

# Realisierung einer autarken Applikation zur Erkennung und Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten am Turbostrahltriebwerk Larzac 04

Stefan Bindl, Reinhard Niehuis

Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München  
Werner-Heisenberg-Weg 39  
85577 Neubiberg, Deutschland  
Email: [stefan.bindl@unibw.de](mailto:stefan.bindl@unibw.de)

## ABSTRACT

Lagen die Schwerpunkte früherer Forschungen auf dem Gebiet der Strahltriebwerke noch bei einer reinen Orientierung hin zur Leistungssteigerung des Systems, haben sich diese heute gewandelt und es rücken sparsamere, effizientere und umweltfreundlichere Triebwerke in den Fokus der Bemühungen. Genau wie nahezu alle derzeit im Einsatz befindlichen Transportsysteme, sei es zur Beförderung von Gütern oder Passagieren, ist auch die Luftfahrt an fossile Brennstoffe gebunden. Da diese Form der Energieträger eine hohe Energiedichte aufweist, sind gerade fliegende Transportmittel auf sie angewiesen. Aufgrund der begrenzten Ressourcen und der stetig ansteigenden Treibstoffkosten ist das Ziel eine Minimierung des Treibstoffverbrauchs und damit ebenso die Reduktion von Schadstoffemissionen zu erreichen. Fluggasturbinen wurden über die letzten Dekaden sukzessive weiter verbessert und deren Wirkungsgrad gesteigert. Soll nun diese konventionelle Antriebsform weiter optimiert werden, muss eine starke Fokussierung auf die einzelnen Systeme erfolgen. Jedes für sich bietet hierbei ein gewisses Optimierungspotential, welches es gilt auszunutzen. Triebwerkhersteller sind bemüht mit Hilfe moderner Auslegungsverfahren die Gestaltung der Schaufelkonturen in den Turbokomponenten, Verdichter und Turbine, weiter zu optimieren und somit höhere Energieumsetzungen mit dem Fluid zu erzielen. Diesem Streben sind allerdings physikalische Grenzen gesetzt. Zu stark belastete Geometrien, speziell im Verdichter, neigen zur Strömungsablösung, was mitunter zur Ausprägung gravierender Auswirkungen führt. Es wird in diesem Beitrag dargestellt, wie durch die aktive Einwirkung auf die beginnenden Strömungsablösungen mittels eines Lufterblasensystems eine Stabilisierung des Verdichters erreicht werden kann. Hierbei werden verschiedene Einflussparameter variiert und deren Beitrag zur stabilisierenden Wirkung quantifiziert. Zudem wird der aktiven Stabilisierungsmaßnahme in diesem Fall ein effektiver Stall-Erkennungsalgorithmus zur Seite gestellt, der ein vollständig autarkes System ermöglicht. Es wird gezeigt, dass die Kombination aus verlässlicher Erkennung und geeigneter Gegenmaßnahme den sicheren Betriebsbereich der Gasturbine bedeutend erweitern kann.

### Symbole

$c$	[m/s]	Geschwindigkeit
$d$	[m]	Durchmesser
$F$	[kN]	Schub
$l$	[m]	Länge
$m$	[kg]	Masse
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
$M$	[-]	Einblaserate
$n$	[U/min]	Drehzahl
$T$	[K]	Temperatur
$\Delta$	[-]	Differenz
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad
$\mu$	[-]	Bypass-Verhältnis
$\Pi$	[-]	Druckverhältnis
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte

### Indizes

BL	Betriebslinie
Ebl	Einblasung
Ubl	Umblasung

### Abkürzungen

HDV	Hochdruckverdichter
NI	Niederdruckwellendrehzahl
NDV	Niederdruckverdichter
NDW	Niederdruckwelle
NI	National Instruments
PG	Pumpgrenze
PGA	Pumpgrenzabstand
PXI	PCI Extension for Instrumentation
SFC	Specific Fuel Consumption
TVA	Triebwerkversuchsanlage
U(C)AV	Unmanned (Combat) Aerial Vehicle
VGW	Variable Guide Vane

## EINLEITUNG

Wie jede Maschine unterliegen auch Verdichter bestimmten Betriebsgrenzen, welche bei Nichteinhaltung zu rapiden Leistungsverlusten oder zum Versagen einzelner Bauteile führen können. Diese Grenzen möglichst genau zu kennen ist unabdingbar, um einen größtmöglichen Betriebsbereich des Verdichters gefahrlos zu nutzen. Heutzutage werden die Verdichter mit deutlichen Pumpgrenzabständen ausgelegt, was eine Minderung des maximal erzielbaren Druckverhältnisses bedeutet. Eine Steigerung der Performance des Verdichtersystems durch Nutzung dieser Betriebsbereiche würde zu einer Gewichtseinsparung und somit zu einer Minderung des spezifischen Verbrauchs des Fluggeräts führen [12]. Die genaue Kenntnis der Grenzen ermöglicht folglich bei der Auslegung neuer Verdichter eine bestmögliche Steigerung des Wirkungsgrades. Gerade deshalb wird große Anstrengung darauf verwandt vorhandene Grenzen zu identifizieren, ihre Systematik zu verstehen und sie kontinuierlich zu erweitern. Hierbei stellen besonders transiente, d.h. instationäre Vorgänge eine besondere Herausforderung dar, da während dieser der Arbeitspunkt in Grenzbereichen zum Liegen kommt. Speziell betrifft dies abrupte Drehzahländerungen oder Störungen in der Zuströmebene.

Den Betrieb von Turbomaschinen in Bereichen kritischer Stabilität verhindern heute moderne Regler. Zusätzlich wird ein weiterer Sicherheitsbereich vorgesehen, da das tatsächliche Betriebsverhalten des Verdichters schwer vorherzusagen ist und sich im Verlauf des Betriebs ändert [2]. Führt man sich die möglichen Auswirkungen einer auftretenden Instabilität vor Augen, wie Brennkammerverlöschen oder gar Bauteilversagen, wird die Notwendigkeit einer Vermeidung dieser Betriebszustände während des Betriebs offensichtlich. Damit ist eine detaillierte Kenntnis der auftretenden Phänomene sowie ihrer Ausprägung unumgänglich, will man eine zuverlässige Erkennung und Stabilisierung realisieren.

Erstmals wurden Verdichterinstabilitäten systematisch von Emmons et al. [9, 10] in den 1950iger Jahren untersucht. Diese Arbeit war eine der ersten, wenn nicht die erste, die zwischen den Instabilitätsvorläufern, Rotating Stall und Verdichterpumpen unterschied. Das Pumpen wurde hierbei als Helmholtz Resonanz, der Rotating Stall als Ausbreitung einer Ablösung von Schaufel zu Schaufel in der Maschine beschrieben.

Zu einer derartigen rotierenden Ablösung in einer Turboarbeitsmaschine kommt es immer dann, wenn die äußeren Gegebenheiten dazu führen, dass sich der Betriebspunkt der Stabilitätsgrenze nähert oder diese überschreitet. Eine mögliche Ursache hierfür sind Zuströminhomogenitäten, welche die Stabilitätsgrenze herabsetzen, oder transiente Laständerungen [13]. Besonders gefährdet sind, aufgrund von abweichenden Profilgeometrien, aerodynamisch benachteiligte Schaufelpassagen. Da diese Defizite auf Fertigungstoleranzen oder Beschädigung

durch Fremdkörpereinwirkung basieren, kommen sie in so gut wie jedem Verdichter vor [11]. Durch eine lokale Fehlanströmung kommt es zu einer Ablösung auf der Saugseite des Verdichterprofils, woraufhin die betreffende Schaufelpassage verblockt wird. Zunächst ist von der Blockage in den meisten Fällen lediglich der gehäusenaher Bereich betroffen, was ein Ablenken der Strömung sowohl in radiale als auch in Umfangsrichtung zur Folge hat. Sobald dieser Zustand erreicht wird, sinkt das Verdichterdruckverhältnis aufgrund der mangelnden Arbeitsumsetzung in dieser Schaufelpassage deutlich ab und es entsteht eine stark gestörte Strömung an deren Austritt. Der Druckverlust nimmt dabei stromab über die Stufen des Verdichters kontinuierlich zu, was durch Lepicovski et al. [15] an einem mehrstufigen Versuchsverdichter experimentell nachgewiesen wurde.

Die Umlaufgeschwindigkeit der Stallzelle liegt je nach Schaufelanzahl, Belastung und Durchmesser des Verdichters bei etwa 20-70% der Drehgeschwindigkeit des Rotors [7]. Somit läuft der Rotating Stall im Absolutsystem mit etwa 30-80% der Umfangsgeschwindigkeit in Rotordrehrichtung um. Er ist also eine Störung, bei der Bereiche mit niedrigen oder sogar negativen Massenströmen mit einer Geschwindigkeit kleiner der Drehzahl umlaufen [2]. Die exakten Rotationsgeschwindigkeiten werden von vielen Autoren für die untersuchten Verdichter angegeben, wie dies z.B. in [1, 11, 15] der Fall ist.

Es sind in der Vergangenheit zwei Grundsatztheorien entwickelt worden, die versuchen diese Phänomene zu erklären [8]. Die beiden Auslöser werden auch 'Short-Length Scale Rotating Stall' oder 'Spike Stall' und 'Long-Length Scale Rotating Stall' oder Modalwellenablösung genannt. Die Namensgebung orientiert sich an dem Typ der auslösenden Störung in Druck bzw. Geschwindigkeit. Wann welches der beiden Phänomene zur Ausprägung von Verdichterinstabilitäten führt, wird durch Camp und Day [6] mittels des 'Zero Slope Criterion' beschrieben. Bei dem Versuchsträger der hier beschriebenen Ergebnisse ist eine Ablösung im Verdichtersystem nahezu ausschließlich über 'Pressure Spikes' gegeben. Modalwellen konnten wenn nur durch gezielte Anregung beobachtet werden. Daher zielen die beschriebenen Maßnahmen zum überwiegenden Teil auf die Bekämpfung der Spike-induzierten Strömungsablösung im Schaufelspitzenbereich ab.

## VERSUCHSAUFBAU

### Prüfstandsinfrastruktur

Zur Untersuchung von Gesamttriebwerken und Triebwerkskomponenten wurde in den 1970er Jahren an der Universität der Bundeswehr München eine Triebwerkversuchsanlage eingerichtet. Diese soll zu Zwecken der Lehre und der Forschung die Möglichkeit eröffnen, direkt am System Triebwerk mit all seinen theoretischen und praktischen Aspekten arbeiten zu können. Nach ei-

nem Umbau in den vergangenen Jahren ist die Anlage nunmehr in der Lage Strahltriebwerke bis zu einem Schub von 50kN aufzunehmen. Ebenso wurde die gesamte Infrastruktur grundlegend erneuert und den Bedürfnissen aktueller Triebwerke angepasst. So steht mit der Triebwerkversuchsanlage eine Versuchseinrichtung für die Bearbeitung aktuellster Forschungsthemen an Gesamttriebwerken zur Verfügung.

**Versuchsträger**

Die hier präsentierten Untersuchungen wurden ausschließlich unter Verwendung des Turbostrahltriebwerks Larzac 04 durchgeführt. Das Triebwerkprogramm Larzac 04 zur Entwicklung eines Turbofantriebwerks ohne Nachbrenner wurde 1967 von der GRTS (Groupeement Turboméca Snecma), einem Joint Venture von Turboméca und Snecma, ins Leben gerufen. Die schubgesteigerte Version, das zum Einsatz kommende Larzac 04 C5, wurde ab 1972 von MTU Aero Engines GmbH und Rolls-Royce Deutschland für das Flugzeug Alphajet in Lizenz gefertigt.

Das Triebwerk ist in Zweiwellenbauweise ausgeführt und besitzt ähnliche Merkmale wie sie bei modernen Turbofantriebwerken zu finden sind. Der Niederdruckverdichter besteht aus 2 axialen Stufen, wobei die Fanstufe 23 Schaufeln mit einem transsonischen Verdichterprofil besitzt, welche aus einer Titanlegierung gefertigt sind. Der nachfolgende Stator besteht aus 61 Schaufeln. Die zweite Stufe hat als besonderes Merkmal eine eine doppelte Statorreihe (29 Rotorschauflern und 43+43 Statorschauflern, kein Titan). Hinter dem Niederdruckverdichter wird der Luftmassenstrom durch den Splitter aufgeteilt. Das Bypassverhältnis beträgt dabei 1,13. Im Kerntriebwerk wird die Luft durch einen 4 stufigen Hochdruckverdichter in Axialbauweise abermals komprimiert, bevor sie in die Ringbrennkammer gelangt. Hier wird der Kraftstoff über 10 Vorverdampferdüsen eingespritzt. Die Verbrennungsgase werden über die jeweils einstufigen Hoch- und Niederdruckturbinen expandiert. Hervorzuheben ist an dieser Stelle, dass beide Luftströme ungemischt über die separaten Düsen entspannt werden. Abbildung 1 zeigt den Aufbau bzw. die genannten Komponenten des Versuchstriebwerkes. Die charakteristischen Triebwerkparameter sind in Tabelle 1 aufgeführt.



Abbildung 1: Versuchsträger Larzac 04 C5

**Triebwerk**

$F_s = 13\text{kN}$	$SFC = 20,2\text{g/kNs}$	$m = 321\text{kg}$
$\dot{m}_2 = 27,6\text{kg/s}$	$\mu = 1,13$	$l = 2,1\text{m}$
$\Pi_{ges} = 10,4$	$T_{t4} = 1403\text{K}$	$d_{max} = 0,73\text{m}$
$T_{t21} = 384\text{K}$	$T_{t3} = 638\text{K}$	$d_2 = 0,45\text{m}$

**NDV**

$\Pi_{NDV} = 2,26$
$n_{NDV} = 17500\text{min}^{-1}$

**HDV**

$\Pi_{HDV} = 4,60$
$n_{HDV} = 22561\text{min}^{-1}$

Tabelle 1: Leistungsparameter des Larzac 04 C5

**Zweitkreisdrösselvorrichtung**

Rotierende Ablösungen und Verdichterpumpen sind Phänomene, die es im regulären Betrieb einer Gasturbine zu vermeiden gilt. Aus diesem Grund sieht die Auslegung einer solchen Maschine genügend große Sicherheitsreserven vor. Für die Untersuchungen im Rahmen der Stallerkennung und Bekämpfung ist die Darstellung derartiger instationärer Strömungsverhältnisse jedoch unabdingbar. Dies kann durch Steigerung des Gegendruckes hinter dem Verdichter erreicht werden, was ein Androsseln darstellt. Eine Kernforderung an die Dröselmethode ist die Reproduzierbarkeit der Betriebszustände, welche für die Durchführung wissenschaftlicher Untersuchungen essentiell ist. Die Methode der Düsenquerschnittsreduktion wurde als beste Variante identifiziert und umgesetzt [14]. Ein großer Vorteil des zum Einsatz gebrachten Versuchsträgers ist, dass er über separat entspannende Düsen verfügt und so beide Verdichter nahezu unabhängig voneinander angedrosselt werden können.

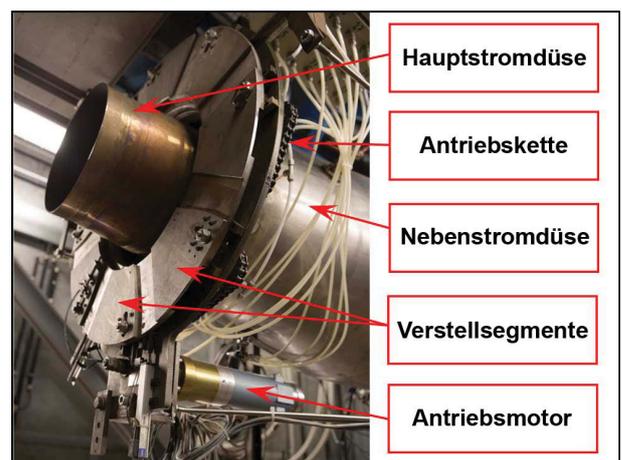


Abbildung 2: Dröselvorrichtung der Nebenstromdüse

Die Dröselvorrichtung für den Nebenstrom besteht aus mehreren Kreissegmenten, die kontinuierlich, radial verfahren werden können. Ein Elektromotor stellt über einen Kettenzug die geforderte Düsenfläche ein. Die einzelnen Subsysteme sind in Abbildung 2 dargestellt.

### Einblasesystem am Niederdruckverdichter

Luft einblasung im Schaufelspitzenbereich stellt eine stabilitätsverbessernde Maßnahme für Turboverdichter dar. Das Einblasegehäuse, welches für das Larzac 04 entworfen wurde, verfügt über 10 einzeln ansteuerbare Einblasekanäle. Abbildung 3 zeigt dieses Einblasesystem, wie es vor dem Niederdruckverdichter des Larzac 04 montiert ist. Es ist zu erkennen, dass die zur Verfügung gestellte Luft über schnellschaltende 'Direct Drive Valves' der Firma Moog dem Einblasegehäuse zugeführt wird.

Die Distanz vom Düsenaustritt bis zur Eintrittsebene des Verdichters beträgt 80mm oder 120% der Sehnenlänge an der Schaufelspitze. Dies ist verglichen mit Aufbauten an Verdichterrigs ein großer Abstand, welcher einigen anderen Aspekten geschuldet ist. Nähere Erläuterungen zu den Konstruktionsmerkmalen und den zugrundeliegenden Randbedingungen sind in [4] und [14] zu finden.

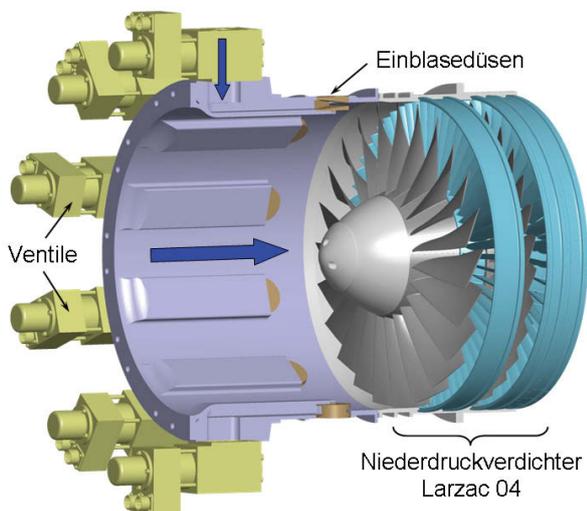


Abbildung 3: Niederdruckverdichter mit Einblasesystem

Zur Verwendung in dem Einblasegehäuse stehen zwei unterschiedliche Düsen zur Verfügung. Die in Abbildung 4 gezeigten Einblasedüsen bieten die Möglichkeit verschiedene Austrittsquerschnitte zu realisieren. Die Düsen 3ter Generation weisen dabei eine um 50% reduzierte Fläche auf.



Abbildung 4: Einblasedüsen der 1ten (links) und 3ten (rechts) Generation

Die zur Einblasung benötigte Luft wird vom Triebwerk selbst zur Verfügung gestellt. Sie wird den 'Customer Bleed-Ports' entnommen und in den NDV rezirkuliert. Den gesamten Versuchsaufbau mit der installierten Umblasung zeigt Abbildung 5.

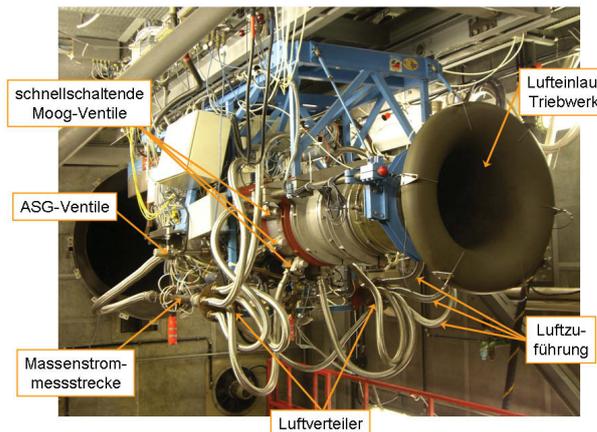


Abbildung 5: Larzac 04 Versuchsaufbau mit Umblasung

## INSTRUMENTIERUNG UND REGELEINHEIT

### Instrumentierung des Versuchsträgers

Aufgrund der Nutzung des Larzac 04 als Versuchsträger an der TVA über die vergangenen Jahre, wurden eine Vielzahl an Messstellen am Triebwerk realisiert. Dies betrifft im speziellen Druck- und Temperatursonden in den verschiedenen Ebenen des Versuchsträgers. Die Instrumentierung des verwendeten Larzac 04 C5 übertrifft damit die eines Serientriebwerks bei weitem und lässt eine detaillierte thermodynamische Analyse zu. Zusätzlich zu der konventionellen Messtechnik wurde für die Detektion und Bewertung der hochgradig instationären Stallphänomene hochauflösende Kulite Drucksensoren verbaut. Diese sind durch ihre Größe und die Robustheit für den Einbau in einer Turbomaschine optimal geeignet. Die Einbaupositionen für diese Sensoren resultieren aus den Einschränkungen, die sich an dieser Stelle naturgemäß aus den zahlreichen Anbauteilen am Verdichtergehäuse ergeben. Der axiale Abstand von der Schaufelvorderkante ist für alle Sensoren 10mm oder 15% der Sehnenlänge im Schaufelspitzenbereich. Die Abtastraten für die Standardinstrumentierung liegt bei 1kHz, die der Kulites bei 50kHz.

### Digitale Regeleinheit und Stallerkennung

In Folge der gemeinsamen Bemühungen des Instituts für Strahltriebwerke und der MTU Aero Engines GmbH steht für das Larzac 04 Triebwerk der Universität der Bundeswehr München eine digitale Regeleinheit zur Verfügung. Diese basiert auf einem Echtzeit-Rechner mit integrierten Datenerfassungsmodulen. Alle für den Regler relevanten Daten, wie Drehzahlen und Abgastemperaturen, werden durch die Serieninstrumentierung des Triebwerks zur Verfügung gestellt. Zusätzlich werden die Daten zweier Kulites aus dem Verdichtergehäuse an den Regler übergeben, wo sie von

einem Stallerkennungsalgorithmus aufbereitet und analysiert werden. Der Algorithmus bedient sich dazu der Vermessung der einzelnen Schaufeldurchgänge. Tritt ein Instabilitätsvorläufer in einem Schaufelkanal in Erscheinung, so ändert sich die charakteristische Schaufeldurchgangsfrequenz. Dies ist auf die Variation des Spaltwirbels zurückzuführen, welcher das gehäusenaher Strömungsbild dominiert. Mit Hilfe der Kombination von Stallerkennung und aktiver Gegenmaßnahme lassen sich bevorstehende Verdichterinstabilitäten schnell und zuverlässig erkennen und der Verdichter stabil halten.

## ANALYSEN & ERGEBNISSE

### Definition der Vergleichsparameter

Die hier beschriebene aktive Stabilisierungsmaßnahme erweitert den verfügbaren Pumpgrenzabstand indem die Stabilitätsgrenze verschoben wird. Einen Vergleichsparameter zur Quantifizierung des Effekts stellt damit der Pumpgrenzabstand dar. Nachdem es dazu verschiedene gebräuchliche Definitionen gibt, ist die hier benutzte aufgeführt (1). Sie eignet sich in besonderer Weise, da die Versuche über den gesamten Betriebsbereich des Verdichters durchgeführt wurden und damit sowohl sehr flache als auch sehr steile Drehzahlcharakteristiken berücksichtigt werden müssen. Das Produkt aus Druckverhältnis und reduziertem Massenstrom trägt dem Rechnung.

$$PG = \frac{\Pi_{Stall} \cdot \dot{m}_{BL}}{\Pi_{BL} \cdot \dot{m}_{Stall}} - 1. \quad (1)$$

Um die Ergebnisse der Ein-/Umblassung in Relation mit dem aufgewendeten Luftmassenstrom zu setzen, wird die folgende Beziehung herangezogen.

$$\eta_{Ubl} = \frac{\Delta PG}{\frac{\dot{m}_{Ubl}}{\dot{m}_2}}. \quad (2)$$

### Stallerkennung

Verdichterinstabilitäten sind instationäre Phänomene, die in bestimmten Betriebsbereichen des Verdichters plötzlich und ohne längere Vorwarnzeit auftreten können. In der Vergangenheit erfolgte eine detaillierte Analyse der Strömungssituation in vielen Fällen ausschließlich nach den Messungen. Dies liegt darin begründet, dass die für eine Onlineanalyse benötigten Rechenressourcen erst in den letzten Jahren zur Verfügung standen. Umso mehr gilt es einen Stallerkennungsalgorithmus, welcher während des Betriebes bevorstehende Instabilitäten detektieren soll, so effizient wie möglich auszulegen. In diesem Fall wurde vollständig auf die Verwendung rechenintensiver Transformationen zwischen Zeit- und Frequenzbereich verzichtet.

Soll eine Verdichterinstabilität nicht nur erkannt sondern auch eine Maßnahme eingeleitet werden, so ist die Vorwarnzeit von entscheidender Bedeutung. Je früher eine Erkennung erfolgt, desto länger darf es dauern bis die Gegenmaßnahme ihre Wirkung aufprägen muss. Ein Beispiel für einen Test bei anspruchsvollsten Bedingungen ist in Abbildung 6 dargestellt.

Hohe Drehzahlen bedeuten eine extrem kurze Zeitspanne vom Auftreten erster Indikatoren bis zum voll ausgeprägten Rotating Stall. Der Test bei 90% N1 zeigt, dass selbst unter diesen Bedingungen die bevorstehende Instabilität bereits 24ms oder ca. 6 Rotorumdrehungen vor der Strömungsablösung erkannt wird.

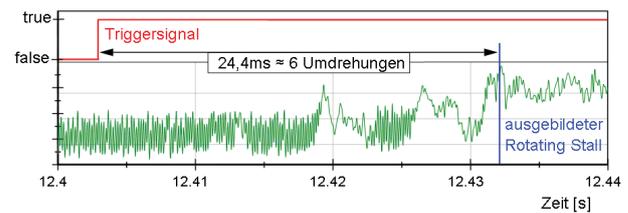


Abbildung 6: Stallerkennung bei 90% Drehzahl

Aufgrund der systembedingten Laufzeiten der Luft und der Schaltzeit der Aktuatoren kann das Larzac 04 mit diesem Versuchsaufbau bis zu einer Drehzahl von ca. 75% N1 zuverlässig stabilisiert werden. Bei höheren Drehzahlen ist die Ablösung, bedingt durch die kurze Zeitspanne, nicht mehr zu verhindern. Die Gegenmaßnahme ist jedoch in der Lage die Auswirkungen der Ablösung, in diesem Fall Verdichterpumpen, stark abzuschwächen. Die Weiterentwicklung des Stallerkennungsalgorithmus konzentriert sich, unabhängig von der Verbesserung des Einblasesystems, auf eine Vergrößerung der Vorwarnintervalle.

Wie sich die aktive Einblasung von Luft im Schaufelspitzenbereich auf das Stabilitätsverhalten des Verdichters auswirkt und welche Parameter hierbei von Bedeutung sind, soll im Folgenden erläutert werden.

### Wirksamkeit der Luftumblassung

Dass die Luftumblassung im Schaufelspitzenbereich eines Verdichters dessen stabilen Arbeitsbereich erweitern kann, wurde bereits in einer Vielzahl an Versuchen an unterschiedlichsten Maschinen nachgewiesen. Wie sich dies am Niederdruckverdichter des Larzac 04 Triebwerks darstellt, ist in Abbildung 7 verdeutlicht. Die Stabilisierung ist zu erkennen, da der instabile Betrieb, gekennzeichnet durch die hohe Amplitude, bei einsetzendem Einblasemassenstrom in einen stabilen Betriebszustand überführt wird. Besonders deutlich wird dies in der Vergrößerung, in der die rotierende Stallzelle sichtbar ist. Durch die Gegenmaßnahme wird diese innerhalb einer Umdrehung vollständig unterdrückt. Wird die Ein-/Umblassung deaktiviert, kommt es zu einer erneuten Ausprägung der Verdichterinstabilitäten, was am rechten

Bildrand zu sehen ist. Die stetige Zufuhr geringer Massenströme kann auf Leckagen der verwendeten Ventile zurückgeführt werden, beeinflusst die Aussagekraft der Ergebnisse jedoch in keiner Weise.

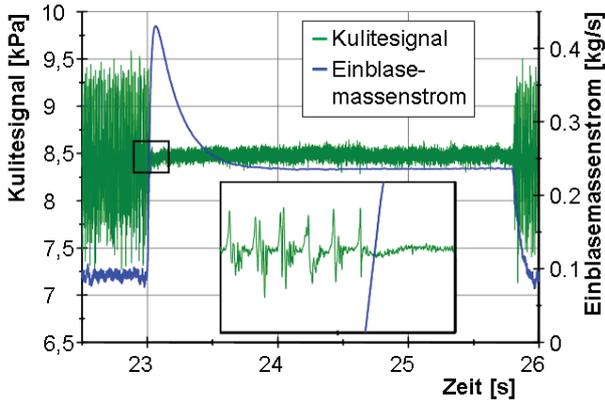


Abbildung 7: Einblasung zur Stall-Unterdrückung

Soll die Lufteinblasung als aktive Stabilisierungsmaßnahme für den Verdichter von Flugtriebwerken eingesetzt werden, muss die Luft von an Bord befindlichen Systemen bereitgestellt werden. Es liegt nahe, dass hierzu bereits verdichtete Luft aus dem Verdichter zum Einsatz kommt. Da diese jedoch nur in limitierter Menge vorhanden ist, muss zunächst untersucht werden wie viel Massenstrom eingesetzt werden kann und wie dessen Wirksamkeit zu beurteilen ist.

Im Falle des Larzac 04 wurde von einer Anwendung mit nur einem Triebwerk ausgegangen (Single Engine Application z.B. UAV/UCAV). Damit steht als Luftressource lediglich die Zapfluft aus dem Hochdruckverdichter zur Verfügung. Eine Quantifizierung der bereitgestellten Luftmenge wurde über den gesamten Betriebsbereich durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung, dargestellt in Abbildung 8, zeigen die Verfügbarkeit von annähernd 2% des Triebwerkmassenstroms im jeweiligen Lastpunkt. Absolut gesehen, entspricht dies einem Luftmassenstrom von 0,5kg/s bei Volllast, welcher an das Stabilisierungssystem abgegeben werden könnte.

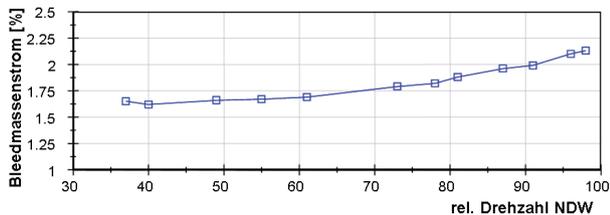


Abbildung 8: Verfügbare Zapfluft am Larzac 04

Wird eine stabilisierende Maßnahme wie die Lufteinblasung im Verdichter eingesetzt, gilt es die Grenzen sehr genau zu kennen und strikt einzuhalten. Wie die Ver-

suche mit der beschriebenen Versuchskonfiguration zeigen, wirkt sich ein Überschreiten der veränderten Pumpgrenze während der Stabilisierung deutlich verheerender aus als dies im Normalbetrieb der Fall ist. Es entsteht besonders in den mittleren und hohen Drehzahlbereichen ein Verdichterpumpen ohne vorherige, stabil umlaufende, rotierende Strömungsablösung. Eine detaillierte Beschreibung dieses Sachverhalts wird in [4] und [5] gegeben.

Alles in Allem lässt sich die Wirksamkeit der Lufteinblasung im Schaufelspitzenbereich zeigen. In welcher Form die einzelnen Parameter, wie Einblasemassenstrom oder -geschwindigkeit die Effektivität beeinflussen können, soll in den folgenden Abschnitten analysiert werden.

### Parameterstudie zur Einblasung

#### Einblasemassenstrom

Es wurde bereits gezeigt, dass es mit Hilfe der Lufteinblasung im Verdichter möglich ist eine stabilisierende Wirkung zu erzielen. Hierbei muss nun die Frage nach dem Aufwand, das heißt dem aufgewendeten Luftmassenstrom und dessen Energiegehalt, gestellt werden.

In einer Versuchsreihe mit externer Luftversorgung wurde der Einblasemassenstrom zwischen 1% und etwa 9% (anlagenbedingt nur bei niedrigem Lastpunkt realisierbar) des Triebwerkmassenstroms variiert und die maximal erreichbare Pumpgrenzabstandsverbesserung aufgenommen. Aufgrund der hohen Betriebskosten wurden die Versuche lediglich bei 3, für den jeweiligen Betriebsbereich charakteristischen, Drehzahlen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Tests sind in Abbildung 9 dargestellt.

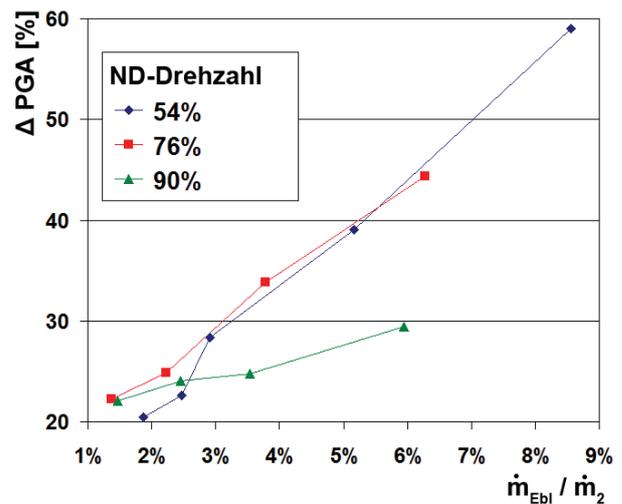


Abbildung 9: Einfluss des Einblasemassenstroms

Es ist gut zu erkennen, dass zwischen der Erweiterung des Betriebsbereichs und dem dazu benötigten Massendurchsatz im Einblasesystem ein annähernd li-

nerer Zusammenhang besteht. Dabei fällt im Besonderen auf, dass sich dieser für den unteren und mittleren Drehzahlbereich nahezu identisch ausprägt, während bei hohen Drehzahlen eine weit weniger starke Betriebsbereichserweiterung erzielt werden konnte. Dies lässt auf eine geringere Effektivität der Einblasung bei Betriebspunkten nahe Volllast schließen, was auch in weiteren Versuchen nachgewiesen werden konnte.

Einblasegeschwindigkeit

Eine Größe, welche direkt mit dem eingeblasenen Massenstrom in Verbindung steht ist die Geschwindigkeit, deren Einfluss auf die Pumpgrenzerweiterung ebenfalls vermutet wird [3]. Durch die enge Kopplung an den Massenstrom und die Geometrie ist eine Variation der Geschwindigkeit nicht immer realisierbar. Ein Vorteil des hier genutzten Einblasegehäuses ist die Möglichkeit die Düsen auszutauschen. Somit konnte eine Veränderung der Einblasegeschwindigkeit bei gleichem Massenstrom realisiert werden.

Aufgrund der Kanalkontraktion in den Einblasedüsen können, bei entsprechendem Vordruck, Strömungsgeschwindigkeiten von maximal ca. Mach 0,8 (für die Düsen mit kleiner Austrittsfläche) realisiert werden. Für die Versuche zur Abschätzung des Geschwindigkeitseinflusses wurde der Vordruck des Einblasesystems dem jeweiligen Betriebspunkt des Triebwerks derart angepasst, dass er dem Bleedventil-Austrittsdruck des HDVs entsprach. Daraus ergibt sich eine kontinuierliche Steigerung der Machzahl in den Einblasedüsen, was der Abbildung 10 zu entnehmen ist. Es ist ebenfalls deutlich erkennbar, dass die Düsen mit der geringeren Querschnittsfläche und damit höherer Düsenaustrittsgeschwindigkeit einen größeren Pumpgrenzabstand generieren. Einzig bei sehr hohen Drehzahlen ist die stabilisierende Wirkung beider Düsengeometrien gering, was bereits bei der Betrachtung der Massenströme beobachtet wurde.

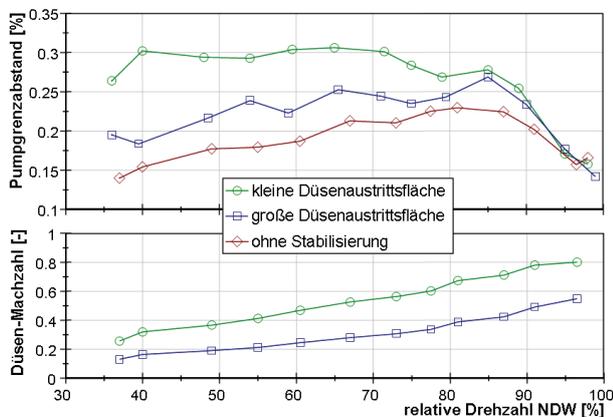


Abbildung 10: Einfluss der Einblasegeschwindigkeit auf die Stabilisierungswirkung

Temperatureinfluss

An dieser Stelle soll ein weiterer Parameter diskutiert werden, der bis dato in der Literatur wenig Erwähnung fand. Es handelt sich um die Temperatur der eingeblasenen Luft. Hier kommen in besonderer Weise die Vorzüge des flexiblen experimentellen Versuchsaufbaus zum Tragen. Da die Luft zur Einbringung in den Niederdruckverdichter sowohl aus einer externen Quelle, mit nahezu Umgebungstemperatur, als auch aus dem Triebwerk selbst zugeführt werden kann, lassen sich gänzlich unterschiedliche Temperaturniveaus einstellen. Für die Gegenüberstellung von Einblasung (kalt, ca. 10-15°C) und Umblasung (heiß, ca. 55-200°C [abhängig vom Betriebspunkt]) wird in Anlehnung an die Kühlluftausblasung bei Turbinenschaufeln die Einblaserate  $M$  herangezogen. Damit ist es möglich den durch die Temperaturänderung auftretenden Dichteverationen Rechnung zu tragen.

$$M = \frac{(\rho \cdot c)_{Ebl/Ubl}}{(\rho \cdot c)_1} \tag{3}$$

Für die Versuche zum Temperatureinfluss wurde der Einblasemassenstrom in jedem Lastpunkt dem Umblasemassenstrom (rel. Einblasemassenstrom  $\approx 2\%$ ) aus den vorangegangenen Versuchen angeglichen.

In Abbildung 11 ist die Verbesserung des erzielbaren Pumpgrenzabstandes in Bezug zur Einblaserate für repräsentative Drehzahlen dargestellt. Die Einblaserate betrug dabei für beide Konfigurationen in etwa 2,1. Durch die Division der Pumpgrenzabstandverbesserung durch die Einblaserate wird zusätzlich die Elimination etwaiger Abweichungen erreicht. Wie zu erkennen ist, zeigten die Untersuchungen am Larzac 04 eine geringfügig bessere Performance der Umblasung.

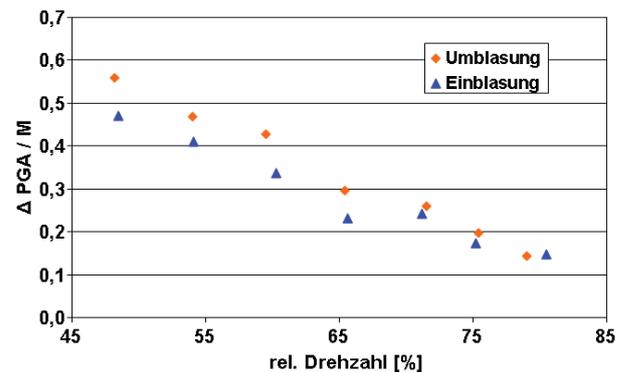


Abbildung 11: Einfluss der Einblasetemperatur auf die Stabilisierungswirkung

Aufgrund der höheren Temperatur der Umblaseluft und der damit verbundenen geringeren Dichte wird in den Düsen eine höhere Geschwindigkeit erzielt. Bei Volllast beträgt diese Differenz bis zu 50m/s (75%) gegenüber

der Einblasung. Wie bereits beschrieben ist ein Einfluss der Geschwindigkeit auf die Wirksamkeit der Stabilisierungsmaßnahme offensichtlich. Zwar lässt die geringere Dichte die Verbesserungen sicherlich geringer ausfallen, dennoch sind diese messbar. Damit wird der Einfluss der Ein-/Umblasegeschwindigkeit als relevanter Parameter bei der aktiven Verdichterstabilisierung bestätigt.

### Erreichbare Stabilisierungswirkung

Zur Bewertung der Effektivität der einzelnen Ein-/Umblasekonfigurationen wird die bereits vorgestellte Größe  $\eta_{Ebl/Ubl}$  herangezogen. Hierbei werden der erreichbare Pumpgrenzabstand mit der dazu aufgewendeten Luft in Beziehung gesetzt. Die Abbildung 12 zeigt die Wirkungsgrade der Stabilisierungsmethoden über den Betriebsbereich des Versuchsträgers für die Konfigurationen Umblasung und Einblasung sowie die eingesetzten Einblasedüsen. Es ist zu erkennen, dass die Düsen der ersten Generation, mit der Querschnittsfläche von 360mm<sup>2</sup>, generell eine geringere Wirksamkeit aufweisen als die Düsen der dritten Generation mit 180mm<sup>2</sup> Austrittsfläche. Besonders deutlich wird dies im unteren Drehzahlbereich des Niederdruckverdichters, wo die Überlegenheit deutlich zu Tage tritt. Allen Einblasekonfigurationen gemein ist die verminderte Effektivität ab einer Drehzahl von ca. 70% N1. Wird darunter, insbesondere von den Düsen 3ter Generation eine hohe Wirksamkeit erzielt, relativiert sich diese im hohen Lastbereich. Grund für die nachlassende Effektivität könnte eine Veränderung des Ablöseverhaltens im Triebwerk sein, das durch das Schalten der Bleedventile hervorgerufen wird. Aufschluss sollen in dieser Sache zukünftige Untersuchungen mit erweiterter Instrumentierung bringen.

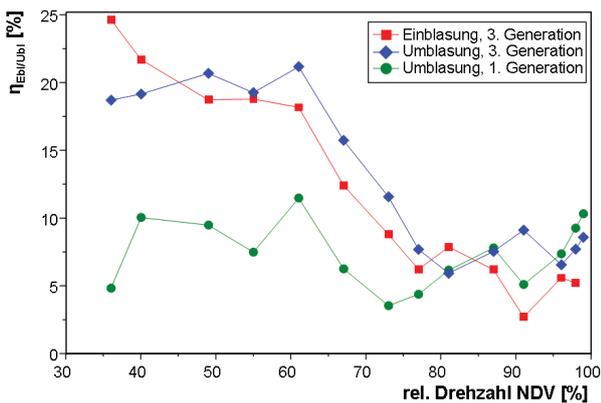


Abbildung 12: Vergleich der Ein- und Umblasung

### Stallerkennung und Stabilisierung

Wird eine Umblasung mit dem Stallerkennungsalgorithmus gekoppelt, kann eine einsatznahe Konfiguration geschaffen werden. In diesem Fall ist es zweckmäßig die Maßnahme auf den Zeitraum der Ablösegefährdung zu begrenzen. Ist diese nicht eindeutig definierbar, oder es

wird generell mit einer zeitlichen Terminierung der Einblasung gearbeitet, muss diese im Fall einer zu frühen Abschaltung bei erneut einsetzendem Stall reaktiviert werden. Dazu muss sie vom Erkennungsalgorithmus wiederholt detektiert werden. Ob dies sichergestellt ist, wurde untersucht indem die Stabilisierungsmaßnahme zeitlich begrenzt wurde. Für die Tests zu diesem Themengebiet wurde ein Ein-/Umblaseintervall von 5s gewählt. Währenddessen verblieb die Drossleinrichtung in der Position, bei der Stall im Verdichter ohne Stabilisierung auftreten würde.

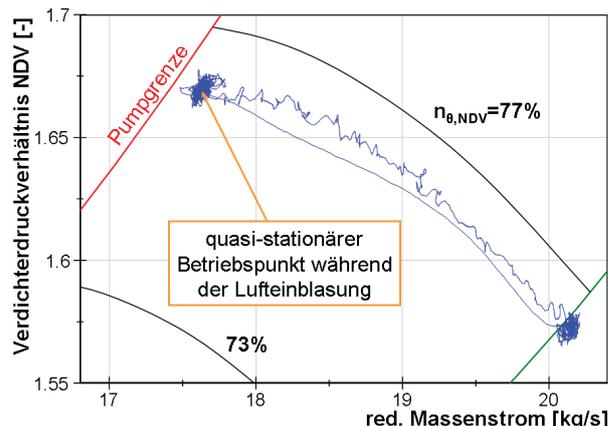


Abbildung 13: Erkennung und Wiedererkennung des Stalls durch den Algorithmus

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Abbildung 13 dargestellt. Von einem stationären Betriebspunkt aus wurde das Versuchstriebwerk mit Hilfe der Drosselvorrichtung zunehmend angedrosselt. Zu erkennen ist dies an der Verschiebung des Betriebspunktes im Verdichterkennfeld hin zu niedrigeren Massenströmen und höheren Druckverhältnissen. Kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze werden die dann auftretenden Stallvorläufer von dem Erkennungsalgorithmus detektiert und die Umblasung aktiviert. Aufgrund dieser Maßnahme wird die Strömung in der Fanstufe stabilisiert. Der Niederdruckverdichter befindet sich damit in einem quasi-stationären Betriebspunkt, in welchem ohne die Stabilisierung fortwährend Strömungsablösungen auftreten würden.

Bei Deaktivierung der Ein-/Umblasung nach dem vorgegebenen Intervall von 5s kommt es wiederum zur sofortigen Ausprägung von Instabilitäten. Diese werden erneut erkannt und bekämpft, so dass der Betriebspunkt gehalten werden kann. Die Tests haben somit die Funktionalität des Erkennungsalgorithmus auch in Belangen der wiederholten Erkennung innerhalb kurzer Zeiträume nachweisen können.

Soll die aktive Gegenmaßnahme folglich in einem zeitlich begrenzten Intervall nach Detektion der Instabilitätsvorläufer eingesetzt werden, wäre an dieser Stelle eine enge Kopplung mit dem Triebwerkregler denkbar. Es kann dann gleichzeitig zur erfolgten Aktivierung der Um-

bläsung ein günstigerer Betriebspunkt des Triebwerks - vergleichbares Schubniveau durch Änderung triebwerkeignener Stellgrößen (Treibstoffzufuhr, VGV, Schubdüse, etc.) - angefahren werden. In diesem Fall könnte das Intervall für die aktive Gegenmaßnahme auf die Zeit zur Änderung des Lastpunktes begrenzt werden.

Mit der Verknüpfung des Erkennungsalgorithmus und dem Umblasesystem an dem Verdichter des Larzac 04 konnte ein System geschaffen werden, welches äußere Störeinflüsse und die damit verbundenen instabilen Strömungszustände im Verdichter erkennen und verhindern kann. Durch die Integration des Systems in den digitalen Triebwerkregler ergibt sich eine vollens autarke Applikation.

### Präventiver Einsatz und aktive Stabilisierung

Im Grunde wurde das vorgestellte System der Luft einblasung am Niederdruckverdichter für den Einsatz in Verbindung mit einem Erkennungsalgorithmus für Verdichterinstabilitäten konzipiert. Allerdings wäre es ebenso denkbar die Ein-/Umbläsung bei Annäherung an die Pumpgrenze präventiv zu aktivieren und den zusätzlichen Betriebsbereich zu nutzen.

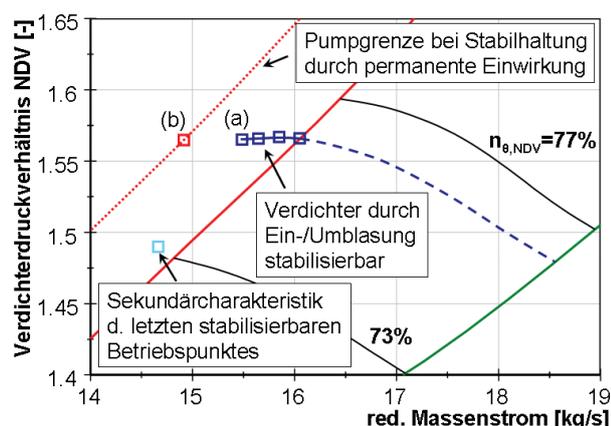


Abbildung 14: Stabilhaltung und Stabilisierung

Es müsste jedoch sichergestellt sein, dass die aktive Maßnahme nicht auf ein bestimmtes Zeitintervall begrenzt wird oder sich der Betriebspunkt in der Zeit der aktiven Beeinflussung nicht um ein bestimmtes Maß hin zur Pumpgrenze verschiebt. Ansonsten ist es durch die Luft einblasung nicht mehr möglich den Betriebspunkt aus dem instabilen Bereich in einen stabilen zurückzuführen. In Abbildung 14 sind die Grenzen für beide Anwendungsfälle aufgetragen. Die durch die Quadrate gekennzeichnete Fortsetzung der Charakteristik beinhaltet alle Punkte, die durch eine Stabilisierung bei bereits etablierten Stall erreicht werden können. Ergänzend ist der letzte stabilisierbare Betriebspunkt auf der Sekundärcharakteristik dargestellt. Vergleicht man dies mit der Pumpgrenze, welche durch die präventive Aktivierung

der Gegenmaßnahme (identische Parameter der Ein-/Umbläsung:  $\dot{m}_{ebl/ubl} = 0,34 \frac{kg}{s}$ ) erzielt werden kann, so ist eine deutliche Differenz zu erkennen. Der Grund hierfür liegt in der zur Verfügung stehenden Luftmenge. Für den Punkt (a) ist die zur Verfügung stehende Luftmenge ausreichend, um die ausgebildete Stallzelle zu re-stabilisieren und den Verdichter in einen gänzlich stabilen Zustand zurückzusetzen. Verschlechtert sich der Betriebspunkt während der aktiven Maßnahme hingegen über diesen Bereich hinaus (b), ist die Ein-/Umbläsung bei gleichem Massenstrom nicht mehr in der Lage den Stall wirksam in einen stabilen Zustand zurückzuführen. Wird die Ein-/Umbläsung jedoch präventiv eingesetzt, ist der Massenstrom auch über den Punkt (a) hinaus ausreichend aufkommende Stallvorläufer und somit auch die Ausprägung eines instabilen Betriebszustandes zu unterdrücken.

### ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

An dem Turbostrahltriebwerk Larzac 04 wurden umfangreiche Studien zur aktiven Stabilisierung des Verdichtersystems mit Hilfe von Luftabbläsung sowie Luft einblasung durchgeführt. In einem ersten Schritt musste hierzu ein System bereitgestellt werden, welches die aktive Stabilisierungsmaßnahme zu gegebener Zeit auslöst. Durch die Instrumentierung des Niederdruckverdichters mit Miniaturdruckaufnehmern und die Entwicklung eines leistungsfähigen Stallerkennungsalgorithmus war es möglich, Instabilitätsvorläufer frühzeitig zu erkennen und ihnen aktiv entgegen zu wirken. Die Stallerkennung basiert dabei auf einfachen Rechenoperationen und gezielter digitaler Filterung der Signale, um die Rechenleistung optimal zu nutzen. In zahlreichen Versuchen konnte eine zuverlässige Funktion des Algorithmus in den verschiedenen Lastbereichen des Triebwerks nachgewiesen werden. In der finalen Konfiguration ist es dem Algorithmus möglich, die aktive Gegenmaßnahme selbstständig auszulösen und so einen bevorstehenden Rotating Stall oder das Verdichterpumpen autark zu verhindern.

Zur aktiven Stabilisierung des Verdichtersystems wurden verschiedene Methoden erprobt. Neben der Entlastung des NDVs mittels Drosselöffnung wurde ein Luft einblasesystem untersucht. Dabei wurde besonderes Augenmerk auf die verschiedenen Parameter gelegt, welche die Luftzuführung auf die zu stabilisierende Verdichterstufe charakterisieren. Besonders die Bewertung der verschiedenen vorgestellten Methoden untereinander stellte eine Herausforderung dar. Aus diesem Grund wurde eine geeignete Kennzahl definiert, welche die erzielte Pumpgrenzabstandsverbesserung mit der dafür aufgewendeten Luftmenge in Beziehung setzt und als Bewertungskriterium diente.

Im Rahmen der Untersuchungen konnte nachgewiesen werden, dass zum einen der Einblasemassenstrom und zum anderen die Einblasesgeschwindigkeit von entschei-

dender Bedeutung sind, wenn es um die maximal erreichbare Wirkung geht. Die Temperatur der verwendeten Luft hat hingegen, in dem betrachteten Bereich, keinen nennenswerten Einfluss auf die Effektivität der Gegenmaßnahme.

Die Nutzung triebwerkeigener Bleedluft für die aktive Stabilisierung des Verdichtersystems bedingt zunächst eine Entnahme dieser Luft aus dem thermodynamischen Prozess, was Auswirkungen auf den Betriebszustand des Triebwerks hat. Daher wurden umfangreiche Tests zur Veränderung der Betriebsbedingungen bei Zapfluentnahme durchgeführt und die maximal zur Verfügung stehende Luftmenge quantifiziert.

Es konnte nachgewiesen werden, dass sich mit Hilfe der Luftumblausung eine deutlich Verbesserung des NDV-Pumpgrenzabstandes erzielen lässt. Im niedrigen Drehzahlbereich beträgt diese bis zu 50% und im hohen Lastbereich immerhin noch bis zu 20%.

Ebenfalls konnte gezeigt werden, dass die Umblausung von Hochdruckverdichterluft auf den Schaufelspitzenbereich des Fans am Larzac 04 eine Möglichkeit der Verdichterstabilisierung darstellt. Eine Verknüpfung mit der Erkennung von Instabilitätsvorläufern konnte ebenfalls realisiert und getestet werden. Nunmehr gilt es die gewonnenen Erkenntnisse zur Rezirkulation von Verdichterluft und den entwickelten Stallerkennungsalgorithmus auf ein moderneres Turbojettriebwerk zu übertragen und deren Effektivität unter Beweis zu stellen.

## DANKSAGUNG

Die Autoren danken der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilienthal-Oberth e.V. für die Auszeichnung dieser Arbeit mit dem Nachwuchspreis. Ebenso geht Dank an die Airbus Deutschland GmbH für die Auslobung des Preises.

## LITERATUR

- [1] BEHNKEN, R.L., R. D'ANDREA und R.M. MURRAY: *Control of rotating stall in a low-speed axial flow compressor using pulsed air injection: Modeling, simulations, and experimental validation*. Proceedings of 34th IEEE Conference on Decision and Control, New Orleans, LA, US, 1995.
- [2] BERGNER, J., M. KINZEL, H.-P. SCHIFFER und C. HAH: *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.
- [3] BHASKAR, R. und V. SUBRAHMANYAM: *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.
- [4] BINDL, S.: *Realisierung einer autarken Applikation zur Erkennung und Unterdrückung von Verdichterstabilitäten am Turbostrahltriebwerk Larzac 04*. Doktorarbeit, Universität der Bundeswehr München, Dr. Hut Verlag, Reihe Luftfahrt, München, 2010.
- [5] BINDL, S., B. MUTH und R. NIEHUIS: *Active Stall Elimination by Air Injection onto the Tip Region of Compressor Blades*. ISABE-2009-1105, Proceedings of the XIX. International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), September 2-7, Montreal, Canada, 2009.
- [6] CAMP, T.R. und I.J. DAY: *A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor*. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 393-401, 1998.
- [7] DAY, I.J.: *Axial Compressor Stall*. Doktorarbeit, Christ's College, University of Cambridge, 1976.
- [8] DAY, I.J.: *Stall Inception in Axial Flow Compressors*. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- [9] EMMONS, H.W., R.E. KRONAUER und J.A. ROCKETT: *A Survey of Stall Propagation-Experiment and Theory*. Transactions of the ASME 81 Series C, pp. 409-416, 1959.
- [10] EMMONS, H.W., C.E. PEARSON und H.P. GRANT: *Compressor Surge and Stall Propagation*. Transactions of ASME, Vol. 77, pp. 455-469, 1955.
- [11] GANNON, A.J., G.V. HOBSON, R.P. SHREEVE und I.J. VILLESAS: *Experimental Investigation during Stall and Surge in a Transonic Fan Stage & Rotor-Only Configuration*. GT2006-90925, Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, Barcelona, Spain, 2006.
- [12] GOURDAIN, N., M. MONTAGNAC und J.F. BOUSUGE: *Numerical Simulation of Blade Slots in a Subsonic Compressor at Conditions Near Stall*. ISABE-2007-1351, Proceedings of the XVIII. International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), September 2-7, Beijing, China, 2007.
- [13] HORN, W., K.J. SCHMIDT und S. STAUDACHER: *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.
- [14] LEINHOS, D.C.: *Aktive Stabilisierung der Verdichterströmung in einem Zweikreis-Turbostrahltriebwerk*. Doktorarbeit, Universität der Bundeswehr München, VDI Verlag, Reihe 7, Nr. 448, Düsseldorf, 2003.
- [15] LEPICOVSKI, J., E.P. BRAUNSCHEIDEL und G.E. WELCH: *Experimental Investigation of Rotating Stall in a Research Multistage Axial Compressor*. ISABE-2007-1263, Proceedings of the XVIII. International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), September 2-7, Beijing, China, 2007.