalidierung gehören. Für die Validierung der Auslegungsdaten wurde ein Testaufbau für den Durchschlagtest erstellt.

Es wurden zwei Schaufelverlustversuche durchgeführt. Beim ersten Versuch entstand beim Aufschlag der abgerissenen Schaufel ein Anriss der Gehäusewand. Für den zweiten Versuch wurde das Turbinengehäuse mit Liner-Segmenten (segmentierten Innenschalenblechen) versehen, um den Aufbau in einer realen Turbine besser

nachzubilden und dem Kerbschlageffekt des ersten Versuchs entgegenzuwirken. Zur Erweiterung des Modells wurden experimentelle Daten aus ballistischen Beschussversuchen mit standardisierten Bleiprojektilen auf kleine Testplatten gewonnen.

Das Ergebnis des zweiten Versuchs war wieder ein unerwarteter Gehäuseausbruch mit dem dabei komplett herausgestanzten Ausbruch durch das Gesamtgehäuse. Für die Containmentauslegung bedeutet dies, dass für die F.E. Simulationsmethodik noch ein geeignetes Versagenskriterium in den Werkstoffmodellen für Scherversagen erarbeitet und verifiziert werden muss.

In dem vorliegenden Arbeitspaket ist damit die ursprünglich gedachte Zielsetzung hinsichtlich Validierung einer Simulationsmethodik für Versagen bei großen duktilen Normaldehnungen noch nicht erreicht, ebenso wie das ursprünglich angestrebte Ziel, dass mit der F.E. Simulation eine Gewichtsreduktion gegenüber der konventionellen empirischen Methode realisiert werden kann. Es wurden aber wichtige Erkenntnisse erarbeitet, die mit Simulationen allein nicht gewonnen worden wären und die die Grundlage für die geplanten fortführenden Projektarbeiten geschaffen haben.

2.3.1.5 AP 1500 Damper Rig Test

Im vorliegenden Arbeitspaket wurden folgende Aufgaben erfolgreich umgesetzt:

- Optimierung des Erregersystems für die Schwingungsanregung für mehrere Resonanzkreuzungen
- Einstellen der Anregungsniveaus in den Messungen ohne Dämpfer
- Ermittlung der Strukturdämpfungswerte der Systeme ohne Dämpfer
- Kalibrierung verwendeter Messsysteme (DMS-Streifen und berührungsloses Messsystem)
- Durchführung von Messungen mit einem analytisch als optimal bezeichneten Dämpfer.

Die für das Arbeitspaket „Damper Rig Test“ gestellten Ziele konnten erreicht werden.

2.3.2 AP 2000 Effiziente Turbine 4. Generation

2.3.2.1 AP 2100 Kavitäten der 3. Generation

Aufbauend auf früheren bereits sehr erfolgreichen Entwicklungen, die im Rahmen des Programms „Luftfahrtforschung II“ (2000 - 2003) des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie in dem Vorhaben „Niederdruckturbine II“ (AP Innovative Cavity-Konzepte) durchgeführt worden waren, wurde eine weitere neue Generation innovativer Gestaltungen von Zwischenstufendichtungen und Außendeckbändern (= Kavitäten) von Niederdruckturbinen entwickelt. Dazu wurden zunächst umfangreiche CFD-Strömungsberechnungen durchgeführt, mit denen die optimalen Kavitätengeometrien gefunden werden sollten. Hierzu wurden Untersuchungen zur Vernetzung der Kavitätengeometrien durchgeführt und mit einem Quelltermmodell die optimalen Ausströmbedingungen aus den Kavitäten ermittelt. Auf diese Weise wurde für die inneren Kavitäten das Anbringen von Umlenkstegen in der Nähe der hinteren Kavitätenöffnung als aerodynamisch bestes Konzept zur Verbesserung der Kavitäten ermittelt und für die äußeren Kavitäten das Befestigen der Dichtfinnen am Gehäuse anstatt auf dem Deckband des Rotors. Der Anstreifbelag (Honigwaben) für die Dichtfinnen war dann entsprechend auf dem Rotordeckband angeordnet und aerodynamisch günstig gestaltet.

Für die experimentelle Verifikation der neu entwickelten Kavitäten in einer Versuchsturbine wurde am Höhenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart als neue Referenz zunächst ein neuer Basisversuch mit einer neu ausgelegten Beschau felung und anschließend der Validierungsversuch der optimierten Kavitätenströmung durchgeführt. Das Ziel der Neuauslegung der Beschau felung war, die Profilierung an den Wissensstand anzupassen, der zu diesem Zeitpunkt auch bei den kommerziell entwickelten Turbinen bei der MTU zum Tragen kam. Das Ergebnis der beiden Versuche war, dass der Wirkungsgrad der mit den neuen Kavi-

täten ausgestatteten Versuchsturbine über den gesamten Betriebsbereich hinweg deutlich über demjenigen des Basisversuchs lag. Die Differenz belief sich durchweg auf ca. 0,4%-Punkte oder mehr. Damit wurde die vorausberechnete Wirkungsgradverbesserung für die Gesamtturbine von 0,23%-Punkten sogar noch deutlich übertroffen und die eindeutig positive Wirkung der neu entwickelten inneren und äußeren Kavitäten eindrucksvoll bestätigt. Dieses Arbeitspaket erbrachte somit ein äußerst erfolgreiches Ergebnis, das künftig zu einer weiteren signifikanten Wirkungsgradsteigerung der von der MTU entwickelten Niederdruckturbinen beitragen wird.

2.3.2.2 AP 2200 Low Reynolds Aerodynamik

Um eine Wirkungsgradsteigerung für den Bereich kleiner Reynoldszahlen zu erreichen, wurde neben CFD-Berechnungen eine Reihe experimenteller Untersuchungen durchgeführt. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten an Schaufelkaskaden und an Turbinenrigs.

Für die Kaskadenversuche im Rahmen einer ersten Testreihe wurde ein Basisprofil T170 erstellt, das eine konventionelle rear-load-Profildruckverteilung besitzt. Später wurde für eine zweite Versuchsserie das Profil mit zwei unterschiedlichen Turbulatoren versehen, die das Verlustverhalten im niedrigen Reynoldszahlbereich verbessern sollten. In der dritten Testkampagne wurde ein Profil verwendet, das durch eine Gegenkrümmung der Schaufelsaugseite im Hinterkantenbereich das Wiederanlegen nach dem laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag beschleunigen sollte. Die Versuche im Hochgeschwindigkeitsgitterwindkanal wurden sowohl mit stationärer als auch mit instationärer Zuströmung unter Vorschaltung eines Turbulenzerzeugers durchgeführt.

Für die Rigversuche wurden zwei Bau-Varianten des Rig455 verwendet (Bau02 und Bau03). Das Bau02-Rig erhielt eine konventionelle Basisbeschaufelung entsprechend der Kaskade T170. Im Bau03 wurde zusätzlich ein Turbulator in die Basisbe-

schaufelung eingebracht. Dieser hatte sich in den vorausgegangenen Grundlagenversuchen als vielversprechend gezeigt.

Die Auswertung des Messergebnisses im Rig 455 Bau 02, so z.B. der Druckverteilungen, ergab eine gute Übereinstimmung mit den Auslegungsdaten über der gesamten Kanalhöhe. Der Vergleich mit der Rechnung zeigt, dass der gemessene Verlauf des Wirkungsgrades gut mit den 3D NS-Rechnungen übereinstimmt, wenn die Rechnungen mit Berücksichtigung der Kavitätenströmung durchgeführt werden. Für die kleinste Re-Zahl ist erwartungsgemäß ein überproportionaler Abfall des Wirkungsgrades zu sehen.

Die Ergebnisse aus dem Rig455 Bau03 dienen der Überprüfung der Wirksamkeit von Turbulatoren in der rotierenden Maschine. Die Messungen bestätigten die aus Kaskadentests gewonnenen Ergebnisse:

- Verluste bei großen Reynoldszahlen
- großer indifferenter Bereich
- Verbesserungen bei kleinen Reynoldszahlen

Der Vergleich der beiden Rigaufbauten bestätigt nachweisbare Auswirkungen der Turbulatoren entsprechend den Ergebnissen der Kaskadenuntersuchungen. Im Bereich der niedrigen Reynoldszahlen kann die Ablösung reduziert und der Wirkungsgrad verbessert werden.

Zur Auswertung beider Rig-Versuche wurden umfangreiche Ergebnisse der verschiedenen Messsysteme herangezogen. Dadurch ergab sich ein sehr guter Einblick in die Physik der Strömungsvorgänge. Die gewonnene Datenbasis dient darüber hinaus dem vertieften Verständnis des laminar-turbulenten Umschlags und kann letztlich für die Erstellung von Turbulatormodellen in der CFD-Berechnung zum Einsatz kommen.

2.3.2.3 AP 2300 Gießtechnische Realisierbarkeit

Der Beitrag zu diesem Thema wird von der Fa. Doncasters in einem eigenen Bericht erstellt.

2.3.3 AP 3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik

Entwicklung Integrierter NDT-Generator

Das ursprüngliche Ziel der Arbeiten im vorliegenden Arbeitspaket war die Entwicklung eines Demonstrators für einen elektrischen Generator an der Niederdruckturbinen, um die Vorteile der Leistungsentnahme an der Niederdruckwelle zu zeigen und ein Konzept für eine erfolgreiche Umsetzung dieser Technologie zu entwickeln.

Die zu Beginn durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, dass es durch die Leistungsentnahme von der Niederdruckwelle, zusätzlich zur Leistungsentnahme von der Hochdruckwelle, zu Verbesserungen im Smart Fuel System (SFC) und in den Handling-Eigenschaften des Triebwerks kommt.

Später, im Rahmen der detaillierteren Studien, zeigte sich jedoch, dass die elektromagnetischen Verluste im Rotor höher sind als zuvor angenommen. Diese werden durch ein dem magnetischen Nennfeld gegenläufiges magnetisches Feld verursacht. Eine Überarbeitung der Rotorkonstruktion würde zu erhöhter Komplexität sowie zu größeren Aufwüchsen im Gewicht der elektrischen Maschine führen. Aufgrund der entstandenen zusätzlichen Risiken sowie der sehr deutlichen Verringerung des Gewichtsvorteils gegenüber einem herkömmlichen Generator hat sich das zunächst gewählte Konzept als nicht darstellbar erwiesen. Trotz intensiver Maßnahmen der Risikominimierung musste daher die Entwicklung des NDT Generators abgebrochen werden.

Entwicklung Leistungselektronik

Die für den NDT-Generator zu entwickelnde Leistungselektronik sollte aus Synergiegründen mittels kleiner Anpassungen auch in dem im LuFo 4/1 Fördervor-

haben NT-GTF entwickelten SFS als Leistungselektronik für die Motoransteuerung eine Anwendung finden. Trotz des oben geschilderten Abbruchs der Entwicklung des NDT-Generators wurde daraufhin, basierend auf den bereits erarbeiteten Erkenntnissen, die Leistungselektronik weiter entwickelt mit dem Ziel, nunmehr die elektrische Maschine des SFS anzusteuern.

Basierend auf den Eckdaten der elektrischen Maschine (Leistung, Polpaarzahl) wurde ein Konzept für die Architektur der Leistungselektronik erarbeitet. Um das Gewicht im Vergleich zu einem konventionellen Generator zu senken, wurde die Leistungselektronik, inkl. der Steuerungselektronik, in das Gehäuse der elektrischen Maschine integriert. Darüber hinaus wurde ein passendes Schaltungskonzept ausgearbeitet.

Die Überprüfung der Leistungselektronik für das Smart Fuel System erfolgte an der UniBw auf einem entsprechend ausgerüsteten Prüfstand, der die Vermessung der Leistungsmodule erlaubt. Es wurden Tests zur Vermessung der Leistungselektronik über einen weiten Spannungs- und Lastbereich durchgeführt, um die Eigenschaften der Module zu ermitteln und mit den Anforderungen für den Betrieb im SFS abzugleichen. Darüber hinaus wurden Tests der Pulsweitenmodulation für unterschiedliche Frequenzen und Zwischenkreisspannungen durchgeführt, wobei die Module sowohl mit als auch ohne Last gefahren wurden.

Die durchgeführten Tests haben die Funktionsfähigkeit der Leistungselektronik (auch für größere Belastungen bis 70 A) bestätigt. Damit steht das Konzept der integrierten Leistungselektronik für eine weitere Verwendung in Verbindung mit dem integrierten Smart Fuel System zur Verfügung.

2.3.4 AP 4000 Demonstrator Turbine

Im Rahmen der Vorbereitung des Demonstratortests mit Titanaluminid-Schaufeln

wurde eine Reihe von Prüfungen an den Schaufeln durchgeführt. Dazu gehörten Axf-, Anstreif- und Schleudertests.

Der Axf-Test diente der Überprüfung der HCF Festigkeit und beinhaltete 60 Millionen Lastwechseln. Durch den Test wurde eine ausreichende Schwingfestigkeit für das Material nachgewiesen.

Mit Hilfe der Anstreifversuche wurde das Einlaufverhalten einer NDT TiAl Schaufel in eine Honigwabendichtung untersucht. Hierbei wurde festgestellt, dass am unbeschichteten Fin eine Schmelzerosion auftrat, die die Schaufelfin Spitze beschädigte. Die Schäden konnten jedoch vermieden werden, nachdem die Schaufelfinproben beschichtet wurden.

Anschließend wurden mit den TiAl-Schaufeln Schleudertests sowohl bei Raumtemperatur als auch bei 300°C durchgeführt. Zum einen wurde damit eine ausreichende Werkstoffqualität und Maßhaltigkeit der Schaufel-Scheibeverbindung abgesichert. Zum anderen wurde die LCF (Low Cycle Fatigue)-Lebensdauer überprüft. Die Schleudertests dienten auch der Untersuchung des Verschleißverhaltens der TiAl Schaufel an der Kontaktstelle der Schaufel/Scheibeverbindung und am oberen Deckband zwischen den Schaufeln.

Der Triebwerksrotor wurde mit Temperatur- und Dehnmessvorrichtungen versehen. Die Schaufelblätter wurden mit einer optisch wirksamen Farbe beschichtet, um Schwingungen der Schaufeln mit einem laseroptischen Messsystem (NSMS) zu messen.

Der Triebwerkstest wurde wie geplant durchgeführt. Alle Meßsysteme und die Instrumentierung der Rotorschaufeln haben ihre Funktion fehlerfrei erfüllt. Die anschließende Auswertung der Versuchsergebnisse bestätigte die analytischen Vorhersagen für Werkstofftechnik und Strukturmechanik.

Mit dem Triebwerkstest konnte eine wertvolle Datenbasis für die weitere Beurteilung der Werkstoffverwendbarkeit geschaffen werden.

3 Darstellung der Arbeitspakete und der erreichten Ergebnisse

3.1 AP 1000 Leichtbaustrukturen

3.1.1 AP 1100 Laufschaufeldesign für schnelllaufende NDT

Ziel dieses Arbeitspakets war die Erstellung eines Auslegungskonzepts zur Minimierung von Gewicht und Randlast für Laufschaufeln schnelllaufender Turbinen. Dazu sollten neben der Erarbeitung eines neuen Auslegungsprozesses auch die Ermittlung von geeigneten Werkstoffdaten sowie die Bewertung der aktuell verfügbaren Gusstechnik für Schaufeln mit hoher mechanischer Belastung erfolgen.

Auslegungsprozess

Das vorrangige Ziel der Arbeiten am Auslegungsverfahren für hochbelastete Schaufeln war die Vergleichmäßigung der Spannungsverteilung im Hinblick auf eine bessere Auslastung der Schaufelstruktur. Den Ausgangspunkt der Auslegung bildete hierbei die Parametrisierung eines CAD Schaufelmodells. Diese dient einer automatisierten Variation geometrischer Parameter und damit der Erzeugung zahlreicher Konfigurationen. Ebenfalls automatisch erfolgt die anschließende strukturmechanische Bewertung der einzelnen Konfigurationen. Dies erlaubt nicht nur eine rasche Identifikation spannungssensitiver Geometrieparameter, sondern auch eine probabilistische Analyse der Schaufelgeometrie hinsichtlich Fertigungstoleranzen und Fertigungskosten. Neben der Optimierung der Beanspruchung des Bauteils wird damit ein wesentlicher Kosteneinspareffekt (u.a. Senkung der Fertigungskosten durch lokale Vergrößerungen der Toleranzen, Senkung der Ausschussrate) erwartet.

Der Auslegungsprozess wurde systemtechnisch und modular aufgebaut. Es wurde ein Steuerprogramm innerhalb der CAE-Umgebung zur Automatisierung der FE-Analysen erstellt. Parallel wurde eine Sensitivitätsstudie durchgeführt. Diese umfasste die Anwendung verschiedener probabilistischer Ansätze (u.a. Monte-Carlo-Simulation und Response-Surface-Methoden).

Zum Testen der Ablaufprozedur wurden sieben Parameter gleichzeitig und zufällig gewählt und alle notwendigen Ziehungen berechnet. In Abbildung 2 sind die Berechnungsergebnisse aus allen Parametervariationen zusammengefasst dargestellt.

Ein Teil der Aktivitäten konzentrierte sich darauf, die Ergebnisse strukturiert zu analysieren und auf plausible Korrelationen (Abtrennung von Scheinkorrelationen) zu untersuchen. Die ersten Merkmalsgegenüberstellungen zeigen typische Zusammenhänge, welche auch im bisherigen Auslegungsprozess berücksichtigt wurden. Aus den Streuungen der Zielgrößen, hier Vergleichsspannungen, lassen sich die anfänglich schon bestimmte Parametersensitivitäten sehr gut ableiten.

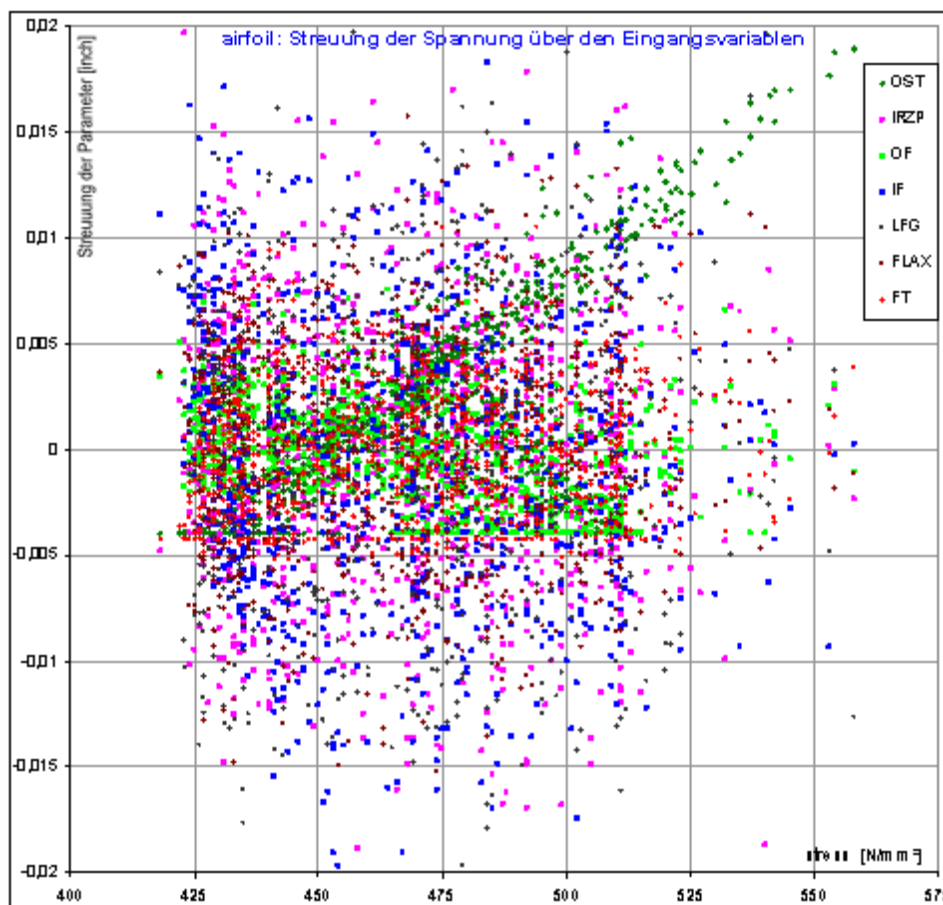


Abbildung 2: Streuungen der Spannungen in Abhängigkeit der normal verteilten Eingangsvariablen

Werkstoffuntersuchungen

Die Ermittlung von Werkstoffdaten bei hohen Mittelspannungen war ein weiterer Bestandteil dieses Arbeitspakets. Im Mittelpunkt des Interesses stand dabei der Einfluss einer kombinierten Belastung aus LCF und HCF gegenüber reinem HCF (LCF-Schädigungseinfluss).

Die charakteristischen Beanspruchungszustände einer Turbinenlaufschaufel unterliegen gewissen Schwankungen. Diese werden durch Abweichungen in den Materialeigenschaften (Werkstoffkennwerte), durch die angenommenen Belastungen (Definitionen von Lastkollektiven) oder durch veränderte geometrische Abmessungen (Geometrieparameter) bestimmt.

Für HCF-Belastung wurden Untersuchungen für erhöhte Mittelspannung durchgeführt. Hierbei wurde bei den Ausgangsdaten ein konservativer Ansatz verfolgt.

Die Untersuchungen zum Thema Kriechen zeigten auf, dass die Änderung des Abnahmekriteriums von 2% auf 3% bleibender Dehnung nur einen geringen Lebensdauergewinn bringt. Dieser Wert liegt sehr weit im tertiären Kriechbereich, in dem die Kriechgeschwindigkeit sehr stark zunimmt. Der in Abbildung 3 aufgetragene Verlauf der Dehnung über der Zeit zeigt auf, dass die Erweiterung des Abnahmekriteriums von 2% auf 3% bleibender Dehnung einen Lebensdauergewinn von ca. 400 h auf 500 h ergibt.

Für die Anwendung von Beschichtungen ergaben sich folgende Zusammenhänge: Die gewonnenen Ergebnisse zeigen, dass die Beschichtung der Schaufeln einen Einfluss auf die Lebensdauer hat. Es gibt einen Bereich hoher Spannungen, in dem die beschichteten Proben eine niedrigere Lebensdauer zeigen als unbeschichtete Proben. Darunter existiert ein Bereich, in dem die Lebensdauer-Werte in zwei Kollektive zerfallen.

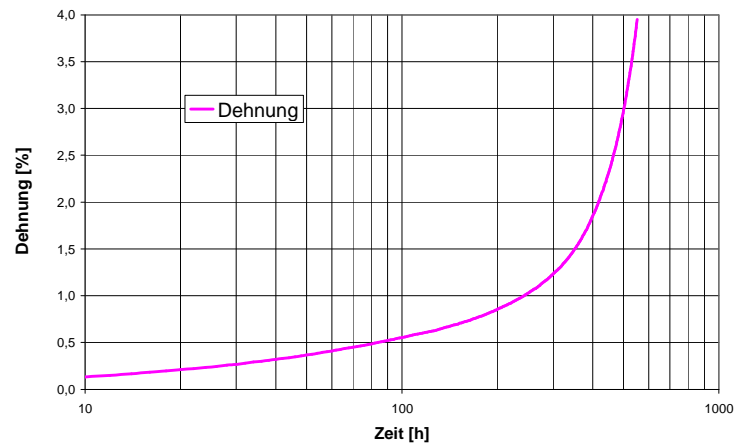


Abbildung 3: Dehnung über der Zeit

Einige beschichtete Proben zeigen eine hohe Lebensdauer, diese liegen im Kollektiv der unbeschichteten Proben. Andere beschichtete Proben liegen in diesem Spannungsbereich auf der Lebensdauerkurve der beschichteten Proben. Zur Auslegung der Bauteile sollte deshalb immer die Lebensdauerkurve der beschichteten Proben verwendet werden (siehe Abbildung 4 und Abbildung 5).

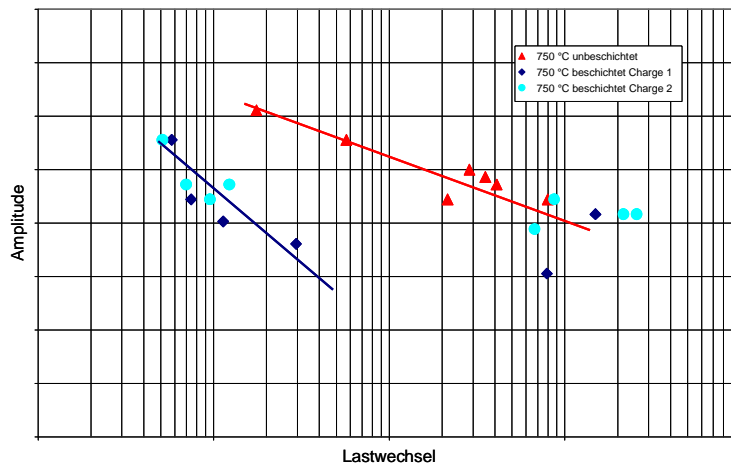


Abbildung 4: LCF-Ergebnisse beschichteter und unbeschichteter Proben bei 750°C

Bei 850°C zeigen die Versuche mit hoher Mittelspannung, dass kein Potential für überlagerte HCF-Schwingungen vorhanden ist. Die Ergebnisse zeigen, dass bei einer LCF-Belastung, die mit einer HCF-Belastung überlagert wird, die Oberspannungen der reinen HCF-Belastung nicht erreicht werden.

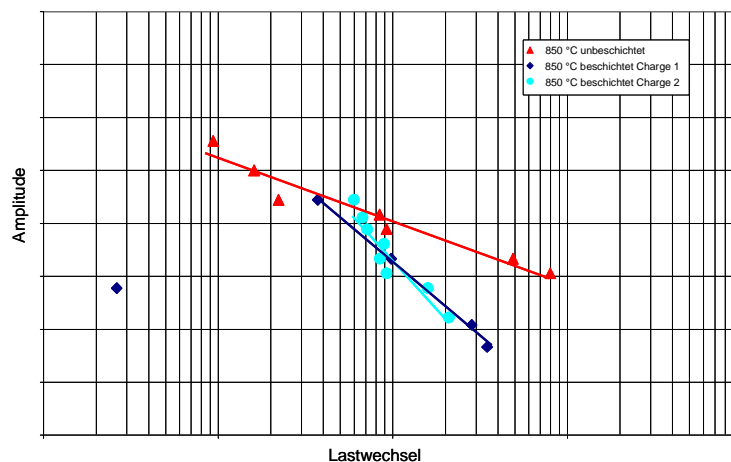


Abbildung 5: LCF-Ergebnisse beschichteter und unbeschichteter Proben bei 850°C

Gießbarkeit

Die Frage der Gießbarkeit der schnelllaufenden Schaufeln stellt sich aufgrund der im Vergleich zu konventionellen (d.h. langsam laufenden) Turbinen abweichenden Schaufelgeometrie dieser Schaufeln, die insbesondere durch eine Optimierung des Gewichts gekennzeichnet ist. Im Vergleich zu einer konventionellen Schaufel ist hier das Schaufelprofil im Nabenbereich relativ dick und im Gehäusebereich relativ dünn mit einem verkleinerten Deckband. Dazu sind die Toleranzen für Schaufelblattbiegung und -verdrehung eingeschränkt. Ein wesentlicher Unterschied im Hinblick auf das Gießen solcher Schaufeln ist die deutlich reduzierte Zulässigkeit von Gussfehlern, d.h. derjenigen Fehler, die bei der Sicht-, Eindringstoff- und Röntgenprüfung zu erkennen sind. Die zulässigen Fehler sind hier deutlich kleiner als bisher üblich, zum Teil auch an der Grenze der Erkennbarkeit. Daraus ergibt sich als wesentliche Aufgabe herauszufinden, welche Konsequenzen diese reduzierten Limits vor allem auf die Bauteilkosten, die Ausbringrate, die Prüfsicherheit, die Neuteilreparaturhäufigkeit und den Prüfaufwand haben. Es gilt demnach zu klären, inwieweit dieses Schaufel-design mit den entsprechenden Abnahme-Limits serienfähig ist und ob neue Prüftechniken erforderlich sind. Deshalb wurden die Grenzen für die in der Praxis verwendeten Prüfmethode (Sicht-, Riss- und Röntgenprüfung) zur Feststellung von Materialfehlern neu festgelegt. Bei den Schaufelherstellern wurden Analysen des Gießprozesses unter Beachtung dieser neu definierten Limitierungen durchgeführt.

Des Weiteren wurde abgeschätzt, welche Konsequenzen diese neuen Limitierungen auf die Ausbringrate und die Herstellkosten der Schaufeln haben. Diese Untersuchungen ergaben, dass auf Grund der höheren Qualitätsanforderung für Schaufeln schnelllaufender Turbinen mit folgenden Auswirkungen gerechnet werden muss:

- Moderate Reduzierung der Ausbringrate
- Die neu definierten, reduzierten Limitierungen können eingehalten werden, sowohl bei der Schaufelherstellung als auch bei der Prüfung
- Das Prüfverfahren „Mikrofokus-Röntgen“ muss angewandt werden
- Ein Kostenanstieg ist zu erwarten

Der Kostenanstieg resultiert aus der reduzierten Ausbringrate, dem erhöhten Prüfaufwand, einer vermutlich höheren Nacharbeitsquote und eventuell kleineren Guss-Trauben.

3.1.2 AP 1200 Neues Axialfixierungskonzept für Laufschaufeln

Ziel dieses Arbeitspakets war es, ein alternatives Designkonzept zur Axialfixierung von Laufschaufeln mit verschiedenen Testreihen an unterschiedlichen Werkstoffen experimentell zu verifizieren.

Das alternative Designkonzept zur axialen Schaufelsicherung auf der Scheibe basiert auf zwei umlaufenden Nuten an Schaufeln und Scheibe, in denen mehrere Retaining Plates aufgereiht werden. Da die Nut auf den Schaufeln für das letzte Retaining Plate unverschiebbar geschlossen ist, müssen Locking Plates eingebracht werden. Diese Locking Plates werden in einen Montagezustand gebogen, der ein Einfädeln in die Nuten ermöglicht. Anschließend wird das Plate gerade gedrückt und schließt auf diese Weise die Verbindung, siehe Abbildung 6. Als Besonderheit weisen die Plates eine Ausnehmung auf der Unterseite auf, wodurch das Locking Plate im montierten Zustand, wie in Abbildung 7 gezeigt, eine möglichst geringe Restkrümmung erreicht.

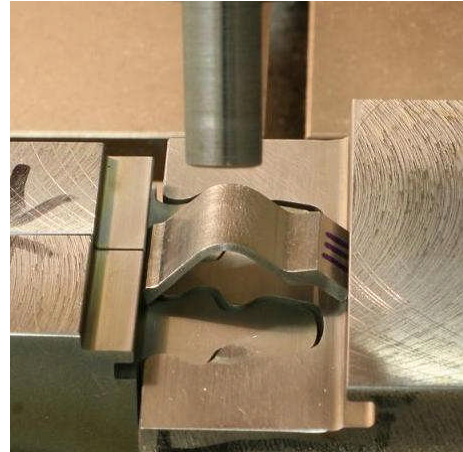
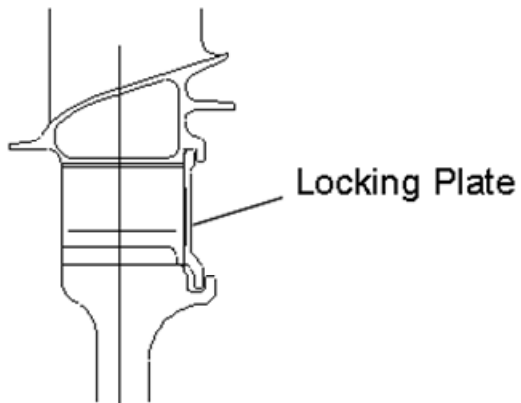


Abbildung 6: Locking Plate im Schaufel-Scheibe Dummy, Montagezustand

Die Testkampagne umfasste sowohl Bauteiltests als auch LCF-Tests. In den Bauteiltests wurden Vorbiegeversuche mit gekrümmten Locking Plates sowie Montage- und Demontageversuche durchgeführt. Zusätzlich wurde die Formstabilität unter Betriebstemperaturen überprüft. Bei den LCF-Tests wurden hin- und zurück gebogene Locking Plates bei Betriebstemperatur zyklisch beansprucht. Die durchgeführte Testkampagne bestätigte, dass das „Locking Plate“ Konzept für die untersuchten Werkstoffe Waspaloy, IN718 und C263 als machbar bewertet werden konnte.

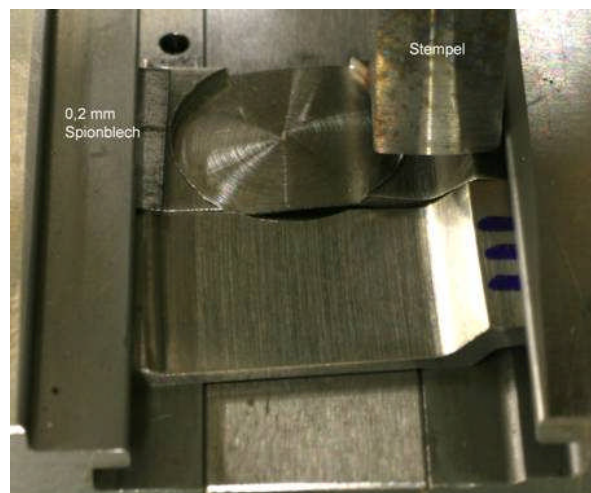


Abbildung 7: Mögliches Demontagekonzept mittels Stirnfräsen

Die Funktion des ebenen Einbiegens über Ausnehmungen am Plate, kombiniert mit einer darauf abgestimmten Breite des Montagestempels, konnte für alle untersuchten Werkstoffe nachgewiesen werden. Für die Demontage wurden zwei mögliche Konzepte aufgezeigt, die beide als durchführbar bewertet wurden. Die Formstabilität im Betrieb wurde durch eine angepasste Wärmebehandlung überprüft und liegt, auf die Funktionsflächen bezogen, bei maximal 1° und damit unterhalb der Montagegenauigkeit. Die LCF-Tests zeigten keine relevanten Lebensdauer-Einschränkungen.

3.1.3 AP 1300 Blade-Cluster und Schaufeldämpfung

Blade-Cluster

Ausgangspunkt dieses Arbeitspaketes war eine Studie mit drei Basiskonzepten für Laufschaufelcluster an drei prinzipiell unterschiedlichen Stellen in einer langsam laufenden Niederdruckturbine (NDT). Die drei Basiskonzepte (siehe Abbildung 8) sind:

- Ein axialer Tannenbaumfuß besetzt mit mehreren Laufschaufeln
- Klammerverbindungen als separate Bauteile
- Hakenverbindungen integriert in die Scheibe und die Schaufel-Cluster

Diese Konzepte wurden an folgenden Design-Beispielen untersucht:

- Kleine Schaufel (niedrige Randlast) mit hoher Temperatur; hier NDT Stufe 1
- Mittlere Schaufel (mittlere Randlast) mit mittlerer Temperatur; mittlere NDT Stufe
- Große Schaufel (hohe Randlast) mit niedriger Temperatur; letzte NDT Stufe

Basis-Konzepte

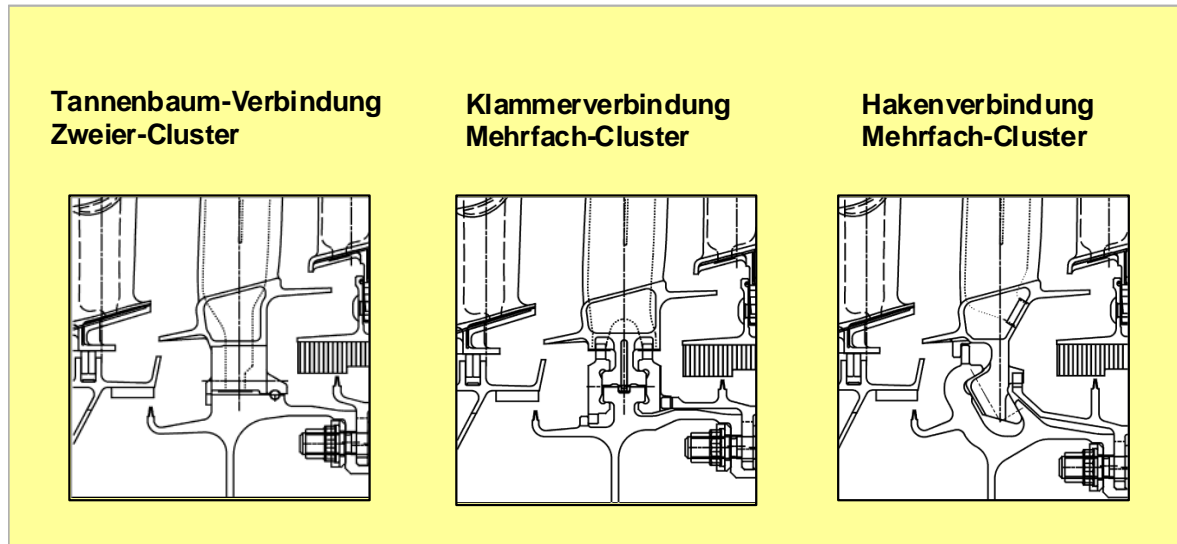


Abbildung 8: Basis-Konzepte für eine langsam laufende Niederdruckturbinen (NDT)

Eine Variantenmatrix aus der Kombination der Basiskonzepte mit diesen drei prinzipiellen Stellen deckt alle möglichen Fälle für eine langsam laufende Niederdruckturbinen ab. Zusätzlich wurden, falls vorhanden, Untervarianten untersucht, um sicherzustellen, dass keine Lösungsansätze übersehen wurden.

Als Ergebnis dieser ersten Bewertung wurde festgestellt, dass sich eine ganzheitliche Produktverbesserung unter den gegebenen Randbedingungen nur an der vordersten Turbinenstufe erreichen lässt. Tendenziell zeigt sich hier bei den untersuchten Versionen mit Umfangsfuß im Vergleich zu der Version mit Tannenbaumfuß ein doppelt so hohes Potential zur Kosteneinsparung. Bei den Umfangsfuß-Konzepten besteht dabei das prinzipielle Problem, dass das zu erwartende Fretting an den Kontaktflächen die Integrität der Scheibe negativ beeinflusst.

Aufgrund des höheren Potentials der Kosteneinsparung relativ zum Tannenbaumfußkonzept wurde als Konsequenz aus diesen Ergebnissen nur noch das Hakenverbindungskonzept an der ersten Turbinenstufe für weitere Untersuchungen berücksichtigt. Im nächsten Schritt wurde ein 3D-Modell eines solchen Blade-Clusters er-

zeugt und dieses strukturmechanisch untersucht (siehe Abbildung 9). Es ergaben sich dabei Aufbiegungen der Nut mit dem Verlust des Flächenkontaktes zum Schaufelcluster und daraus folgend ein Kippen des Clusters in Strömungsrichtung, gepaart mit sehr hohen Flächenpressungen an den Kontaktstellen. Unabhängig davon zeigt sich eine ausgeprägte Vorwärts-Rückwärts-Schwingung der Schaufelcluster aufgrund des biegeweichen Schaufelhalses. Beide Effekte entsprechen nicht der üblichen Auslegungsstrategie und machten eine weitere Konzeptanpassung notwendig.

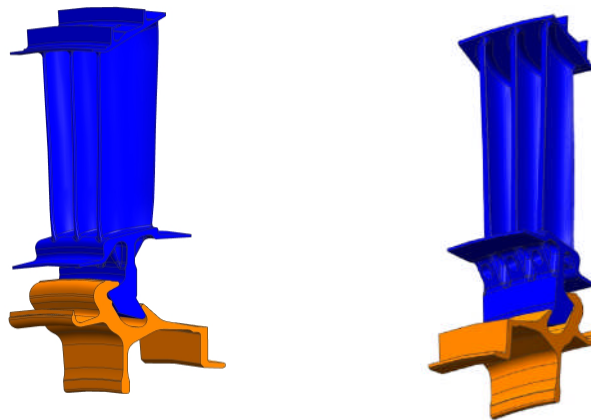


Abbildung 9: 3er Blade-Cluster mit Hakenverbindungskonzept für NDT Stufe 1

Zur Lösung des Problems wurde die erste Anlagefläche des Schwalbenschwanzes in zwei kurze senkrecht zueinander stehende Flächen aufgeteilt und die zweite Schwalbenschwanzfläche so angeordnet, dass eine Andrückkraft in die Ecke der ersten winkligen Anlagefläche entsteht. Dadurch wurde an der ersten Anlagefläche ein Gleiten verhindert und ein Aufbiegen minimiert. Der Blade-Cluster wird dabei axial so angeordnet, dass die Hauptkraft auf die erste Anlagefläche wirkt, damit an der zweiten Anlagefläche eine geringere Kraft entsteht, welche dem erhöhten Fretting-Risiko durch die vergrößerten Gleitbewegungen entgegenwirkt. Mit dem vergrößerten Abstand zwischen der ersten und der zweiten Anlagefläche konnten zusätzlich Versteifungsrippen am Schaufelhals angebracht werden, womit das Schwingungsproblem gelöst werden konnte. Die strukturmechanische Bewertung ergab, dass die statischen Spannungen in einem Bereich liegen, welcher nach einer entsprechenden

Optimierung einen funktionsfähigen Cluster als durchaus machbar erscheinen lässt (siehe Abbildung 10). Auch die dynamische Bewertung ließ die Möglichkeit der Lösung des Schwingungsproblems erkennen.

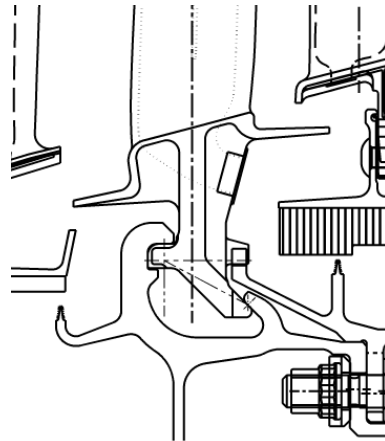


Abbildung 10: Neues Fußkonzept für Blade-Cluster mit dreiflächiger Anlage

Zusammenfassend stellt sich das Bild der Auslegung von Blade-Clustern mit Umfangfuß so dar, dass alle Konstruktions- und strukturmechanischen Anforderungen erfüllbar erscheinen, aber das Fretting Problem hier als Schlüssel für die Funktionsfähigkeit angesehen werden muss. Da schon prinzipiell in Umfangsrichtung immer Relativverschiebungen auftreten, welche den aktuellen Erfahrungsbereich überschreiten, muss hier noch mehr Evidenz erarbeitet werden, um zu einer grundsätzlichen Aussage zu gelangen.

Schaufeldämpfung

Das Thema Schaufeldämpfung wurde in drei Schwerpunkte gegliedert, die jeweils auf unterschiedlichen Fachdisziplinen beruhen:

- Erweiterung des MTU Know-How über Kontaktparameter
- Entwicklung und Optimierung der Methoden und Modelle zur 3D Finite Elemente Analyse der Schaufeldämpfung
- Alternative Dämpfungskonzepte

Im Rahmen der Erweiterung des MTU Know-How über Kontaktparameter wurde eine

Testvorrichtung entwickelt, die es erlaubt, die Gleitreibbeiwerte dynamisch zu ermitteln. Dies ist auch für höhere Kontaktdrücke und höhere Temperaturen möglich. Mit dieser Vorrichtung wurden die Gleitreibbeiwerte für relevante Reibpaarungen und unterschiedliche Temperaturen sowie Kontaktdrücke ermittelt und in einer Datenbank erfasst. Auch die Abriebmessung wurde mit dieser Vorrichtung erfolgreich durchgeführt. Die gemessenen Reibbeiwerte wurden für jede Werkstoffpaarung durch Approximation und Interpolation als von Temperatur und Kontaktdruck abhängige Funktionen modelliert.

Bei der Dämpferauslegung werden heutzutage Ersatzmodelle benutzt. Diese erlauben eine grobe Ermittlung der optimalen Dämpfermasse in Abhängigkeit der vereinfachten Anregung und des Reibkoeffizienten. Eine 3D-Analyse mit Finite Elemente Verfahren war bis jetzt nicht möglich. Es wurde deshalb eine Methode zur schnellen Berechnung einer Resonanzdurchfahrt entwickelt. Diese wurde an mehreren realen Schaufeln (siehe Beispiel in Abbildung 11) numerisch getestet und kann sowohl für Modelle mit als auch ohne Dämpfer für jedes Bauteil angewandt werden. Mit dieser Vorgehensweise ist es nun möglich, 3D-Analysen von gedämpften Laufschaufeln (3 Schaufeln + 2 Dämpfer) durchzuführen. Darüber hinaus wurde diese Methode zur Optimierung der Resonanzdurchfahrtszeiten für Erregerrig-Tests angewandt.

Es wurden zwei alternative Dämpfungssysteme untersucht mit jeweils Mehrkörper- und Wirbelstrom-Dämpfung. Mehrkörperdämpfungssysteme stellen mehrere gezielt ausgelegte Dämpferkörper dar, die sich in speziell erarbeiteten Hohlräumen des Bauteils frei bewegen. Die Wirbelstromdämpfung basiert auf induzierter Lorenzkraft, hervorgerufen durch externe Quellen (Spulen).

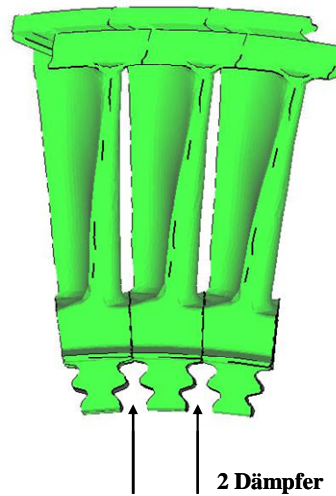


Abbildung 11: Beispiel eines 3D Finite Elemente Modells zur Dämpfungsanalyse

Die Mehrkörperdämpfungssysteme wurden für Leitcluster (Abbildung 12) und Lauf-schaufeln in 1D und 3D modelliert und analysiert. Es wurden sehr gute analytische Ergebnisse erzielt, die durch Shakertests eines Verdichterclusters bestätigt wurden. Beide Dämpfungssysteme weisen gegenüber bereits vorhandenen Systemen einige Vorteile auf. So erlauben sie z.B. die Dämpfung von Schwingungsformen, wie etwa der Torsionsmoden. Dies ist mit konventionellen Dämpfungssystemen nicht möglich.

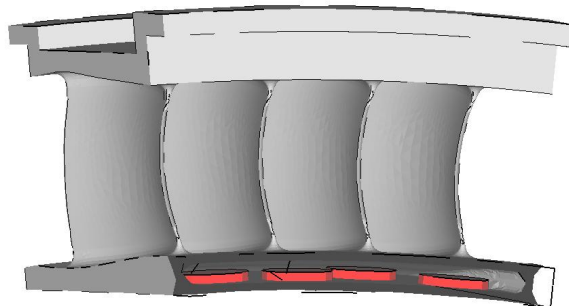


Abbildung 12: Mehrkörperdämpfung Verdichterleitcluster (Beispiel)

3.1.4 AP 1400 Containment

Dieses Arbeitspaket umfasste die Entwicklung und Verifikation analytischer Simulationsprozesse zur gewichtsoptimierten Auslegung von Gehäusestrukturen gegen Durchschlag im Schaufelverlustfall (Containment Problematik). Ziel war es, die Me-

thode an einer Beispielauslegung für ein grenzwertiges Gehäuse anzuwenden und die Containmentfähigkeit experimentell zu verifizieren.

Es wurden hierbei alle neuen numerischen Methoden untersucht, die das Programmsystem LS-DYNA für die Simulation von Metall gegen Metall Kontakten mit extremen lokalen Deformationen und Verzerrungen generell bietet. Es wurde die Eignung der Methoden im Hinblick auf die Simulation der Folgeschäden an der Restbeschaukelung überprüft. Durch den Einsatz von automatischen Vernetzern ist die Modellerstellung sehr effizient, insbesondere, wenn komplizierte Geometriedetails u.a. im Gehäuse (z.B. Anbaustutzen) abgebildet werden müssen.

Es wurden Auslegungsrechnungen für den Abschleuderversuch durchgeführt. Dazu wurden auch Sensitivitätsuntersuchungen durchgeführt, mit denen die Vorhersagestabilität und der Einfluss der wichtigsten numerischen Stellparameter in LS-DYNA systematisch getestet wurden.

Für die Durchführung des Containment-Versuchs wurde der in Abbildung 13 dargestellte Aufbau erstellt. Der erste Schaukelverlustversuch fand im Juni 2009 statt. Die Versuchsbedingungen wurden in den erwarteten Grenzbereich des Containmentvermögens des Testgehäuses gelegt. Der Abriss der präparierten Fragmentschaukel erfolgte im angestrebten Zielkorridor und führte an der Haupteinschlagstelle zum lokalen Durchriss des Gehäuses.

Die Abbildung 14 zeigt drei mit der Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnete Momentaufnahmen aus dem Versuch nach dem Ablösen der Fragmentschaukel.

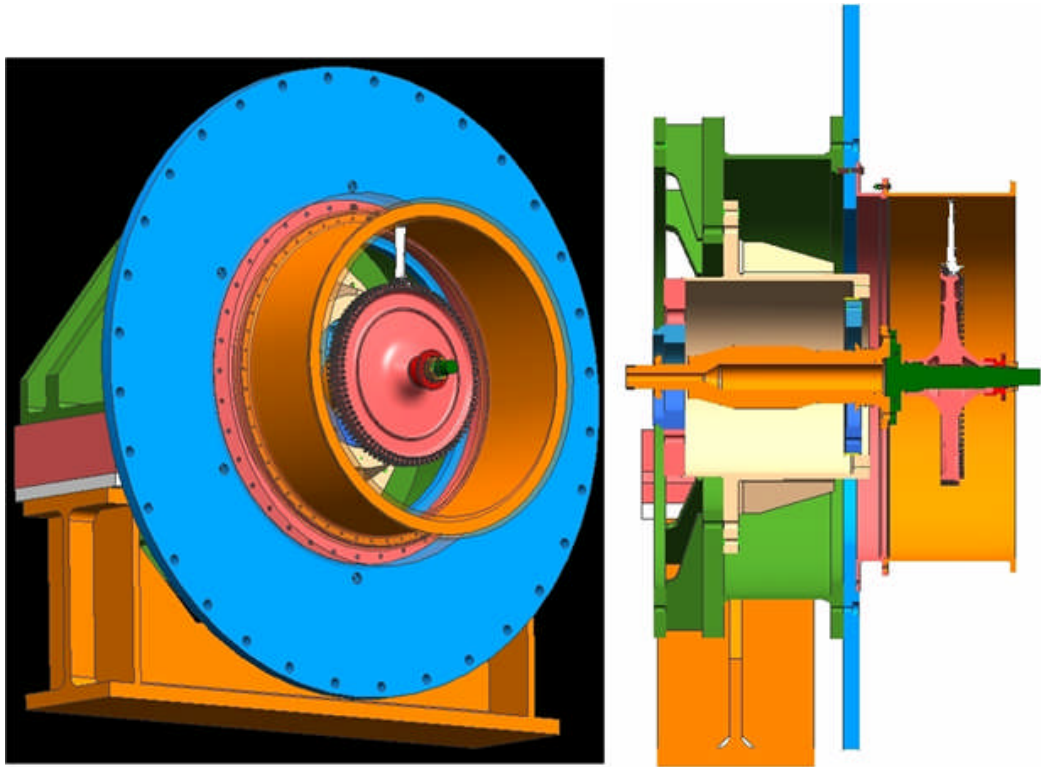


Abbildung 13: Konstruktiver Aufbau des Teststands für den Schaufelverlustversuch

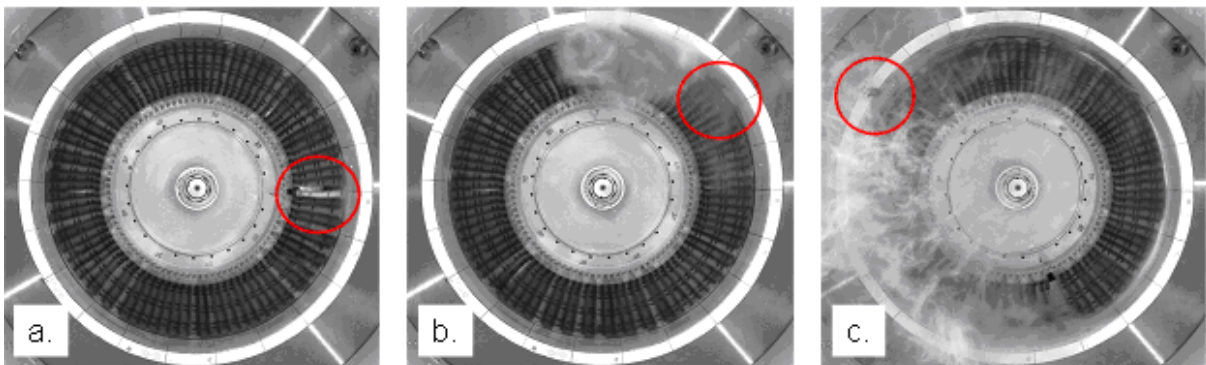


Abbildung 14: Momentaufnahme der Hochgeschwindigkeitskamera jeweils zum Zeitpunkt:
a) $t = 0.0$ – die Fragmentschaufel reißt in 3 Uhr Position ab (Rotor dreht in Gegenuhrzeigersinn);
b) $t = 1.0$ Millisekunden später – Rotor ist 96° weiterrotiert – Gehäuse in 1:30 Uhr Position eingerissen (siehe rote Markierung);
c) $t = 3.0$ Millisekunden später – Rotor ist 288° weiterrotiert – das Hauptfragment (kompakter Innenplattformkasten der Fragmentschaufel) fliegt tangential in 10 Uhr Position ab.

Die Abbildung 15 zeigt den Sekundärschaden an den direkten Nachfolgeschaufeln im Versuch und in der analytischen Simulation.

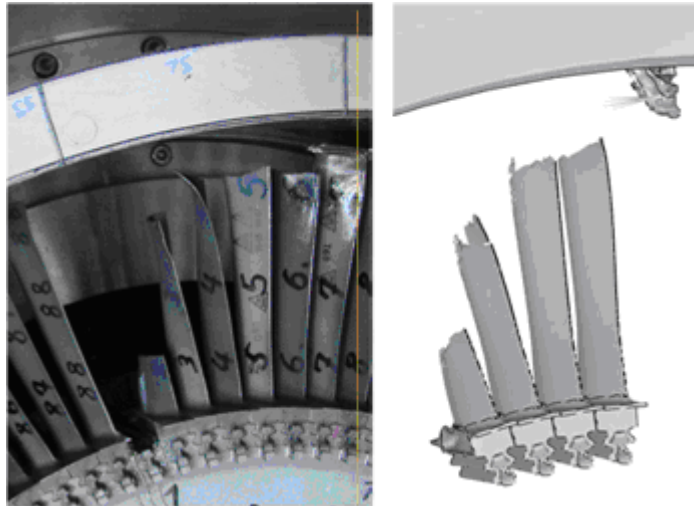


Abbildung 15: Sekundärschaden an den direkten Nachfolgeschaufeln im Versuch und in der analytischen Simulation

Die Analyse der Hochgeschwindigkeitsaufnahme lieferte keinen Hinweis auf einen direkten Austritt (unmittelbaren Durchschlag) von energiereichen Fragmentteilen. Die Rissufer sind nicht nach außen aufgebördelt, was ebenfalls darauf hindeutet, dass die Anrissbedingung nur grenzwertig überschritten wurde.

Die optische Verformungsmessung in der Nahzone der Bruchstelle und die numerische Simulation des Versuchs berechnet an der Gehäusestelle, an der der Innenplattformkasten der Fragmentschaukel einschlägt sowie ein unerwarteter mikroskopische Bruchflächenbefund, wonach die Rissinitiierung von der Innenseite ausging, erforderten eine Neubewertung des Versuchsergebnisses. Die Befundungen des ersten Versuchs wurden so interpretiert, dass durch den Einschlag des kompakten und scharfkantigen Fragmentinnenplattformkastens im Gehäuse unmittelbare Kerbbeschädigungen eingebracht wurden, die dazu führten, dass das Gehäuse nicht mehr das Zugdehnungsvermögen erreicht, wie es in Zugversuchen an glatten Proben gleichen Materials gemessen wurde.

Reale Triebwerksturbinengehäuse sind in einer mehrschaligen Bauweise mit dünnen segmentierten Liner-Anstreifwabenenträgern ausgeführt, deren schützende Funktion hinsichtlich lokaler Einschlagskerben nicht vernachlässigt werden kann. Dies sollte durch den modifizierten Wiederholungsversuch mit duktilen, dünnen Liner-Innengehäusesegmenten verifiziert werden. Ziel war dabei, zu zeigen, dass mit einem segmentierten dünnschaligen Innengehäuse das schon im ersten Versuch angestrebte, aus Probenversuchen abgeleitete, volle Durchschlagpotenzial des Außengehäuses erreicht wird. Dazu wurde ein neues Testgehäuse mit segmentierten Innenlinern beschafft. Die sonstigen Teile des Versuchsaufbaus wie Schaufeln und Rotorscheibe wurden vom ersten Versuch übernommen, da der Sekundärschaden des ersten Schaufelverlustversuchs recht moderat war.

Abbildung 16 und Abbildung 17 zeigen die Konstruktion des modifizierten Testgehäuses des Wiederholungsversuchs. Die Endbearbeitungswandstärke des Testgehäuses wurde mit Hilfe der gewonnenen Daten aus ballistischen Beschussversuchen festgelegt.



Abbildung 16: CAD-Modell der Gehäusekonstruktion für den Wiederholungsversuch

Das Hauptgehäuse wurde innen durch segmentierte dünne Blechpaneele aus sehr duktilem Hasteloy X geschützt. Über die Trennfugen der Bleche wurden nochmals vier Bleche gleichen Materials und gleicher Wandstärke gelegt. Das Material der Bleche, die Wandstärke und die Segmentierung entsprechen der Situation in einem realen Triebwerksgehäuse.

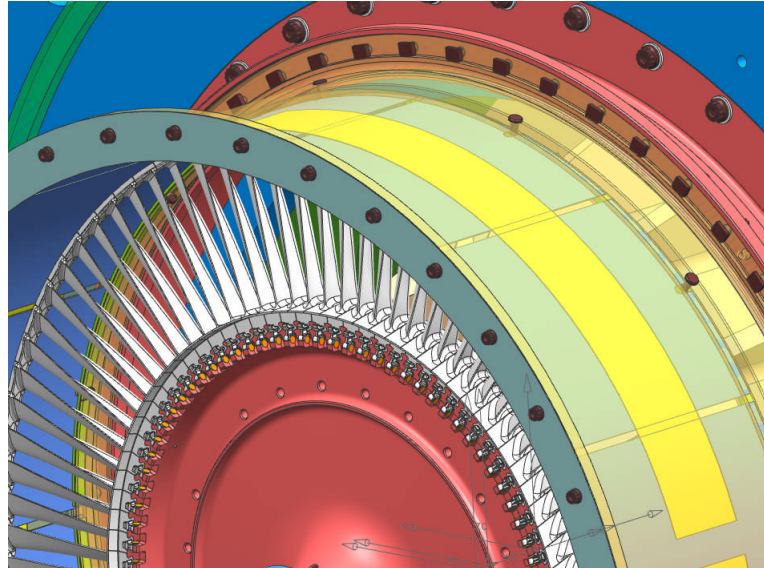


Abbildung 17: CAD-Modell mit Ansicht der segmentierten Linerbleche

Die Fragmentschaufel war wieder durch axiales Einsägen des Schaufelfußhalses präpariert worden. Der Abriss im Versuch erfolgte bei 10.975 U/min anstatt der zunächst angenommenen 14.500 U/min. Die Abbildung 18 und Abbildung 19 zeigen Momentaufnahmen des Versuchshergangs mit Abriss der Fragmentschaufel nahe der 6 Uhr Position und dem Schadensablauf während der nächsten halben Umdrehung.

Der Schaden an der Innenplattform, dem Gehäuse und den Schaufeln ist in Abbildung 20 und Abbildung 21 zu erkennen. Das Ergebnis des Versuchs war auch diesmal wieder ein unerwarteter Gehäuseausbruch. Unmittelbar nach dem Abriss durchstößt zunächst das Außendeckband der Fragmentschaufel die Linerbleche aus HastelloyX in der 6 Uhr Position nahe der Auslöseposition des Abrisses. Danach erfolgen das Abrollen des Fragmentschaufelblattes und die Kontaktwechselwirkung mit den nachfolgenden Schaufeln bis zum Einschlag des kompakten Fragmentschaufelinnenplattformkastens in 4:30 Uhr Position und dem dabei komplett herausgestanzten Ausbruch durch das Gesamtgehäuse.

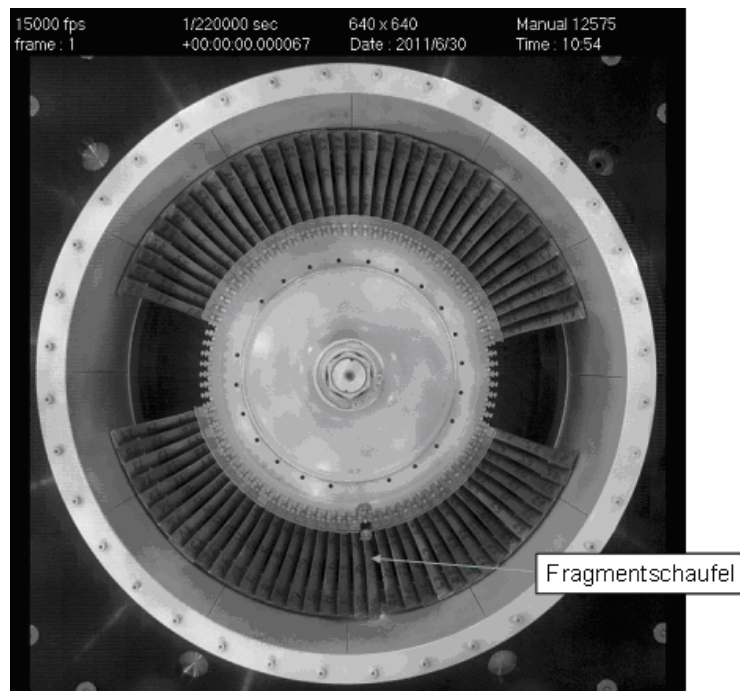


Abbildung 18: Schaufelverlust/Containment Wiederholungsversuch – Momentaufnahme des Fragmentschaufelabrisses (6 Uhr Position)

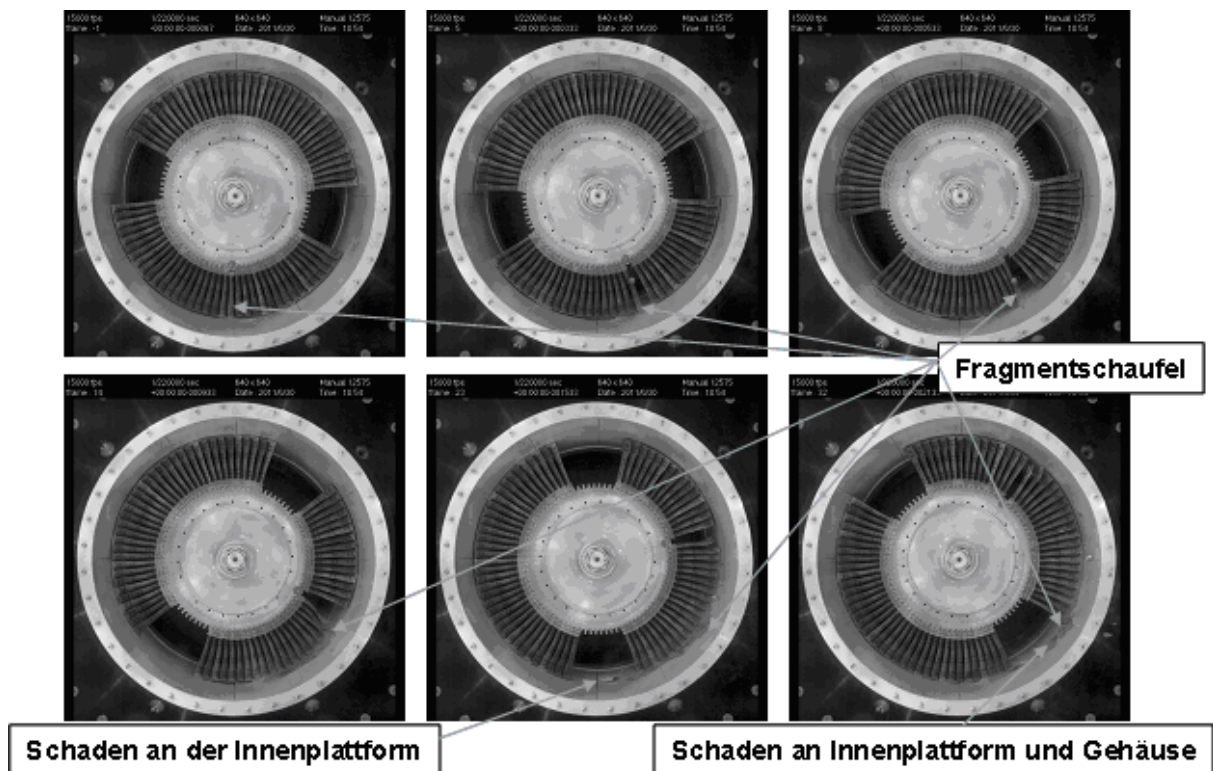


Abbildung 19: Sequenz der ersten 2 Millisekunden der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen

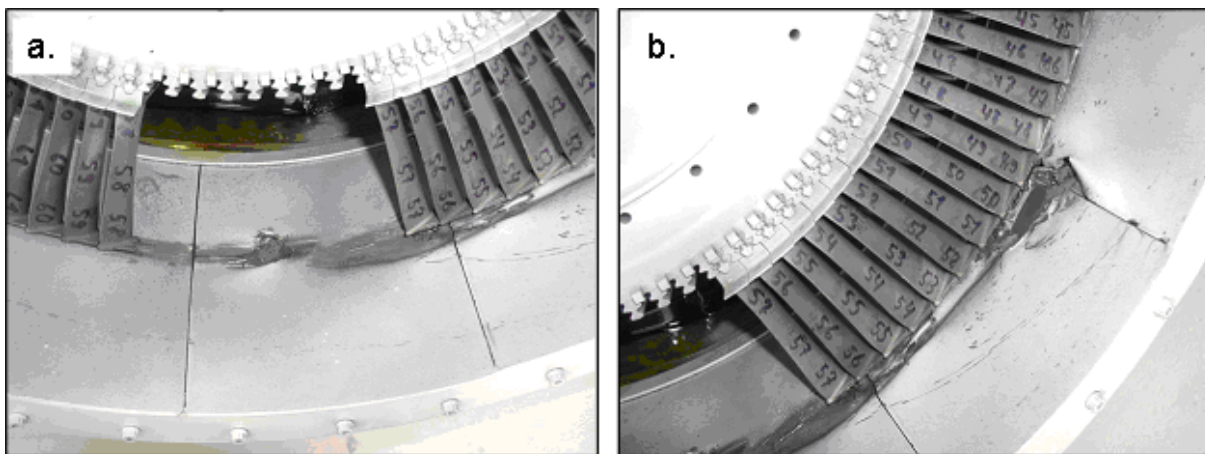


Abbildung 20: Detailaufnahmen: a) von den Schaufelfins herausgestanzter Ausbruch im Liner, b) vom Innenplattformkasten komplett herausgestoßener Durchbruch

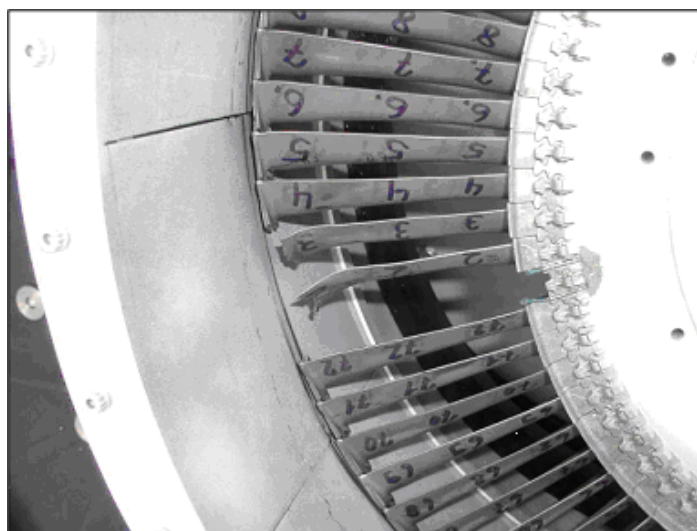


Abbildung 21: Sekundärschaden an den Nachfolgeschaufeln

Das Zerbrechen der Fragmentschaufel erfolgte in diesem Wiederholungsversuch anders als im ersten Versuch. Im Unterschied zum ersten Versuch wurde ein größeres Teil aus dem mittleren Schaufelblattbereich gefunden, dort hatte es das Schaufelblatt in viele sehr kleine Bruchstücke zerlegt. Mögliche Ursachen für die Unterschiede in der Zerlegung der Fragmentschaufel und im Sekundärschaden der beiden Versuche sind die Unterschiede in Drehzahl und Gehäusewandstärke in beiden Versuchen. Das Fragment hatte im ersten Versuch mehr kinetische Energie für das Abschlagen der Nachfolgeschaufeln und für das Selbsterlegen am steiferen Gehäuse.

In der analytischen Simulation mit dem momentanen LS-DYNA Modell wird demgegenüber auch mit den Bedingungen des zweiten Versuchs wieder ein ähnlicher Sekundärschaden wie für den ersten Versuch vorhergesagt, d.h. die Nachfolgeschaufel wird in der Simulation wieder in Nabennähe abgeschlagen. Das bedeutet, dass die analytische Simulation des Sekundärschadens unter den Randbedingungen des ersten Versuchs zwar gut funktioniert hat, dass bei langsameren Geschwindigkeiten aber Mechanismen auftreten, die in der Simulation nicht richtig abgebildet werden.

Die richtige Vorhersage der Geschwindigkeit des Hauptfragments nach dem Abrollen unmittelbar vor dem Einschlag ins Gehäuse und die Frage, wie schwer das einschlagende Fragment ist, sind aber Grundvoraussetzung dafür, den Impulseintrag in das Gehäuse ausreichend genau in der Simulation vorherzusagen. Hier besteht für die Zukunft noch Handlungsbedarf. Für die Containmentauslegung bedeutet dies, dass für die Finite Elemente Simulationsmethodik in der Zukunft noch ein geeignetes Versagenskriterium in den Werkstoffmodellen für Scherversagen erarbeitet und verifiziert werden muss. Aber auch für die zurzeit verwendeten einfachen empirischen Energieansätze (Hoop Stress Theory & Shear Theory) besteht Anpassungsbedarf für die Anwendung bei schnelllaufenden Turbinen. Auch diese Verfahren haben den Gehäuseausbruch und das Versagen auf Scherung im zweiten Versuch in klarer Deutlichkeit nicht vorhergesagt.

Damit konnte die ursprünglich geplante Zielsetzung hinsichtlich Validierung einer Simulationsmethodik für Versagen bei großen duktilen Normaldehnungen noch nicht erreicht werden, ebenso wie das ursprünglich angestrebte Ziel, dass mit der Finite Elemente Simulation eine Gewichtsreduktion gegenüber der konventionellen empirischen Methode realisiert werden kann.

Es wurden aber wichtige Erkenntnisse erarbeitet, die mit Simulationen allein nicht hätten gewonnen werden können und die die Grundlage für zukünftige Arbeiten geschaffen haben. Eine zuverlässige Finite Elemente Simulationsmethodik zur Vor-

hersage des Schaufelverlustfalls ist insbesondere für die Gehäuseauslegung schnell laufender Turbinen notwendig, da hier u.a. aufgrund der speziellen Schaufelbauweise und den hohen kinetischen Energien Schadensmechanismen relevant werden, die bisher bei langsam laufenden Turbinen praktisch keine Bedeutung hatten. Dies gilt auch insbesondere in Hinblick auf den angestrebten Einsatz neuer Titanaluminidwerkstoffe für die Schaufeln der letzten Stufe. Die geschätzten deutlichen Gewichtsreduktionen im Gehäuse werden hier aber nur dann realisiert werden können, wenn ausreichende Nachweise erbracht werden, dass die komplexen Vorgänge und neuen Schadensmechanismen im Schaufelverlustfall in ihrer gesamten relevanten Bandbreite zuverlässig beherrscht werden.

3.1.5 AP 1500 Damper Rig Test

Ziel des Arbeitspakets war die experimentelle Optimierung von Dämpfermassen für eine NDT Laufschaufel mit Aussendeckband und Unterplattformdämpfer.

Für den Versuch wurde ein vorhandener Teststand verwendet und auf vorhandene Bauteile zurückgegriffen. Abbildung 22 zeigt den komplett montierten Rotor.

Für die Schwingungsanregungen wurde am Rig ein Erregungssystem modifiziert und für unterschiedliche Resonanzkreuzungen optimiert. Bei den Tests ohne Unterplattformdämpfer wurden die erforderlichen Anregungsniveaus bis auf einen Fall passend eingestellt. Für diesen Fall wurde entschieden, die Tests mit einer um etwa 15% niedrigeren Anregung weiterzuführen. Die Schwingungen der Schaufeln wurden mit Dehnmessstreifen und einem berührungslosem Meßsystem überwacht. Beide Messsysteme wurden im Laufe der Tests ohne Unterplattformdämpfer gemeinsam kalibriert.

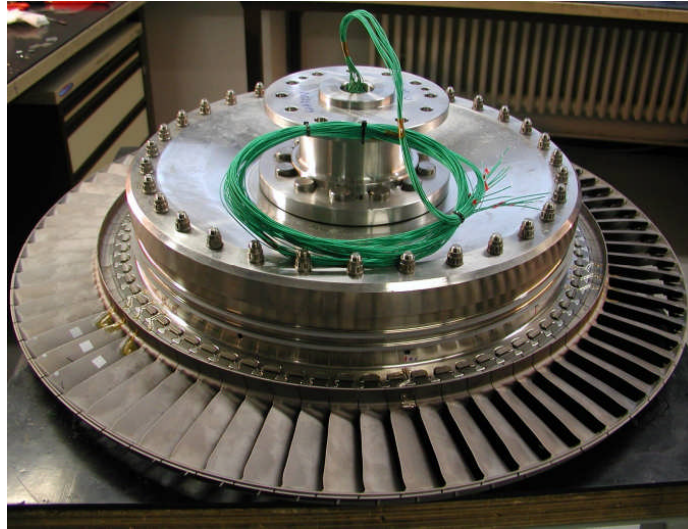


Abbildung 22: Komplett montierter Rotor

Mit Hilfe der Messsysteme wurden neben der Schwingspannungen auch die Strukturdämpfungswerte der Laufschaufeln im Verbund experimentell ermittelt. Anschließend wurden Tests mit dem analytisch als optimal bestimmten Dämpfer für mehrere Resonanzkreuzungen mit eingestellten Anregungen durchgeführt. Die Korrelation zwischen den Testergebnissen und der analytischen Vorhersage erwies sich als sehr gut. Aus diesem Grund waren Versuche mit weiteren Dämpferkonfigurationen nicht notwendig.

3.2 AP 2000 Effiziente Turbine 4. Generation

3.2.1 AP 2100 Kavitäten der 3. Generation

Die in diesem Arbeitspaket durchgeführte Entwicklung neuer Gestaltungen der Zwischenstufendichtungen und Außendeckbänder (= Kavitäten) von Niederdruckturbinen stellte eine Fortführung früherer bereits sehr erfolgreicher Entwicklungen dar, die im Rahmen des Programms „Luftfahrtforschung II“ (2000 - 2003) des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie in dem Vorhaben „Niederdruckturbine II“ (AP Innovative Cavity-Konzepte) durchgeführt worden waren. Dementsprechend wurde

für dieses neue Arbeitspaket der Titel „Kavitäten der 3. Generation“ gewählt.

3.2.1.1 Modellierung der Kavitäten

Die Entwicklung dieser neuen Kavitätengestaltungen begann mit Untersuchungen zur Modellierung der Kavitäten für CFD-Strömungsberechnungen mit dem Ziel, diese mit möglichst geringem Aufwand ausreichend genau abzubilden. Es wurde untersucht, wie detailliert und realitätsnah die Vernetzung der Kavitäten sein muss, um alle wesentlichen Eigenschaften der Strömung mit möglichst geringem Aufwand zu erfassen. Zur Klärung dieser Frage wurden stationäre 3D Navier-Stokes-Rechnungen mit Icem- und Norweger-Kavitäten durchgeführt und ausgewertet. Neben den allgemeinen Größen der Turbine wie Leistung und Wirkungsgrad und den Strömungsgrößen an den Ein- und Austritten der Kavitäten, also an den Interaktionsflächen zum Hauptstrom, wurden die Strömungsphänomene innerhalb der Kavitäten, z.B. die entstehenden Wirbel, betrachtet.

Die Ergebnisse zeigen, dass beide Modellierungen bei den inneren Kavitäten sehr ähnliche Resultate liefern. Abbildung 23 zeigt dies anhand der mit den beiden Modellierungen erhaltenen Stromlinienverläufe und den Verteilungen des Totaldrucks auf. Aufgrund dieser guten Übereinstimmung der mit der Icem- und der Norweger-Kavitätenmodellierung erhaltenen Ergebnisse konnten die einfacheren Norwegermodellierungen der inneren Kavitäten gut für die weiteren Untersuchungen und Optimierungen verwendet werden.

Bei den äußeren Kavitäten zeigten sich aufgrund der komplexen Geometrien größere Unterschiede zwischen der Icem- und der Norweger-Kavitätenmodellierung, siehe Abbildung 24. Um hier eine bessere Modellierung durch die Norweger-Kavitäten zu erreichen, wurden diese durch zusätzliche Blöcke, schräge Kanten etc. noch weiter verbessert.

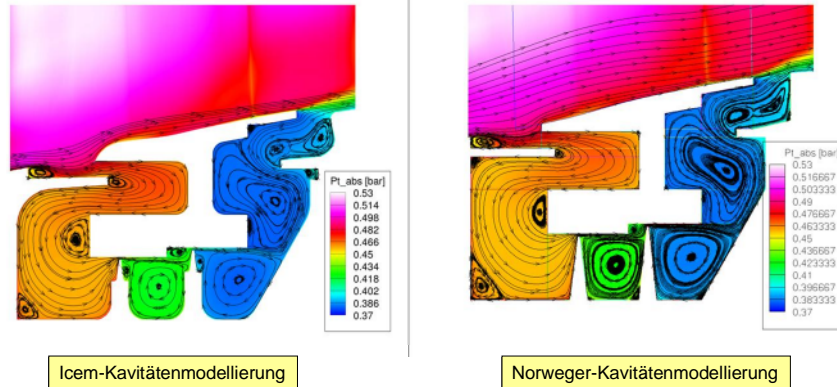


Abbildung 23: Stromlinien und Totaldruck in einer inneren Kavität gerechnet mit Icem- (links) und mit Norweger-Kavitätenmodellierung (rechts)

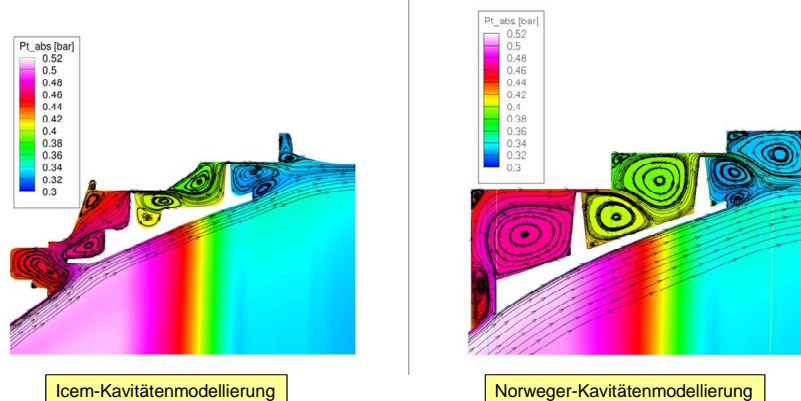


Abbildung 24: Stromlinien und Totaldruck in einer äußeren Kavität gerechnet mit Icem- (links) und mit Norweger-Kavitätenmodellierung (rechts)

3.2.1.2 Einsatz des Quelltermmodells zur Verbesserung der Kavitäten

Entwickelt wurde das Quelltermmodell, um im Auslegungsprozess von Turbomaschinenbeschaukelungen die Einflüsse von Deckbandumströmungen und Leckageströmen auf die Hauptströmung ohne großen zusätzlichen Rechenaufwand berücksichtigen zu können.

Zunächst wurde mit dem Quelltermmodell eine Rechnung durchgeführt, in welcher alle Kavitätenströmungen einer Niederdruckturbine mit dem Quelltermmodell model-

liert wurden. Der Vergleich mit den Rechnungen mit vernetzten Kavitäten ergab zufrieden stellende Ergebnisse. Insbesondere die Deckbandumströmungen zeigten eine hohe Übereinstimmung mit denjenigen der vernetzten Kavitäten. Lediglich an den inneren Dichtungen ergaben sich leichte Abweichungen, welche durch eine Nachjustierung der Parameter, z.B. des Ausströmwinkels, verringert wurden. In Abbildung 25 ist ein Vergleich einer Norweger-Kavitätenmodellierung mit dem Quelltermmodell dargestellt. Wie Abbildung 25 zeigt, wird trotz der unterschiedlichen Modellierung der Kavität im Hauptstrom eine hohe Übereinstimmung der mit den beiden Methoden berechneten Ergebnisse erreicht.

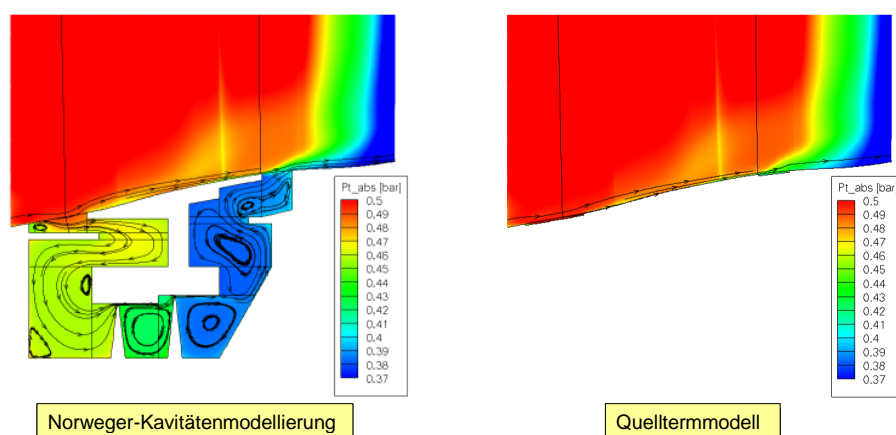


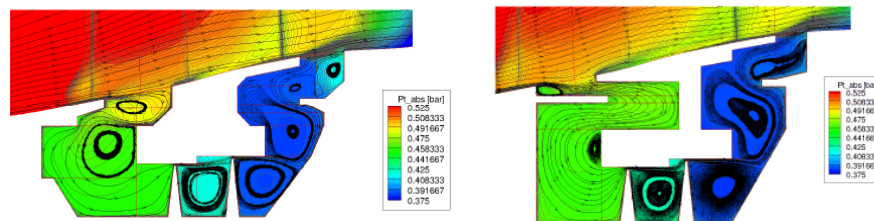
Abbildung 25: Norweger-Kavität (links) und Quelltermmodell (rechts). Farblich dargestellt ist der umfangsgemittelte Totaldruck

Neben der Anpassung des Quelltermmodells an die Konfiguration des Rig 451, das als Versuchsturbine für die zu entwickelnden neuen Kavitäten verwendet werden sollte, war es auch das Ziel der Parameterstudie, das Quelltermmodell im Hinblick auf die aerodynamische Optimierung zu untersuchen. Um die Rechenzeit zu verkürzen und die Einflussnahme der Parametervariation detaillierter untersuchen zu können, wurden Konfigurationen mit nur drei Schaufelreihen und einer Kavität gerechnet. Es wurde untersucht, inwieweit die verschiedenen Eingabeparameter des Quelltermmodells sich dazu eignen, Rückschlüsse auf mögliche Geometrieverbesserungen der realen Kavität zu liefern. Hierbei ergab sich für den Großteil der Parameter, insbesondere für die geometrischen, wie z.B. den Abstand der Dichtspitzen, geringe

bis keine Veränderungen. Jedoch zeigten diejenigen Parameter, die die Strömung am Austritt in Betrag und Richtung beeinflussen, deutliche Auswirkungen auf die Strömung und den Wirkungsgrad.

3.2.1.3 Nachrechnung der früheren Versuchsergebnisse

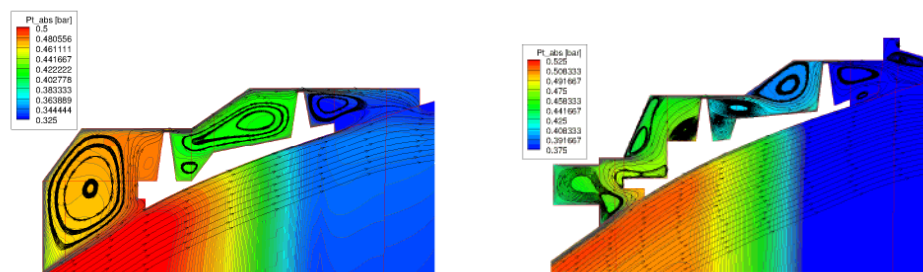
In dem früheren Vorhaben „Niederdruckturbine II“, AP Innovative Cavity-Konzepte, siehe [1], wurden die dort entwickelten innovativen Kavitäten in einem Rigversuch (Rig 451 Bau B03) experimentell untersucht und die erhaltenen Ergebnisse mit den aus einem Referenzversuch (Rig 451 Bau B01) erhaltenen Messergebnissen verglichen. Das Ergebnis war, dass die innovativen Kavitäten eine Wirkungsgradverbesserung von ca. 0,5%-Punkten erbrachten. Diesem sehr erfolgreichen Ergebnis stand allerdings gegenüber, dass die dazu durchgeführten CFD-Strömungsberechnungen eine Wirkungsgradverbesserung von lediglich ca. 0,25%-Punkten aufzeigten. Vor der Durchführung hierauf aufbauender neuer Entwicklungen von Kavitätengeometrien war deshalb zu überprüfen, ob mit dem in der Zwischenzeit erreichten Fortschritt auf dem Gebiet der CFD-Strömungsberechnungen und der Vernetzungen der Kavitätengeometrien hier eine bessere Übereinstimmung mit den gemessenen Resultaten zu erzielen war. In Abbildung 26 (innere Kavitäten) und Abbildung 27 (äußere Kavitäten) sind die Ergebnisse von mit neuer Vernetzung (detaillierte Norweger-Vernetzung) durchgeführten CFD-Berechnungen der Kavitätengeometrien dieser früheren Rigversuche mit dem Rig 451 (Referenzversuch Bau B01 und Versuch mit innovativen Kavitäten Bau B03) dargestellt. Als Ergebnis lieferte die CFD-Berechnung eine Wirkungsgradverbesserung für diese innovativen Kavitäten der 2. Generation von 0,52%-Punkten und damit eine sehr gute Übereinstimmung mit dem damaligen Versuchsergebnis. Somit war davon auszugehen, dass nunmehr für weitere neu entwickelte Kavitätengeometrien mit den CFD-Strömungsberechnungen realistische, d.h. im Versuch verifizierbare Wirkungsgradsteigerungen berechnet werden konnten.



Rig 451 Bau B01

Rig 451 Bau B03

Abbildung 26: Stromlinien und Totaldruck in einer inneren Kavität gerechnet mit detaillierter Norwegerkavitätenmodellierung, Nachrechnung früherer Rigversuche Rig 451 Bau B01 (links, Referenzversuch) und Rig 451 Bau B03 (rechts, Innovative Kavitäten der 2. Generation)



Rig 451 Bau B01

Rig 451 Bau B03

Abbildung 27: Stromlinien und Totaldruck in einer äußeren Kavität gerechnet mit detaillierter Norwegerkavitätenmodellierung, Nachrechnung früherer Rigversuche Rig 451 Bau B01 (links, Referenzversuch) und Rig 451 Bau B03 (rechts, Innovative Kavitäten der 2. Generation)

3.2.1.4 Modifikationen der Kavitätengeometrien

Wie beschrieben bieten die blockstrukturierten Norwegernetze die Möglichkeit, schnell und einfach die Geometrien der Kavitäten zu modifizieren. Eine erste Serie von Geometriemodifikationen (Änderung der Positionen der Fins, des Volumens der Kavitäten etc.) hatte aufgezeigt, dass das Verbesserungspotential der äußeren Kavitäten größer als das der inneren Kavitäten ist. Dies bedeutet, dass Verbesserungen im Bereich der Deckbänder der Rotoren einen größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad als Verbesserungen unterhalb des Schaufelfußes der Statoren haben. Zwei Maßnahmen erwiesen sich hier als besonders wirksam: Zum einen das Schrägstellen der Dichtfinnen und zum anderen das Befestigen der Dichtfinnen am Gehäuse anstatt auf dem Deckband des Rotors. Das Konzept der schrägen Dichtfinnen wurde

jedoch wegen geringerer Wirkungsgradsteigerungen und strukturmechanischer Probleme (Biegen unter Fliehkraft, Gefahr der Rissbildung und des ungehinderten Rissfortschritts) nicht weiter verfolgt.

Das Konzept mit den feststehenden, am Gehäuse befestigten Dichtfinnen wurde hingegen weiter verfolgt mit dem Ziel, die physikalischen Ursachen für die damit berechnete Wirkungsgradverbesserung von ca. 0,14%-Punkten für die Gesamtturbine zu verstehen. Es zeigte sich, dass durch die neue Anordnung der Fins die turbulente kinetische Energie und damit die Entropieproduktion in dem Bereich, in dem die Kavitätenströmung wieder in den Hauptstrom eintritt, deutlich reduziert wird, siehe Abbildung 28.

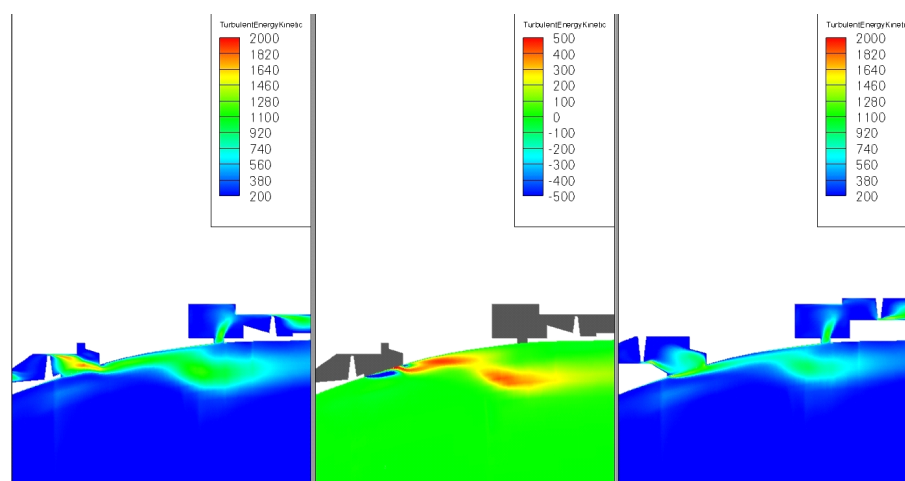


Abbildung 28: Äußere Kavitäten: Turbulente kinetische Energie der Ausgangskonfiguration (links), der Modifikation mit feststehenden Fins (rechts) und Differenzbildung (Mitte)

Für die inneren Kavitäten wurde das Anbringen von Umlenkstegen in der Nähe der hinteren Kavitätenöffnung als aerodynamisch bestes Konzept zur Verbesserung der Kavitäten ausgewählt, siehe Abbildung 29 und Abbildung 30. Das Konzept basiert darauf, dass die Umlenkstege einen großen Teil der Leckageströmung so umlenken und beschleunigen, dass deren Geschwindigkeitskomponenten näher an denen des Hauptstroms liegen. Dies führt sowohl zu einer Verringerung der Mischungsverluste als auch zu einer Verbesserung der Anströmung der nachfolgenden Schaufel.

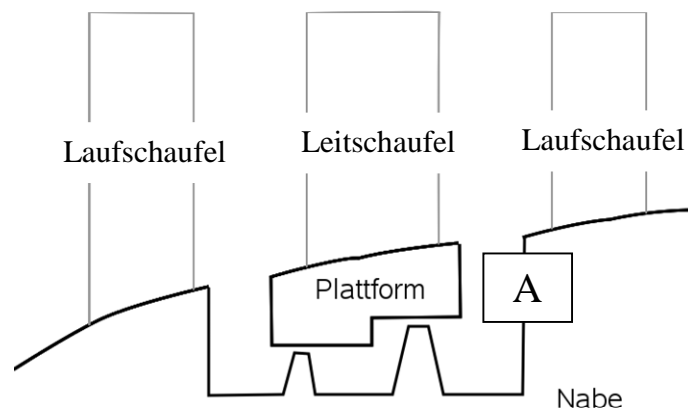


Abbildung 29: Position (A) der Umlenkstege in einer inneren Kavität

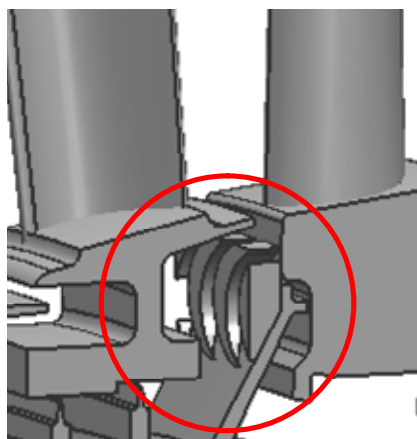


Abbildung 30: Konstruktive Umsetzung der Umlenkstege für den Rigversuch

Nachdem mehrere Geometrievarianten der Umlenkstege mit Hilfe stationärer Navier-Stokes-Rechnungen untersucht und aerodynamisch bewertet wurden, wurde die Variante ausgewählt, die die größte Wirkungsgradsteigerung zeigte. Diese Steigerung lag für die Konfiguration Blade 1 - Vane 2 - Blade 2 bei 0,1%-Punkten.

Das neue Konzept für die äußeren Kavitäten mit den statt auf den Deckbändern am Gehäuse angebrachten Dichtfins und dem aerodynamisch günstig gestalteten Deckband, Abbildung 31, wurde nun mit dem Konzept der Umlenkstege für die inneren Kavitäten kombiniert und in einer Navier-Stokes-Rechnung für die gesamte Turbine getestet. Dabei wurde darauf geachtet, dass das gleiche Druckverhältnis eingestellt war wie bei einer Vergleichsrechnung mit unmodifizierten Kavitäten. Aus dieser Be-

rechnung ergab sich dann eine Wirkungsgradverbesserung für die Gesamtturbine von 0,23%-Punkten. Somit waren die neuen Gestaltungskonzepte für die inneren und äußeren Kavitäten gefunden und diese konnten nun zur experimentellen Verifikation in einem Rigversuch konstruktiv umgesetzt werden.

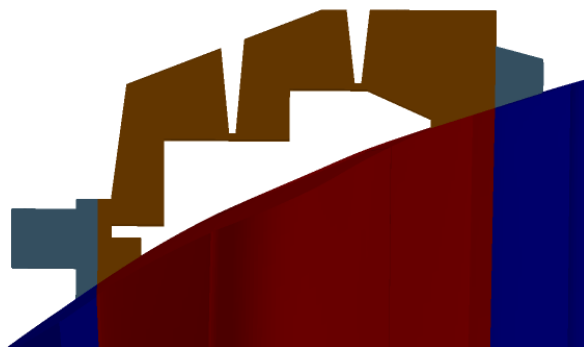


Abbildung 31: Modifikation der äußeren Kavitäten durch inverse Fins und aerodynamische Deckbandgestaltung

3.2.1.5 Neuprofilierung des Rig 451

Für die experimentelle Verifikation der neu entwickelten Kavitäten in einer Versuchsturbine wurde auch die Beschau felung des hierfür - wie schon in den früheren Versuchen - verwendeten Rig 451 neu ausgelegt.

Die Schaufelzahl der ersten Leitschau fel wurde erhöht. Damit trotz des geringeren Eintrittsdralls eine Eintrittsmachzahl von 0,5 nicht überschritten wurde, wurde die Gehäusekontur des Ringraums vor der Vorderkante der ersten Laufschaufel nach außen versetzt. Die Steigung des Ringraums in diesem Bereich wurde zudem so gestaltet, dass keine Ablösegefahr bestand.

Die Schaufelzahlen der Laufschaufeln der ersten Stufe und der Leit- und Laufschaufeln der beiden hinteren Stufen wurden im Vergleich zu den früheren Bauten nicht geändert, wohl aber die Profilierung. Die radialen Abströmwinkelverteilungen wurden so gestaltet, dass auch an Nabe und Gehäuse ausreichende Beschleunigungen gewährleistet sind. Im Vergleich zur vorherigen Beschau felung des Rig 451 wurde

für die neue Konfiguration eine Wirkungsgradsteigerung von etwa 1%-Punkt berechnet.

3.2.1.6 Instrumentierung des Rig 451 für die neuen Kavitäten-Rigversuche

Mit dieser neuen aerodynamischen Auslegung wurde die gesamte Beschau felung des Rig 451 neu konstruiert und gefertigt. Abbildung 32 zeigt diese neue Beschau felung für die drei Stufen des Rig 451.

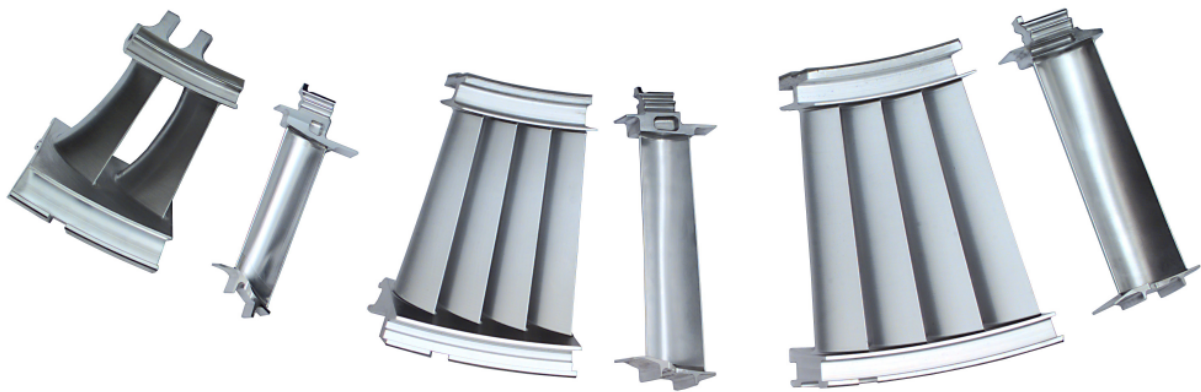


Abbildung 32: Leit- und Laufschaufeln Rig 451 Bau 06

Das Hauptaugenmerk der Messungen im Basisversuch Bau 06 und im Validierungsversuch der optimierten Kavitätenströmung in Bau 07 lag im Randbereich der Strömung in Naben- und Gehäusenähe. Dabei war einerseits durch Grenzschichtmessungen vor und hinter der Turbine und andererseits durch Messungen direkt in den Kavitäten die Wirkung der neuen Kavitätendesigns nachzuweisen.

Ein besonderes Augenmerk wurde deshalb auf eine präzise umfangsmäßige Erfassung der Drücke und Temperaturen am Turbinenausritt gelegt, um eine möglichst genaue Wirkungsgradbestimmung zu gewährleisten. Die Traversiervorrichtung wurde deshalb erweitert, so dass die gesamte Austrittsfläche traversiert werden konnte. Zusätzlich wurden 5-Loch- und Kombisonden (3-Lochsonde und Thermoelement) eingesetzt, mit denen Flächentraversierungen innerhalb eines Kreissektors von 7,5° durchgeführt wurden. Miniatursonden (3-Loch Sonden und Temperatursonden)

konnten darüber hinaus bis an den Rand des Strömungskanals messen, um den Grenzschichtbereich zu untersuchen. Die übrige Instrumentierung, Profilstatische Drücke, Vorderkantendrücke, Plattformstatische Drücke, statische Drücke an der Kanalwand, etc., entsprach weitgehend der Instrumentierung vorangegangener Rigaufbauten. In Abbildung 33 sind die in den Rigversuchen Bau 06 und Bau 07 verwendeten Druckmessstellen und Traversiersonden dargestellt.

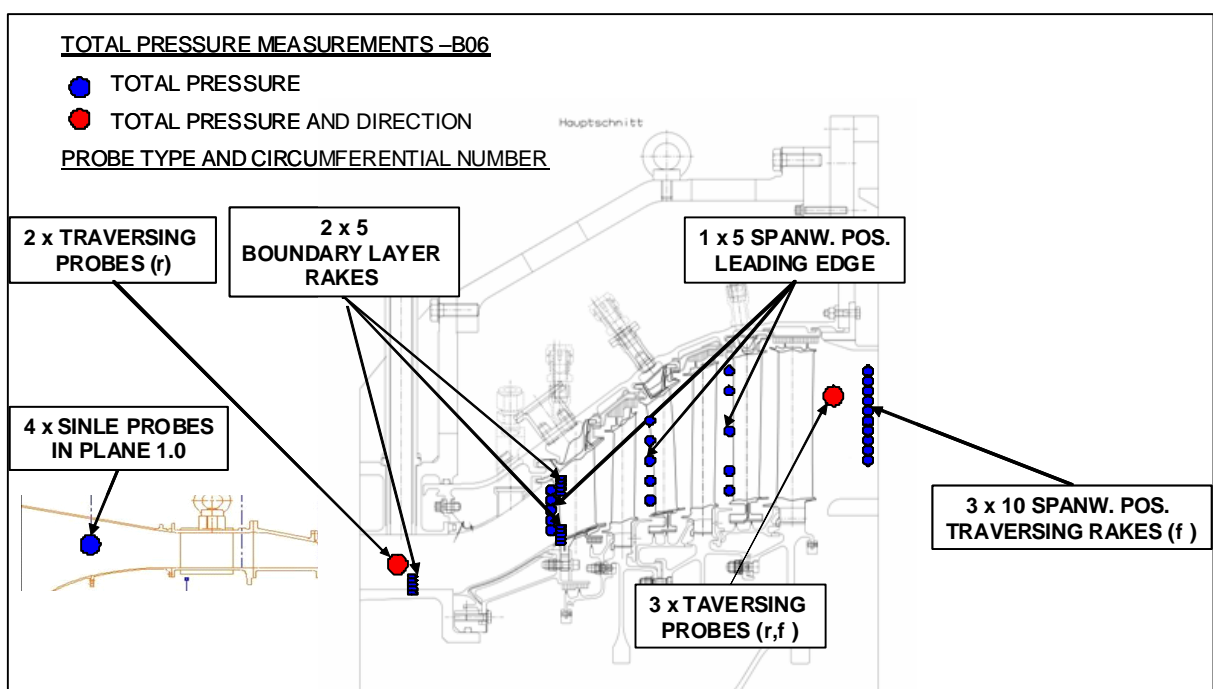


Abbildung 33: Druckmessungen im Strömungskanal des Rig 451 Bau 06 und Bau 07

3.2.1.7 Versuchsdurchführung

Der neue Basisversuch Rig 451 Bau 06 und der Validierungsversuch der optimierten Kavitätenströmung Rig 451 Bau 07 wurden am Höhenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart durchgeführt. Abbildung 34 zeigt das Rig 451 fertig montiert und bereit für den Versand zum Höhenprüfstand und Abbildung 35 zeigt das Rig eingebaut am Höhenprüfstand. Das durchgeführte Versuchsprogramm war für beide Rigversuche identisch und bestand im Wesentlichen aus Kennfeldmessungen bei der Auslegungsreynoldszahl und drei Drehzahlen, Rey-

noldszahlvariationen bei der Auslegungsdrehzahl, Flächen- und Randzonentraversierungen sowie Traversierungen der Druck- und Temperaturkämme am Austritt zur Bestimmung der kompletten Umfangsverteilungen am Turbinenaustritt.



Abbildung 34: Rig 451 versandbereit für den Versuch am Höhenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart

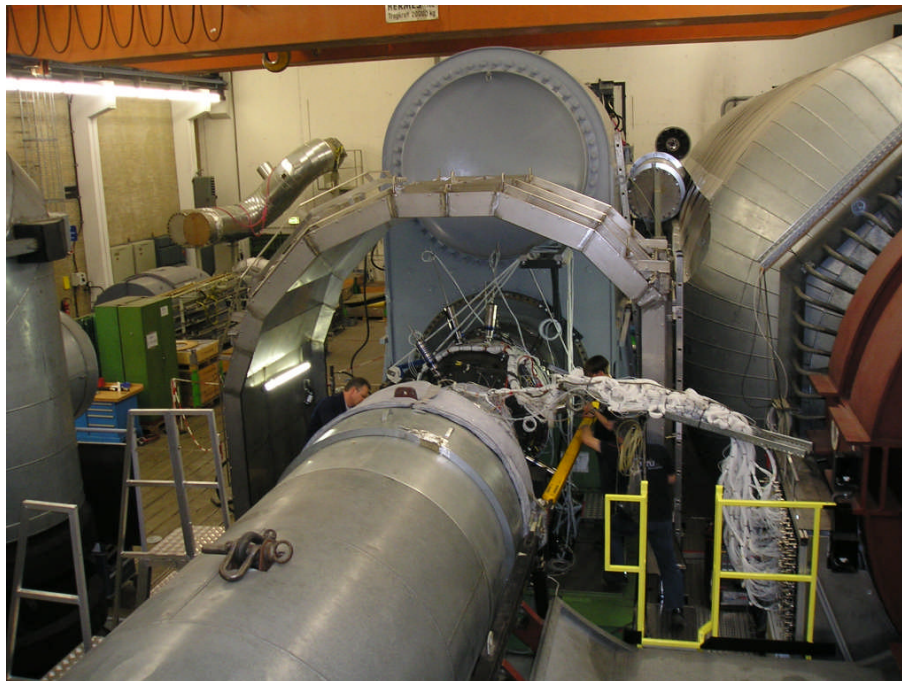


Abbildung 35: Rig 451 eingebaut am Höhenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart

3.2.1.8 Ergebnisse

Die Abbildung 36 und Abbildung 37 zeigen zusammenfassend die wesentlichen Ergebnisse der beiden Rigversuche, dem Basisversuch Rig 451 Bau 06 und dem Validierungsversuch der optimierten Kavitätenströmung Rig 451 Bau 07. In Abbildung 36 sind Kennfeldmessungen bei der Auslegungsreynoldszahl $Re = 240.000$ und den drei normierten Drehzahlen 90%, 100% und 110% dargestellt. Wie deutlich zu erkennen ist, liegen die Wirkungsgradverläufe des Validierungsversuchs bei allen Drehzahlen und über den gesamten Betriebsbereich hinweg deutlich über denjenigen des Basisversuchs. Die Differenz beläuft sich durchweg auf ca. 0,4%-Punkte oder mehr. Damit wird die vorausberechnete Wirkungsgradverbesserung für die Gesamtturbine von 0,23%-Punkten sogar noch deutlich übertroffen und die eindeutig positive Wirkung der neu entwickelten inneren und äußeren Kavitäten eindrucksvoll bestätigt. Hervorzuheben ist dabei auch, dass diese positive Wirkung der neuen Kavitäten über dem gesamten Betriebsbereich der Versuchsturbine bestehen bleibt.

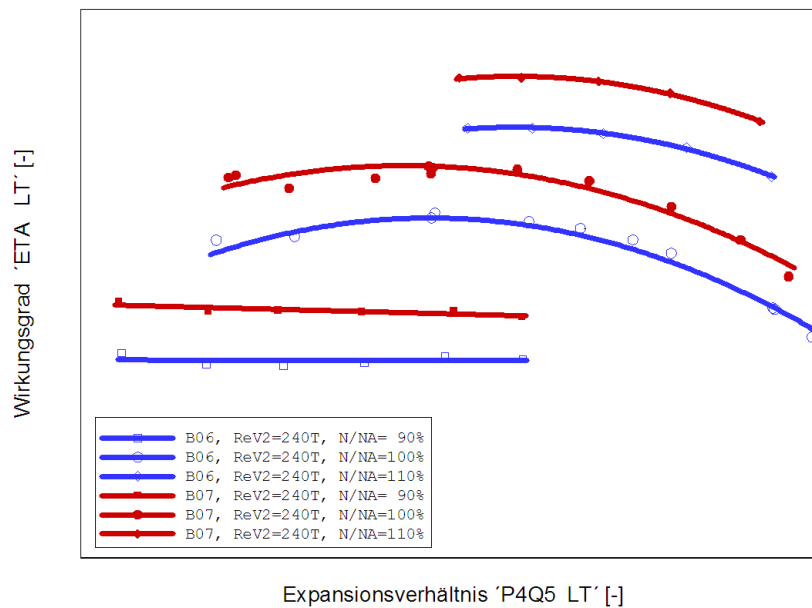


Abbildung 36: Kennfeldmessungen bei Auslegungsreynoldszahl $Re = 240.000$ und den drei normierten Drehzahlen 90%, 100% und 110%. Blau: Basisversuch, Rot: Validierungsversuch

In Abbildung 37 ist eine Kennfeldmessung bei variierten Reynoldszahlen und Auslegungsdrehzahl 100% (Lapse-Rate) dargestellt. Auch hier liegt der Wirkungsgradverlauf des Validierungsversuchs bei allen Reynoldszahlen deutlich über demjenigen des Basisversuchs und die Differenz beläuft sich gleichfalls auf ca. 0,4%-Punkte im gesamten Bereich.

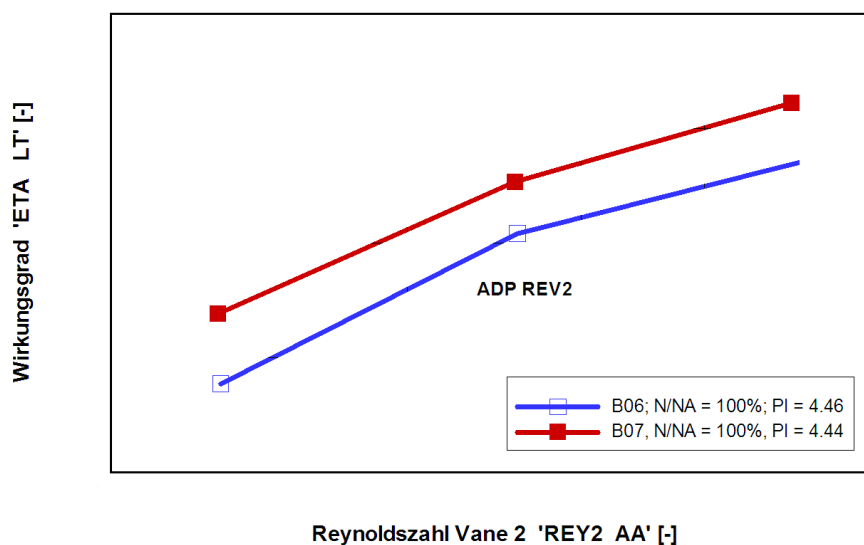


Abbildung 37: Kennfeldmessung bei variierten Reynoldszahlen und Auslegungsdrehzahl 100% (Lapse-Rate), Blau: Basisversuch, Rot: Validierungsversuch

3.2.2 AP 2200 Low Reynolds Aerodynamik

Für das Erreichen hoher Wirkungsgrade in Turbinen spielt die Reynoldszahl eine wichtige Rolle. Der Einfluss der Reynoldszahl macht sich insbesondere in großen Flughöhen oder bei Maschinen mit sehr kleinen Abmessungen durch höhere Verluste bemerkbar. Die Auslegung von Turbinenschaufeln erfordert eine aerodynamische Modellierung, welche den Einfluss der Reynoldszahl auf das Grenzschichtverhalten der Strömung berücksichtigt.

Um eine Wirkungsgradsteigerung im vorliegenden Vorhaben für den Bereich kleiner Reynoldszahlen zu erreichen, war es erforderlich, eine geeignete experimentelle Datenbasis aufzubauen.

Grundlagenversuche an ebenen Kaskadengittern

Mit diesen Versuchen sollte ein verbessertes Verständnis der strömungsphysikalischen Besonderheiten einer im niedrigen Reynoldszahlbereich operierenden Niederdruckturbinenschaufel erreicht werden.

Das Messprogramm für die Untersuchungen im Gitterwindkanal beinhaltete eine Variation der Reynoldszahl von 30.000 bis 200.000 und der Abström-Machzahl zwischen 0,5 und 0,8 vor. Die Festlegung der wichtigsten aerodynamischen Parameter für die Kaskadenschaufel T170 erfolgte passend zur Zielanwendung im niedrigen Reynoldszahlbereich. Der im Versuch verwendete Gitterträger bestehend aus sieben Kaskadenschaufeln ist in Abbildung 38 dargestellt.



Abbildung 38: Gitterträger für das Low-Re-Gitter T170

Beim Übergang zu niedrigeren Reynoldszahlen (< 60.000) neigt das Profil T170 zur Strömungsablösung auf der Saugseite, siehe Abbildung 39.

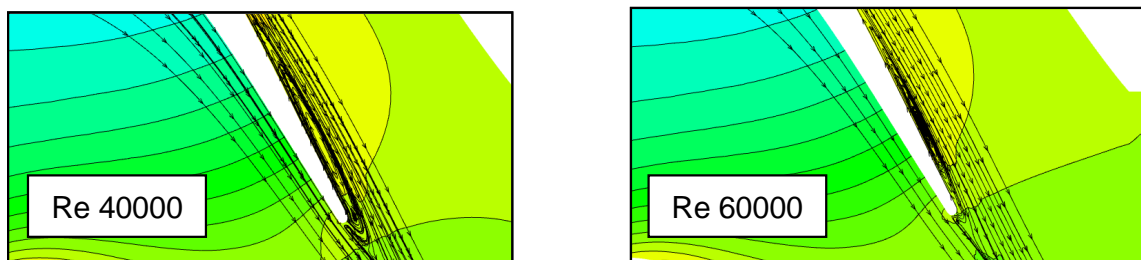


Abbildung 39: Hinterkantenennahe Strömung für das Profil T170

Als Alternative zum Profil T170 wurde das Profil T171 für das gleiche Geschwindigkeitsdreieck entworfen, das aber die laminare Ablösung bei sehr kleinen Reynoldszahlen über die Hinterkante hinaus verhindern, siehe Abbildung 40. Damit wird der Betriebsbereich auf Reynoldszahlen bis zu 40.000 nach unten hin erweitert.

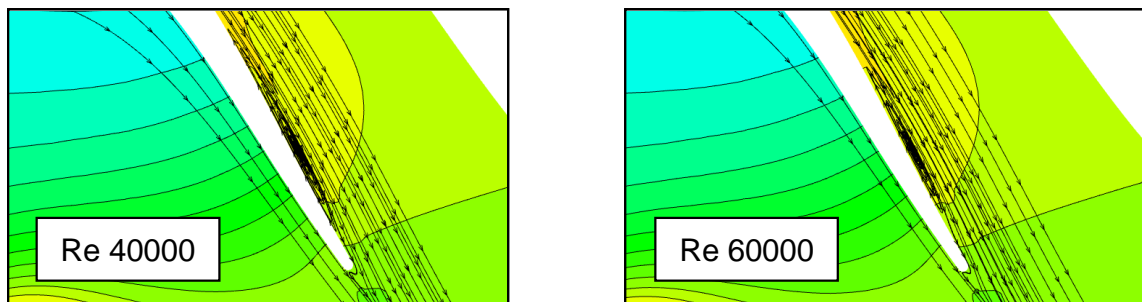


Abbildung 40: Hinterkantennahe Strömung für das Profil T171

Das von MTU ausgelegte Low Reynolds Schaufelprofil T170 wurde durch den Projektpartner UniBw München gefertigt und instrumentiert. Es wurden Messungen über den gesamten definierten Mach- und Reynoldszahl-Bereich für sechs verschiedene Zuströmwinkel sowohl mit stationärer als auch mit instationärer Zuströmung durchgeführt. Zudem wurden parallel zu den Messungen numerische Untersuchungen mit TRACE durchgeführt.

Die stationären Messungen umfassten Profildruckverteilungen im Profilmittelschnitt, Nachlauftraversen, Feldmessungen, Grenzschichtmessungen in der Zuströmebene und Ölanstrichbilder. Als instationäre Messtechnik kamen 3-Draht-Hitzdrahtanemometrie im Nachlauf und Messungen mit Oberflächenheißfilmsensoren im Mittelschnitt des Profils zum Einsatz.

Abbildung 41 zeigt die Messergebnisse für die Abström-Machzahl $Ma = 0,65$ für verschiedene Abström-Reynoldszahlen. Deutlich zu sehen ist die starke Auswirkung der Reynoldszahl auf die Ablösephänomene der Strömung auf der Saugseite des Profils. Mit zunehmender Reynoldszahl ist eine Stromaufwärtsbewegung des Ablösepunkts zu erkennen. Ab einer Reynoldszahl von ca. $Re = 120.000$ beginnt die Strömung wiederanzulegen und es bildet sich eine laminare Ablöseblase aus, die mit weiter steigender Reynoldszahl stromaufwärts wandert.

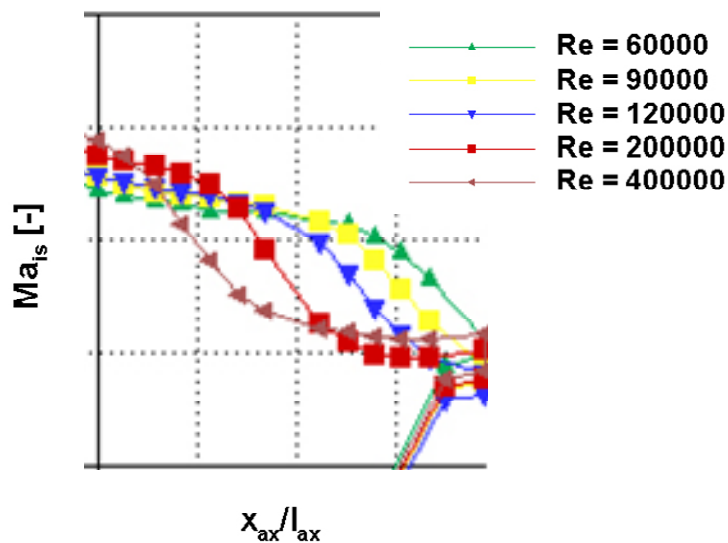


Abbildung 41: Machzahl-Verlauf an der Hinterkante bei Reynolds-zahl-Variation

Des Weiteren wurde der Totaldruck in der Abströmung gemessen. Abbildung 42 zeigt exemplarisch die Verläufe des Totaldrucks im Nachlauf für den Low Reynolds Bereich. Deutlich zu erkennen ist die Zunahme des Totaldruckverlusts bei sinkender Reynoldszahl.

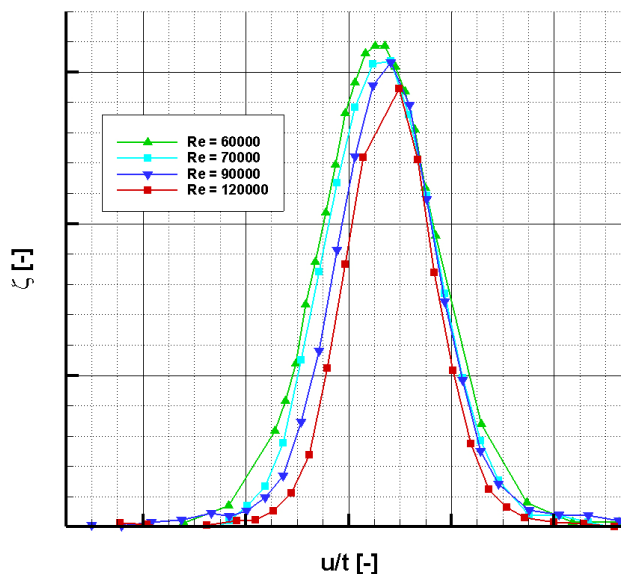


Abbildung 42: Verlauf der Totaldrücke im Nachlauf

Im Rahmen der zweiten Messkampagne sollte untersucht werden, inwieweit das Verlustverhalten des Gitters durch den Einsatz transitionsbeeinflussender Turbulatoren verbessert werden kann. Hierzu wurden von MTU zwei Variationen des Standardgitters mit zwei unterschiedlichen Turbulatoren ausgelegt. Bei den Turbulatoren handelt es sich um eine langwellige Rauigkeit und um eine rückspringende Kante. Am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurden jeweils drei Schaufeln gefertigt, die mit einem der beiden Turbulatoren versehen waren. Diese Schaufeln wurden instrumentiert und im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts untersucht.

Die Messkampagne umfasste Messungen mit sowohl stationärer als auch periodisch instationärer Zuströmung und beinhaltete Profildruckverteilungen, Mittelschnitt-nachlauftraversen und Nachlauf-Feldmessungen. Abbildung 43 zeigt die Messergebnisse für die Turbulatoren. Für beide Turbulatoren lässt sich ein klarer positiver Einfluss auf das Wiederanlegeverhalten der saugseitigen Strömung für eine Reynoldszahl von 60.000 erkennen. Beide Maßnahmen führen dazu, dass die Strömung schneller von laminar zu turbulent umschlägt und sich daraufhin eine geschlossene laminare Ablöseblase ausbildet.

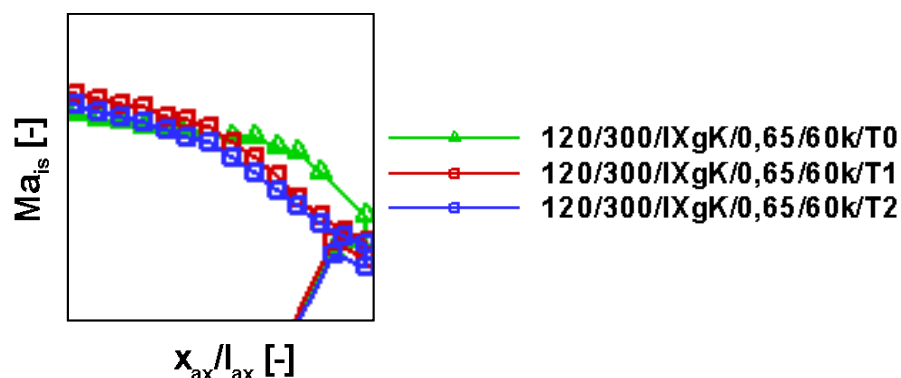


Abbildung 43: Mach-Zahl-Verlauf an der Hinterkante bei Auslegungs-Reynolds-Zahl 60.000

Dies hat auch Auswirkungen auf die Nachlaufkurve des Profils. Wie in Abbildung 44 dargestellt, ist die Kurve der Basiskonfiguration merkbar breiter als die beiden Kur-

ven mit Grenzschichtbeeinflussung. Grund hierfür ist die vollständig wiederangelegte Strömung bei Einsatz der Turbulatoren.

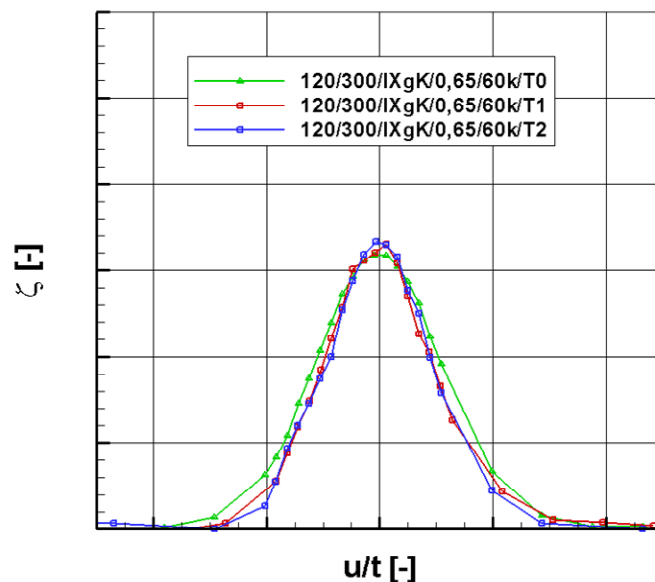


Abbildung 44: Nachlaufkurve bei Auslegungs-Reynolds-Zahl 60.000

Die Beschaffenheit der Nachlaufkurve wirkt sich entscheidend auf die integralen Verluste des Profils aus. Die Ursache hierfür lässt sich mit Abbildung 45 verdeutlichen. Hier sind die Ergebnisse aller drei Konfigurationen für die Reynoldszahl 120.000 aufgetragen. Dieser Fall behandelt die niedrigste gemessene Reynoldszahl, bei der auch die Basiskonfiguration des T170 auf der Saugseite eine wiederangelegte Strömung und somit eine laminare Ablöseblase aufweist. Die Verluste des Standardgitters sind somit bei dieser Re-Zahl geringer als die der beiden Konfigurationen mit Grenzschichtbeeinflussung.

Abbildung 46 zeigt die Machzahl-Verteilung bei einer Reynoldszahl von 60.000 für Messungen mit periodisch instationärer Zuströmung. Die beobachteten Effekte sind mit denen der stationären Zuströmung identisch.

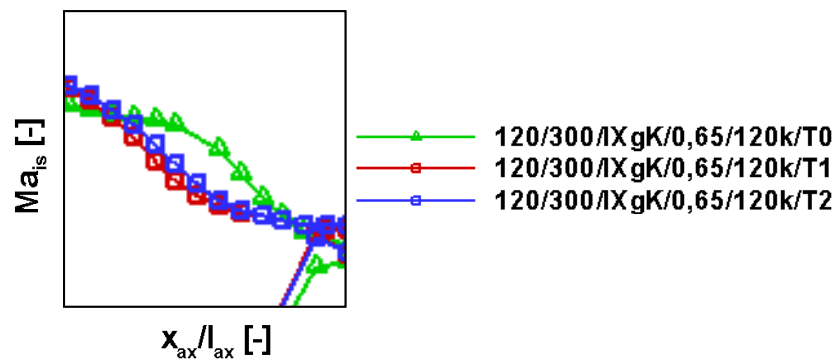


Abbildung 45: Mach-Zahl-Verlauf an der Hinterkante bei Reynolds-Zahl 120.000

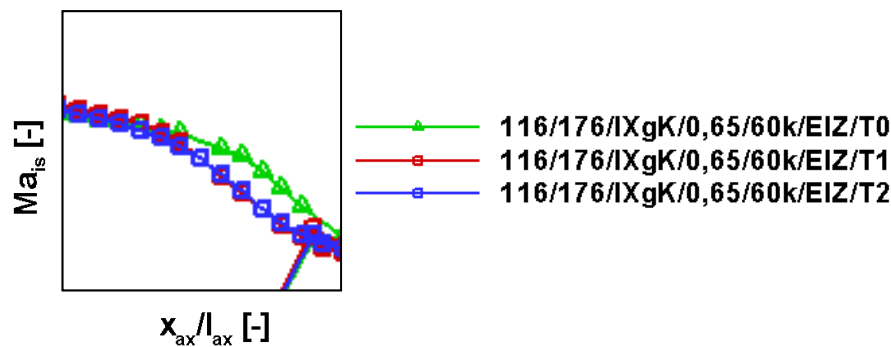


Abbildung 46: Mach-Zahl-Verlauf an der Hinterkante für Auslegungs-Reynoldszahl 60.000 bei instationärer Zuströmung

Im Rahmen der Messkampagne mit dem Turbinengitter T171 wurde durch MTU eine Gittergeometrie für eine Austritts-Machzahl von 0,65 und eine Reynoldszahl von 60.000 ausgelegt. Am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurde ein Gitterträger und sieben Schaufeln konstruiert und gefertigt. Zwei Schaufeln wurden instrumentiert und das Schaufelgitter wurde anschließend am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts ausführlich untersucht.

Die Messkampagne umfasste Messungen mit sowohl stationärer als auch periodisch instationärer Zuströmung. Der Schwerpunkt der Auswertung der Messergebnisse lag auf dem saugseitigen Ablöseverhalten der Strömung. Resultate der Nachlaufmessungen sind in Abbildung 47 gezeigt.

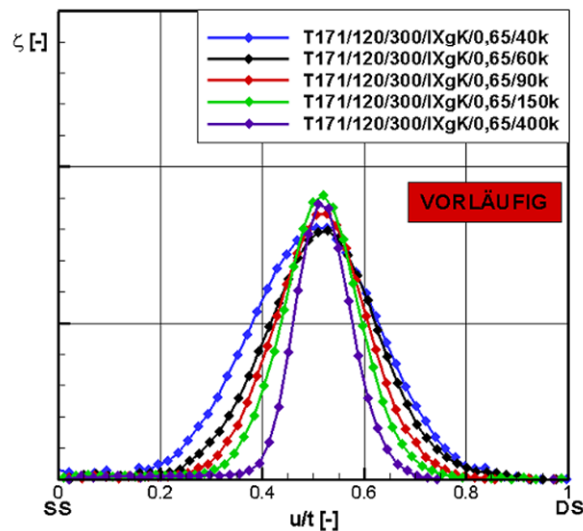


Abbildung 47: Nachlaufkurven in Abhängigkeit der Reynoldszahl

Die Position auf der x-Achse ist mit dem Abströmwinkel Beta 2 korrigiert. Bei niedriger Reynoldszahl ist der Nachlauf merklich breiter. Je höher die Reynoldszahl, desto schmaler wird der Nachlauf. Das Verlustmaximum ist bei niedrigen Reynoldszahlen relativ gering. Es steigt ab einer Reynoldszahl von 60.000 an, erreicht ein Maximum bei 150.000 und nimmt dann wieder ab. Die Verengung des Nachlaufs bei höherer Reynoldszahl resultiert aus einer verringerten Grenzschichtablösung auf der Saugseite. Der Maximalwert des Verlustbeiwerts ist von der turbulenten Grenzschichtlänge abhängig.

Die Ergebnisse der Kaskadenversuche haben die jeweilige Auslegung bestätigt. Anhand der detaillierten Messungen konnte das Verhalten der Low-Reynoldszahl-Kaskade T170 verstanden und die Beeinflussungsmöglichkeiten im Niedrig-Reynoldszahl-Bereich geklärt werden.

Forschungsturbine Rig455

Im Rahmen des EU-Forschungsvorhabens VITAL (Environmentally Friendly Aero Engines) wurde ein Turbinenrig aufgebaut, das von Grund auf neu konstruiert und gefertigt wurde. Dieses Rig wurde zu Forschungszwecken konzipiert, sodass detaillierte aerodynamische Messungen in allen Ebenen der zweistufigen Niederdrucktur-

bine möglich sind.

Das Rig 455 Bau02 stellt den Basisaufbau für mehrere Versuche im Bereich niedriger Reynoldszahlen dar. Neben dem Basisaufbau (Bau02) wurde im Rahmen des Vorhabens noch ein weiterer Aufbau B03 getestet. Abbildung 48 zeigt das in München fertig montierte und instrumentierte Modul vor dem Versand zum Projektpartner nach Stuttgart.

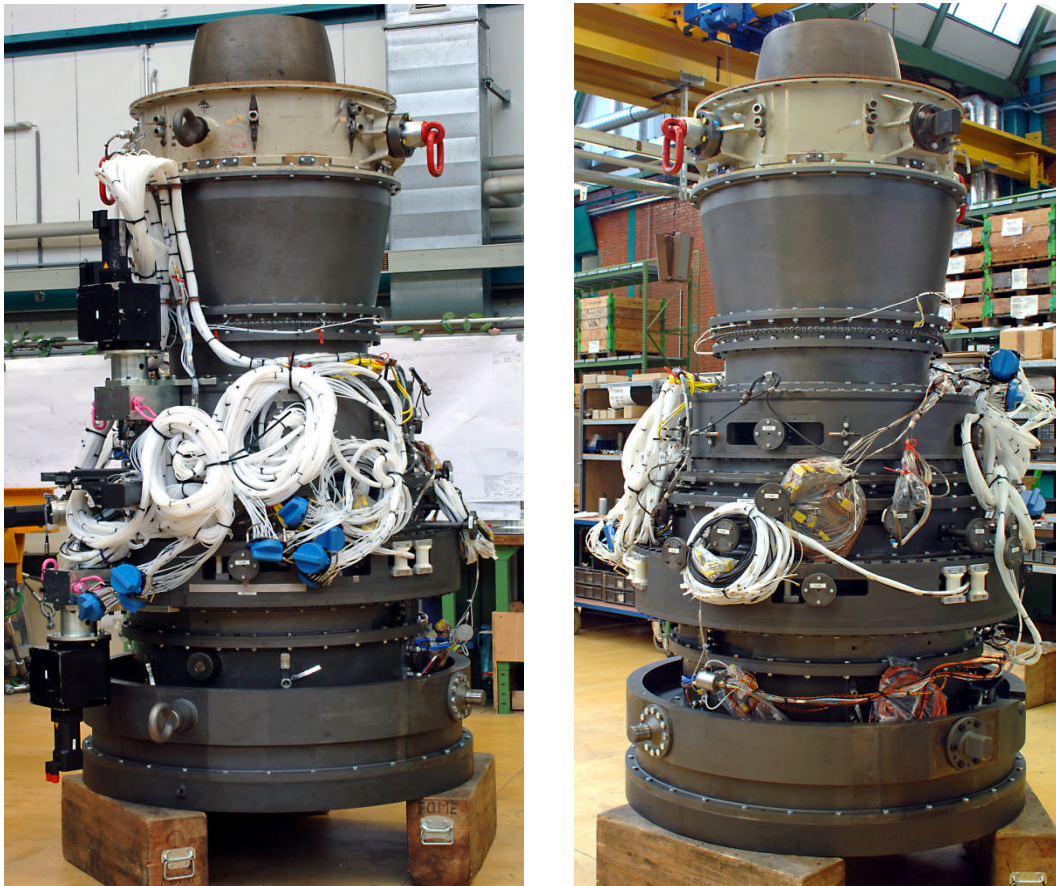


Abbildung 48: Gesamtansichten des versandfertigen Moduls

Die Instrumentierung für die Aufbauten im Rahmen des Arbeitspaketes Low Reynolds Aerodynamik wurde auf Basis des Bau B01 spezifiziert. Das umfangreiche Messprogramm am Prüfstand umfasste auf MTU-Seite Kennfeldmessungen, Variationen der Reynoldszahl sowie die Aufnahme der Profidrücke und des Umschlagsverhaltens auf der Schaufel. Ferner wurden FRAP-Sonden zur Auflösung des instatio-

nären Strömungsfeldes eingesetzt. ILA führte seinerseits detaillierte Traversierungsmessungen mit 5-Loch- und Heißfilmsonden durch. Außerdem kamen erstmals Oberflächenheißfilmgeber zur Analyse von Transitionsvorgängen auf einer Schau-
felplattform zum Einsatz.

Für die Untersuchung der Wirksamkeit von Turbulatoren wurde ein weiterer Aufbau (Bau03) definiert. Darin wurde die Basisbeschaufelung mit einem Turbulator versehen. Um die Wirksamkeit der Turbulatoren zur Vermeidung von Grenzschichtablösungen nachzuweisen, wurden diese Ablösephänomene sichtbar gemacht. Neben Flächentraversierungen in allen Gitterebenen wurden Oberflächenheißfilmmessungen und eine Farbeinspritzung bei zwei verschiedenen Reynoldszahlen durchgeführt.

Als eines der Messergebnisse aus Bau02 ist in Abbildung 49 die Standardabweichung des elektrischen Signals dargestellt, die ein Maß für die Turbulenz darstellt. Anhand des Vergleichs der eingezeichneten Transitionslinie lässt sich das Umschlagsverhalten anschaulich darstellen.

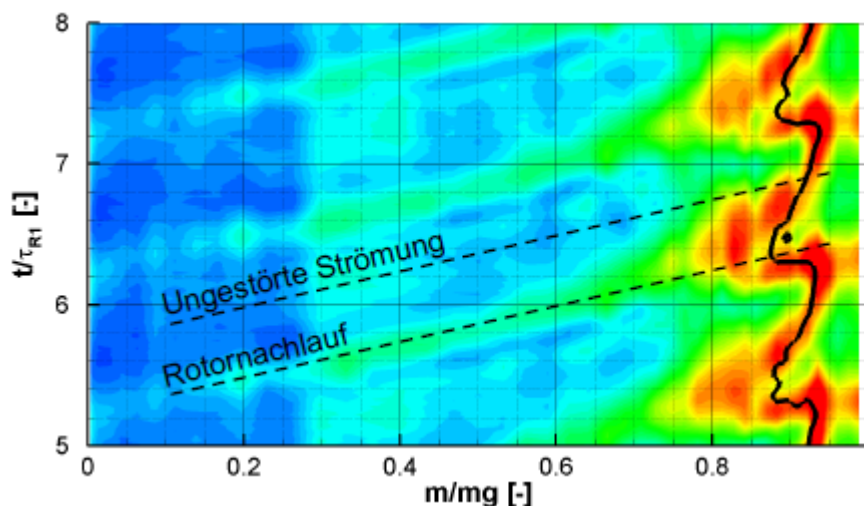


Abbildung 49: Standardabweichung aus OHG-Messungen

In Abbildung 50 ist der Wirkungsgradverlauf über der Re-Zahl für ADP-Bedingungen

dargestellt, d.h. mit Drehzahl- und Expansionsverhältnis entsprechend der Auslegung, wobei die Reynoldszahl über dem Eintrittsdruck variiert wird. Der Vergleich mit der Rechnung zeigt, dass der gemessene Verlauf des Wirkungsgrads gut mit den 3D NS-Rechnungen übereinstimmt, wenn die Rechnungen mit Berücksichtigung der Kavitätenströmung durchgeführt werden.

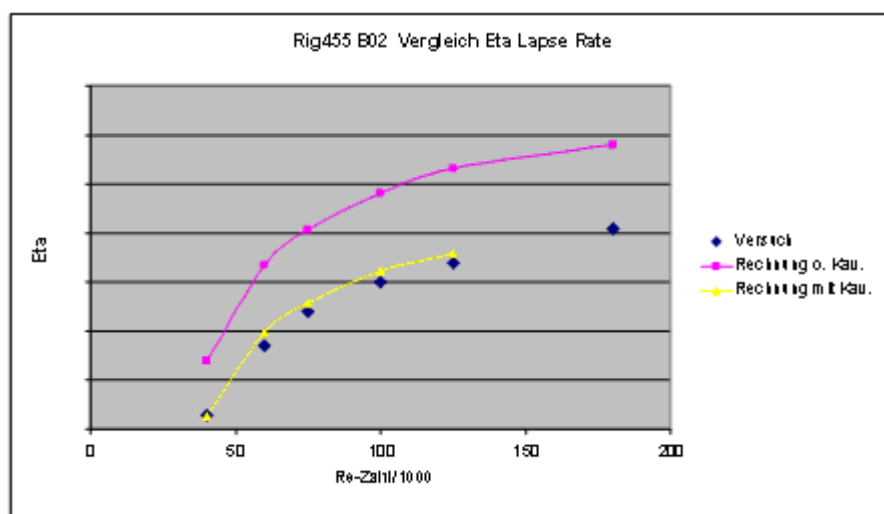


Abbildung 50: Gemessener Wirkungsgrad im Vergleich mit CFD-Rechnungen

Für die kleinste Re-Zahl ist erwartungsgemäß ein überproportionaler Abfall des Wirkungsgrades zu sehen. Hier sollten Maßnahmen zur Grenzschichtbeeinflussung in Bau03 wirksam werden.

Wie schon oben erwähnt entspricht der Aufbau B03, der der Überprüfung der Wirkungsweise von Turbulatoren in der rotierenden Maschine dient, in den Grundzügen dem Basis-Aufbau B02. Die hinteren drei Gitter (B1,V2,B2) sind mit der zu untersuchenden Welligkeit versehen. Das Rig wurde ebenfalls über einen großen Reynoldszahlbereich bis unter $Re=40000$ betrieben.

Der Vergleich der Strömungsstrukturen aus der Farbeinspritzung bestätigt die Erwartungen an die Wirkung der Welligkeit (vgl. Abbildung 51). Hier dargestellt ist der Auslegungspunkt bei $Re=75K$. Bau02 (in der Abbildung links) zeigt Hinweise auf deutliche Ablöseblasen, die im Falle des Bau03 sehr viel geringer ausgeprägt sind.

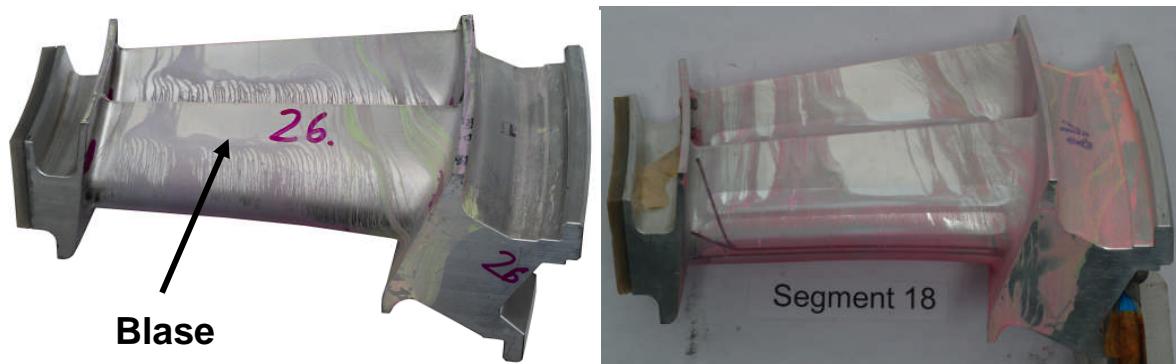


Abbildung 51: Vergleich der Strömungsspuren im Auslegungspunkt für Bau02 links und Bau03 rechts

In Abbildung 52 ist die Schiefeverteilung der Heißfilmsignale beispielhaft für $Re=100K$ dargestellt. Es lässt sich deutlich die sogenannte Transitionslinie im farblichen Umschlag von Rot nach Blau erkennen. Auch hier zeigt sich, dass die Transition bei B03 leicht stromauf verlagert ist. Die Welligkeit der Umschlagslinie ergibt sich aus den Nachläufen des Rotors. Durch Pfeile gekennzeichnet ist ein Zeitpunkt zwischen den Nachlaufdellen, hier wird die Wirkung des Turbulators deutlich. Es ist klar zu erkennen, dass der Umschlag zudem stark verkürzt ist.

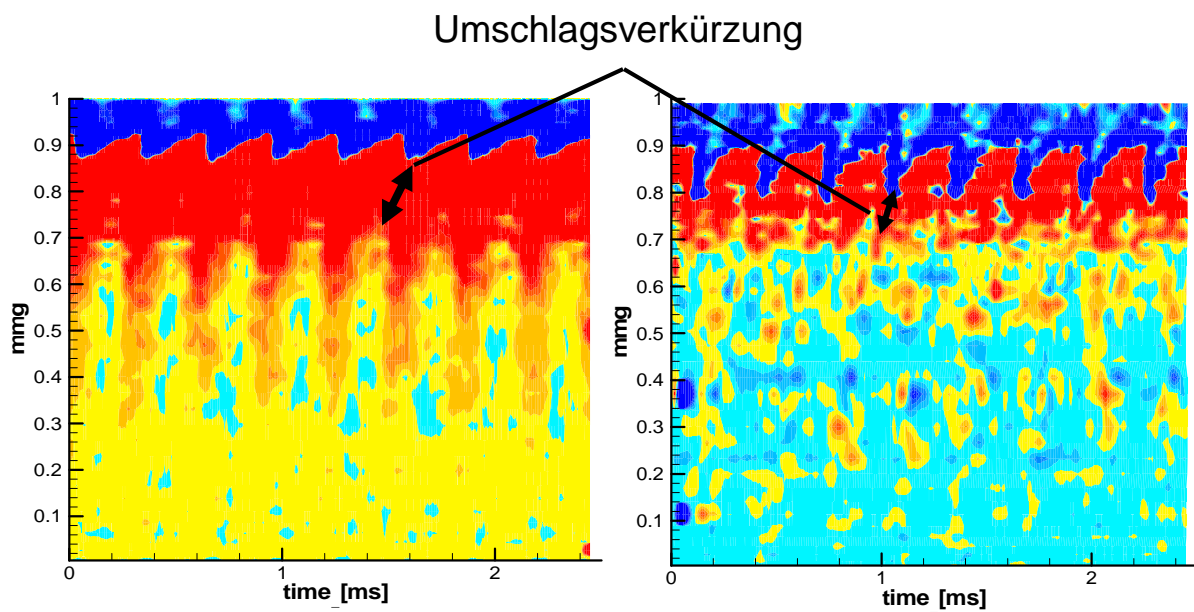


Abbildung 52: Schiefeverteilung der Heißfilmmessung für Bau02 links und Bau03 rechts ($Re=100K$)

3.2.3 AP 2300 Gießtechnische Realisierbarkeit

Der Beitrag zu diesem Thema wird von der Fa. Doncasters in einem eigenen Bericht erstellt.

3.3 AP 3000 Integrierter NDT Generator / Leistungselektronik

3.3.1 Entwicklung Integrierter NDT-Generator

Ziel der Arbeiten im vorliegenden Arbeitspaket war es ursprünglich, mit Hilfe der Entwicklung eines Demonstrators für einen elektrischen Generator die Vorteile der Leistungsentnahme von der Niederdruckwelle zu zeigen und ein Konzept für eine erfolgreiche Umsetzung dieser Technologie zu entwickeln.

Zu Beginn des Projekts wurden Studien an einem Triebwerk der Schubklasse 100 – 140 kN durchgeführt. Diese belegten, dass eine Leistungsentnahme von der Niederdruckwelle, zusätzlich zur Leistungsentnahme von der Hochdruckwelle, zu Verbesserungen im SFC und bzgl. der Handling-Eigenschaften des Triebwerks führen würde.

Unter Berücksichtigung zu erwartender Zellenanforderungen (Leistungsbedarf, Power-Bus Forderungen) und der Gegebenheiten eines Flugtriebwerks (Umgebungstemperaturen, mechanische Anforderungen) wurde eine Spezifikation für eine 150kW NDT-Maschine erarbeitet.

Es wurde ein innovatives Maschinenkonzept erarbeitet, welches in den vorhandenen Bauraum passt und auch kein Mehrgewicht gegenüber einem heutigen konventionellen HDT Generator aufweist. Dieses Konzept beruhte auf einer permanent erregten Transversalflussmaschine und zeigte, dass ein NDT-Generator auch ohne ein vorgeschaltetes Getriebe realisiert werden kann (vgl. Abbildung 53).

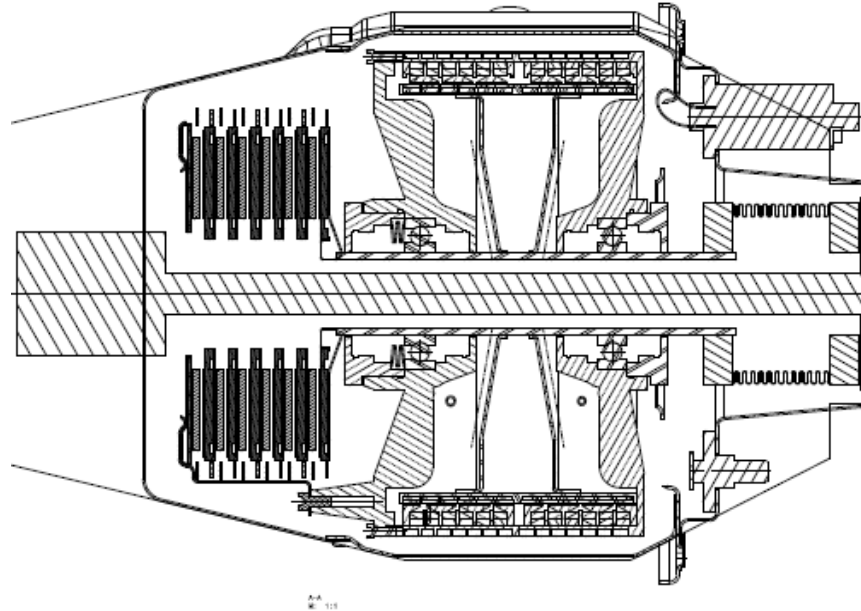


Abbildung 53: Schnittzeichnung des ausgearbeiteten NDT-Generatorkonzeptes

Im Zuge der weiteren Ausarbeitung des Designs zeigte sich, dass die elektromagnetischen Verluste im Rotor höher ausfielen als zuvor in den Simulationen berechnet. Daraufhin wurden Versuche an einer verkleinerten Versuchsmaschine unternommen. Im Laufe dieser Untersuchungen wurde die Annahme bestätigt, dass ein grundlegendes Re-Design des Rotors und der zugehörigen Armierungen erforderlich ist. Die höheren Verluste werden durch ein dem magnetischen Nennfeld gegenläufiges magnetisches Feld verursacht. Basierend auf diesen Ergebnissen wurde das elektromagnetische Modell für den NDT-Generator aktualisiert und die Rotorverluste neu berechnet. Die erforderliche Überarbeitung der Rotorkonstruktion führt zu erhöhter Komplexität sowie zu größeren Aufwüchsen im Gewicht der elektrischen Maschine. Aufgrund der entstandenen zusätzlichen Risiken sowie der erheblichen Verringerung des Gewichtsvorteils gegenüber einem herkömmlichen Generator hat sich das zunächst gewählte Konzept als nicht darstellbar erwiesen. Trotz intensiver Maßnahmen der Risikominimierung musste daher die Entwicklung des NDT Generators im Einvernehmen mit dem Unterauftragnehmer abgebrochen werden.

Die für den NDT-Generator zu entwickelnde Leistungselektronik sollte aus

Synergiegründen mittels kleiner Anpassungen auch in dem im LuFo 4/1 Fördervorhaben NT-GTF entwickelten Smart Fuel System (SFS) eine Anwendung finden. Daraufhin wurde die Leistungselektronik weiter entwickelt mit dem Ziel, nunmehr die elektrische Maschine des SFS anzusteuern.

3.3.2 AP 3100 Leistungselektronik Design

Am Anfang des Projekts wurde basierend auf den Eckdaten der elektrischen Maschine (Leistung, Polpaarzahl) ein Konzept für die Architektur der Leistungselektronik erarbeitet. Um das Gewicht im Vergleich zu einem konventionellen Generator weiter zu senken, wurde die Leistungselektronik, die für den 270 V DC Powerbus benötigt wird, in das Gehäuse der elektrischen Maschine integriert. Neben umfangreichen elektrischen Simulationen wurden auch Untersuchungen des Thermalhaushaltes durchgeführt, um für die Leistungselektronik ein geeignetes Kühlkonzept entwickeln zu können.

Als sich im Laufe des Projekts das Anforderungsprofil für die Leistungselektronik vom Betrieb des NDT-Generators hin zum SFS änderte, mussten einige konzeptionelle Änderungen berücksichtigt bzw. eingebracht und an einem entsprechenden Prüfstand validiert werden, da der geplante Prüfstand für den NDT Generator nun nicht mehr aufgebaut werden würde. Im Rahmen der Projektumplanung wurden Angebote von verschiedenen Unterlieferanten zur Prototypenfertigung eingeholt. Auf Grundlage dieser Angebote wurde im Einvernehmen mit dem ursprünglich vorgesehenen Unterauftragnehmer Compact Dynamics entschieden, die Prototypenfertigung durch ProTec GmbH durchführen zu lassen. Die Verfügbarkeit und Verwertbarkeit der bisher bei Compact Dynamics erzielten Ergebnisse blieb hierbei gewährleistet.

Das vorhandene Leistungselektronikdesign, welches auf dem Design von Compact Dynamics für die elektrische Maschine des NDT-Generators basierte, musste für die geänderten Projektziele (geringere primäre Versorgungsspannung 800V -> 270V

DC) und den geänderten Laboraufbau (eigenständige Demonstratorplattform ohne elektrische Maschine) adaptiert und optimiert werden. Durch den Wechsel des Modulherstellers war es des Weiteren erforderlich, zusätzliche Designrichtlinien einzuarbeiten, welche zur Zuverlässigkeitserhöhung empfohlen wurden. Das geänderte Design ist in Abbildung 54 dargestellt.

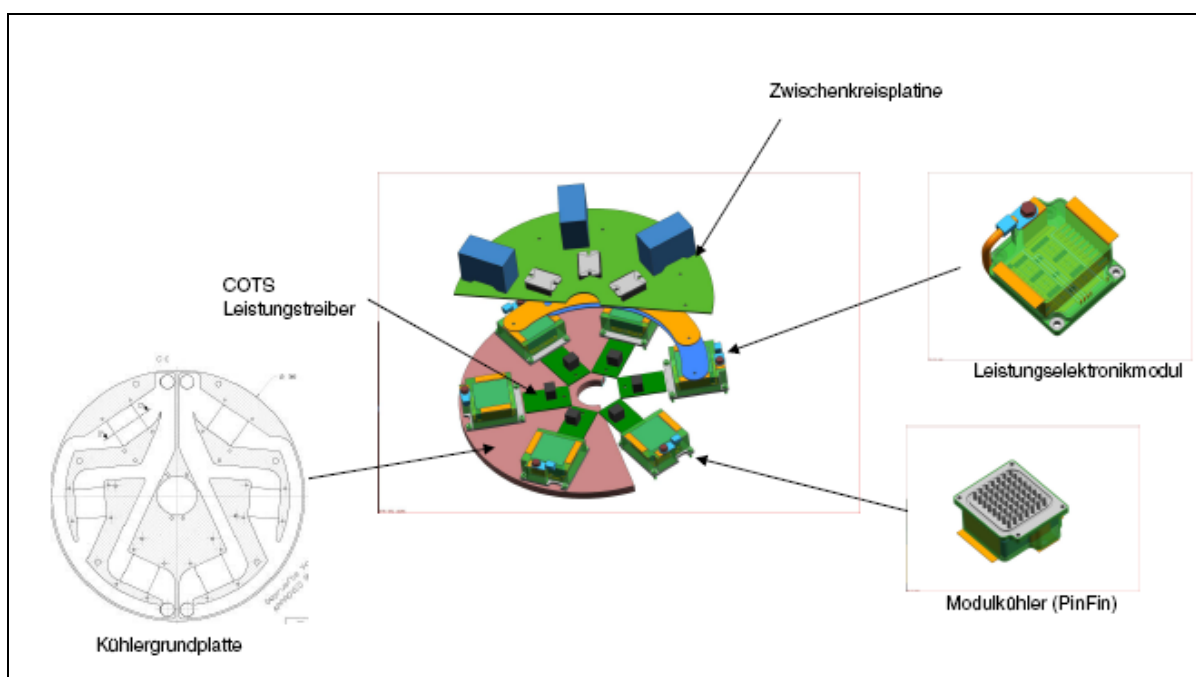


Abbildung 54: Überarbeitete Leistungselektronik

Im weiteren Verlauf wurde zunächst die Entwicklung eines geeigneten Kühlkonzeptes fortgesetzt, das einerseits für die Sicherstellung einer entsprechenden Funktionalität der Leistungselektronik erforderlich ist, andererseits auch eine notwendige Bedingung für das Erreichen der geforderten Zuverlässigkeit darstellt. Für den Aufbau der Kühler wurden verschiedene Grundkonzepte betrachtet, sowohl die Form des Kühlkörpers (mit oder ohne Pinfins) betreffend als auch bezüglich der verwendeten Substrate (AlSiC oder AlN). Ausgewählt wurden dann Kühlermodule unter Verwendung von AlSiC mit integrierten Kühlrippen (Pinfins), da diese hinsichtlich der erreichbaren Wärmeabfuhr die besten Ergebnisse versprachen. Eine anschließend durchgeführte Analyse (s. Abbildung 55) zeigte gute Ergebnisse hinsichtlich der

Wärmeabfuhr. Des Weiteren konnte bestätigt werden, dass die Kühlkörpergeometrie mit Pinfins die Wärmeabfuhr durch Verwirbelung im Kühlmittelstrom positiv beeinflusst.

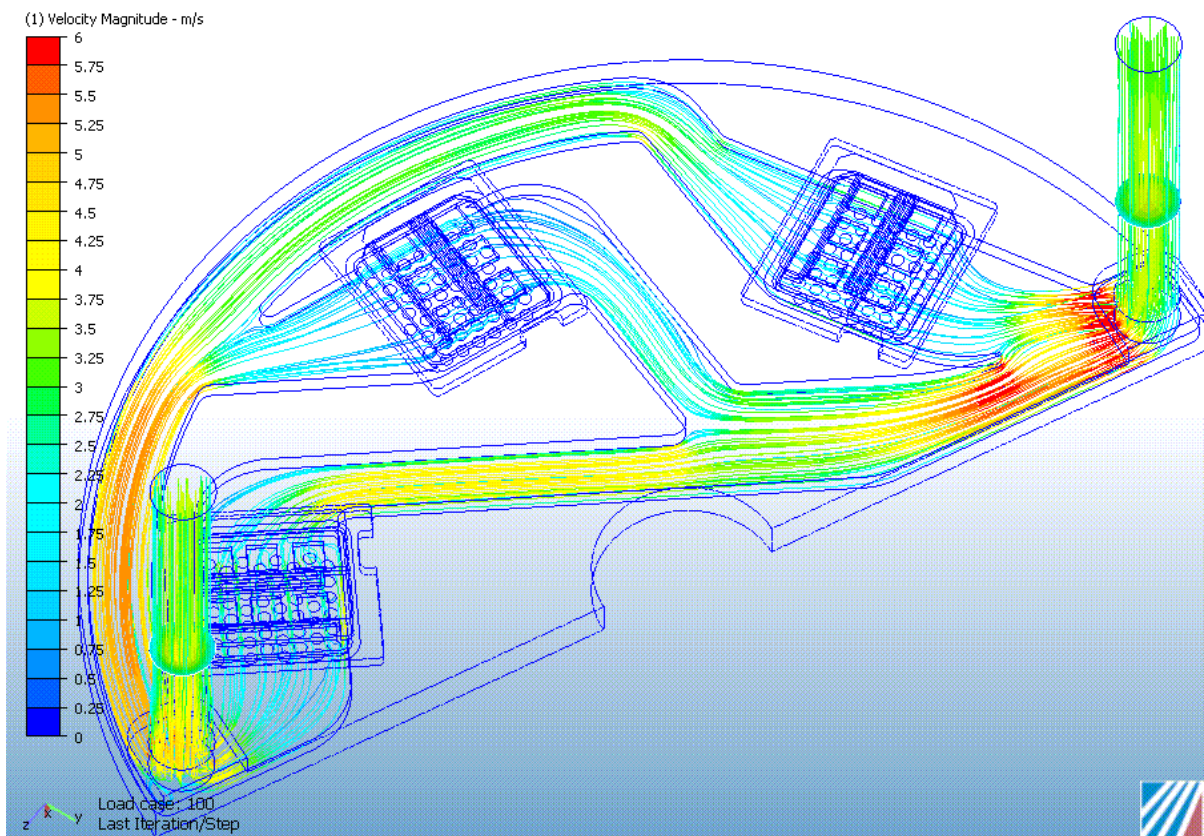


Abbildung 55: Thermo-mechanische Analyse der Kühlergeometrie

3.3.3 AP 3200 Prototypenfertigung Leistungselektronik

Für den Aufbau der Leistungselektronik-Module sowie zur temporären Speicherung der elektrischen Energie während des Betriebszyklus der elektrischen Maschine wurde ein geeigneter Zwischenkreiskondensator spezifiziert. Nach der Lieferung der Leistungselektronik-Module (vgl. Abbildung 56) wurde der Demonstrator fertig gestellt.

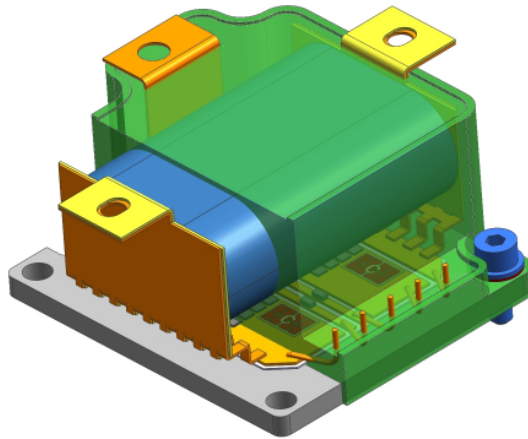


Abbildung 56: Leistungselektronik-Modul mit Kühler und Kondensator

Das Kühlsystem besteht aus einer Kühlergrundplatte, welche die Komponenten der Leistungselektronik aufnimmt und gleichzeitig die erforderlichen Kühlmittelkanäle beherbergt, um eine Zirkulation des Kühlmittels zu ermöglichen. An insgesamt sechs Stellen ist die Grundplatte ausgespart, um die Kondensatormodule und die Kühlkörper aufzunehmen.

Nach Abschluss der Montage und anschließender Funktionsprüfung wurde der Leistungselektronik-Prototyp an die UniBw München ausgeliefert, wo die Durchführung der Tests erfolgte. Abbildung 57 zeigt den fertig aufgebauten Demonstrator vor dem Versand an die UniBw.

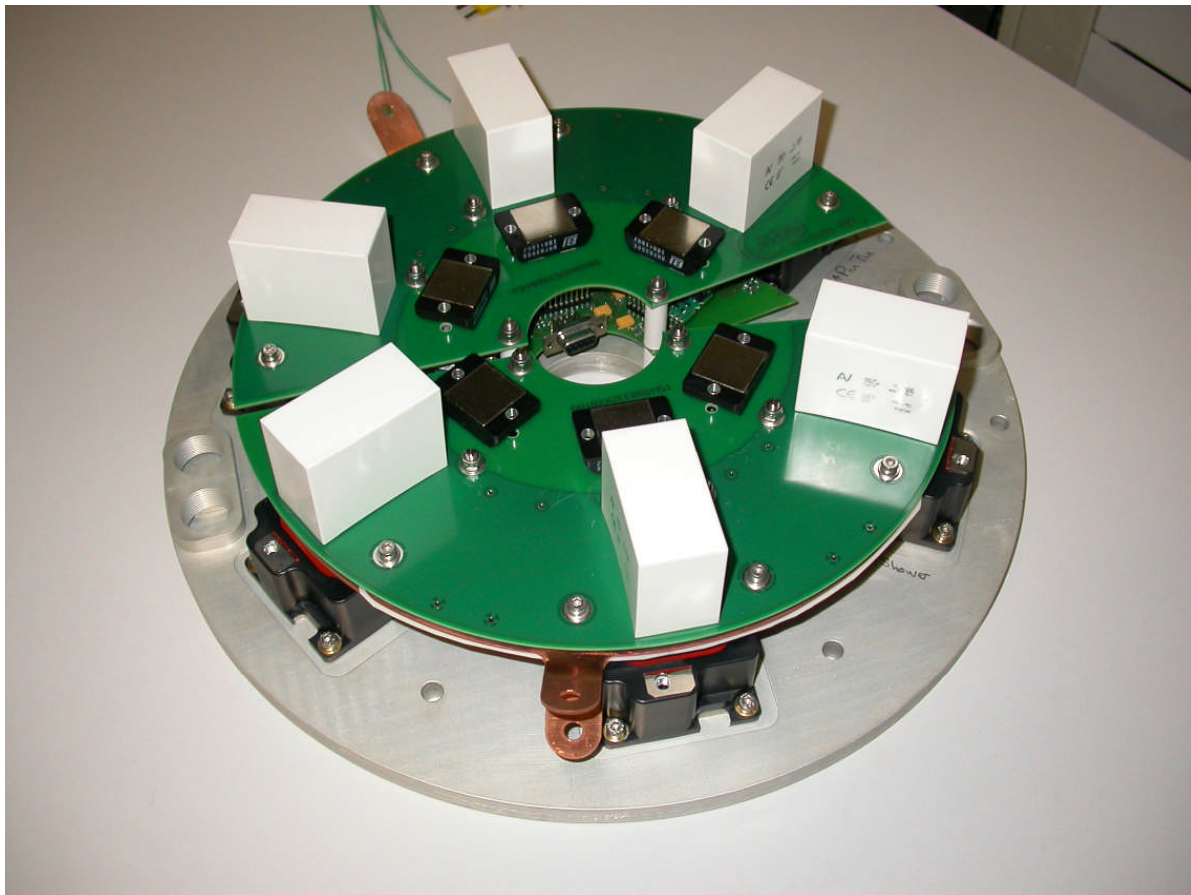


Abbildung 57: Demonstrator für Leistungselektronik

3.3.4 AP 3300 Validierung / Verifikation inkl. Zuverlässigkeitsbestimmung

Für die Überprüfung der Leistungselektronik für das Smart Fuel System wurde an der UniBw ein entsprechend ausgerüsteter Prüfstand eingerichtet, der die Vermessung der Leistungsmodule erlaubt. In Abbildung 58 ist der Aufbau dieses Prüfstands dargestellt. Er enthält neben der erforderlichen Spannungsversorgung und den elektrischen Lasten, die die elektrische Maschine des Smart Fuel Systems simulieren, auch eine Reihe von Spannungs- und Strommessstellen, die eine genaue Beurteilung der elektrischen Eigenschaften der Leistungselektronik erlauben. Zur Ansteuerung der Treiberelektronik wurde eine dSpace[®] Rapid-Prototyping-Plattform verwendet, die eine effiziente Realisierung der für die Regelung erforderlichen Regelkreise

gestattet. Darüber hinaus sind Module für die Messung und Aufzeichnung der erfassten Messsignale vorhanden, so dass eine Auswertung der Testergebnisse zeitnah und unkompliziert möglich war. Neben den elektrischen und elektronischen Komponenten stellt der Prüfstand auch ein Kühlsystem zur Verfügung, welches für die Abfuhr der anfallenden Dissipationswärme beim Betrieb der Leistungselektronik benötigt wird. Die Durchflusstemperatur und die Durchflussmenge können gemäß den Erfordernissen der Thermalanalyse eingestellt werden, um eine thermische Überlastung auszuschließen.

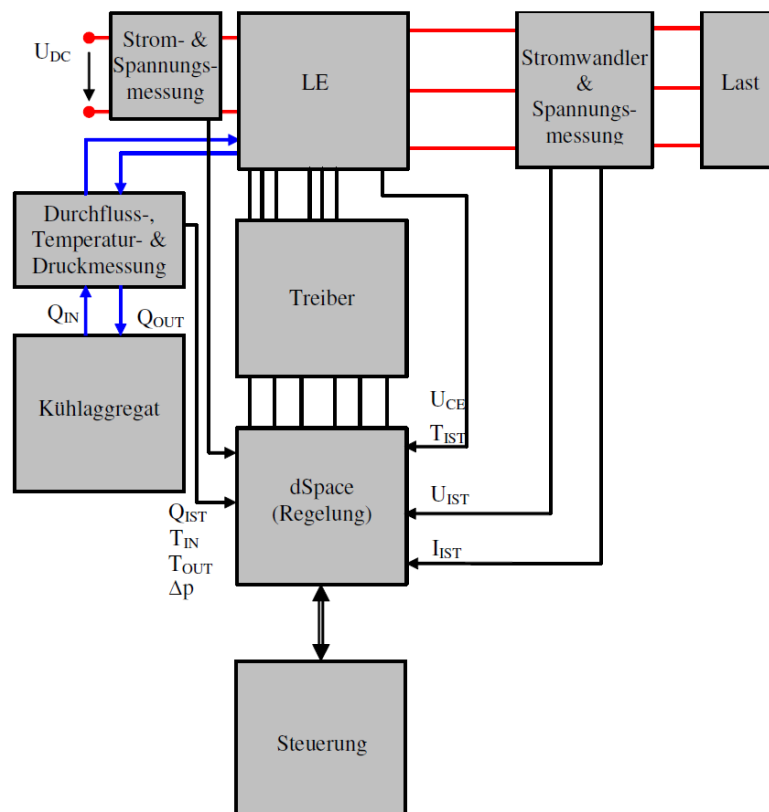


Abbildung 58: Prüfstands Aufbau für Leistungselektronik

Nach Erhalt der von MTU vormontierten Leistungselektronik erfolgte der Aufbau in der Prüfumgebung und eine schrittweise Inbetriebnahme des Prüfstandes. Zunächst wurde die Treiberelektronik ohne nachgeschaltete Leistungselektronik-Module getestet. Hierbei wurde die Reaktion auf Stimuli der Ansteuer-Elektronik untersucht, wobei sich keine Auffälligkeiten im Hinblick auf die spätere Funktion ergaben. Die Messun-

gen dienten in der Hauptsache der Ermittlung von Stromaufnahme und Leistungsbedarf für die abschließende Parametrierung der Regelkreise. Die anschließenden Tests mit den Leistungselektronikmodulen ergaben eine gute Übereinstimmung der vermessenen Module mit den Datenblättern der Hersteller. Kalibrierungsmessungen für die Temperaturbestimmung wurden in einer Klimakammer bei verschiedenen Temperaturen [10°C ... 125°C] durchgeführt und in der Datenbank der Ansteuer-Elektronik hinterlegt (vgl. Abbildung 59).

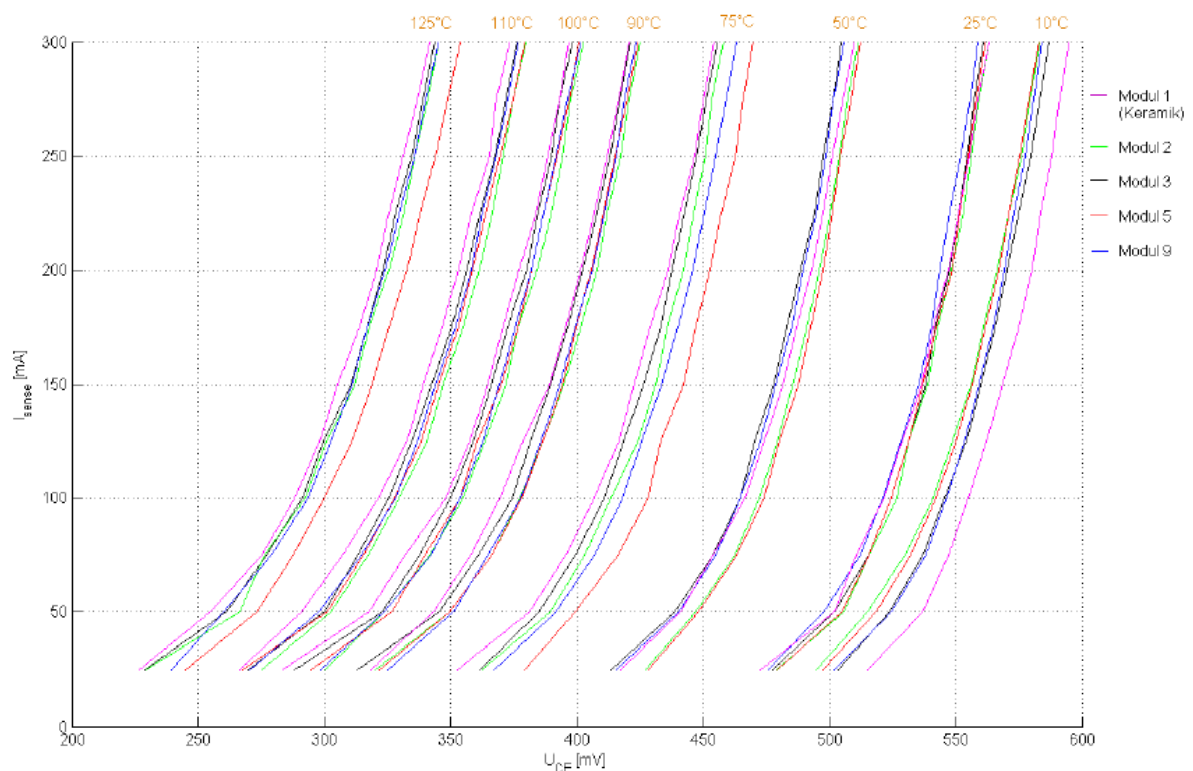


Abbildung 59: Kalibrierungsmessungen zur Temperaturbestimmung

Die anschließenden Tests dienten der Vermessung der Leistungselektronik über einen weiten Spannungs- und Lastbereich, um die Eigenschaften der Module zu ermitteln und mit den Anforderungen für den Betrieb im SFS abzugleichen. Dabei wurden Tests zur Ansteuerung über Treiberelektronik durchgeführt, die zum einen manuelles Schalten der Leistungsmodule mit und ohne Last und zum anderen eine Messung der Spannung an den IGBTs für eine Eingangsspannung U_{DC} zwischen 50V und 270V beinhalteten. Darüber hinaus wurden Tests der Pulsweitenmodulation

für unterschiedliche Frequenzen und Zwischenkreisspannungen durchgeführt, wobei die Module sowohl mit als auch ohne Last gefahren wurden. Im Verlauf dieser Tests hat sich die Funktion der Leistungselektronik auch für größere Belastungen (bis 70A) bestätigt. Damit ist das Konzept der integrierten Leistungselektronik bestätigt worden, und steht für eine weitere Verwendung in Verbindung mit dem integrierten Smart Fuel System zur Verfügung.

3.4 AP 4000 Demonstrator Turbine

3.4.1 AP 4100 Komponententests

Zur Durchführung der Demonstrator tests mit Titanaluminid (TiAl) Schaufeln wurden die einzelnen Schaufeln durch das Fräsen aus geschmiedetem Plattenmaterial hergestellt und anschließend geprüft.

Zur Überprüfung der HCF Festigkeit wurden Axial Tests durchgeführt. Ziel war es festzustellen, unter welchem Spannungsniveau und bei welcher Frequenz die TiAl Laufschaufeln (siehe Abbildung 60) nach 10 Millionen Lastwechseln ohne Anriss bleiben. Insgesamt wurde eine Schaufel mit bis zu 60 Millionen Lastwechseln getestet, wobei keine Rissbildung durch Materialermüdung beobachtet wurde. Es wurde eine ausreichende Schwingfestigkeit für das Design und das Material nachgewiesen.



Abbildung 60: Axf Testkörper einer NDT Schaufel aus TiAl (geschmiedet und gefräst)

Mit TiAl Schaufelbauteilproben wurden Anstreifversuche zur Untersuchung des Einlaufverhaltens einer NDT TiAl Schaufel in eine Honigwabendichtung durchgeführt. Hierbei wurde festgestellt, dass der Honigwabenwerkstoff bei Einlaufen des Schaufelfins in die Honigwabe aufschmolz und mit dem TiAl Werkstoff reagierte. Am unbeschichteten Fin trat eine Schmelzerosion auf, die die Schaufelfin Spitze beschädigte. Zur Vermeidung derartiger Schäden wurden anschließend Anstreiftests mit beschichteten Schaufelproben durchgeführt. Die Nachuntersuchungen zeigten, dass dank dieser Maßnahme keine Schäden mehr infolge von Schmelzerosion auftraten.

3.4.2 AP 4200A Einzelschaufel-Schleudertests

Mit den TiAl-Schaufeln der NDT wurden Schleudertests durchgeführt. Zum einen wurden die TiAl-Schaufeln bei Raumtemperatur geschleudert, um eine ausreichende Werkstoffqualität und Maßhaltigkeit der Schaufel-Scheibeverbindung der TiAl-Schaufeln für den Einsatz in dem Testtriebwerk abzusichern. Zum anderen wurde mit einem zweiten Schleuderversuch die LCF (Low Cycle Fatigue)-Lebensdauer

überprüft (siehe Abbildung 61).



Abbildung 61: Schleuderteststand für LCF Tests

Der Schleudertest diente der Qualifizierung der NDT TiAl-Schaufeln für den Triebwerksversuch. Der Test erfolgte bei Raumtemperatur im Vakuum nach folgendem Plan:

- Hoch- und Runterfahrten von der Leerlauf- auf die Volllastdrehzahl
- Die Hoch- und Runterfahrt in jeweils zwei Minuten sowie einer Haltezeit im jeweiligen Zustand von drei Minuten.

Der Schleudertest bestätigte die gute Qualität der Schaufeln hinsichtlich Design, Werkstoff und Fertigungstoleranzen für den anschließenden Triebwerkstest.

3.4.3 AP 4200B Schleudertests für Twk-Demonstratorconfiguration

Für den Nachweis ausreichender LCF Lebensdauer und zur Untersuchung des Verschleißverhaltens der TiAl NDT Schaufel an der Kontaktstelle der Schaufel/Scheibeverbindung und am oberen Deckband zwischen den Schaufeln wurde ein Turbinenrotor mit TiAl Beschaukelung (Abbildung 62) im Vakuum bei 300 °C getestet. Der Versuch erfolgte für den Schaufelfußbereich mit 20.000 Zyklen bei Leerlauf- und Volllastdrehzahlen.

Der Schleudertest wurde jeweils nach 1.000, 5.000, 10.000 und 20.000 Zyklen unterbrochen. Danach wurden die Schaufeln ausgebaut, gereinigt und auf Risse und andere Beschädigungen überprüft. Die Untersuchungen zeigten, dass bei den vorliegenden Testbedingungen keine Schäden auftraten.



Abbildung 62: Triebwerksrotor (NDT Stufe 2) für den Nachweis ausreichender LCF Lebensdauer und Untersuchung des Verschleißverhaltens der TiAl NDT Schaufel an der Kontaktstelle der Schaufel/Scheibeverbindung und im oberen Deckband

3.4.4 AP 4300 Triebwerks-Demonstratortest

Für den Triebwerkstest wurde ein Triebwerk ausgewählt, mit dem die für die Entwicklung einer TiAl Schaufel einer schnelllaufenden Niederdruckturbine notwendigen Designkriterien verifiziert werden können. Dazu gehören:

- LCF Lebensdauer der Schaufel-Scheibeverbindung für einen Werkstoff mit geringer Duktilität
- Kriechfestigkeit des Schaufelblattes
- Einfluss der Oxidation und Korrosion
- High Cycle Fatigue in einer Turbinenabgas-Atmosphäre

Zur Vorbereitung des Triebwerks-Demonstratortests wurden Vorversuche zur Montage und Instrumentierung der TiAl-Testschaufeln durchgeführt. Bei den Montageversuchen zeigte sich, dass das Einnieten der Schaufeln in die Scheibennuten mit standardisierten Vorrichtungen und Verfahrensparametern machbar ist.

Die Instrumentierungsversuche wurden erfolgreich durchgeführt, d.h. die Messwertnehmer konnten so auf dem neuen Werkstoff befestigt werden, dass der Werkstoff einerseits nicht geschädigt wurde und andererseits die Befestigung unter den Testbedingungen ausreichend mechanisch beständig war.

Ein Triebwerksrotor (NDT) mit TiAl Schaufeln wurde für den Test fertig gestellt und mit Temperatur- und Dehnmessvorrichtungen versehen. Die Schaufelblätter wurden mit einer optisch wirksamen Farbe beschichtet, um Schwingungen der Schaufeln mit einem laseroptischen Messsystem (NSMS) zu messen (siehe Abbildung 63). Nach dem Verbau des Rotors im Triebwerk konnte die Funktion der Instrumentierung überprüft werden. Die Analyse der Messwerte ergab, dass die geplanten Testbedingungen eingehalten wurden und der Triebwerkstest gestartet werden konnte.



Abbildung 63: Triebwerksrotor (NDT) mit TiAl Beschichtung vor dem Test

Testergebnisse:

Der Triebwerkstest wurde wie geplant durchgeführt. Alle Meßsysteme und die Instrumentierung der Rotorscheufeln haben ihre Funktion fehlerfrei erfüllt. Nach dem Test wurde der Rotor ausgebaut und inspiziert (siehe Abbildung 64). Anschließend wurden die geometrischen Veränderungen der Turbinenschaufeln gemessen und die Oberflächen auf Verschleißspuren untersucht.

Die einzelnen Schaufeln wurden optisch vermessen. Dadurch konnte die Veränderung der Schaufelgeometrie durch Kriechlängung und Untwist bestimmt werden und mit dem Rechenmodell verglichen werden. Die Ergebnisse bestätigten die analytischen Vorhersagen für Werkstofftechnik und Strukturmechanik.

Hinsichtlich der Schaufel-Scheibe Anbindung wurde festgestellt, dass das gewählte

Design für den verwendeten Werkstoff gut geeignet ist. Die Untersuchungen zeigten auch, dass insbesondere an den für die Zuverlässigkeit des Bauteils relevanten Kontaktstellen mit der Scheibe und benachbarten Schaufeln sowie im Schaufelblatt keine Risse auftraten. Es wurden auch keine Schäden durch Oxidation und Korrosion oder durch Fretting-Fatigue festgestellt. Nur leichte Fretting-Wear Spuren als Übertrag von Scheibenmaterial auf den Schaufelfuß sind in üblicher Ausprägung festgestellt worden.

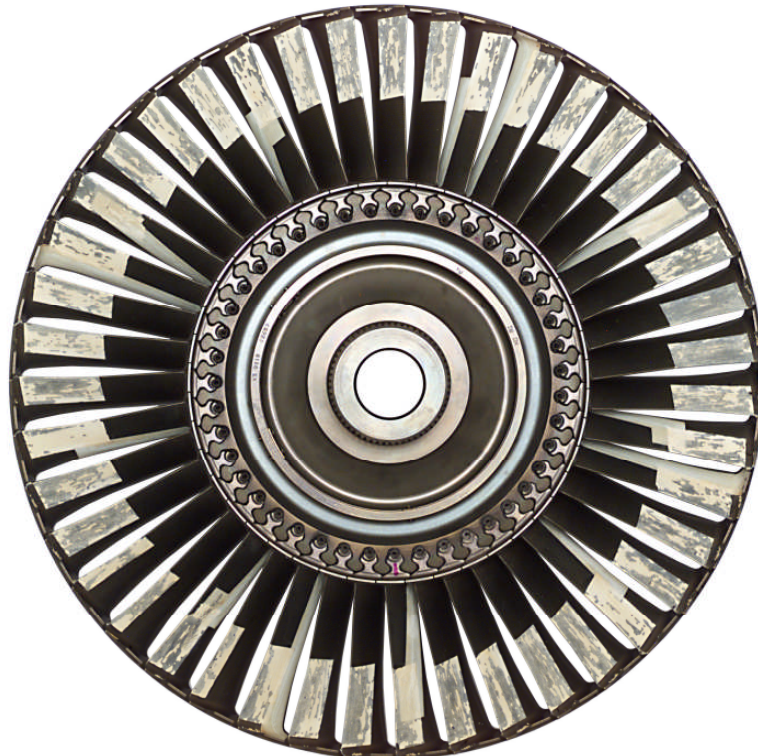


Abbildung 64: Triebwerksrotor (NDT) mit TiAl Beschaukelung nach dem Test

4 Literaturverzeichnis

- [1] Luftfahrtforschung und -technologie „Engine 3E 2010 Programm“ Abschlussbericht „Niederdruckturbine II“, MTU Aero Engines GmbH, April 2004, Bericht-ersteller: Th. Schröder