

# ANALYSEN ZUR OPTIMIERUNG DER INSTANDHALTUNG VON FLUGTRIEBWERKSVERDICHTERN IM HINBLICK AUF WIRTSCHAFTLICHKEIT UND UMWELTFREUNDLICHKEIT

C. Werner-Spatz, Lufthansa Technik AG, Weg beim Jäger 193, 22335 Hamburg,  
Deutschland

A. Giebmanns, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V, Institut für  
Antriebstechnik, Linder Höhe, 51147 Köln, Deutschland

G. Döbbener, ANSYS Germany GmbH, Staudenfeldweg 12, 83624 Otterfing, Deutschland

H. Hönen, RWTH Aachen, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen,  
Templergraben 55, 52062 Aachen, Deutschland

## Zusammenfassung

Dieser Bericht gibt einen Überblick über die Inhalte und Ergebnisse eines im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms IV durchgeführten Forschungsprojekts. In diesem Projekt wurde mit Hilfe von numerischer Simulation (sowohl Strömungssimulation als auch gekoppelte Strömungs- und Strukturanalyse) ein grundsätzliches Verständnis der Einflüsse von betriebs- und instandhaltungsbedingten Veränderungen an der Geometrie von Verdichterschaukeln in Flugtriebwerken erarbeitet. Gleichzeitig wurden umfangreiche Bemühungen zur experimentellen Validierung der Simulationsergebnisse unternommen.

## 1. EINLEITUNG

Das LuFo-IV-Verbundprojekt LOTUSARP trägt den vollständigen Titel „Entwicklung bestmöglicher Kombination potentieller Maßnahmen an Verdichterbauteilen zur Minderung der CO<sub>2</sub>-Emission durch Reduktion des Kerosinverbrauchs sowie zur effizienten Nutzung von Ressourcen und Verlängerung der Bauteillebensdauer“. Ziel des Projektes war es, einen Beitrag zur Verbesserung der Instandhaltung von Verdichterbauteilen an zivilen Flugtriebwerken zu leisten, wobei unter Verbesserung eine Steigerung der Leistungsfähigkeit reparierter Bauteile bei gleichzeitiger Minimierung des dazu notwendigen Bearbeitungsaufwandes verstanden wurde.

Im Mittelpunkt der Betrachtungen standen die Rotorschaukeln des Fans als erste Verdichterstufe in heutigen zivilen Flugtriebwerken. Der Fan erzeugt in der Regel ca. 80% des Schubes und hat somit auch starken Einfluss auf Wirtschaftlichkeit (d.h. Kraftstoffverbrauch im Verhältnis zum erzeugten Schub) und Emissionen des Triebwerks. Gleichzeitig unterliegt der Fan als vorderste Komponente im Triebwerk schwerwiegenden Einflüssen durch die einfließende Strömung. Diese führen u.a. in Form von Erosion zu starkem Verschleiß, den es im Rahmen der Instandhaltung bestmöglich zu beheben gilt.

Heutzutage werden Fanschaufeln nach relativ trivialen Herstellervorgaben repariert, ohne besonderes Augenmerk auf das Optimieren von Bauteilgeometrien und Oberflächenqualität zu legen. Die Erkenntnisse, die den Herstellervorgaben zu Grunde liegen, sind in den Instandhaltungsanleitungen nicht dokumentiert und daher für den unabhängigen Instandhalter nicht einsehbar. Um Verbesserungen in der Instandhaltung von Fanschaufeln zu erzielen, bedarf es daher zunächst eines umfassenden Verständnisses der Faktoren, die einen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Bauteile haben. Weiterhin ist es von

Interesse, wie das Bauteilverhalten die Effizienz des Fan-Moduls und des Triebwerks als Gesamtsystem beeinflusst. Das Ziel von LOTUSARP war es, dieses Verständnis mit Hilfe der Methode der numerischen Simulation zu erarbeiten. Folgenden Fragestellungen sollte dabei im Einzelnen nachgegangen werden:

- Welchen Einfluss haben typische aus dem Betrieb bekannte verschleißbedingte Geometrieänderungen der Fanschaufel?
- Welchen Einfluss haben typische reparaturbedingte Geometrieänderungen der Fanschaufel?
- Ist es notwendig, die Verformung der Bauteile unter Last zu berücksichtigen?
- Wie wirkt sich der Aufbau des Schaufelkranzes aus Schaufeln mit unterschiedlicher Geometrie aus?
- Welche Wechselwirkungen treten zwischen dem Fanrotor und den stromab gelegenen Statorn (Outlet Guide Vanes oder OGV bzw. Inlet Guide Vanes oder IGV) auf?
- Wie lassen sich die erkannten Einflüsse am besten auf Modulebene in einem Kennfeld erfassen und wie wirken sie sich auf das Gesamttriebwerk aus?
- Welche Konturform muss die Vorderkante für ein aerodynamisch optimales Verhalten im Betrieb haben, und mit welcher Methode lassen sich diese für das dreidimensionale Bauteil ermitteln?

Um das für die Verwertung notwendige Vertrauen in die Richtigkeit der Ergebnisse der numerischen Simulation zu schaffen, war zusätzlich eine umfangreiche experimentelle Validierung notwendig. Diese sollte einerseits durch eine Untersuchung der Profilmessung im Gitterwindkanal, andererseits aber auch durch Strömungsmessungen im realen Triebwerk unter möglichst betriebsnahen Bedingungen erbracht werden.

Das Verbundprojekt wurde von Lufthansa Technik AG (LHT) in Zusammenarbeit mit dem Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und

Raumfahrt e.V. (DLR), ANSYS Germany GmbH und dem Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) Aachen durchgeführt.

## 2. NUMERISCHE SIMULATION

### 2.1. Ansatz und Geometriemodelle

Trotz des allgemeingültigen Charakters vieler der oben genannten Fragestellungen war zu ihrer konkreten Untersuchung die Auswahl eines bestimmten Triebwerksmoders erforderlich, um die zu untersuchende Geometrie und die bestimmenden Randbedingungen ableiten zu können. Die Wahl fiel auf ein modernes und für heutige zivile Flugtriebwerke in vielerlei Hinsicht repräsentatives Muster, das aus der Erfahrung im Betrieb als anspruchsvoll hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit bekannt war.

Das für die numerischen Analysen notwendige Geometriemodell wurde durch optisches Vermessen realer Triebwerksbauteile sowie anschließendes Rückführen der gemessenen Punktwolken zur Erzeugung hochwertiger CAD-Flächenmodelle gewonnen. Ausgegangen wurde dabei von der Triebwerksgeometrie, wie sie sich mit den Einlauf- und Düsentteilen am Prüfstand ergibt. Diese ist in Bild 1 dargestellt. In der Abbildung zu sehen ist der für das Simulationsmodell des Fanmoduls verwendete Teil der Geometrie. Er beginnt im engsten Querschnitt des Einlaufs (Bellmouth) und endet im Sekundärkreis hinter den Fanstator (Outlet Guide Vanes bzw. OGV), im Primärkreis am Eingang des Strömungskanals, das in das Kerntriebwerk führt (OUTLET\_COR in Bild 1).

Als Referenzgeometrie wurde soweit wie möglich der Neuteilzustand betrachtet, so dass die untersuchte Referenz als repräsentativ für ein neuwertiges Triebwerk angesehen wird. Dem standen in den Analysen so genannte Schadensbilder gegenüber, die jedoch sowohl betriebs- und verschleißbedingte Geometrieänderungen (also „Schadensbilder“ im engeren Sinne, z.B. Vorderkantenerosion oder Vergrößerung des Rotorspitzenpalts) umfassten als auch solche, die durch Instandhaltungsmaßnahmen in der Werkstatt entstehen (z.B. Wiederherstellung der Vorderkantenkontur bei verkürzter Sehnenlänge). Insgesamt wurden so bezogen auf die Fanschaufel die Zustände neu, repariert und verschlissen

erfasst. Die Geometriemodelle für die Schadensbilder wurden durch manuelle Anpassung der CAD-Modelle der Referenzgeometrie erzeugt. Dadurch war es möglich, gezielt typisierte Geometrien herzustellen und z.B. den Einfluss von Geometrieänderungen, die im Betrieb stets gemeinsam auftreten, getrennt zu betrachten.

Als Randbedingungen konnten an der Eintrittsebene vorliegende Werte aus Prüfstandsmessungen verwendet werden. Hier wurden Totaldruck und Totaltemperatur vorgegeben. Am Austritt zum Kerntriebwerk (Primärkreis) wurde der Massenstrom vorgegeben. Am Austritt hinter den OGV wurde schließlich der statische Druck vorgegeben; dieser konnte im Rahmen der Kennlinienanalysen variiert werden. Die verwendeten Drehzahlen entsprechen den auf dem Prüfstand angefahrenen Betriebspunkten. Untersucht wurde vor allem das Verhalten bei maximalem Dauerschub (Maximum Continuous Thrust bzw. Max. Cont.) und bei Startschub (Take-Off Thrust bzw. T/O).

### 2.2. Untersuchungen des DLR

#### 2.2.1. Bewertung von Schadensbildern

Für die Schadensbild-Analysen werden neben der Referenzgeometrie fünf verschiedene Modelle für typische Schadensbilder erstellt. Die Modelle werden mit Hilfe des am DLR entwickelten 3D-RANS-Löser TRACE [1] unter Verwendung des Wilcox's  $k-\omega$ -Turbulenzmodells stationär berechnet und die Leistung mit einer neuwertigen Schaufel verglichen. Ziel dabei ist es, den Einfluss auf die aerodynamische Leistung zu ermitteln und gleichzeitig die physikalischen Ursachen zu verstehen.

Bild 2 zeigt den grundlegenden Aufbau des Rechennetzes. Wie anhand des Ausschnitts gut zu erkennen ist, handelt es sich hierbei um ein hybrides Netz, d.h. der Großteil des Netzes besteht aus strukturierten Netzzellen, allein der Bereich um die so genannten „Midspan Shrouds“ am Rotor ist unstrukturiert vernetzt. Die strukturierten und unstrukturierten Netzabschnitte werden an den aneinander grenzenden Flächen über einen Kopplungsalgorithmus verbunden. Die rotierenden und stationären Netzabschnitte werden mit Hilfe einer „Mixing Plane“ verknüpft, über die ein Informationsaustausch ermöglicht wird.

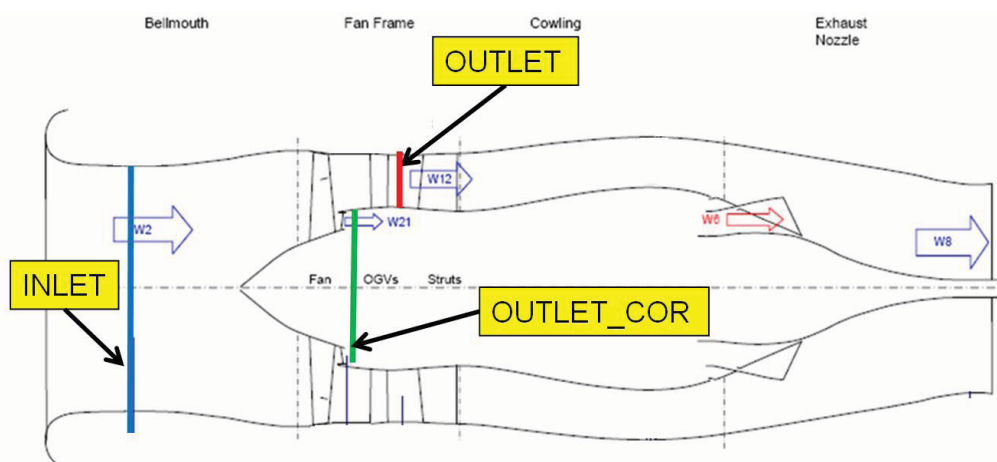


BILD 1. Triebwerksgeometrie und Grenzen des Simulationsmodells

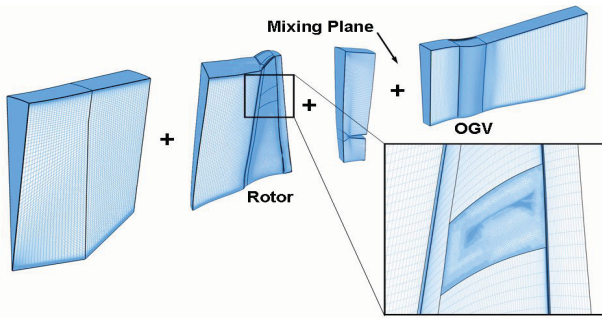


BILD 2. Aufbau des verwendeten Rechennetzes (DLR)

Die meisten Schadensbilder betreffen die Vorderkantenkontur. Schadensbild 1 stellt mit seiner abgeflachten Vorderkante eine erodierte Schaufel dar. Schadensbild 3 hat ebenfalls eine abgeflachte Vorderkante, ist aber zusätzlich in der Sehnenlänge reduziert und repräsentiert somit eine Schaufel, die schon lange im Einsatz ist. Schadensbild 4 weist eine ähnliche Sehnenlängenverkürzung wie Schadensbild 3 auf, hat aber eine abgerundete statt der abgeflachten Vorderkante. Somit stellt es eine Schaufel dar, die schon lange im Einsatz, aber nachbearbeitet ist. Die Beschädigung in Schadensbild 5, eine Blendung, betrifft ebenfalls die Vorderkante, ist aber auf einen kleinen Bereich etwas oberhalb der Midspan Shrouds beschränkt. In Schadensbild 2 wird schließlich eine Variation des Rotorspalts von 1mm auf 2mm bzw. 3mm Spalthöhe vorgenommen.

In Bild 3 sind die Ergebnisse der Analysen der einzelnen Schadensbilder im Vergleich zueinander und zur Referenzgeometrie zusammengefasst. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass der Einfluss auf die Fanleistung bei bereits kleinen geometrischen Änderungen numerisch nachweisbar ist. Sowohl eine Veränderung der Kennfeldparameter als auch die physikalischen Effekte, auf die sie zurückgeführt werden, können durch die 3D-Simulationen ermittelt werden. Da die Veränderung der Kennfeldparameter innerhalb des Arbeitsbereichs variieren kann, ist es notwendig, vollständige Drehzahlkurven zu

berechnen.

Die Berechnung der einzelnen Schadensbilder ergibt, dass Verformungen der Vorderkante und Vergrößerungen des Spalts einen deutlichen Einfluss auf die Leistungsdaten haben. Lokale Beschädigungen und Änderungen der Sehnenlänge haben dagegen nur geringen Einfluss auf die Gesamtleistung.

Aus dem Vergleich der über lange Zeit erodierten Schaufel (Schadensbild 3) und der aufbereiteten Schaufel (Schadensbild 4) lässt sich schließen, dass erodierte Schaufeln trotz Sehnenlängenverlust die geforderte Leistung liefern können solange eine neue Vorderkantenkontur aufgebracht wird. Aufgrund des Reparaturpotentials und der Besonderheiten der Umströmung der Vorderkante ist die erodierte Schaufel geeignet für die weiterführenden Untersuchungen zur Optimierung der Vorderkantenkontur sowie für die Validierung im Gitterwindkanal. Weitere Ergebnisse dieser Studie wurden in [2] veröffentlicht.

### 2.2.2. Optimierung der Vorderkantenkontur

Ausgehend von den Ergebnissen der Schadensbilder-Analysen ergibt sich die Fragestellung, wie eine erodierte Schaufel optimal wieder aufbereitet werden kann. Hierzu sollen in einer 2D-Schnittoptimierung mit Hilfe des 2D-Strömungslösers MISES [3] und des DLR-eigenen Optimierers AutoOpti [4], der auf einem genetischen Algorithmus basiert und zur simultanen Optimierung mehrerer Zielfunktionen eingesetzt wird, neue Vorderkantenkonturen für verschiedene Sehnenlängen gefunden werden. Das Ziel dabei ist es, die Leistungsverluste, die durch eine erodierte Vorderkante entstehen, durch Aufbringen einer neuen bzw. optimierten Vorderkante zu reduzieren.

Für die Optimierung werden drei Schnitte außerhalb der 3D-Effekte wie sie z.B. in Wandnähe oder im Bereich des Rotorspalts auftreten, ausgewählt. Die Vorderkante des

Schadensbild						
<b>Geometrische Merkmale</b>	Vergrößerter Rotorspalt (2mm)	Vergrößerter Rotorspalt (3mm)	Abgeflachte Vorderkante	Abgeflachte Vorderkante + verkürzte Sehnenlänge	Verkürzte Sehnenlänge	Blendung
<b>Kennlinienverschiebung</b>						
<b>Δ Maximaler Wirkungsgrad</b>	-0,74%	-1,57%	-0,98%	-1,49%	+0,20%	+0,09%
<b>Einfluss der Beschädigung auf die Strömung</b>	Vergrößerter Spaltwirbel → höhere Spaltverluste und größere Blockage-Wirkung		Geänderte Umströmung der Vorderkante → Stoßsystem verlagert sich stromauf	Entsprechend Schadensbild 1 (aber: größere Angriffsfläche), Sehnenlänge ohne großen Einfluss	Sehnenlänge ohne großen Einfluss, Beeinflussung der Strömung durch Vorderkantenform	Ausschließlich lokale Beeinflussung der Strömung

BILD 3. Übersicht über die Ergebnisse der Schadensbilderanalysen (DLR)

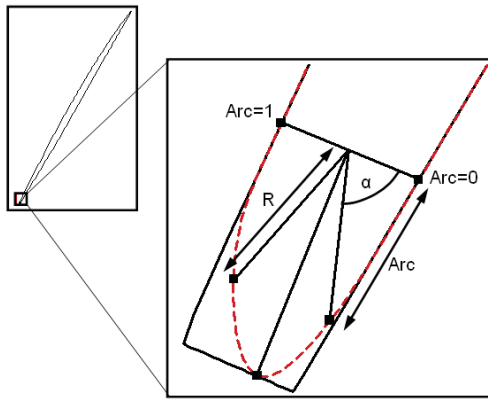


BILD 4. Skizze zur Parametrisierung der Vorderkante

unteren Schnitts liegt in subsonischer Anströmung, bei dem mittleren Schnitt liegt sie transsonischer Anströmung und bei dem oberen Schnitt in supersonischer Anströmung. Die Schnitte werden aus der Geometrie der Referenzschaufel unter Berücksichtigung der Verformung (siehe Kap. 2.3) gewonnen.

Über eine Parametrisierung, die speziell für das Projekt erarbeitet ist, wird die Vorderkantenkontur verändert, während das restliche Profil laut Instandhaltungsanleitung seine Form halten muss. Die wichtigsten Parameter der Parametrisierung zeigt Bild 4. Die mit der relativen Weglänge  $Arc=0$  und  $Arc=1$  gekennzeichneten Punkte sind die Anschlusspunkte, die die zu verändernde Vorderkantenkontur von der restlichen Schaufel abtrennen und mit deren Hilfe nach der Optimierung die neu erzeugte Vorderkantenkontur an die 3D-Schaukel angeschlossen werden soll. Während die Anschlusspunkte nicht variiert werden dürfen, können bei der Optimierung beliebig viele Punkte mit beliebiger relativer Weglänge ( $Arc$ ) in ihrem relativen Radius ( $R$  in Bild 4) freigegeben werden. Je nach Einstellung der Parameter können dadurch verschiedene Vorderkantengeometrien erzeugt werden, wie Bild 5 exemplarisch zeigt.

Im Allgemeinen tendieren die Optimierungen für alle Schnitte hin zu langen und schlanken Profilen, die bei der zumeist vorliegenden Überschallströmung zu geringeren Stoßverlusten führen, da der Anteil des senkrechten Stoßes am Vorderkantenstoß verringert wird. Das Potential der Verlustreduktion ist sehr groß, wenn dem Optimierer viele Freiheiten zur Gestaltung der Geometrie gelassen werden. Grenzt man allerdings die Optimierung durch Einschränkung der Parameter ein, so sinkt auch das Potential. Besonders stark wird es durch die Herstellervorgaben für die Parameter Dicke und Konvexität eingeschränkt. Diese müssen allerdings bei der

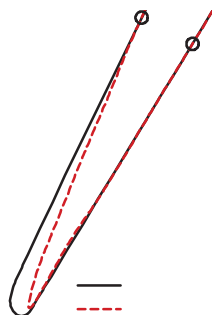


BILD 5. Beispiel für mögliche parametrische Konturen

Instandhaltung eingehalten werden. Im Ergebnis erreicht man unter Einhaltung dieser Randbedingungen bei Betrachtung des Betriebspunkts mit maximalem Wirkungsgrad der Fan-Stufe für den subsonischen Schnitt eine Reduktion der Totaldruckverluste um 31,7%, im transsonischen Schnitt sind 6,7% zu erkennen und der supersonische Schnitt erreicht um 2,3% geringere Werte.

Um nachzuweisen, dass die verlustärmeren Vorderkantenkonturen, die durch die 2D-Schnittoptimierung erreicht werden, auch in der 3D-Schaukel positive Effekte aufweisen, werden die optimierten Konturen auf die 3D-Schaukel übertragen. Hierzu werden die in der Optimierung erhaltenen Optimierungsparameter aus den Parameterdateien entlang der Schaufelhöhe interpoliert und für jede Netzlinie Zwischenschnitte mit den entsprechenden Parametern erzeugt. Nach dem Erzeugen der 3D-Schaukel wird auch mit dieser das Kennfeld berechnet. Der maximale Wirkungsgrad steigt dabei um etwa 0,5%. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen also, dass 2D-Schnittoptimierungen erfolgreich eingesetzt werden können, um im Vergleich zu der Referenzschaufel verlustarme Vorderkanten zu generieren (siehe [2]).

## 2.3. Untersuchungen von ANSYS/CADFEM

### 2.3.1. Strömungs-Struktur-Kopplung

Im Rahmen dieses Arbeitspaketes wurde eine Methode erarbeitet, die eine gekoppelte Simulation für die Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) einer speziellen Klasse von Fanschaufeln ermöglicht. Die bereitgestellten Geometriedaten stellen die unverformte Geometrie dar, die auch als „Kaltgeometrie“ bezeichnet werden kann. Während des Betriebs der Flugmotoren wirken sowohl Flieh- als auch Druckkräfte, die beide bei der Ermittlung einer entsprechenden Verformung der Fanschaufeln zu berücksichtigen sind. Mit Hilfe einer gekoppelten FSI-Simulation kann die Verformung der Schaufel aufgrund dieser Belastungen und die daraus folgende Änderung ihres aerodynamischen Verhaltens ermittelt werden.

Die Strömungsberechnungen wurden mit der ANSYS CFX-12-Software ausgeführt. Die Berechnungen erfolgen in der Regel quasi-stationär. Die Strukturberechnungen erfolgten mit der ANSYS Mechanical-Software. Die Effekte der Turbulenz auf die mittlere Strömung wurden durch das SST-Turbulenzmodell mit automatischer Wandbehandlung simuliert.

Da es sich bei der betrachteten Triebwerksfamilie um Fanschaufeln mit „Midspan Shrouds“ handelt, ist jedoch eine direkte, simultane Kopplung der Struktur- und Fluid-Simulationen nicht möglich. Die besonderen Herausforderungen sind dabei die Verschiebungen der Midspan Shrouds sowie die Schaufeldimensionen mit den zu berücksichtigenden Geometriedetails. Aus diesem Grund wurde im Rahmen des Projekts eine „externe“ Kopplungsmethode entwickelt, die im Kern zwei verschiedene Setups für die FEM-Simulation und die CFD-Simulation verwendet. Die entwickelte Methode basiert auf der nachfolgend beschriebenen Vorgehensweise:

- 1) Strukturmechanische Analyse der Verformungen der Schaufel auf Grund von Fliehkraft
- 2) Übergabe der verformten Geometrie / Schaufelbe-

- wegung an CFD
- 3) Mesh-Morphing zur Erzeugung der verformten Schaufelgeometrie in separatem CFD-Festkörper-Modell
  - 4) Vernetzung des Strömungsraumes
  - 5) Strömungssimulation für einen Betriebspunkt
  - 6) Übergabe des Druckfeldes an die strukturelle Analyse
  - 7) Interpolation des Druckfeldes als Drucklast für die strukturelle Analyse
  - 8) Strukturanalyse der Verformungen der Schaufel auf Grund von Fliehkraft und interpoliertem Druckfeld
  - 9) Wiederholung der Arbeitsschritte 2 bis 8 (weiterer Zyklus)

Zur Erzielung einer „Kopplungskonvergenz“ sollten so viele Zyklen durchlaufen werden bis keine bzw. nur noch eine sehr minimale weitere Verformung der Fanschaufel beobachtet wird. Im Projektverlauf konnte eine Kopplungskonvergenz jeweils mit dem dritten Zyklus erreicht werden. Der Datenaustausch bei der FSI-Kopplung erfolgt über ASCII-Dateien. Dabei werden von der FEM-Simulation die Verschiebungen (Displacement) auf der Fanschaufel exportiert. Diese Verschiebungen werden im Mesh-Morphing-Setup (Arbeitsschritt 3) aufgeprägt, sodass daraus eine verformte Schaufelgeometrie resultiert, die als Basis für eine neue Vernetzung verwendet werden kann. Aus der Strömungssimulation wird die Druckverteilung auf der Schaufel, aufgeteilt in spezielle Zonen, ebenfalls in eine Datei exportiert. Diese wird in der nachgeschalteten FEM-Berechnung als Drucklast aufgeprägt. Der schematische Ablauf der Methode ist in Bild 6 dargestellt.

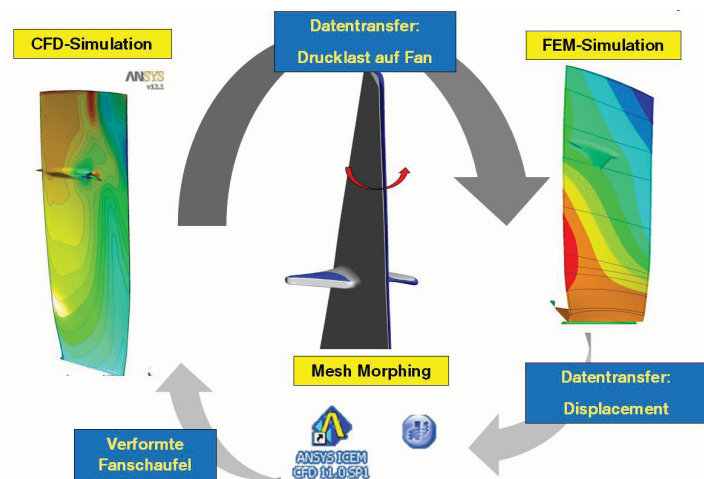


BILD 6. FSI-Kopplungsmethode

wurden betrachtet:

- Verkürzung Fanschaufel und Erosion an der Schaufelvorderkante,
- Abweichung Midspan Shrouds (größerer Verformungsspielraum),
- Patch Reparatur (Reparatur der Sehnenlänge nur im äußeren Bereich),
- Tip clearance raised (größerer Gehäusespalt),
- Undercut LE (konkave Profilkontur an der Vorderkante),
- Verkürzte Sehnenlänge,

Der Basis-Setup für die gekoppelte Strömungs- und Struktursimulation bleibt unverändert. Lediglich der Fanbereich mit der entsprechenden Geometrievariation wird ausgetauscht. Für alle Schadensbilder wurden immer drei Kopplungszyklen durchgeführt und das letzte Ergebnis detailliert analysiert. Schwerpunkt der Analyse wurde auf den Stufenwirkungsgrad und integrale Strömungsgrößen gelegt. Grundsätzlich werden die Schadensbilder immer mit der Referenzgeometrie verglichen.

### 2.3.2. Bewertung von Schadensbildern

Analog zum in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Vorgehen wurden Schadensbilder als Geometrievariationen abgebildet. Um die Einflüsse auf den Wirkungsgrad und somit auf den Kraftstoffverbrauch und die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu untersuchen, wurden gekoppelte FSI-Simulationen nach der oben beschriebenen Methode durchgeführt.

Folgende Schadensbilder und Reparatur-Maßnahmen

Zusammenfassend für die Ergebnisse der Schadensbildanalysen gibt Bild 7 einen vergleichenden Überblick über die erhaltenen isentropen Stufenwirkungsgrade für die untersuchten Schadensbilder. Auch wenn es sich zumeist um sehr kleine Änderungen der Geometrie handelt, zeigen

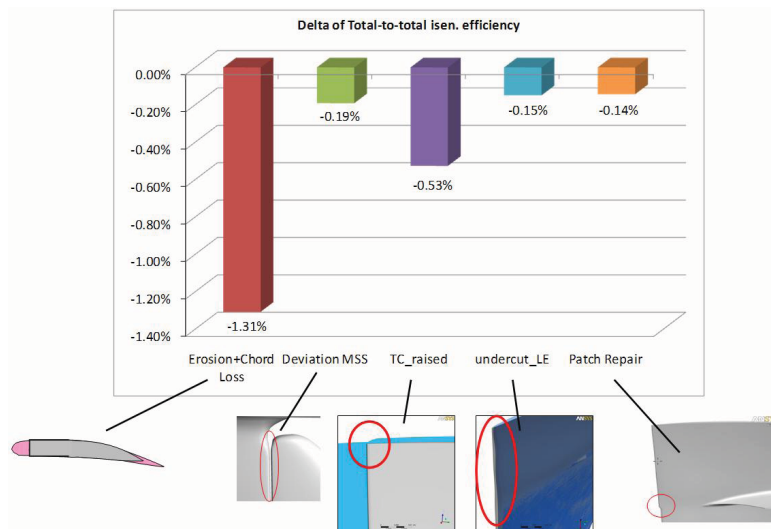


BILD 7. Übersicht über Schadensbilder und Ergebnisse (ANSYS)

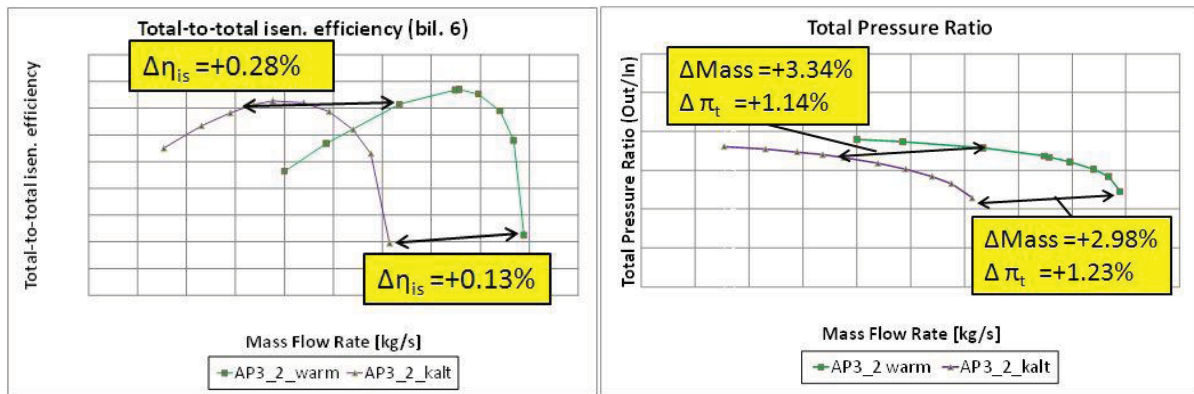


BILD 8. Einfluss der Fanschaufelverformung

sich in einigen Fällen klare Einflüsse auf den Stufenwirkungsgrad. Diese Größe ist direkt proportional zum Treibstoffverbrauch und somit auch zur CO<sub>2</sub>-Emission. Somit zeigt die Verkürzung der Fanschaufel und Erosion mit einer Wirkungsgradreduktion von -1,31% den größten Performanceeinbruch. Dahinter folgt die Vergrößerung des Radialspalts im Schaufelspitzenbereich (TC-raised), die eine Verkleinerung des Stufenwirkungsgrades um -0,53% aufweist. Die Abweichung der Midspan Shrouds zeigt eine Reduktion des Wirkungsgrades von -0,19% gegenüber der Referenzgeometrie. Die verbleibenden Schadensbilder zeigen ebenfalls alle nur sehr geringe Einflüsse.

Die Belastung der Schaufel, gegeben durch die von-Mises-Vergleichsspannung, ist bei allen untersuchten Schadensbildern, wie auch bei der Referenzgeometrie, hauptsächlich durch die Fliehkraft dominiert. Aus diesem Grund ergeben sich hier im Vergleich zu den Untersuchungen der Referenzgeometrie keine signifikanten Änderungen.

### 2.3.3. Kennlinienanalysen

Da die Verformung der Fanschaufeln im Betrieb zum Teil durch die aus der Rotation entstehenden Fliehkkräfte bestimmt wird, erschien es notwendig zu untersuchen, inwieweit Einflüsse der Verformung auf den Betriebsbereich der Fanschaufel festgestellt werden können und inwieweit dieser Verformungseinfluss drehzahlabhängig ist. Dazu wurden diverse Kennlinienanalysen durchgeführt, wobei die Verformung zunächst für jede Drehzahl neu iteriert wurde.

In einem direkten Vergleich zwischen unverformter und verformter Geometrie zeigt sich (exemplarisch in Bild 8 dargestellt) ein signifikanter Einfluss auf das Kennfeld. Die Verformung der Schaufel erweitert den Kanal im Strömungsgitter und erlaubt so einen deutlich höheren Massendurchsatz. Dabei steigen das Totaldruckverhältnis und der Wirkungsgrad leicht an. Die Analysen zeigen weiterhin, dass die Fliehkraft einen signifikanten Anteil der Gesamtverformung ausmacht, so dass auch eine hohe Abhängigkeit der Verformung von der Drehzahl besteht. Eine zusätzliche Berücksichtigung der Verformung an den Betriebsbereichsgrenzen („Pumpgrenze“ und „Schluckgrenze“) zeigte eine Reduktion des Arbeitsbereiches der Fancharakteristik. Es erweist sich als notwendig, bei der Ermittlung von Kennfeldern für die Charakterisierung des Fanmoduls die Verformung der Schaufeln drehzahlabhängig zu berücksichtigen.

## 3. EINFLUSS AUF DAS GESAMTTRIEBWERK

Die in den vorherigen Abschnitten beschriebenen detaillierten CFD-Modelle ermöglichen die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Geometrievarianten auf die Leistungscharakteristik des Fans. Die Veränderungen werden dabei als Veränderung des Massendurchsatzverhaltens oder des Wirkungsgrades ermittelt. Einen Rückschluss auf die Veränderung der integralen Triebwerkskenngrößen wie Schub, spezifischer Kraftstoffverbrauch oder Abgastemperatur ist direkt aus diesen Modellen jedoch nicht möglich. Um die Veränderungen dieser Größen durch eine Veränderung eines einzelnen Moduls zu ermitteln ist ein Kreisprozessmodell des Triebwerks notwendig. Ein Kreisprozessmodell beschreibt das thermodynamische Verhalten einer Gasturbine als ein 0-dimensionales Gleichungssystem. Die Verwendung von Kreisprozessmodellen ist Industriestandard, wobei die Anwendungen von der Vorauslegung bis zur Analyse von in Betrieb befindlichen Seriengasturbinen reichen.

Zu diesem Zweck wurde bei LHT ein entsprechendes Kreisprozessmodell des Triebwerkstyps entwickelt. Dazu wurde die bekannte Kreisprozess-Software „GasTurb“ verwendet. Sowohl „GasTurb“ als auch die Erstellung von Kreisprozessmodellen sind in [5-7] beschrieben. Das von LHT angewandte detaillierte Verfahren ist in [8] erläutert. Für den relevanten Betriebsbereich des Triebwerks (Cruise – Take-Off) konnten maximale Abweichungen kleiner als 0,2% zwischen Modell und Referenzmessdaten erreicht werden.

Das unter Verwendung dieses Kreisprozessmodells angewandte Vorgehen wird an dem folgenden Beispiel erläutert. In Bild 9 sind Ergebnisse des DLR für das Schadensbild 2 (Rotorspaltvergrößerung) gezeigt. Diese Kennfelder beinhalten jeweils die Drehzahlkurven für die Referenzgeometrie und für die Schadensbilder. Zur Simulation des Effekts auf Triebwerkebene werden die Modifizierer für den Massendurchsatz und den Wirkungsgrad des Fans benötigt. Die Modifizierer beschreiben die Veränderung des Fanverhaltens als prozentuale Veränderung relativ zum Referenzzustand. Diese Werte können in das Kreisprozessmodell als Eingabegrößen vorgegeben werden und skalieren dann entsprechend das hinterlegte Kennfeld.

Für das oben genannte Schadensbild wurde anhand der Kennfelder aus den CFD-Analysen eine Veränderung der

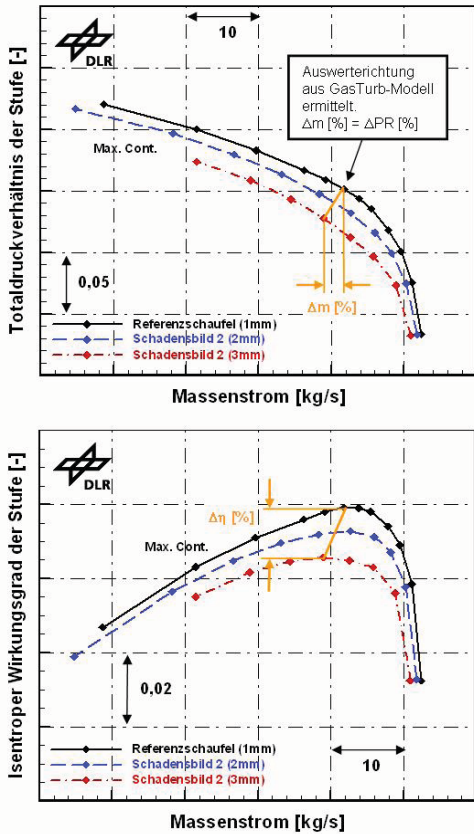


BILD 9. Veränderung der Fan Charakteristik durch Schadensbild 2

Fan-Kapazität (Fan Flow Capacity) von -0.9% und eine Veränderung des Fan-Wirkungsgrades (Fan Efficiency) von -1.4% ermittelt. Mit diesen Modifizierern wurden aus dem Kreisprozessmodell die Veränderungen der Triebwerksparameter Schub (Thrust), Kraftstoffmassenstrom (Fuel Flow), N2 Drehzahl (HP Spool Speed) und Abgas-temperatur (Engine EGT) ermittelt. In Bild 10 sind die Ergebnisse in der Datenreihe „Simulated (CFD Factors)“ dargestellt. Die Datenreihe „Measured“ sind die gemessenen Ergebnisse für das Schadensbild aus den in Abschnitt 4.2 dargestellten Messungen.

Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung zwischen der Prognose basierend auf der CFD Simulation und der tatsächlichen Messung sichtbar. Die größte Ablage ist eine Überschätzung des Fuel-Flow-Effektes durch die kombinierte Simulation. Vergleicht man die durch die

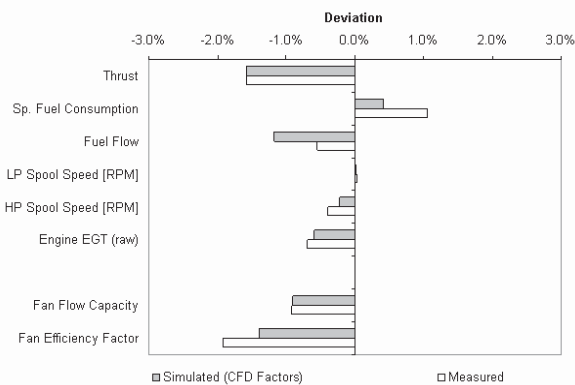


BILD 10. Veränderung der Motorparameter durch Schadensbild 2: CFD Simulation und Messung

modellbasierte Analyse ermittelten Veränderungen der Modifizierer (Fan Flow Capacity Factor und Fan Efficiency Factor) mit den aus der CFD ermittelten Werten, so wird deutlich, dass die Veränderung des Flow Capacity Factor exakt übereinstimmt. Die gemessene Veränderung des Fan Efficiency Factors ist jedoch ca. 0.5% größer als aus der CFD ermittelt.

Ursachen für die Ablage können unterschiedlich sein. Zunächst ist die Berechnung des Fan Efficiency Factors mit einiger Unsicherheit behaftet, da der Fan-Wirkungsgrad über das Fan-Temperaturverhältnis berechnet wird. Sowohl bei der Eintritts-, als auch bei der Austrittstemperatur führen jedoch sehr niedrige absolute Fehler bereits zu großen relativen Fehlern (niedriges Temperaturniveau und -verhältnis) und damit zu einer relativ großen Unsicherheit für den Fan-Wirkungsgrad. Anfällig sind die Temperaturen insbesondere für Wetterbedingungen wie absolute und relative Luftfeuchtigkeit. Ein weiterer Aspekt ist die Unsicherheit der Messung des Fan-Rotorspaltes. Auch hier können sich Unsicherheiten ergeben.

Insgesamt konnte gezeigt werden, dass die Kombination von detaillierten CFD-Modellen und einem übergeordneten Kreisprozessmodell die Möglichkeit bietet, den Effekt einzelner Geometrievariationen mit der Gesamttriebswerksleistung in Bezug zu setzen und vorherzusagen. Ein wichtiger Aspekt dabei ist, dass die Berechnung von Kennlinien für die einzelnen Schadensbilder notwendig ist, um die korrekte Verschiebung bzw. Skalierung der im Kreisprozessmodell hinterlegten Kennfelder zu ermöglichen.

#### 4. EXPERIMENTELLE VALIDIERUNG

##### 4.1. Profilströmungsmessungen im Gitterwindkanal

Zur Validierung der numerischen Ergebnisse und für aerodynamische Detailuntersuchungen werden am Transsonischen Gitterwindkanal in Köln Experimente an Geometrien mit unbeschädigter Vorderkante (Referenzgeometrie) bzw. mit einer erodierten Vorderkante entsprechend Schadensbild 3 aus Abschnitt 2.2.1 durchgeführt.

Der Transsonische Gitterwindkanal Köln des Instituts für Antriebstechnik wird für grundlegende aerodynamische Untersuchungen an Profilen der Turbomaschine und für das Studium spezieller Strömungsphänomene eingesetzt. Er hat eine Messstrecke (siehe Bild 11) mit variablem Querschnitt von 168mm x 150-300mm und ermöglicht

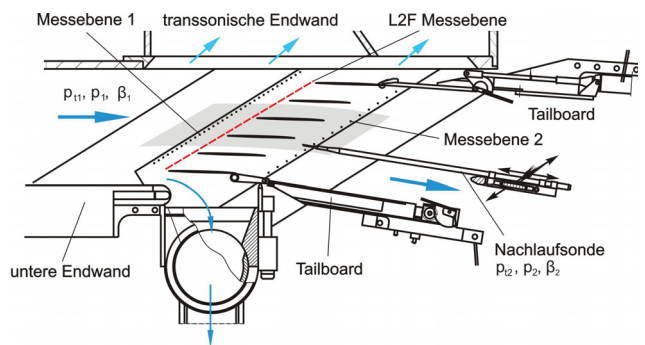


BILD 11. Messstreckenquerschnitt am Transsonischen Gitterwindkanal Köln

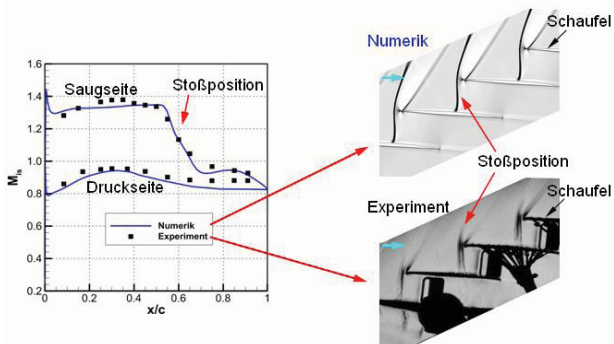


BILD 12. Vergleich von Profilmachzahlverteilungen und Schlierenaufnahmen

Anströmmachzahlen bis  $Ma=1,4$  mit einem sehr stabilen Betriebsverhalten insbesondere bei Schallanströmung ( $Ma=1,0$ ).

Die zu vermessenden ebenen Schaufelgitter bestehen aus je sechs Schaufeln und repräsentieren einen transsonischen Profilschnitt der Fangeometrie mit Verformungseinfluss (Ergebnis aus Abschnitt 2.3.2), bei dem in dem Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad eine Anströmmachzahl von ca.  $Ma=1,25$  vorliegt.

Der Vergleich der Profilmachzahlverteilungen an der Referenzgeometrie für einen angedrosselten Betriebspunkt in Bild 12 zeigt, dass eine gute Vergleichbarkeit zwischen Experiment und Numerik gegeben ist. Sowohl der Verlauf von Druck- und Saugseite als auch die Stoßposition stimmen für beide Verfahren überein. Unterstützt wird diese Aussage z.B. durch die ebenfalls in Bild 12 präsentierten Darstellungen der Stoßvisualisierung. Die aus der Messung stammenden Schlierenaufnahmen zeigen für die hier dargestellte Referenzgeometrie bei dem ausgewählten Betriebspunkt, dass der Vorderkantenstoß vor die Schaufel gerückt ist. Kurz hinter der Vorderkante bildet sich ein zweiter Stoß aus, der durch die Expansion um die Vorderkante entsteht und als Lip Shock bezeichnet wird. Bereitet man die numerischen Daten entsprechend der Schlierenaufnahmen auf, so lässt sich das gleiche Stoßsystem auch dort erkennen.

Wie die Experimente an den Schaufelgittern zeigen, erreichen Numerik und Experimente eine gute Übereinstimmung. Sowohl in den numerischen Arbeiten als auch in den Messungen können für die erodierte Geometrie Veränderungen des Stoßsystems im Vergleich zu der Referenzgeometrie detektiert werden. In der Simulation zeigt sich im Schaufelschnitt eine Verschiebung des Passagenstoßes stromauf und eine Abnahme des Wirkungsgrads für den Gesamtverdichter. In den Messungen verursacht die erodierte Schaufel höhere Stoßverluste, was zu einem Anstieg der Gesamtverluste für das Schaufelgitter führt. Somit spiegelt sich der in den Simulationsergebnissen für das Kennfeld sichtbare Wirkungsgradverlust in Form des Verlustanstiegs in den Messungen wider (siehe auch [2]).

## 4.2. Strömungsmessungen im Triebwerk

Als Ergänzung für die Gitterwindkanalversuche wurden Messungen an einem realen Triebwerk auf dem Triebwerksprüfstand der LHT in Hamburg durchgeführt.

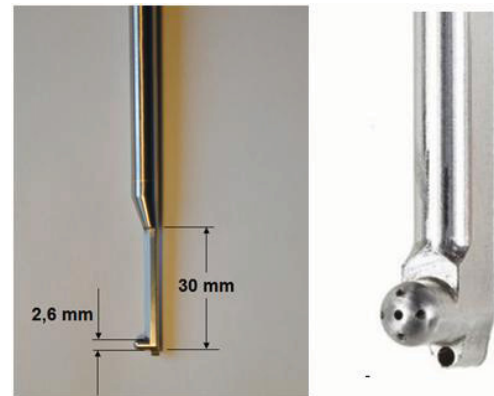


BILD 13. Pneumatische 5-Loch-Sonde

Dabei sollte die Strömung (d.h. Druck, Temperatur, Geschwindigkeit und Richtung) in einer Ebene am Austritt des Fans vermessen werden, so dass ein möglichst direkter Vergleich zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen möglich wurde. Die für diesen Versuch notwendige Sondenmesstechnik musste eigens entwickelt werden.

Über die durchzuführenden Messungen der Strömung am Fanaustritt hinaus hat die Messung an einem realen Triebwerk den Vorteil, dass auch Messdaten für das Gesamttriebwerk vorliegen, so dass Rückschlüsse auf die Wechselwirkungen zwischen dem Modul Fan und dem Gesamttriebwerk gezogen werden können. Damit ist es möglich, eine Verifikation der Aussagen des in Abschnitt 3 beschriebenen Kreisprozessmodells durchzuführen. Hierzu war es jedoch notwendig, neben der Erfassung des frisch überholten Zustandes als Referenz mindestens eine „Variation“ im Sinne eines Schadensbildes oder einer Reparaturmaßnahme am zu vermessenden Triebwerk durchzuführen. Als umsetzbar erwies sich zwischen den Messungen eine Bearbeitung durch gezielte Vergrößerung des Gehäusespalts am Rotor. Die gleiche Variation wurde auch in den numerischen Analysen durchgeführt, so dass hier ein direkter Vergleich möglich sein würde.

Für die geplanten Messungen sollte eine pneumatische 5-Loch-Sonde eingesetzt werden. Die am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen eingesetzten Sonden weisen einen geringen Kopfdurchmesser auf, so dass es zu einer möglichst geringen Störung der Strömung kommt. Bild 13 gibt die Größenverhältnisse am Sondenkopf wieder. Die Sonde ist mit einer Temperaturmessstelle ausgerüstet, die sich in der Gondel unterhalb des Sondenkopfes befindet.

Für die Messungen am Triebwerk wurde die Sonde für die entsprechenden Einsatzbedingungen ausgelegt. Zum einen muss die Schaftlänge so gewählt werden, dass eine Traversierung über der gesamten Kanalhöhe im Fan gewährleistet ist. Zum anderen wurde eine Festigkeitsauslegung der Sonde unter Berücksichtigung der Strömungsverhältnisse in der Messebene durchgeführt.

Um mit Hilfe der Sonde ein Strömungsfeld vermessen zu können, ist eine Traversierung in unterschiedliche Messpositionen erforderlich. Für die Verschiebung der Sonde über der Kanalhöhe wurde eine standardmäßige Sondenverstellvorrichtung (SVV), wie sie am Institut vorhanden ist, eingesetzt. Der Verstellweg deckt die gesamte Kanalhöhe in der Messebene ab. Weiterhin



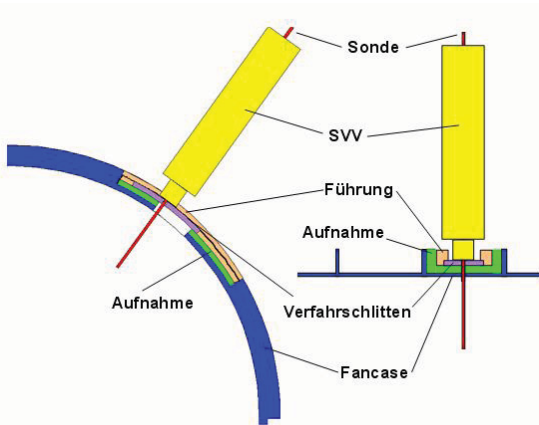


BILD 14. Entwurf für die Umfangsverstellung

sollten die verschiedenen Umfangspositionen stufenlos und motorisch angefahren werden. Hierzu musste das Fan Case, an dem die Sonde montiert werden sollte, zunächst mit einem Schlitz versehen werden. Die Länge wurde so gewählt, dass nahezu zwei Teilungen der Fanleitschaufel (Outlet Guide Vane, OGV; ca. 10°) überdeckt werden. Damit wurde eine Verschiebung der Sonde in Umfangsrichtung möglich. Im nächsten Schritt wurde nun eine Verfahrereinheit ausgelegt und konstruiert, die die Sonde samt SVV aufnehmen und verschieben kann. Bild 14 verdeutlicht das Konzept.

Das System wurde am Institut für Strahltriebwerke und Turboarbeitsmaschinen ausgelegt, konstruiert und gefertigt. Um Mehrloch-Sonden sinnvoll einsetzen zu können muss die Charakteristik der Sonde in Bezug auf Machzahl und Anströmwinkel bekannt sein. Diese wird durch eine Kalibrierung ermittelt. Hierzu wurde die Sonde in einem Kalibrierkanal im gesamten Messbereich (Machzahlen, Drehwinkel, Kippwinkel) untersucht. Zur Erhöhung der Messgenauigkeit wurde auch die Temperaturmessstelle einer statischen Kalibrierung unterzogen.

Die vorbereitenden Arbeiten für diesen Prüflauf bei LHT begannen etwa ein halbes Jahr vorher und umfassen die Anpassung des Fan-Gehäuses (u.a. Einbringen des Schlitzes für die Messsonde) ebenso wie den Aufbau eines Triebwerks aus der laufenden Instandhaltung mit dem modifizierten Fan-Gehäuse. Bild 15 zeigt die



BILD 15. Montage der Messsonde mit Verstellvorrichtung am Triebwerksprüfstand

Verstellvorrichtung am Triebwerk sowie die Messsonde im halb ausgefahrenen Zustand.

Während der Messläufe wurde das Triebwerk wie gewohnt von der Prüfstandsleitstelle, die Messsonde und die Verstellvorrichtung über einen separaten Messrechner gesteuert. Dort wurden auch die Messdaten der Sonde erfasst. Parallel dazu wurden gelegentlich Messungen der Prüfstandsmessanlage ausgelöst, um zu ausgewählten Sondenmessungen Daten vom Gesamttriebwerk zu haben. Nach Durchführung der ersten Messungen wurde am Prüfstand das Fan-Gehäuse nachbearbeitet. Zuvor wurde der Gehäusespalt, der sich nach den ersten Läufen ergeben hatte, vermessen, um ihn dann gezielt um 2 mm zu vergrößern. Im Nachgang der Versuchsdurchführung musste an dem verwendeten Triebwerk das Versuchs-Fanggehäuse wieder demontiert und durch das triebwerkseigene Fan-Gehäuse ersetzt werden. Im Anschluss daran konnte das Triebwerk seinen normalen Werkstattdurchlauf fortsetzen.

Die Messdaten wurden aufbereitet und hinsichtlich der Umgebungsbedingungen korrigiert. Als Ergebnis liegen für die vier getesteten Kombinationen aus Betriebspunkt und Gehäusespalt Strömungsdaten in der Messebene vor, die direkt mit den Ergebnissen der numerischen Analysen verglichen werden können. Der Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und Messdaten weist durchweg eine hervorragende Übereinstimmung auf. Exemplarisch

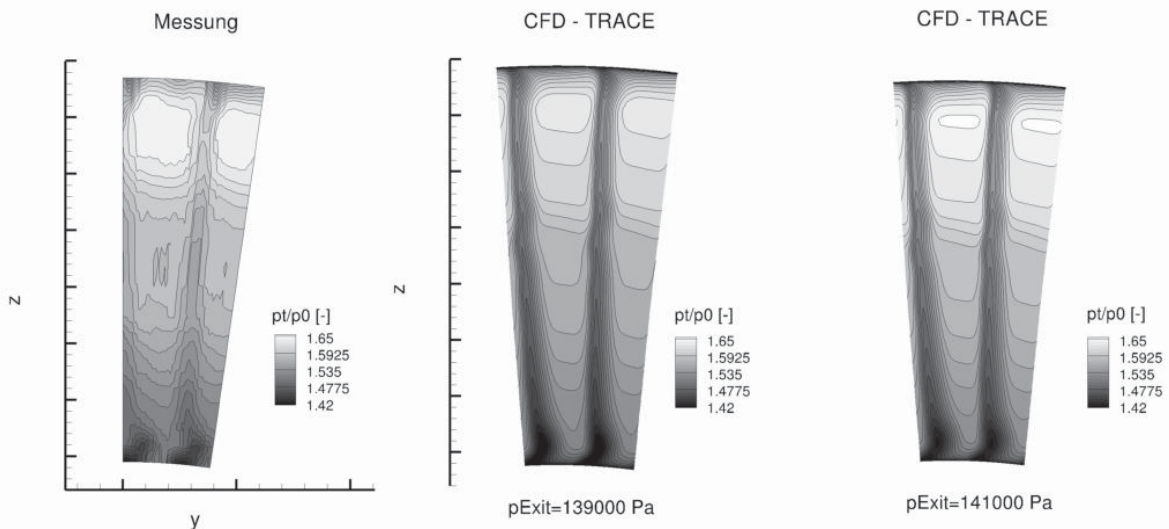


BILD 16. Vergleich des Totaldruckverhältnisses am Fanaustritt (CFD-Analyse DLR)

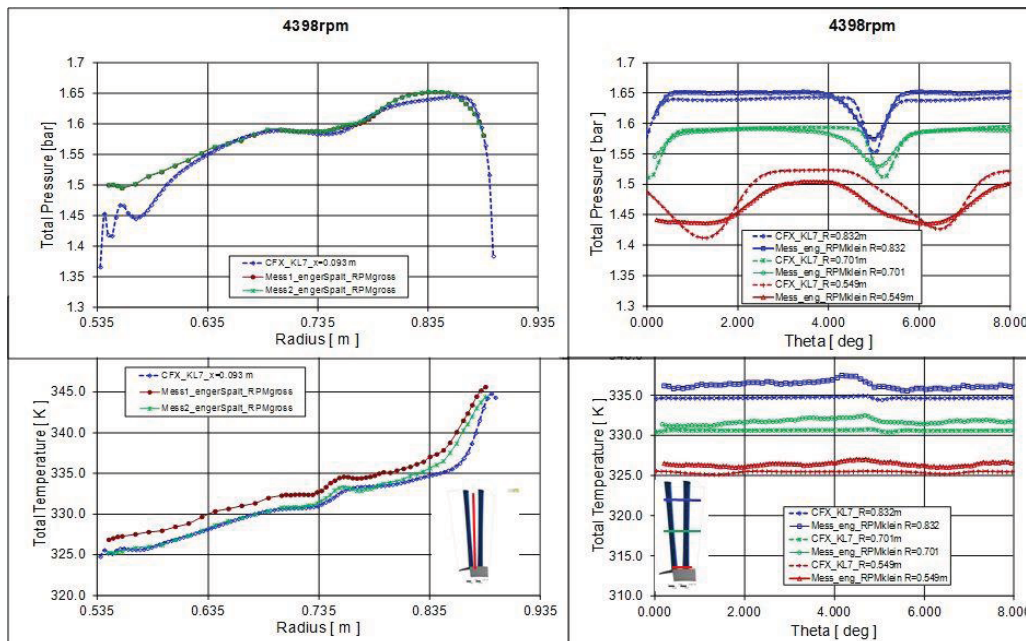


BILD 17. Vergleich von Radial- und Umfangsverteilungen am Fanaustritt (CFD-Analyse ANSYS)

sind hier einige Vergleiche dargestellt.

In Bild 16 ist für den Referenzfall links eine Auftragung des gemessenen Totaldruckverhältnisses in der Messebene zu sehen. Deutlich zu erkennen sind die in Radialrichtung ausgerichteten Nachläufe der OGVs, in denen der Totaldruck niedriger ist. Sichtbar ist auch der deutlich reduzierte Totaldruck im Nabenbereich, der durch Sekundärströmungseffekte bedingt ist. Rechts daneben sind zwei Druckverteilungen aus einer Kennlinienrechnung des DLR zu sehen, wobei der gemessene Betriebspunkt in der Kennlinie zwischen den beiden gerechneten Punkten liegen würde. Gut zu erkennen ist, dass in den numerischen Ergebnissen dieselbe Strömungstopologie auftritt wie in der Messung: Die Nachläufe der OGV, die beulenförmige Druckdelle im Nabenbereich, und die allgemeine Verteilung des Totaldrucks. Das Druckniveau insgesamt liegt bei der Messung erwartungsgemäß zwischen den beiden simulierten Kennlinienpunkten.

Auch mit den Ergebnissen von ANSYS lassen sich die Messdaten sehr gut vergleichen. In Bild 17 ist dies anhand von Radial- und Umfangsverteilungen (jeweils links und rechts) sowie für Totaldruck und Totaltemperatur (jeweils oben und unten) dargestellt. Die Umfangsverteilungen, die an drei radialen Positionen ermittelt wurden, weisen sowohl in der Messung als auch in den Simulationen deutlich sichtbare Druckdellen auf, die die Lage der Nachläufe der OGVs wiedergeben. Diese sind in Form und Lage konsistent. Auch quantitativ stimmen die Werte sehr gut überein. In der Radialverteilung gibt es im Nabenbereich leichte Abweichungen im Druckverlauf. In der Temperaturverteilung zeigt sich, dass die Abweichungen zwischen Messung und Simulation nicht größer sind als die Abweichungen, die bedingt durch die Veränderung der Umgebungsbedingungen zwischen verschiedenen Messungen auftreten.

Wie in Abschnitt 3 und Bild 9 bereits dargestellt wurde, passen die gemessenen Veränderungen am Triebwerk durch die Erhöhung des Gehäusespalts insgesamt sehr gut

zu den Vorhersagen, die sich aus der Simulation ableiten lassen. Messung und Simulation zeigen somit eine sehr gute Übereinstimmung von den Strömungsdetails bis hin zum Verhalten des Gesamttriebwerks.

## 5. FAZIT

Aus den durchgeführten Untersuchungen resultieren unterschiedliche Ergebnisse. Das grundsätzliche Ziel, ein tieferes Verständnis der am Fan wirksamen Einflüsse zu gewinnen, wurde erreicht. Mit der erarbeiteten Methodik lassen sich nicht nur für das Fanmodul, sondern für das Triebwerk insgesamt nahezu beliebige Fragestellungen untersuchen. Verschiedene Instandhaltungsmaßnahmen können somit vorab qualitativ und quantitativ auf ihre Wirksamkeit geprüft werden, und auch Fragen, die sich erst in der Zukunft ergeben, können mit diesen Methoden voraussichtlich schnell und effizient beantwortet werden.

Bei rotierenden Schaufeln, wie der betrachteten Fanschaufel, ist eine gekoppelte Simulation für die Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) anzustreben. Die Berücksichtigung der Verformung zeigte einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamischen Bewertungsgrößen. Die Verformung der Rotorschaukeln wird meist durch die Fliehkraft dominiert. Insbesondere an den Betriebsbereichsgrenzen resultiert jedoch aus der Verlagerung der Drucklast eine veränderte Schaufelverformung, wodurch die Kennfeldcharakteristik beeinflusst wird.

Konkret und bezogen auf das im Projekt formulierte Ziel, einen Beitrag zur Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen zu leisten, haben die durchgeführten Analysen ergeben, dass die Erosion an der Vorderkante der Fanschaufeln sowie die Vergrößerung des Radialspalts die mit Abstand größten Effekte verursachen. Diesem Einfluss kann in Zukunft mit zielgerichteten Reparaturmaßnahmen begegnet werden, die sich auch auf die im Betrieb befindliche Flotte anwenden lassen; Kraftstoffersparnisse im einstelligen Prozentbereich erscheinen insgesamt möglich. Damit geht auch eine Verringerung der CO<sub>2</sub>-

Emissionen in gleicher Größenordnung einher.

Für die aerodynamische Optimierung von Vorderkantenkonturen von Verdichterschaufeln wurde eine Methodik entwickelt, die in der Lage ist, in Zukunft schnell und erfolgreich die bei der Nachbearbeitung herzustellenden Konturen zu entwickeln. Die durchgeführten Untersuchungen belegen ein signifikantes Potential zur Reduktion der Druckverluste in der Strömung und damit auch eine Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen.

Wichtig ist an dieser Stelle auch festzustellen, dass die durch numerische Simulation erhaltenen Ergebnisse im Rahmen des Projektes umfassend experimentell validiert werden konnten. Das schafft nicht nur das nötige Vertrauen für die zukünftige Anwendung der entwickelten Methoden, sondern ist auch unabdingbar, um die quantitativen Effekte der abgeleiteten Reparaturmaßnahmen zu belegen.

## 6. FÖRDERHINWEIS

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie unter dem Förderkennzeichen 20T0815 gefördert.

## 7. LITERATURVERWEISE

- [1] Becker, K., Heitkamp, K., Kügeler, E.: „Recent Progress In A Hybrid-Grid CFD Solver For Turbomachinery Flows“, Proceedings Fifth European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2010, 2010
- [2] Giebmanns, A., Schnell, R., Steinert, W., Hergt, A., Nicke, E., Werner-Spatz, C.: „Analyzing and optimizing geometrically degraded transonic fan blades by means of 2D and 3D simulations and cascade measurements“, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012
- [3] Drela, M., Youngren, H.: “A User’s Guide to MISES 2.53”, MIT Computational Aerospace Science Laboratory, Dezember 1998
- [4] Siller, U., Voß, C., Nicke, E.: “Automated Multidisciplinary Optimization of a Transonic Axial Compressor”, AIAA 2009-0863
- [5] Kurzke, J.: “Advanced User-Friendly Gas Turbine Performance Calculations on a Personal Computer”, Proceedings of ASME Turbo Expo 1995
- [6] Kurzke, J.: „How to create a performance model of a GasTurbine from a limited amount of information“, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005, Vol. 1, p145-153.
- [7] Kurzke, J.: “GasTurb 11 – User’s Manual”, München, 2007
- [8] Kraft, J.: “Optimisation of Aero Gas Turbine Maintenance, Repair and Overhaul using Advanced Simulation and Diagnostic Techniques”, PhD Thesis, School of Engineering, Cranfield University, United Kingdom (Access Restricted)