

CFD-Studien eines Lufteinblasesystems zur Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten

Bastian Muth, Stefan Bindl, Stephan Ludwig, Reinhard Niehuis

Institut für Strahlantriebe
Universität der Bundeswehr München
Werner-Heisenberg-Weg 39
D-85577 Neubiberg, Deutschland
Email: bastian.muth@unibw.de

ABSTRACT

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der numerischen Simulation eines Einblasegehäuses zur aktiven Bekämpfung von Verdichterinstabilitäten am Versuchstriebwerk Larzac 04. Hierbei wird Luft mit hohem Impuls im Schaufelspitzenbereich der ersten Fan-Rotor-Stufe eingebracht, um den durch die Androsselung reduzierten Eintrittsimpuls der Zuströmung zu kompensieren und die Vorverlagerung der Spaltwirbelbahn zu verhindern. Am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München werden umfassende experimentelle und numerische Studien betrieben, um den Prozess der Einblasung zu untersuchen und zu optimieren.

Die Einblasevorrichtung besteht aus zehn in Umfangsrichtung angeordneten Düsen, welche über schnell schaltende Ventile gespeist werden, wobei die Düseneinsätze jeweils drehbar gelagert sind, so dass der Einblaseluftstrahl um bis zu $\pm 30^\circ$ geschwenkt werden kann. So konnte im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls untersucht werden, welchen Einfluss eine nicht-axiale Einblasung auf das Strömungsbild am Verdichtereintritt hat. Ziel war es zum einen, die Strömung innerhalb der verwendeten Düsen zu ermitteln und Möglichkeiten zur Strömungsoptimierung innerhalb der Düsen aufzuzeigen. Zum anderen sollte untersucht werden, welchen Einfluss der Einblasewinkel auf das Strömungsbild in der Fan-Eintrittsebene hat. Hierzu wurde ein 72° -Teilsektor des Einblasegehäuses unstrukturiert vernetzt und nach Netzqualitäts Gesichtspunkten optimiert. Die Ergebnisse wurden mit experimentellen Daten verglichen und bezüglich ihres Einflusses auf den Niederdruckverdichter bewertet. Bewertungskriterien waren hierbei der Zuströmwinkel auf die Profilvorderkante des Fans und der Totaldruckverlauf in der Fan-Eintrittsebene. Des Weiteren werden die durch die Einblasung zusätzlich hervorgerufenen Schwingungen betrachtet und so die kritischen Frequenzbänder identifiziert, innerhalb derer die Anregungs- und Eigenfrequenzen der Schaufeln zusammenfallen.

Symbole

F	[kN]	Schub
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
N	[U/min]	Drehzahl
p	[Pa]	statischer Druck
T	[°C]	Temperatur
β	[°]	Strömungswinkel im Relativsystem
$\Delta\beta$	[°]	Inzidenzwinkel im Relativsystem
ϕ	[°]	Umfangswinkel
Π	[-]	Druckverhältnis

Indizes

blast	mit aktivierter Einblasung
clean	ohne Einblasung
diff	Differenz
prim	primär
sek	sekundär
t	Totalgröße
1	Zuströmung

Abkürzungen

BPR	Bypass Ratio
CFD	Computational Fluid Dynamics
FEM	Finite Elemente Methode
HDV	Hochdruckverdichter
HDW	Hochdruckwelle
INA	International Norm Atmosphere
L2F	Laser-2-Fokus
NDV	Niederdruckverdichter
NDW	Niederdruckwelle
TET	Turbine Entry Temperature
TVA	Triebwerkversuchsanlage
TW	Triebwerk

Einleitung

Neben einer Reihe anderer für die Gesamteffizienz relevanten Subsysteme am Fluggerät ist das Triebwerk eines der bedeutendsten. Hier wird die im Brennstoff gespeicherte Energie in Vortriebsleistung umgewandelt, und somit bietet es eine herausragende Basis für die Optimierung und Weiterentwicklung. Als Hauptantriebsform der Luftfahrt sind heutzutage die Fluggasturbinen zu nennen, die alle Sparten der Luftfahrt abdecken. Eine Problematik bei der Verbesserung dieser Antriebsform ist, dass die Forderungen nach hoher Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer mit denen nach hohem Wirkungsgrad und damit niedrigem Treibstoffverbrauch sowie reduzierter Abgas- und Geräuschemission in einem ständigen Konflikt miteinander stehen. Um die Grenzen auszunutzen, jedoch diese nicht zu überschreiten, muss bei der Auslegung von Turboarbeitsmaschinen eine ausreichende Sicherheitsspanne berücksichtigt werden. Ein Absenken der stationären Betriebslinie weit unter die Stabilitätsgrenze des Verdichtersystems bietet zwar auf der einen Seite einen ausreichenden Schutz vor der Entstehung sicherheitskritischer Betriebszustände, verringert jedoch auf der anderen Seite das potentiell erreichbare Druckverhältnis des Verdichters und reduziert den Wirkungsgrad des Systems.

Besonders die Triebwerkintegration in die Zelle und die damit verbundenen Einlaufgeometrien können der Anströmung Störungen aufprägen, die wiederum eine ausreichende Toleranz des Triebwerks erfordern. Ist dies nicht der Fall, kommt es zu Verdichterinstabilitäten, welche eine Verminderung der Bauteillebensdauer, einen Schubverlust oder gar die Zerstörung des Triebwerks zur Folge haben können. Eine effektive Bekämpfung solcher Phänomene bietet die Lufteinblasung im Schaufelspitzenbereich des Verdichters, wie sie im Folgenden beschrieben wird.

Um in der Lage zu sein ein derartiges System auszulegen und an einem Triebwerk zu installieren, gilt es die grundlegenden physikalischen Vorgänge während der Strömungsablösung in einem Verdichter zu verstehen. Derzeit geht man von zwei wesentlichen Indikatoren der Ablösung aus, die bereits experimentell nachgewiesen werden konnten. Day [1] fasste die auftretenden Phänomene Spikes und Modalwellen zusammen und entwickelte zusammen mit Camp [2] verschiedene Kriterien, welche die Art der Vorläufer für unterschiedliche Verdichtercharakteristiken voraussagen. Die Untersuchungen, die mit einem Einwellentriebwerk vom Typ VIPER durchgeführt wurden, zeigten, dass in niedrigeren Drehzahlbereichen Spike-Ablösung vorherrscht, während in mittleren Drehzahlbereichen eher Modalwellen einer Verdichterinstabilität vorangehen. Die Existenz von Spikes und Modalwellen konnte zudem in verschiedenen Rig-Versuchen für unterschiedliche Verdichter nachgewiesen werden [3–5]. Bergner et al. [6] verglich zudem verschiedene Schaufelgeometrien, um den Einfluss der Geometrie auf das Ent-

stehen von Ablösungen zu untersuchen. Hierbei wurden auch L2F-Messungen im Schaufelspitzenbereich durchgeführt, welche sehr gut mit CFD Simulationen verglichen werden können. Zusätzlich wurden von Vo et al. [7] eine Reihe von numerischen Untersuchungen durchgeführt, welche zeigten, dass bei 'tip'-kritischen Verdichtern die Spaltwirbel an den Blattspitzen die Ursache für die Ablösung sind. Zwei Arten von Strömungsvorgängen scheinen für das Auftreten von dieser Art von Stall verantwortlich zu sein. Zum einen die Stromaufverlagerung des Radialspaltwirbels und dessen Umströmung um die nachfolgende Schaufelvorderkante und zum anderen die Umströmung der Schaufelhinterkante im Blattspitzenbereich. Es kann davon ausgegangen werden, dass aufkommende Instabilitäten bei Unterdrückung eines der beiden Phänomene verhindert werden können. Diese Arbeit beschäftigt sich mit einer Methode, die zum Wiederanlegen der Strömung führt. Hierbei wird Luft im Blattspitzenbereich eingeblasen, was eine bewiesene Maßnahme gegen das Aufkommen von Rotating Stall ist. Diese Thematik wurde bereits von Horn et al. [8] mit Augenmerk auf die Gesamtriebwerksleistung behandelt. Im Gegensatz zu dem hier beschriebenen System für das Triebwerk Larzac [9] untersuchten sie den Hochdruckverdichter eines zivilen Turbofantriebwerks. Ähnliche Gegenmaßnahmen wurden ebenso von Kefalakis et al. [10] an einem Larzac-Verdichter-Rig durchgeführt. Er gibt an, dass die Einblasung dann am effektivsten ist, wenn sie in Richtung des lokalen Blattwinkels ausgerichtet ist. Die Ergebnisse von Suder et al. [11] und Strazisar et al. [12] untermauern ebenfalls die Leistungsfähigkeit der Lufteinblasung. Numerisch wurde dieses Thema bereits von Cassina et al. [13] untersucht. Betrachtet wurde hierbei ein einstufiger Axialverdichter für kleine Geschwindigkeiten, bei dem die Luft in radialer Richtung durch die Gehäusewand eingeblasen wurde. Es zeigte sich zum einen, dass die guten Ergebnisse der Lufteinblasung auch hier bestätigt werden konnten, und zum anderen, dass es für die dort gezeigte Geometrie verschiedene Optima gibt, die von den Einblaseparametern abhängen.

Ein anderer Lösungsansatz ist die Beeinflussung der Strömung direkt am Gehäuse. Vo [14, 15] schlug hierzu vor, Spike-Stall mit Hilfe von im Gehäuse integrierten Plasmaaktuatoren zu unterdrücken. Allerdings wurde dies lediglich numerisch und nur für kleine Einlaufgeschwindigkeiten untersucht, was somit die Einblasung von Luft zu einem der vielversprechendsten Gegenmaßnahmen macht.

Versuchsaufbau und experimentelle Ergebnisse

Am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr in München werden neben den in diesem Paper vorgestellten numerischen Simulationen auch umfassende experimentelle Untersuchungen zur Instabilitätsunterdrückung durch Einblasung am Versuchsträger vom Typ Larzac 04 durchgeführt. In diesen Versuchen konnte be-

reits ein positiver Einfluss der Einblasung auf das Ablöseverhalten des Niederdruckverdichters nachgewiesen werden [9, 16].

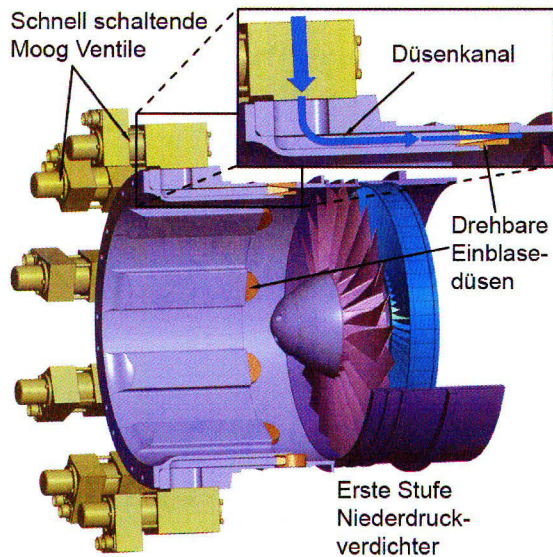


Abb. 1: Lufteinblasesystem Larzac 04

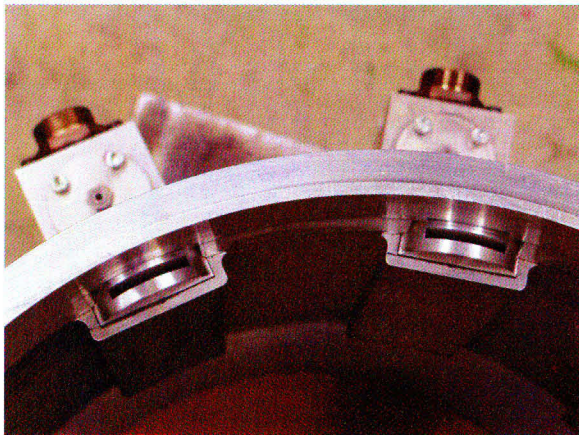


Abb. 2: Düsen des Lufteinblasesystems

Für die Untersuchungen wurde das in den Abbildungen 1 und 2 gezeigte Einblasegehäuse verwendet, welches vor dem eigentlichen Triebwerk installiert wird. In diesem Gehäuse befinden sich zehn Aufnahmen für die zylindrischen Düseneinsätze, welche in [9] näher beschrieben sind. Durch die Art der Zuströmkanäle ist es zwar möglich, eine achsparallele Einblasung zu realisieren, jedoch wird die Zuströmung auf den Verdichter aufgrund der Querschnittsvariation beeinträchtigt. Bhaskar und Subrahmanyam [17] beschreiben, dass eine solche Konfiguration besonders bei transsonischen und supersonischen Verdichtern zu Totaldruckverlusten führen und den Betrieb beeinträchtigen kann. Dieses Verhalten konnte bei den dargestellten Untersuchungen experimentell und auch numerisch nachgewiesen werden, jedoch wird es

auf Grund der Flexibilität dieses Einblasegehäuses zur Durchführung von Parameterstudien in Kauf genommen. Die aufgeprägten Störungen liegen zudem für jeden Betriebspunkt des Larzac 04 in einem für das Triebwerk tolerierbaren Bereich. Tabelle 1 zeigt zudem die Leistungsdaten des Versuchsträgers.

F_s	13kN	TET	1403K
BPR	1.13	W	27.64kg/s
N_{NDW}	17500 RPM	N_{HDW}	22561 RPM
Π_{NDV}	2.26	Π_{HDV}	4.60

Tab. 1: TW-Parameter bei INA-Bedingungen

Um den Einfluss der Einblasung zu untersuchen, wurde an den Einblaseventilen ein konstanter Luftmassenstrom eingestellt, und anschließend das Triebwerk bis zur Stabilitätsgrenze angedrosselt. Hierbei zeigte sich bei den Versuchen mit Einblasung eine deutliche Vergrößerung des Pumpgrenzabstands im Vergleich zu den Untersuchungen ohne Lufteinblasung. Ebenso wurde der Einblasewinkel als einflussnehmender Parameter auf die Pumpgrenze nachgewiesen. Hierbei ergibt sich aus den konstruktiven Gegebenheiten der Einblasevorrichtung ein Einblasewinkelintervall von $\pm 30^\circ$. Weitere Informationen zur Konfiguration sowie der Versuchsdurchführung sind in [18] beschrieben.

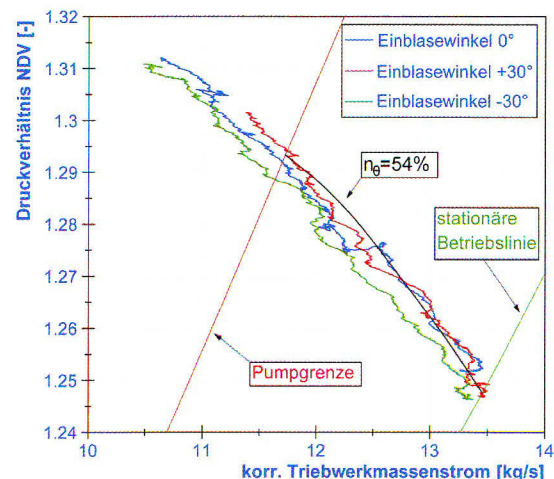


Abb. 3: Pumpgrenzabstand 54%

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind exemplarisch für eine Drehzahl von $N_{\theta,NDW} = 54\%$ in Abbildung 3 dargestellt. Es werden die Verläufe der Betriebspunkte während der Drosselung von der stationären Arbeitslinie bis hin zum Ablösen der Strömung gezeigt. Bei einer Dreh-

zahl von $N_{\theta,NDW} = 54\%$ ist zu erkennen, dass ein positiver Einblasewinkel, d.h. in Drehrichtung des Rotors, wesentlich geringere Pumpgrenzgewinne erzielt als dies bei axialer Einblasung oder negativen Winkeln der Fall ist. Im vorgestellten Betriebspunkt ist der Unterschied zwischen diesen letzten beiden Konfigurationen eher gering. In den höheren Drehzahlbereichen des Triebwerks bewirkt die Einblasung bei stationär eingestelltem Betriebspunkt je nach Winkel eine mehr oder weniger starke Drehzahländerung des Niederdruckverdichters. Sie beträgt im Maximum ca. $\pm 1\%$ bezogen auf eine axiale Einblasung, die an sich bereits eine Drehzahlerhöhung von etwa $\Delta N_{\theta,NDW} = 0,5\%$ erzeugt. Die Pumpgrenzverbesserungen ähneln denen niedrigerer Betriebspunkte, die Unterschiede zwischen verschiedenen Einblasewinkeln werden jedoch geringer.

Aus den gezeigten Ergebnissen kann gefolgert werden, dass aufgrund der Komplexität und des Gewichts eine rein axiale Einblasung die am einfachsten zu realisierende und über den gesamten Betriebsbereich des Larzac 04 Triebwerks auch eine effektive Maßnahme darstellt.

Numerische Konfiguration

Vernetzung

Zur Simulation des Strömungsverlaufs im Einlauf des Versuchstriebwerks Larzac 04 wurde ein 72° Teilsektor des Einblasegehäuses, wie in Abbildung 4 beispielsweise für den 30° -Fall dargestellt, generiert und vernetzt.

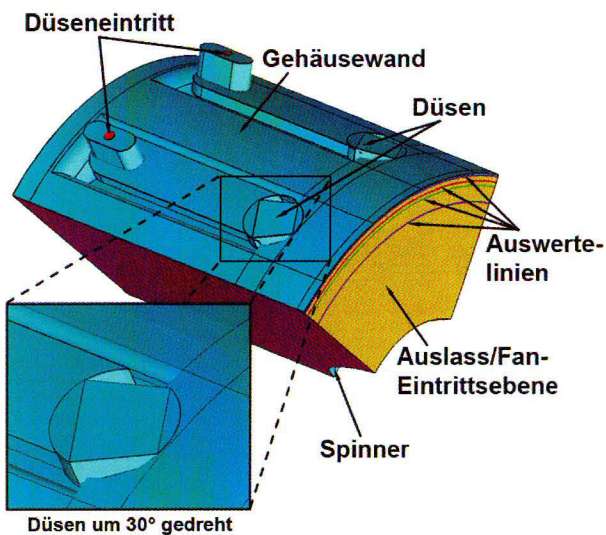


Abb. 4: Domain bei 30° Düsenstellung

Dieser beinhaltet somit zwei der zehn Einblasedüsen, um zum einen eine Aussage über die Periodizität der Ergebnisse treffen zu können, und zum anderen, um zu untersuchen, ob sich benachbarte Düsenströmungen beeinflussen. Das Rechengebiet besteht somit aus einem Haupteinlass, dem Auslass (gelb), der zugleich die Fan-Eintrittsebene darstellt, zwei periodischen Randflächen (violett)

und die zwei Eintrittsflächen für den Düsenmassenstrom an den Ventilen (rot dargestellt). Die nicht durchströmten Teile wie das Gehäuse und der Spinner wurden als reibungsbehaftete Wände deklariert (blau), wobei die Interaktion des sich drehenden Spinners mit der Strömung vernachlässigt wurde. Die Geometrie der Anordnungen für die unterschiedlichen Düsenwinkel für axiale (0°)- und 30° -Einblasung unterscheiden sich lediglich an der Stelle der vorderen Düsenköpfe. Die Rechengebiete wurden alle unstrukturiert vernetzt und im wandnahen Bereich mit Prismenschichten versehen, um auch dort Phänomene hinreichend gut auflösen zu können. Zusätzlich zu den hier dargestellten Ergebnissen wurden auch Rechnungen mit einem Einblasewinkel von 15° durchgeführt, auf welche aber in dieser Arbeit aus Platzgründen nicht weiter eingegangen werden soll.

Abbildung 4 zeigt zusätzlich die vier Auswertelinien für die Ergebnisdiskussion. Diese befinden sich bei den relativen Schaufelhöhen 99%, 95%, 92% und 80% und wurden repräsentativ aus 27 ausgewerteten Linien ausgewählt. Die Netzparameter der beiden Anordnungen sind zusätzlich in Tabelle 2 zusammengestellt. Die hohe Anzahl an Elementen entsteht durch die hohe Elementdichte innerhalb der Düsen. Diese ist notwendig, um die in den Düsen auftretenden Verwirbelungen (Abbildungen 5 und 7) ausreichend genau auflösen zu können.

Einblasewinkel	Knoten	Elemente
0°	1517688	5099053
30°	1559591	5351696

Tab. 2: Netzeigenschaften

Randbedingungen

Für alle Simulationen wurden folgende Randbedingungen eingesetzt, die zuvor aus Messungen am instituts-eigenen Versuchstriebwerk gewonnen wurden. Die Werte entsprechen einem Lastfall von $N_{\theta,NDW}=96\%$ relativer Drehzahl und ca. 2% Einblasemassenstrom.

Fläche	Typ	Randbedingung
Haupteinlass	Inlet	$T_i = 1.6^\circ\text{C}$ $p = 95084\text{ Pa}$
Düse links	Inlet	$\dot{m} = 0.051\text{ kg/s}$ $T = 32^\circ\text{C}$
Düse rechts	Inlet	$\dot{m} = 0.051\text{ kg/s}$ $T = 32^\circ\text{C}$
Auslass	Outlet	$\dot{m} = 5,342\text{ kg/s}$

Tab. 3: Randbedingungen

Für die Rechnungen der Domain ohne Einblasung entfallen die Randbedingungen am Düsen Eintritt, und der Massenstrom am Auslass wird entsprechend reduziert.

Strömungslöser

Sämtliche Simulationen wurden mit dem Strömungslöser ANSYS CFX 11.0 durchgeführt. Für die Turbulenzmodellierung wurde das k- ϵ -Modell ohne Transitionsmodell verwendet.

Ergebnisse

Zur Visualisierung des Strömungsverlaufs wird in den Abbildungen 5 bis 7 der Totaldruck in der Verdichtereintrittsebene aufgetragen und zudem die Strömung innerhalb der Düsenkanäle mittels Stromlinien dargestellt.

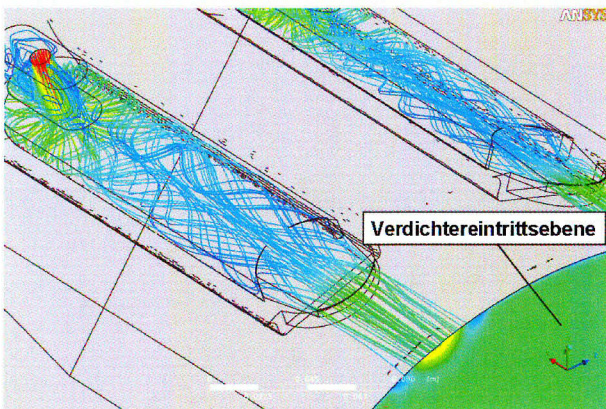


Abb. 5: Strömungsverlauf bei axialer Einblasung

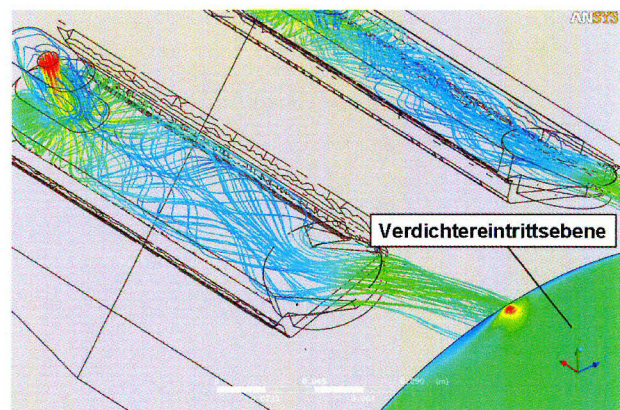


Abb. 7: Strömungsverlauf bei 30° Einblasung

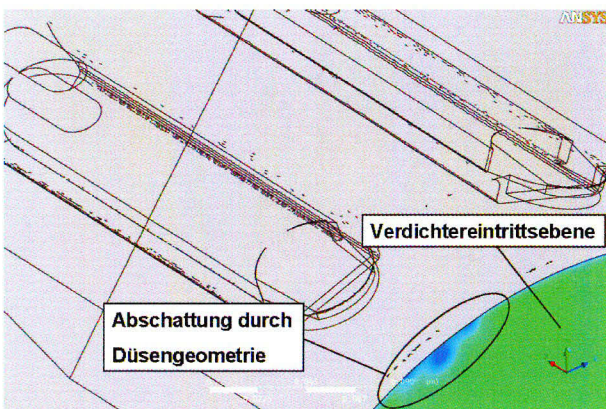


Abb. 6: Strömungsabschattung bei fehlender Einblasung

In den Abbildungen sind bereits wesentliche Phänomene erkennbar. Zum einen wird deutlich, dass die Luft trotz der starken Verwirbelung innerhalb der Düsen im vorderen Düsenbereich verwirbelungsfrei und axial austritt. Des Weiteren beschränkt sich der Einflussbereich

der Einblasung im Verdichtereintritt auf das Gebiet hinter den Düsen, so dass der Hauptmassenstrom zwischen den Düsen ungestört bleibt.

Zum anderen bildet sich hinter den Düsen ein bauartbedingter Windschatten aus, da diese in das Einblasegehäuse hineinragen (Abbildung 1) und so die Hauptströmung in diesem Bereich stören. Dieser Effekt wird noch deutlicher, wenn man das Ergebnis einer Simulation ohne Düsenmassenstrom betrachtet (Abbildung 6).

Im Falle nicht axialer Einblasung wird ersichtlich, dass der Düsenmassenstrom nach dem Austritt aus der Düse durch die Wechselwirkung mit der Hauptströmung wieder in axialer Richtung umgelenkt und lokal konzentriert wird.

Zusätzlich lässt sich in Bild 7 erkennen, dass der Einblasesmassenstrom zwar in Umfangsrichtung eingeschnürt wird, jedoch in radialer Richtung divergiert. Dies führt dazu, dass der Einflussbereich der Einblasung von der Schaufelspitze weg zur Drehachse hin verlagert wird. Dies ist jedoch nachteilig, da gerade im Blattspitzenbereich die stärksten Ablöseerscheinungen auftreten, und somit besonders hier Gegenmaßnahmen platziert werden sollen. Die Effekte der Beeinflussung der Düsenströmung durch den Hauptmassenstrom hängen jedoch entscheidend von der Beeinflussungszeit und damit vom Abstand zwischen Düsenaustrittsebene und Verdichtereintrittsebene ab. Somit muss in zukünftigen Arbeiten untersucht werden, ob der Einfluss der nicht-axialen Eindüsung durch Reduzierung des Abstands optimiert werden kann.

Im Weiteren wird der Verlauf des Totaldrucks und des Zuströmwinkels entlang der Auswertelinien genauer betrachtet.

Einfluss auf den Totaldruck

Die folgenden Diagramme zeigen den Verlauf des Totaldrucks und des Anströmwinkels am Eintritt in den

Verdichter entlang der bereits beschriebenen Auswertelinien.

Abbildung 8 zeigt den Totaldruck am Austritt ohne den Einsatz der Einblasung. Hier zeigt sich bereits, dass die Rechnungen für beide Düsen einen sehr guten periodischen Verlauf aufweisen. Zudem wird der bereits erwähnte Abschattungseffekt der Düsengeometrie ersichtlich. Diese Rechnung wurde durchgeführt, um später den Effekt der Strömungsabschattung vom Einfluss der Einblasung separieren zu können.

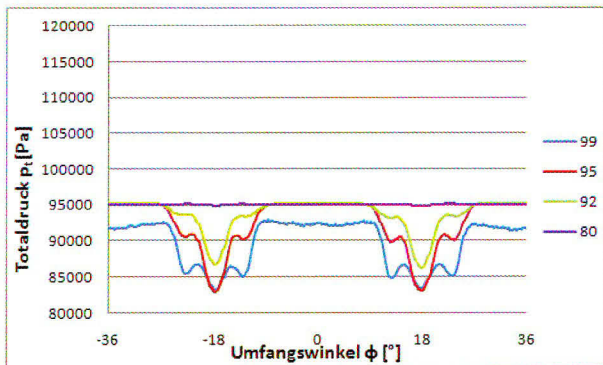


Abb. 8: Totaldruckverlauf für axiale Düsen ohne Einblasung $p_{t,ax,clear}$

Bei aktivierter Einblasung überlagern sich wie erwartet die Effekte der Abschattung und der Einblasung. Abbildung 9 verdeutlicht, dass der zusätzliche Massenstrom den Schatteneffekt fast vollständig kompensiert und darüber hinaus den Totaldruck im Blattspitzenbereich sogar sichtbar erhöht.

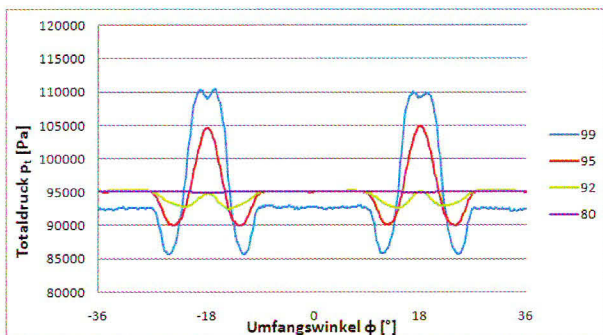


Abb. 9: Totaldruckverlauf für axiale Düsen mit Einblasung $p_{t,ax,blast}$

Mit dieser Abbildung lässt sich ebenfalls ein Vergleich mit der Originaleinlaufgeometrie des Larzac 04 ziehen, denn zwischen den durch die Düsengeometrie und die Einblasung beeinflussten Bereichen verläuft der Totaldruck über einen Umfangswinkel von ca. 15° nahezu konstant. Daher kann hier das Ergebnis der experimentel-

len Untersuchungen bestätigt werden, dass die Einblasvorrichtung trotz der Abschattung insgesamt einen positiven Einfluss auf die Strömung und somit die Stabilitätsgrenze hat, da eine Erhöhung des Totaldrucks auch eine Erhöhung der axialen Zuströmgeschwindigkeit zur Folge hat. Gleichzeitig kann aber gesagt werden, dass geometrisch noch Optimierungspotential vorhanden ist, da eine Einblasung bei fehlender Abschattung noch deutlich größere Verbesserungen erzielen könnte.

Um den positiven Effekt der Einblasung zu isolieren, wird nun die Differenz zwischen dem Druckverlauf der Einblasung und dem Druckverlauf für den Fall ohne Einblasung gebildet und in Abbildung 10 dargestellt.

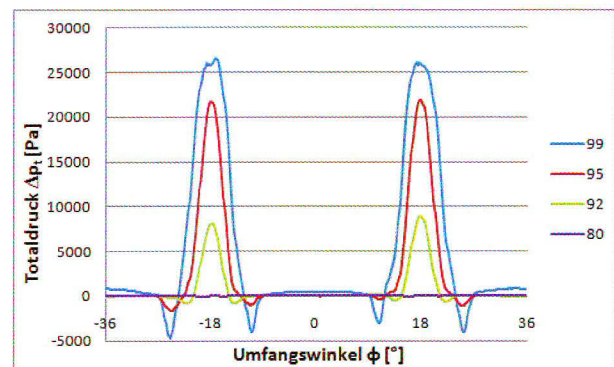


Abb. 10: Differenzdruckverlauf bei axialer Anordnung $p_{t,ax,blast-clear}$

Aus dieser Darstellung lässt sich nun erkennen, dass die Einblasung zu einer erheblichen Steigerung des Totaldrucks über einen Umfangsbereich von über 10° führt. Lediglich am linken und rechten Düsenrand überwiegt im wandnahen Bereich der Einfluss der Strömungsabschattung. Gleichzeitig kann aber auch gefolgert werden, dass der beeinflusste Bereich deutlich kleiner als $1/10$ des Umfangs beträgt und somit auch der Einsatz von weit mehr als nur 10 Düsen möglich wäre.

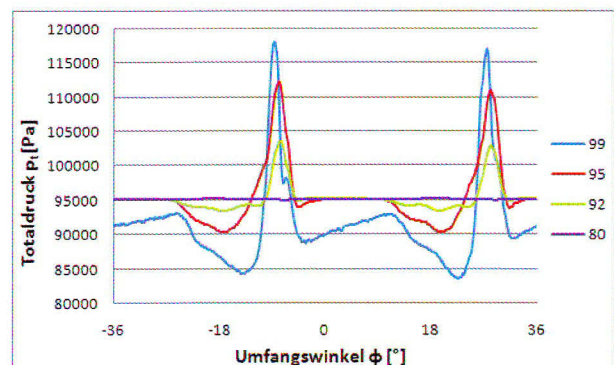


Abb. 11: Totaldruckverlauf für 30° -Düsen mit Einblasung $p_{t,30^\circ,blast}$

Eine Betrachtung der Ergebnisse mit um 30° gedrehter Düsen zeigt erwartungsgemäß einen asymmetrischen Verlauf, und dass sich der positive Einfluss der Einblasung in Drehrichtung verschiebt. Hierbei wird deutlich, dass im Vergleich zur axialen Einblasung im wandnahen Bereich etwa um 7% höhere Maxima der Totaldrücke erreicht werden, was an den Totaldruckprofilen bei den Schaufelhöhen 99% und 95% in Abbildung 11 gut zu erkennen ist. Vor allem aber ist im Gegensatz zur axialen Konfiguration der Einfluss der Düsenströmung im wandferneren Bereich bei Schaufelhöhe 92% größer. Hier liegen die Absolutwerte bei den Maxima etwa um 13% höher als bei axialer Anordnung der Düsen. Dies ist durch die Wechselwirkung der Einblasung mit der Hauptströmung zu erklären. Dadurch wird der Düsenstrahl komprimiert und von der Gehäusewand abgelöst. Es entsteht eine Verlagerung des Einflussbereichs hin zu größeren Wandabständen im Vergleich zur axialen Konfiguration. Da beim Larzac 04 die größten Ablösephänomene allerdings an der Schaufelspitze auftreten, ist dieser Effekt jedoch nachteilig. Gleichzeitig wird auch durch die deutlich schmalere Kurve des Totaldruckverlaufs die Beobachtung aus Abbildung 7 bestätigt, dass der Düsenstrahl durch die Hauptströmung des Triebwerks in Umfangsrichtung gestaucht und auf einen schmalen Bereich begrenzt wird, was den positiven Effekt der Einblasung vermindert.

In der Differenzdarstellung (Abbildung 12) ist erkennbar, dass im Vergleich zum axialen Einsatz bei gedrehter Einblasung in direkter Wandnähe ein betragsmäßig nahezu gleicher Totaldruckanstieg zu verzeichnen ist. Der Unterschied in den absoluten Werten ist also mit einer Verminderung des Windschattens zu erklären.

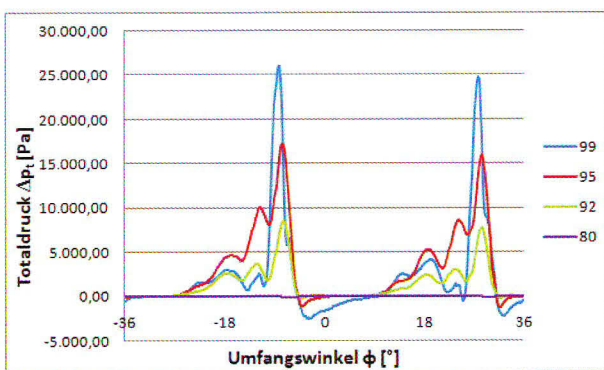


Abb. 12: Differenzdruckverlauf bei 30° -Anordnung $P_{t,30^\circ,blast-clean}$

Einfluss auf den Anströmwinkel

Der Totaldruck stellt eine wichtige Größe zur Quantifizierung und Bewertung der Einblasung dar. Des Weiteren hat er erheblichen Einfluss auf die mechanische Belastung der Schaufel. Für die Bewertung der Stall-Unterdrückung ist aber der resultierende Anströmwinkel

auf die Schaufelvorderkante im Relativsystem β_1 ausschlaggebend.

Es kann davon ausgegangen werden, dass bei inzidenzfreier Anströmung im vorliegenden Geschwindigkeitsbereich keine Ablösungen auftreten. Der Inzidenzwinkel beschreibt die Differenz zwischen Auslegungswinkel und dem realen Anströmwinkel der Luft, wobei hier ein positiver Inzidenzwinkel auf eine Verlagerung der Anströmung in Richtung Druckseite hinweist. Je größer der Inzidenzwinkel wird, desto größer wird die Wahrscheinlichkeit einer Strömungsablösung auf der Saugseite der Schaufeln.

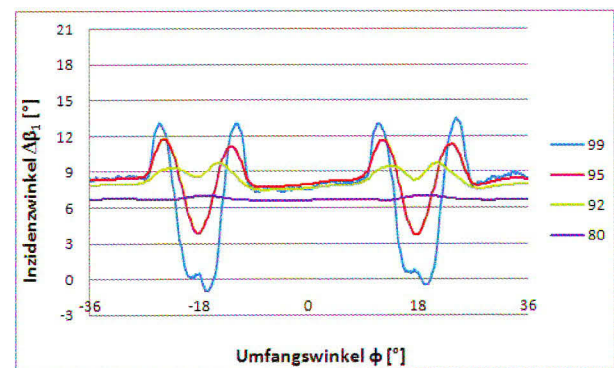


Abb. 13: Inzidenzwinkel bei axialer Einblasung

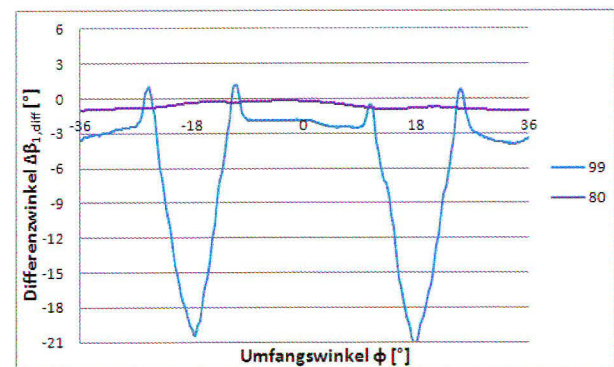


Abb. 14: Winkeldifferenz bei axialer Anordnung $\Delta\beta_{1,ax,blast-clean}$

Als Referenz wurden die Metallwinkel der Schaufelvorderkante für die entsprechenden Radien ermittelt. Abbildung 13 zeigt die relativen Inzidenzen zum Metallwinkel beim Einsatz axialer Einblasung. Hierbei ist zu erkennen, dass die Anströmwinkel im gewünschten Bereich deutlich reduziert werden konnten und auch sichtbar unter den Winkeln der ungestörten Strömung zwischen den

Düsenkanälen liegen. Im wandnahen Bereich werden sogar kleine negative Inzidenzwinkel an der Schaufelvorderrante erreicht. Es kann somit von einer verbesserten Zuströmung ausgegangen werden. Um den Effekt der Einblasung noch stärker zu verdeutlichen, wurde in Abbildung 14 die Winkeldifferenz zwischen aktiver und nicht aktiver Einblasung aufgetragen. Es tritt eine Reduzierung des Anströmwinkels über einen großen Winkelbereich auf. Im Maximum wird hier eine Anströmwinkelverbesserung von über 20° erreicht. Die Einblasung mit gedrehten Düsen zeigt aufgrund der beschriebenen Strömungsverhältnisse einen abweichenden Verlauf (siehe Abbildung 15). Hier erstrecken sich die Winkelverbesserungen über einen geringeren Umfang.

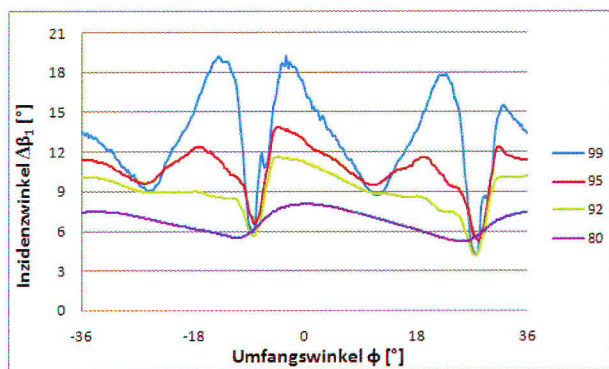


Abb. 15: Inzidenzwinkel bei 30° -Einblasung

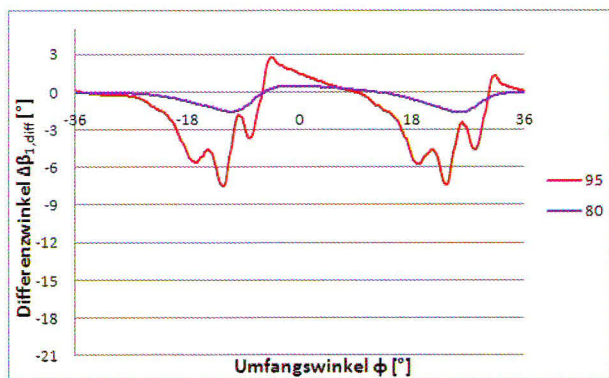


Abb. 16: Winkeldifferenz bei 30° -Anordnung $\Delta\beta_{1,30^\circ,blast-clean}$

Wie bereits erwähnt, ist der Effekt der gedrehten Einblasung in größerem Abstand zu Wand stärker. Daher wird die Winkeldifferenz für die Schaufelhöhe 95% aufgetragen (siehe Abbildung 16), da hier das Einflussmaximum der Konfiguration liegt. Auf die Darstellung der anderen Verläufe wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Im Gesamtverlauf wird deutlich, dass die Einbla-

sung deutliche Vorteile für den Zuströmwinkel bietet. Um zu einer weiteren Verbesserung zu gelangen, müsste der Abstand der Düsen von der Verdichtereintrittsebene von derzeit ca. 80mm verkürzt werden. Dies würde die Wechselwirkung der Düsenströmung mit dem Hauptmassenstrom reduzieren und die Abhebung der Düsenströmung von der Gehäusewand vermindern.

Schwingungsanalyse

Im Zuge der aktiven Stabilisierung des Verdichters mittels Luftereinblasung kommt es, wie bereits diskutiert, zu wechselnden Lasten auf die Beschaukelung. Zwar treten im Betrieb von Turbomaschinen solche Lasten unentwegt auf [19], jedoch wird deren Intensität durch die Einblasung stark gesteigert. Demnach gilt es durch die Einblasung hervorgerufene Wechselasten so einzubringen, dass sie zumindest außerhalb der Resonanzfrequenzen des Verdichtersystems liegen.

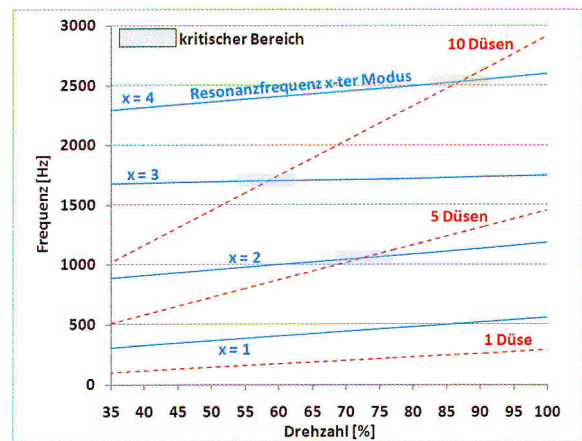


Abb. 17: Campbell-Diagramm

Ausgehend von den Materialkennwerten wurde mittels einer FEM-Rechnung eine Modalanalyse der Fan-Bschaukelung durchgeführt. Als Belastung wurde die über die Drehzahl variierte Zentrifugalbeschleunigung aufgebracht, da eine Erhöhung der Eigenfrequenz infolge der versteifend wirkenden Zentrifugallast zu erwarten ist. Die resultierenden Bauteilspannungen liegen deutlich unterhalb der Grenzbelastung und auch mit einer zusätzlich auf die Schaufel wirkenden Kraft, die aus dem Staudruck der Einblasung hervorgeht, wird kein kritischer Zustand erreicht. Trotzdem kommt es durch dynamische Anregung zu einer Verformung der Verdichterschaukel und damit zu einer wechselnden Belastung. Wird die Schaufel mit ihrer Eigenfrequenz angeregt, so kann sich die Amplitude der Schwingung verstärken, und es können bei häufigen Lastwechseln Ermüdungserscheinungen im Material auftreten.

Das in Abbildung 17 dargestellte Campbell-Diagramm zeigt die kritischen Frequenzen für verschiedene Einblasekonfigurationen über den Betriebsbereich des Larzac 04 Triebwerks. Im Diagramm sind die ersten vier Schwingungsmodi der Eigenfrequenz der betrachteten Fan-Schaufel aufgetragen. Je nach Modus wird die Schaufel unterschiedlichen Schwingungen ausgesetzt. Beim ersten Modus handelt es sich hierbei um eine reine longitudinale Biegeschwingung, bei der zweiten Eigenform um eine transversale Biegeschwingung, bei der dritten um eine Torsionsschwingung um die Längsachse der Schaufel, und ab dem vierten Modus entstehen zum Teil gekoppelte Oberschwingungen aus den ersten drei Modi.

Frühere Versuche an einem Larzac 04 Versuchsträger mit Lufteinblasung als aktive Stabilisierung des Niederdruckverdichters führten zum Versagen einer Fan-Schaufel und damit zur Zerstörung des Triebwerks [20]. Der Schaden ereignete sich bei einer Einblasung mit zehn Düsen nahe dem kritischen Bereich bei einer Drehzahl von ca. 84% Niederdruckwellendrehzahl. Es ist mit den innerhalb dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen zu vermuten, dass der damalige Schaden durch eine Anregung der Eigenfrequenz im vierten Modus verursacht wurde.

Daher ist es für die Auslegung und den Einsatz von Einblasevorrichtungen von essentieller Bedeutung, das Schwingungsverhalten der Schaufeln zu kennen, um so Einblasungen in kritischen Drehzahlbereichen vermeiden zu können. Außerdem gilt es ebenfalls, die aktive Einblasung so auf das Schwingungsverhalten anzupassen, dass kritische Resonanzen verhindert werden.

Zusammenfassung und Ausblick

Aus den Ergebnissen lassen sich folgende Konsequenzen für die weitere Entwicklung des Einblasesystems ableiten. Zuerst lässt sich sagen, dass die Einblasung von zusätzlicher Luft im Blattspitzenbereich des Fans ein wirksames Mittel zur Erhöhung des Pumpgrenzabstands und somit zur Bekämpfung von Verdichterinstabilitäten ist. Dies konnte sowohl experimentell als auch numerisch nachgewiesen werden. Allerdings sollte bei zukünftigen Systemen die Abschattung durch die Düsen so weit wie möglich minimiert werden. Dies ist Grundvoraussetzung, da die Einblasung nur im Bedarfsfall zugeschaltet werden soll, damit die durch eine kontinuierliche Einblasung entstehenden Verluste vermieden werden können. Diesbezüglich laufen am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München bereits Untersuchungen mit neuen Düsengeometrien.

Es hat sich gezeigt, dass eine Einblasung in axialer Richtung nicht nur die einfachste bauliche Variante darstellt, sondern zudem auch ähnlich gute Verbesserungen des Pumpgrenzabstands bewirkt wie eine nicht-axiale Einblasung. Allerdings tritt bei nicht-axialer Einblasung der Effekt auf, dass der Düsenstrahl nach dem Verlassen der Düse vom Hauptmassenstrom wieder zur axialen Rich-

tung hin umgelenkt wird. Hier spielt vor allem der Abstand zwischen Einblasedüse und Verdichtereintrittsebene eine entscheidende Rolle. Dieser Parameter muss also ebenfalls zukünftig noch berücksichtigt werden. Ebenso soll zukünftig die Interaktion zwischen Einblasung und Fan mittels instationärer numerischer Untersuchungen mit rotierendem Fan untersucht werden, um so die auftretenden Strömungsphänomene besser zu verstehen und in der Lage zu sein, wirkungsvollere Einblasevorrichtungen zu entwickeln und zu optimieren.

Forschungsbedarf besteht weiterhin in der Frage nach der Anzahl der zu verwendenden Einblasedüsen. Hierbei müssen neben dem baulichen Aufwand und dem zu erwartenden Stabilitätsgewinn auch Aspekte der Schwingungsproblematik berücksichtigt werden, da es sonst zu Schäden am Triebwerk bis hin zu dessen völliger Zerstörung kommen kann. Ziel der jeweiligen Auslegung wird es daher sein, mit einer möglichst geringen Anzahl an Düsen den Niederdruckverdichter ausreichend zu stabilisieren und dabei Anregungen im Bereich der Eigenfrequenzen zu vermeiden. In Hinblick auf die möglichen Folgen ist beim Betrieb des Triebwerks im kritischen Drehzahlbereich von einer Zusatzeinblasung abzuweichen. Die Auslegung muss trotz allem aber gewährleisten, dass der Einsatz über große Drehzahlbereiche hinweg möglich ist.

Literatur

- [1] DAY, I.: *Stall Inception in Axial Flow Compressors*. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- [2] CAMP, T. und DAY, I.: *A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor*. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 393-401, 1998.
- [3] BERGNER, J., KINZEL, M., SCHIFFER, H.P. und HAH, C.: *Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor - Experimental Investigation*. GT2006-90209, Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, Barcelona, Spain, 2006.
- [4] ZHANG, J., LIN, F., CHEN, J. und NIE, C.: *The Flow Mechanism of how Distorted Flows Deteriorate Stability of an Axial Compressor*. GT2007-27628, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.
- [5] SIMPSON, A. und LONGLEY, J.: *An Experimental Study of the Inception of Rotating Stall in a Single-Stage Low-Speed Axial Compressor*. GT2007-27181, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.

- [6] BERGNER, J. und SCHIFFER, H.P.: *Experimental Investigation of the Flow in a Forward Swept Transonic Compressor Rotor at Stall Inception*. GT2007-27638, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.
- [7] VO, H., TAN, C. und GREITZER, E.: *Criteria for Spike Initiated Rotating Stall*. GT2005-68374, Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, June, Reno-Tahoe, Nevada, US, 2005.
- [8] HORN, W., SCHMIDT, K. und STAUDACHER, S.: *Effects of Compressor Tip Injection on Aircraft Engine Performance and Stability*. GT2007-27574, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.
- [9] BINDL, S., NIEHUIS, R., ZÄHRINGER, C. und GRAUER, F.: *Retrofit of a Digital Engine Control Unit and Integration of an Active Stability Control System*. ISABE-2007-1251, ISABE - International Symposium of Air Breathing Engines, September 2-7, Beijing, China, 2007.
- [10] KEFALAKIS, M. und PAPAILIOU, K.: *Active Flow Control for Increasing Surge Margin of an Axial Flow Compressor*. GT2006-90113, Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, Barcelona, Spain, 2006.
- [11] SUDER, K., HATHAWAY, M., THORP, S., STRAZISAR, A. und BRIGHT, M.: *Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection*. ASME Journal of Turbomachinery, 123, pp. 14-23, 2001.
- [12] STRAZISAR, A., BRIGHT, M., THORP, S., CULLEY, D. und SUDER, K.: *Compressor Stall Control Through Endwall Recirculation*. GT2004-54295, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air, June 14-17, Vienna, Austria, 2004.
- [13] CASSINA, G., BEHESHTI, B., KAMMERER, A. und ABHARI, R.: *Parametric Study of Tip Injection in an Axial Flow Compressor Stage*. GT2007-27403, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.
- [14] VO, H.: *Suppression of Short Length-Scale Rotating Stall Inception with Glow Discharge Actuation*. GT2007-27673, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 14-17 May, Montreal, Canada, 2007.
- [15] VO, H., CAMERON, J. und MORRIS, S.: *Control of Short Length-Scale Rotating Stall Inception on a High-Speed Axial Compressor With Plasma Actuation*. GT2008-50967, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, June 9-13, Berlin, Germany, 2008.
- [16] LEINHOS, D., SCHEIDLER, S., FOTTNER, L., GRAUER, F., HERMANN, J., METTENLEITER, M. und ORTHMANN, A.: *Experiments in Active Stall Control of a Twin-Spool Turbofan Engine*. GT2002-30002, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea and Air, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands, 2002.
- [17] BHASKAR, R. und SUBRAHMANYAM, V.: *Stability Enhancement and Hysteresis Improvement of Axial Flow Fan by Discrete and Distributed Tip Injection Schemes*. GT2008-50075, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, June 9-13, Berlin, Germany, 2008.
- [18] BINDL, S., MUTH, B. und NIEHUIS, R.: *Active Stall Elimination by Air Injection onto the Tip Region of Compressor Blades*. ISABE-2009-1258, ISABE - International Symposium of Air Breathing Engines, September 7-11, Montréal, Canada, 2009.
- [19] ZIELINSKI, M. und ZILLER, G.: *Noncontact Blade Vibration and Tip Clearance Measurement System for Aero Engine Application*. ISABE-2007-1109, ISABE - International Symposium of Air Breathing Engines, September 2-7, Beijing, China, 2007.
- [20] SCHEIDLER, S. und MUNDT, C.: *Fatal Damage of a Twin-Spool Turbofan Engine due to Fan Blade Off*. ISABE-2005-1206, ISABE - International Symposium of Air Breathing Engines 2005, September 5-9, Munich, Germany, 2005.