

ENTWURF EINER AKTIVEN VERDICHTERSTABILISIERUNG DURCH DISKRETE LUFTEINBLASUNG AN DEM TURBOFANTRIEBWERK LARZAC 04

Y.Schäfer *, M. Stöbel*, D. Kožulović*, R. Niehuis *

* Universität der Bundeswehr, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Institut für Strahlantriebe,
Werner-Heisenberg-Weg 39, Neubiberg, Germany

Zusammenfassung

Zur Untersuchung der Potentiale von Lufteinblasung für die Betriebsbereichserweiterungen an Turboverdichtern, speziell in der Fluganwendung, wurde das Projekt ACONIT aufgelegt. Innerhalb dieses Projektes wurde eine neue Einblasevorrichtung entwickelt, welche die Betriebsbereichserweiterung und den Energiebedarf des aufzuwendenden Einblasemassenstrom gleichermaßen berücksichtigt. Das Ziel des Aufbaus ist die Demonstration des Leistungspotentials einer aktiven Strömungskontrolle. Die mechanische Auslegung eines solchen Systems für das Triebwerk Larzac wird in diesem Paper vorgestellt.

Keywords

Aktive Verdichterstabilisierung; Lufteinblasung; Prüfstandsaufbau

NOMENKLATUR

Abkürzungen

BPF	Blade Passing Frequency (Schaufelwechselfrequenz)
EBL	Einblasung
FEM	Finite Elemente Methode
HDV	Hochdruckverdichter
ISA	Institut für Strahlantriebe
NDV	Niederdruckverdichter
PSD	Power Spectral Density (Leistungsdichte)
TRL	Technology Readiness Level (Technologischer Reifegrad)

Formelzeichen

\dot{m}	Massenstrom
$R_{p0,2}$	Streckgrenze
S	Sicherheitszahl
π	Druckverhältnis
μ_{BR}	Nebenstromverhältnis

1. EINLEITUNG

Seit Jahren wird versucht Triebwerke immer leistungsfähiger und effizienter zu gestalten. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten, wovon einige bereits erfolgreich angewendet werden. Ein Fokus liegt dabei auf der Erweiterung des Betriebsbereiches des Verdichters. Dieses ist nur schwierig

mit dem Trend, zu immer größerer aerodynamischer Belastung von Verdichterstufen, vereinbar. In diesem Zusammenhang muss die Sicherheit des Triebwerkes weiterhin gewährleistet werden können, weshalb aktive und passive Maßnahmen zur Verdichterstabilisierung erforderlich werden. Die passiven Maßnahmen weisen jedoch den Nachteil auf, dass sie das Triebwerk auch in Betriebszuständen beeinflussen, in denen dies nicht notwendig wäre, was wiederum den Wirkungsgrad des Triebwerkes reduzieren kann. Demgegenüber beeinflussen die aktiven Maßnahmen das Triebwerk nur dann, wenn dies zwangsweise notwendig ist. Die ersten Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle mittels Lufteinblasungen wurden bereits im Jahre 1970 von Koch [1] beschrieben. Die Ergebnisse zeigten, dass die Lufteinbringung in der Blattspitzenregion des Verdichters positive Ergebnisse aufweisen. In langsam laufenden Forschungsverdichtern konnte dieser positive Einfluss unter anderem durch Day et al. [2], sowie ebenfalls durch Gysling und Greizer [3] nachgewiesen werden. Weigel et al. [4] konnte wenige Jahre später diese Ergebnisse auf einen transsonischen Verdichter übertragen. Auch Schlichting et al. [5], sowie Kefalakis und Papailiou [6] konnten diese Ergebnisse in transsonischen Verdichtern nachweisen, wobei Kefalakis und Papailiou einen transsonischen Niederdruckverdichter des Larzac Triebwerkes verwendeten und zusätzlich eine zeitlich modulierte Lufteinblasung untersuchten. Sie konnten zeigen, dass die Betriebsgrenze durch die Modulation bei verringertem Einblasemassenstrom auf das gleiche Niveau verschoben werden konnte wie bei konstanter

Einblasung. Je nach Quelle werden dazu circa 2% des eintretenden Verdichtermassenstromes für die Erweiterung der Betriebsgrenze verwendet [6–8]. Wird ein solches System zur Erweiterung der Betriebsgrenze durch Lufteinblasung mit einer effektiven Pumpgrenzfrüherkennung gekoppelt, entsteht eine Konfiguration, welche den Betriebsbereich zuverlässig erweitern kann. Dass es gelingen kann, ein solches System zu implementieren wurde bereits gezeigt [9–12]. Dies leitet zum Ziel dieses Papers über. In diesem soll ein Einblasesystem entwickelt werden, welches die Betriebsgrenze effektiv erweitert und dabei einerseits eine möglichst hohe Technologiereife ($TLR > 4$) zeigen soll und zum anderen den Wirkungsgrad des Gesamtsystems berücksichtigt. Dazu wird in diesem Paper zunächst auf die Vorarbeiten am Institut für Strahlantriebe (ISA) an der Universität der Bundeswehr eingegangen. Im Anschluss werden die Anforderungen an das neue System aufgezeigt. Aufbauend darauf führt dies zu einer strukturmechanischen Analyse, die zunächst eine Berücksichtigung der Lastfälle am späteren Versuchsaufbau beschreibt. Die zu erwartenden Lastfälle werden in einem Finite Elemente Modell (FEM) untersucht und ausgewertet. Die resultierenden Spannungen aus der FEM werden daraufhin analysiert und anschließend wird die Festigkeit der Komponenten unter den Umgebungsbedingungen nachgewiesen. Zuletzt wird vorgestellt, wie das neue Einblasesystem als autarkes System Anwendung findet und wie dieses mit Luft aus dem Hochdruckverdichter versorgt wird.

2. LUFTEINBLASUNG

Das Einbringen eines Luftmassenstromes in der Blattspitzenregion eignet sich besonders für Axialverdichter [1, 13, 14]. Durch Strömungsphänomene wie zum Beispiel Blattspitzenwirbel, Modalwellen und Spikes, löst sich die Strömung an der Saugseite des Rotorprofils ab. Durch das Einblasen des Massenstromes in die Blattspitzenregion wird zum einen der Anströmwinkel des Rotorprofils beeinflusst, zum anderen wird die Strömung in der Blattspitzenregion energetisiert, was zum Wiederanlegen der Strömung führen kann. Kefalakis und Pappaliou konnten zudem zeigen, dass die modulierte Lufteinblasung diesen Effekt verstärken kann [6]. Die Lufteinblasung wird in der Regel stromauf der Rotorvorderkante installiert. Neben dem benötigten Luftmassenstrom wird auch der Strömungsimpuls als einer der entscheidenden Treiber zur Erweiterung des Betriebsbereiches genannt [6, 12]. Zudem wurde in verschiedenen Untersuchungen gezeigt, dass der Abstand der Injektionsposition zur Schaufelvorderkante ein entscheidender Parameter ist [6, 12, 15]. Mit zunehmendem Abstand findet so eine Reduktion der Geschwindigkeit sowie ein Vermischen mit der umgebenden Strömung statt, was bei zu großem

Abstand den gewünschten Effekt der Betriebsbereichserweiterung reduziert.

3. DER VERSUCHSTRÄGER LARZAC 04

Für experimentelle Untersuchungen zu Aspekten der Triebwerksintegration und des Interaktionsverhaltens von Turbotriebwerken mit Strömungsstörungen betreibt das ISA ein Larzac 04 Turbofan Triebwerk auf einem institutseigenen Triebwerksprüfstand. Besonders die Forschung zur Betriebsbereichserweiterung von Axialverdichtern ist dabei seit vielen Jahren ein wichtiger Forschungsschwerpunkt. Um die Leistungsfähigkeit des späteren Einblasesystems zu demonstrieren, soll dieses an dem Versuchsträger installiert werden. Das Larzac 04 ist ein Turbofan mit einem Nebenstromverhältnis von $\mu_{BR} = 1,13$, welches als Schnittdarstellung in der Abbildung 1 dargestellt ist.

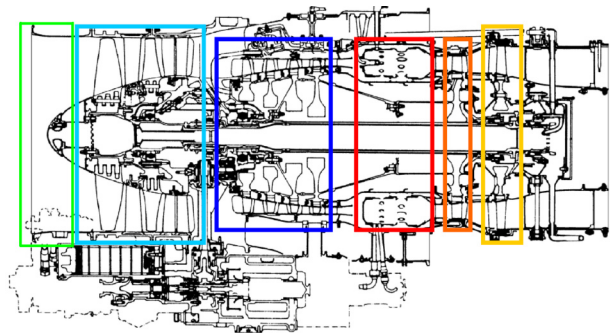


BILD 1. Schnittdarstellung des Larzac 04 C5 (mit dem neuen Einblasegehäuse, Niederdruckverdichter, Hochdruckverdichter, Brennkammer, Hochdruckturbinen und der Niederdruckturbinen) [16]

Der transsonische Niederdruckverdichter (NDV) ist zweistufig ausgelegt und hat ein maximales Druckverhältnis von $\pi = 2,26$. Die erste Stufe des NDV hat 23 Rotorblätter und 61 Statorschaufeln. Der nachfolgende Hochdruckverdichter (HDV) besteht aus vier Stufen und hat ein maximales Druckverhältnis von $\pi = 4,6$, so dass sich ein Gesamtdruckverhältnis von $\pi = 10,4$ ergibt. Das Larzac-Triebwerk erreicht bei maximaler Drehzahl einen Massenstrom von etwa $\dot{m} = 27 \frac{kg}{s}$. Die Besonderheit des Triebwerks ist eine von Höss et al. [17] eingebaute Bypass-Drossel. Diese erlaubt eine genaue Variation des Betriebspunktes im gesamten Kennfeld des Niederdruckverdichters. Beim Erreichen der Pumpgrenze zeigt sich, dass die Strömung der ersten Rotorstufe ablöst und damit die Strömung im NDV zusammenbricht, weshalb eine aktive Strömungskontrolle mit Blattspitzeneinblasung vor den Rotor der ersten Stufe zielführend ist. Messinstrumente am NDV zeichnen die Eigenschaften der Strömung auf, um den Einfluss des Einblasesystems zu untersuchen [18, 19]

Der Massenstrom, der für die Lufteinblasung benötigt wird, wird aus dem HDV entnommen. Dazu befinden sich zwei Entnahmepositionen links und rechts am Triebwerk. Diese ermöglichen es, bis zu

2% des Verdichtermassenstromes zu entnehmen. Das Larzac-Triebwerk weist, wie auch die meisten modernen Triebwerke, eine recht kompakte Bauweise auf. Dies macht sich besonders im Bereich des NDV bemerkbar. Dort sind verschiedene Baugruppen wie der Triebwerksregler, Startgenerator und weitere Anbaugeräte platziert, siehe Abbildung 2.

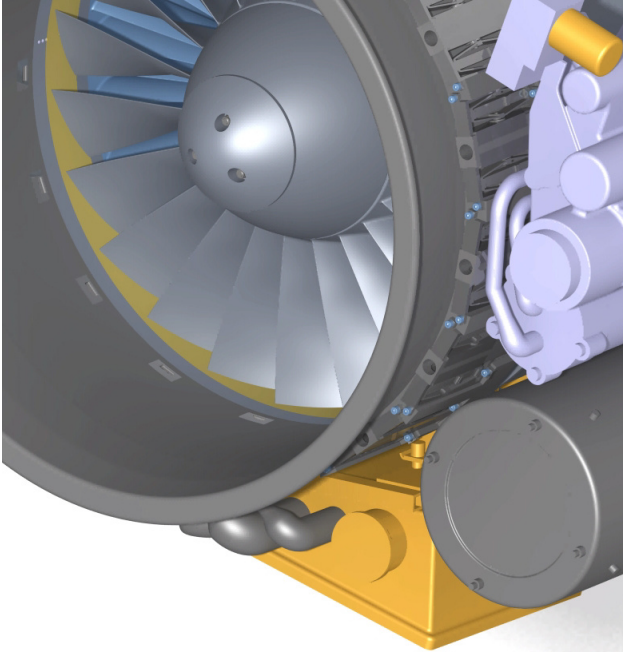


BILD 2. CAD-Darstellung der Anbauteile am NDV des Larzac-Triebwerks

Aus dem sehr beengten Bauraum in diesem Bereich ergeben sich entsprechend anspruchsvolle Randbedingungen für die Konstruktion des neuen Einblasesystems. Die zur Verfügung stehende freie Höhe zwischen Einlaufgehäuse und Anbaugeräten verlangt nach einer äußerst flachen Bauform der Ventile und Injektoren des Einblasesystems, sowie entsprechenden Vorkehrungen zur Integrierbarkeit des Systems am Verdichtergehäuse. Dies gilt es insbesondere bei der Auslegung des neuen Einblasesystems zu berücksichtigen.

4. AKTIVE STRÖMUNGSKONTROLLE AM ISA

Das ISA befasst sich bereits seit vielen Jahren mit der Thematik der aktiven Strömungskontrolle. Der Fokus liegt auf der Einblasung (EBL) eines Massenstromes in die Blattspitzenregion von Axialverdichtern. In diesem Zusammenhang wurden bereits zwei verschiedene Ausführungen eines Einlaufgehäuses am Larzac realisiert und untersucht.

Der erste Aufbau wurde von Scheidler et al. [20], Bindl et al. [12] und Stöbel et al. [16] untersucht. In diesem Aufbau wurden zehn, am Gehäuseumfang verteilte, diskrete Einblasepositionen verwendet, welche in die Strömung des Einlaufes ragen und stromauf des Rotors die Luft injizieren. Sie konnten zeigen, dass eine Erweiterung des Betriebsbereiches mit diesem Verfahren möglich ist. Es zeigte sich jedoch auch, dass

die invasive Bauweise den Verdichter negativ beeinflusst. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurde von Kern et al. [21] ein Aufbau entwickelt, in dem die Einblasung des Massenstromes durch eine nicht invasive Bauweise realisiert werden konnte. Die Einblasung erfolgte hier über einen durchgehenden Schlitz am Umfang des Gehäuses. Zudem verwendete er wie Stöbel den Ejektoreffekt, um den Einblasemassenstrom zu maximieren bzw. den nötigen Zapflutmassenstrom zu reduzieren. In seinen Untersuchungen stellte Kern fest, dass die kinetischen Energie des eingeblasenen Luftstroms $E_{kininj} = \dot{m}_{inj} \cdot v_{inj}^2$ einer der entscheidenden Parameter ist, der die realisierbare Pumpgrenzerweiterung durch das System bestimmt [22].

5. DAS NEUE EINBLASESYSTEM

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen zur Leistungsfähigkeit von Einblasesystemen, soll die kinetische Energie des neuen Aufbaues möglichst groß sein. In diesem Zusammenhang wird daher ein Aufbau mit diskreten Einblasepositionen gewählt, sowie eine nicht invasive Bauart, um die Erkenntnisse der vorherigen Aufbauten zu berücksichtigen. Aufgrund der Projektanforderung an eine möglichst hohe Technologiereife, wird das System mit einer autarken Luftversorgung umgesetzt. Die Regelung des eingebrachten Luftmassenstroms erfolgt durch Aktuatoren. Das Öffnen und Schließen innerhalb der Aktuatoren wird mithilfe von Piezokeramiken realisiert, welche ebenfalls im Rahmen des ACONIT-Projektes entwickelt wurden. Weitergehende Informationen dazu wurden von Dazin et al. veröffentlicht [23]. Diese Aktuatoren haben den Vorteil, dass eine zeitlich modulierte Lufteinblasung ermöglicht wird. Hinzu kommt, dass im Entwurfsprozess eine Entkopplung von Aktuator und Injektor umgesetzt wird. Die Aufgabe des Injektors ist es, den Luftmassenstrom in die Blattspitzenregion einzublasen, siehe Abbildung 3. Dieses Konzept hat den Vorteil, dass der Injektor

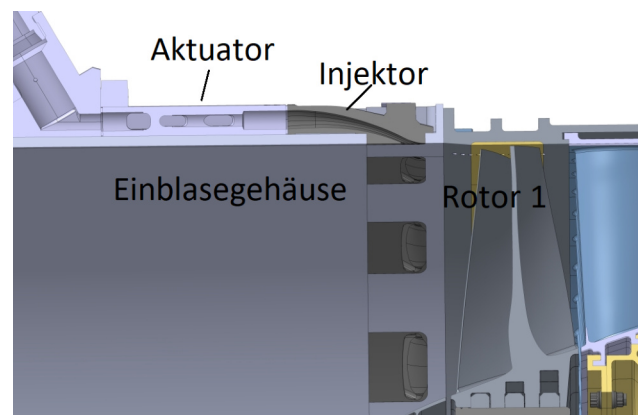


BILD 3. Schnittdarstellung des Aktuators, Injektors und Einblasegehäuses in der späteren Anwendung

austauschbar ist, wodurch Untersuchungen unter einem weiteren Einblasewinkel ermöglicht werden.

Neben dem Aktuator und dem Injektor gilt es, ein neues Einblasegehäuse zur Integration des neuen Systems am Versuchsträger zu entwerfen. Der Aufbau muss dabei eine Resonanz zwischen Einblasung und Verdichter vermeiden. Dies lässt sich durch eine Primzahl an Einblasepositionen, die nicht der Anzahl an Rotorschaukeln entspricht, realisieren. Zudem muss ein ausreichender Einblasemassenstrom realisiert werden können. Aufgrund des bereits erwähnten eingeschränkten Bauraumes stellt dies eine weitere Herausforderung dar. Auf Grund der genannten Anforderungen wurde eine Anzahl von 17 Einblasepositionen festgelegt, welche im Umfang gleichmäßig verteilt sind.

Der neu entworfene Aufbau soll zudem mit einer Pumpgrenzfrüherkennung gekoppelt werden. Am Larzac wird eine solche bereits verwendet, wobei diese auf Messungen von Druckschwankungen unmittelbar vor dem Rotor der ersten Stufe basiert. Dieses ist detailliert in der Dissertation von F. Kern beschrieben [22]. Spikes sind beim Larzac die Indikatoren, die den Übergang zu einem instabilen Strömungsverhalten am Rotor des NDV ankündigen. Diese treten jedoch erst unmittelbar vor dem Erreichen der Pumpgrenze auf, was zu sehr kurzen Reaktionszeiten des Systems führt. Die Reaktionszeit ergibt sich aus der Erkennung und der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Einblaseströmung, sowie der Ventilträgheit. Diese Effekte müssen bei der Konstruktion beachtet werden, weshalb die Einblasestellen so nah wie möglich vor die Vorderkante des ersten Rotors platziert werden. Daraus resultiert der Aufbau, der in Abbildung 4 dargestellt ist.

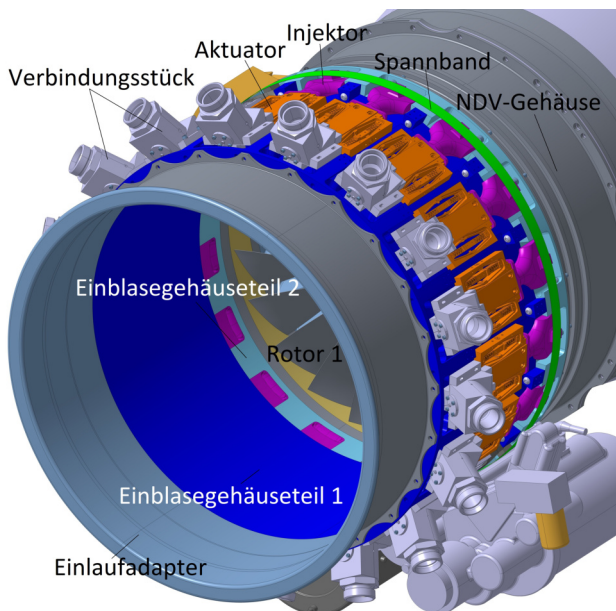


BILD 4. Injektionssystem als CAD-Darstellung

Das neu entworfene Einblasegehäuse ist in geteilter Bauweise ausgelegt. Dieses besteht aus dem Einblasegehäuseteil 1 (dunkelblau) und dem Einblasegehäuseteil 2 (hellblau). Diese zweiteilige Konstruktion ermöglicht es, den Aktuator (orange) und den Injektor

(lila), wie oben beschrieben, möglichst nahe am NDV zu montieren. Um die Abdichtung zwischen Aktuator und Injektor zu gewährleisten, werden diese beiden Komponenten zunächst ohne Einblasegehäuse ausgerichtet und zusammengebaut. Diese Baugruppe wird anschließend in die bereits verbundenen Gehäuse-seile eingebaut. Im Folgenden wird ein Spannband (grün) um die Injektoren angebracht, welches den Injektor mit seiner Dichtung in die vorgesehene Position drückt. Dadurch wird sichergestellt, dass der Injektor beim Einbau an der Innenkontur des Einblasegehäuses ausgerichtet ist und während des Betriebs dicht abschließt.

Die Aktuatoren werden mit einem speziellen Verbindungsstück an das Zapfluftverteilsystem angeschlossen. Jedes Verbindungsstück ist dabei mit einer Instrumentierung ausgestattet, die den statischen Druck, den Totaldruck und die Totaltemperatur vor dem Eintritt in den Aktuator misst. Dies ermöglicht die Bestimmung des Massenstroms durch die einzelnen Anschlüsse.

5.1. Mechanische Analyse

Zur Überprüfung der finalen Konstruktion, hinsichtlich der Festigkeits- und Sicherheitsanforderungen, gegenüber den Druck- und Schwingungsbelastungen, die während des Betriebs an einem Flugtriebwerk auftreten, wird eine Analyse der Bauteile mittels Finite Elemente Methode (FEM) vorgenommen. Zunächst werden daher die Materialstärken der bestehenden Gehäuse-seile des NDV betrachtet. Um den Bauraum für die Aktuatoren und Injektoren zu vergrößern, sollte die Materialdicke des Einblasegehäuses möglichst gering sein. Für den Einbau von Verbindungsstück, Aktuator und Injektor, wird zugleich eine ausreichende Materialstärke benötigt. Daraufhin werden die zu erwartenden Materialspannungen für diese Ausführung überprüft. Zur Beurteilung der Auswirkungen der Spannungen auf das Material wird eine Festigkeitsanalyse durchgeführt

Für die strukturmechanische Untersuchung wird die Software Ansys® Workbench, Release 21.2 genutzt. Um die Randbedingungen für diese Analyse abschätzen zu können, werden zunächst bestehende Messdaten des Larzac ausgewertet. Der Fokus ist auf den zwei zu erwartenden Betriebszuständen: Dem regulären Betrieb und dem Betrieb unmittelbar an der Pumpgrenze. Für beide Betriebszustände liegen ausführliche Druckmessungen und Vibrationsmessungen vor. Für das im Rahmen des ACONIT-Projekts geplante Testprogramm wird das Larzac-Triebwerk unter verschiedenen Betriebspunkten bis zu einer NDV-Drehzahl von 90% betrieben und getestet. Da bei dieser Rotordrehzahl bereits alle typischen Strömungsmechanismen im ersten Rotor auftreten, sind höhere Drehzahlen nicht notwendig, um die Fähigkeiten des neuen Injektionssystems zu demonstrieren. Daher werden für die FEM-Analyse

Daten verwendet, die bei einer vorherigen Messung mit 90% der NDV-Drehzahl aufgenommen wurden. Die Baugruppe, siehe Abbildung 5, wird in der FEM-Simulation als geometrische Vereinfachung des späteren Aufbaus untersucht, was die Simulationszeit erheblich reduziert. Dazu wird der Aktuator als vereinfachter Volumenkörper betrachtet, der die gleiche Masse wie das Original aufweist. Zusätzlich bleiben die für die Simulation nicht relevanten Bohrungen, Gewinde, Schrauben und Messinstrumente unberücksichtigt.

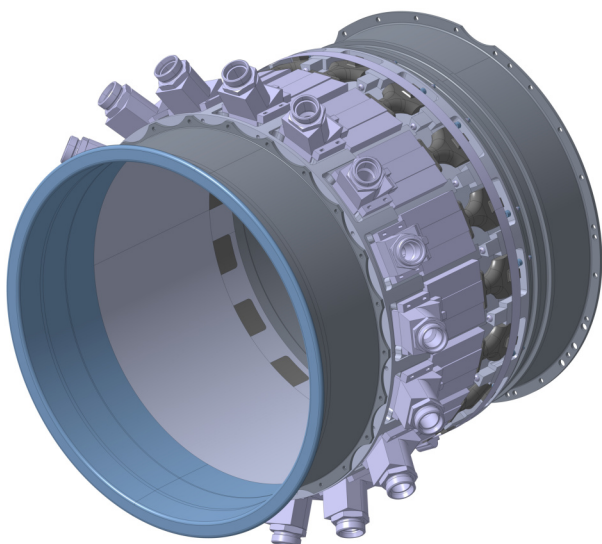


BILD 5. Untersuchte nicht lineare Baugruppe in Ansys

Da das Einblasegehäuse zwischen dem NDV und dem Einlaufadapter installiert wird, werden diese Komponenten in der Simulation miteinbezogen. Von dem NDV wird nur das erste Gehäuseteil berücksichtigt, da an diesem das Einblasegehäuse montiert wird und dieses den Vibrationseintrag aus dem Triebwerk erfährt. In der Simulation wird der stromabliegende Flansch dieser Komponente als feste Lagerung berücksichtigt. Die Schraubenverbindungen zwischen den Bauteilen ermöglichen es, dass sich die Kontaktbindungen der Bauteile öffnen und schließen können, wodurch es sich um nicht lineare Kontakte handelt. In diesem Zuge wird die Reibung zwischen diesen Komponenten für jede einzelne Verbindung in einem Bereich von reibungslos bis zu einem Haftreibungskoeffizienten von 0,15 fest eingestellt. Entsprechend den technischen Vorschriften für die Montage der NDV-Flanschverbindungen werden Schraubenvorspannungen zwischen 2000N und 2300N gewählt.

Bevor mit den Simulationen in der Baugruppe begonnen werden kann, wurde eine Netzkonvergenzstudie der einzelnen Bauteile durchgeführt. Dazu wurde, basierend anhand den auftretenden Spannungen, ein Konvergenzkriterium von kleiner 5% definiert und die Ergebnisse anschließend auf die Netze der gesamten Baugruppe übertragen. Das globale Netz weist im Anschluss eine Anzahl von knapp 10^6 Strukturelementen auf.

5.2. Analyse der Drucklasten

Damit die beiden Lasten Druck und Vibrationen berücksichtigt werden können, werden diese in zwei unterschiedlichen, aufeinander aufbauenden, Simulationen betrachtet. Hierbei werden jeweils zwei Betriebszustände betrachtet, zum einen der reguläre Betrieb und zum anderen der Betrieb an der Stabilitätsgrenze. Zunächst wird dazu die Druckbelastung auf die Bauteile in einer transienten Simulation untersucht, siehe Abbildung 6. Die Ergebnisse werden anschließend als Simulationsrandbedingungen für die Untersuchung der Vibrationen verwendet.

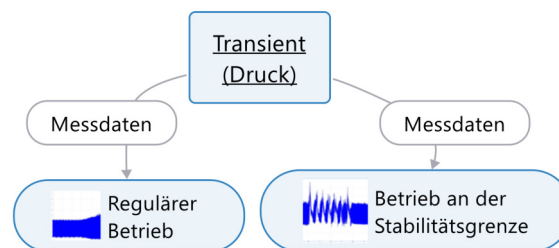


BILD 6. Vorgehen beim Untersuchen der Druckrandbedingungen in Ansys

Um das Dämpfungsverhalten der Schraubverbindungen zwischen den Gehäusekomponenten in der Analyse berücksichtigen zu können, wird diese zeitaufgelöst durchgeführt. Die Drucklast während des regulären Betriebs ist leicht negativ und primär durch die Schaufelwechselfrequenz (Blade Passing Frequency, BPF) beeinflusst. Die Ergebnisse der FEM-Analyse zeigen für diesen Fall, dass die resultierenden Spannungen aus der Druckrandbedingung während des regulären Betriebes gering ausfallen ($\ll 5 \frac{N}{mm^2}$). Die Analyse des Dämpfungsverhaltens zeigt, dass sich das System während des regulären Betriebes nicht durch den Druckeintrag aufschwingt.

Beim Überschreiten des Stabilitätsbereiches stellt sich ein fluktuierendes Drucksignal mit einer Frequenz von circa 16Hz ein. Durch das Zusammenbrechen und Wiederanlegen der Strömung entstehen Druckschwankungen die zwischen +62500Pa und -45000Pa gegenüber dem Umgebungsdruck liegen. Aus diesen Druckschwankungen resultieren maximale Spannungen an den einzelnen Komponenten, welche in der Tabelle 1 aufgeführt sind.

Die größten Spannungen treten in dem verwendeten Spannband auf, das die Injektoren in das Einblasegehäuse drückt. Um eine konservative Auslegung mit zu berücksichtigen, werden zusätzlich die Auswirkungen auf die Spannungen am Injektor ohne die Verwendung des Spannbandes analysiert. Diese separate Analyse zeigt, dass die Spannungen im Injektor, ohne Verwendung des Spannbandes, auf bis zu $15 \frac{N}{mm^2}$ ansteigen. Das Spannungsmaximum tritt dabei am Übergang des Flansches zum Aktuator auf.

TAB 1. Maximal zu erwartende Spannungen in Folge der Druckbelastungen während des Betriebs jenseits der Pumpgrenze

Bauteil	Maximale Spannung (max.)
Spannband	$< 21 \frac{N}{mm^2}$
EBL-Gehäuseteil 2	$< 17 \frac{N}{mm^2}$
Injektor	$< 10 \frac{N}{mm^2}$
NDV-Gehäuse (Larzac)	$< 7 \frac{N}{mm^2}$
EBL-Gehäuseteil 1	$< 5 \frac{N}{mm^2}$
Einlaufadapter (Larzac)	$< 4 \frac{N}{mm^2}$

Bei den Gehäusebauteilen konnte beobachtet werden, dass die Spannungen, die aus dem Drucksignal entstehen, geringer ausfallen als die Spannungen, die durch die Schraubenvorspannkraft resultieren. Die Spannungsspitzen dieser beiden Kräfte, Druck und Schraubenvorspannung, treten an unterschiedlichen Positionen auf. Die des Druckes sind an den geringsten Materialstärken des Einlaufgehäuses zu beobachten und liegen bei maximal $4 \frac{N}{mm^2}$. Die Betrachtung des Schwingungsverhaltens konnte zeigen, dass sich die Baugruppe nicht durch den Druckeintrag aufschwingt.

5.3. Analyse der Vibrationslasten

Die aus der Druckanalyse resultierenden Werte der maximalen Spannungen an der Stabilitätsgrenze werden als Vorspannung für die folgende Vibrationsanalyse verwendet. Um die aus den Schraubverbindungen der Gehäuseteile resultierenden nicht linearen Kontakte im FE Modell zu berücksichtigen, wird dessen Verhalten mittels linearer Perturbation vereinfacht. Die Funktion ist in der ANSYS Umgebung implementiert. Sie ermöglicht eine linearisierte Abbildung des Verhaltens an einem bestimmten Arbeitspunkt. Im vorliegenden Fall wurde hierfür der Punkt mit der zu erwartenden max. Schwingbelastung bei 90% Triebwerksdrehzahl angenommen. Zunächst wird eine nichtlineare statisch-mechanische Analyse durchgeführt, die alle Nichtlinearitäten der Baugruppe berücksichtigt, um den Arbeitspunkt zu bestimmen, welches der Linearisierung entspricht. Anschließend wird die Baugruppe dann „eingefroren“ [24]. Um den konservativen Fall zu berücksichtigen, wird die maximale Druckdifferenz zwischen der Innenkontur und der Außenkontur des Einlaufgehäuses als Simulationsrandbedingung für die lineare Perturbation festgelegt. Darauf folgend wird eine Modalanalyse durchgeführt, die die Eigenfrequenz der Baugruppe bestimmt. Diese Ergebnisse fließen anschließend in die Vibrationsanalyse ein, siehe Fließdiagramm 7. Hinzu kommen die Messdaten der Vibrationen, die am Gehäuse des NDV gemessen werden. Der verwendete Sensor misst die Schwingungen in radialer Richtung. Die Schwingungsspitzen erreichen eine Beschleunigung von bis zu 75g. Der Median der Schwingungsspitzen liegt bei 50-55g und RMSmax =

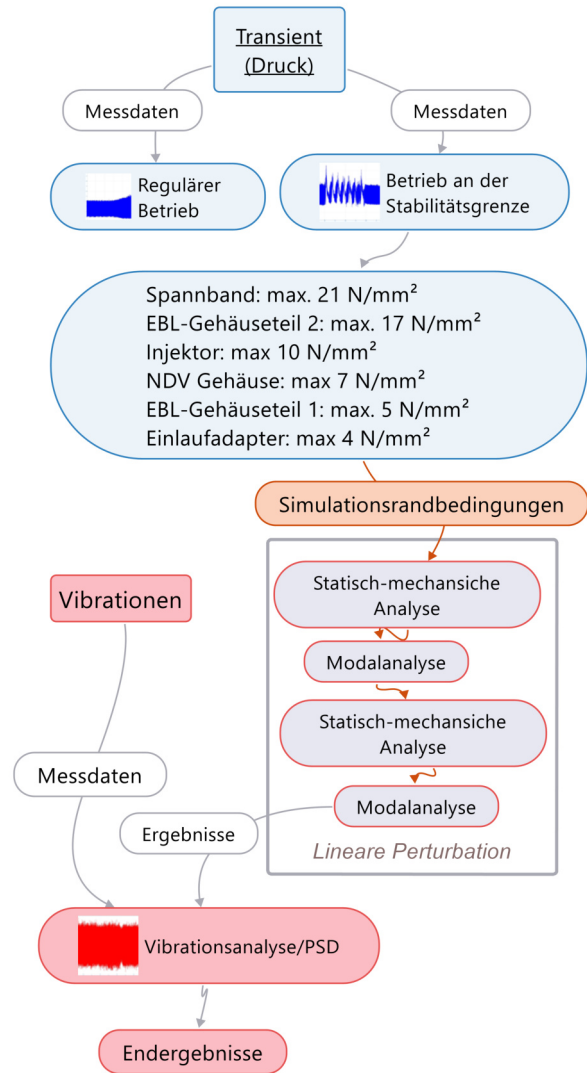


BILD 7. Schematisches Vorgehen beim Aufbau des Modells in Ansys inkl. linearer Perturbation

25g. Damit die experimentell bestimmten Vibrations-signaturen in Ansys als Randbedingung verwendet werden können, wird aus diesem Vibrationssignal zunächst eine Power Spectral Density (PSD) Verteilung bestimmt. Dazu wird das Vibrationssignal in einzelne Frequenzbänder zerlegt und die Leistungsdichte für diese bestimmt. Diese Matrix aus Frequenz- und Leistungsdichteinformationen kann dann in Ansys eingeladen werden. Mit diesen Werten erzeugt Ansys ein zufälliges Schwingungssignal, das die gleiche Leistungsdichte aufweist. Diese Vibrationsrandbedingung wird dann auf den stromab liegenden Flansch des LPC-Gehäuses aufgetragen, um den Eintrag der Schwingungen vom Triebwerk in das neu entworfene Einblasegehäuse zu simulieren.

Wie zuvor schon bei der Analyse der Druckeinflüsse dargestellt, wird für die Berücksichtigung des theoretischen Falls eines Versagens des Spannbandes, dieses in der Simulation nicht miteinbezogen. Zur Interpretation der entstehenden Spannungen aus den

Lasten der Vibrationen und des Drucksignals, wird das 3-sigma Kriterium gewählt. Dieses Kriterium besagt, dass zu 99.7% die auftretenden Spannungen gleich oder geringer dem angegebenen Wert sind. Dieser konservative Betrachtungsansatz trägt dabei möglichen Simulationsunsicherheiten Rechnung und soll dazu beitragen, die Betriebssicherheit des neuen Einblasegehäuses unter allen berücksichtigten Umständen sicherzustellen. Die resultierenden Spannungen sind in der folgenden Tabelle 2 aufgeführt. Die

TAB 2. Maximale zu erwartende Spannungen in Folge der Vibrations- und Druckbelastungen während des Betriebs oberhalb der Pumpgrenze

Bauteil	maximale Spannung
Injektor	$< 29 \frac{N}{mm^2}$
NDV Gehäuse	$< 17.5 \frac{N}{mm^2}$
EBL-Gehäuseteil 2	$< 17 \frac{N}{mm^2}$
EBL-Gehäuseteil 1	$< 13 \frac{N}{mm^2}$
Einlaufadapter	$< 4 \frac{N}{mm^2}$

größten Spannungen treten dabei am Flansch des Injektors mit bis zu $29 \frac{N}{mm^2}$ auf. In den Gehäusebauteilen treten die größten Spannungen durch den Vibrationseintrag nun ebenfalls an den Flaschen auf.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Schwingungen vor allem Spannungen am Übergang zum Flansch erzeugen. Dies unterscheidet sich von den Spannungen, die durch die Druckstöße induziert werden. Die hierdurch erzeugten Spannungen treten eher in der Mitte der Gehäuseteile an den dünnen Strukturen auf. Zusätzlich zu den Spannungen, die aus dem Druck und den Vibrationen entstehen, resultieren Spannungen aus der Schraubenvorspannkraft. Die aufgebrachten Kräfte wirken jedoch alle in unterschiedlichen Bereichen der Bauteile und führen nicht durch Überlagerung zu kritischen Spannungsspitzen. Aus der Modalanalyse konnten zudem die zu erwartenden Eigenfrequenzen der Baugruppe ermittelt werden, siehe Tabelle 3.

TAB 3. Erwartete Eigenfrequenzen des neuen Injektionssystems

Mode	Eigenfrequenz in Hz
1	271.96
2	272.02
3	373.15
4	373.81
5	462.01

Die Ergebnisse zeigen, dass die Eigenschwingungen in der Nähe der Drehfrequenz von circa 260Hz liegen. Aufgrund des begrenzten Bauraumes und des benötigten Platzes der Aktuatoren, sowie Injektoren, ist eine Anpassung des Designs hinsichtlich der Erhöhung der Eigenfrequenz nicht möglich. Um das Schwingungsverhalten daher im späteren Betrieb genau analysieren zu können, wird für die späteren

Untersuchungen ein weiterer Vibrationssensor am Einblasegehäuse installiert.

5.4. Festigkeitsanalyse

Für die späteren Untersuchungen am Triebwerk steht die Sicherheit stets im Vordergrund, daher wird für die Festigkeitsanalyse ein großer Sicherheitsfaktor von mindestens $S > 3$ definiert.

Die FEM-Simulation zeigt, dass die am stärksten belastete Komponente der Baugruppe das Spannband ist. Dieses besteht aus rostfreiem Stahl A2 mit einer Streckgrenze von $245 \frac{N}{mm^2}$. Die ermittelte maximale Belastung beträgt bis zu $21 \frac{N}{mm^2}$, was einem Sicherheitsfaktor von $S > 11$ entspricht. Bei der späteren Anwendung muss jedoch die Funktionsweise des Spannbandes berücksichtigt werden. Dadurch, dass dieses mittels einer Schraube „gespannt“ wird, kann es durch die Vibrationen zum Versagen dieser Befestigung kommen. Ein Lösen des Spannbandes wäre die Folge, was die Belastung auf den Injektor erhöht. Da das Versagen der Spannkraft nicht einfach bestimmt werden kann, wird der Fall ohne das Spannband als größte anzunehmende Belastung untersucht. Beim Festigkeitsnachweis wird zudem der Temperatureinfluss der heißen Zapfluft auf die Gehäusebauteile und den Injektor berücksichtigt. Um erste Abschätzungen über die zu erwartende Höchsttemperatur an den verschiedenen Bauteilen vorzunehmen, werden in diesem Zusammenhang Strömungs- und Wärmeübertragungssimulationen mit Simcenter FLOEFD™ für CatiaV5 durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Temperatur am Injektor maximal auf bis zu 250°C ansteigen kann. Das geplante Material für den Injektor ist eine Titanlegierung Ti-6AL-4V, welche bei einer Temperatur von 250°C eine Streckgrenze von über $R_{p0,2} = 800 \frac{N}{mm^2}$ hat. Die resultierende Belastung des Injektors beträgt im Fall ohne Spannband bis zu $29 \frac{N}{mm^2}$. Auch in diesem Fall kann sichergestellt werden, dass der Injektor nicht beschädigt wird ($S > 27$). Das neu entworfene Einblasegehäuse soll aus der Aluminiumlegierung AlMg4,5Mn gefertigt werden. In ersten Simulationen wurde festgestellt, dass das Bauteil EBL-Gehäuseteil 1 eine lokale Maximaltemperatur von bis zu 230°C unterhalb des Aktuators erreicht. Für das Material wird für diese Temperatur eine Streckgrenze von $R_{p0,2} = 100 \frac{N}{mm^2}$ angegeben [25]. Die auftretenden maximalen Spannungen in diesem Bauteil betragen $13 \frac{N}{mm^2}$. Damit ist auch für diese Komponente die Festigkeit gewährleistet.

Neben den Einflüssen der Betriebstemperaturen auf die Streckgrenzen der einzelnen Materialien muss zur Berücksichtigung der Vibrationsbelastung auch eine Bewertung der Dauerfestigkeit erfolgen. Hier werden, gem. der dargestellten Simulationsergebnisse, in besonderem Maße die Flansche der einzelnen Bauteile beansprucht. Die Dauerfestigkeit der gewählten Aluminiumlegierung liegt bei einer Wandstärke von 5 mm etwas über $R_{p0,2} = 80 \frac{N}{mm^2}$ [26]. Damit sind auch diese Festigkeitsnachweise ($S > 4$) erfüllt.

5.5. Luftzufuhrsystem

Damit das neu entworfene Einblasesystem mit Zapfluft aus dem HDV versorgt werden kann, wurde ein Luftzufuhrsystem (Bleed Air Feeding System, BFS) ausgelegt, siehe Abbildung 8. Eine der Kernan-

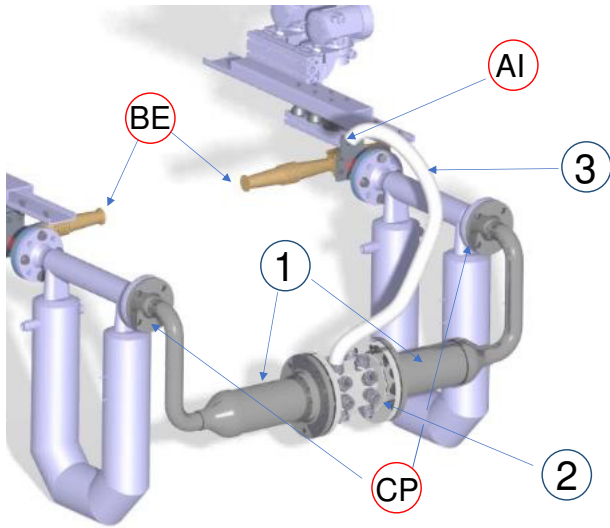


BILD 8. CAD Darstellung des neuen Luftzufuhrsystems

forderungen an dieses ist die Gewährleistung einer gleichmäßigen Bereitstellung der Zapfluft an allen 17 Aktuatoren. Das BFS beginnt an den Zapfluftentnahmepositionen des HDV (Bleed Air Exit, BE) und leitet die Zapfluft bis zum Anschluss an das Verbindungsstück (Actuator Inlet, AI). In früheren Aufbauten am ISA wurde der Teil dieses Systems von der Ebene BE bis zur Ebene Verbindungspunkt (Connecting Point, CP) bereits verwendet. Die Erweiterung des Systems beginnt daher ab der Ebene CP. Die Anforderungen an dieses System sind von Stößel, Scheibel und Schäfer in [27, 28] detailliert beschrieben. Das neu entworfene BFS besteht somit im Wesentlichen aus drei Komponenten. Das Rohrsystem (1) ist doppelt vorhanden und führt den Zapfluftmassenstrom von der Anschlussebene zum Plenum (2). Vom Plenum führen 17 einzelne Schläuche (3) bis zum Verbindungsstück (AI). Bei den verwendeten Schläuchen handelt es sich um Metallschläuche mit gleicher Länge, dadurch soll gewährleistet sein, dass an jedem Aktuator die gleichen Drücke anliegen. Durch die Wahl der Metallschläuche soll zudem eine Schwingungsentkopplung vom Gehäuse zum Plenum sichergestellt werden.

6. ZUSAMMENFASSUNG

Das in diesem Paper beschriebene neu entwickelte Einblasesystem vereint die Erkenntnisse aus früheren Versuchsaufbauten am Institut für Strahlantriebe, sowie Anforderungen, die im Rahmen des Projektes ACONIT aufgestellt wurden. Ziel des Projektes ist es, ein System zu entwickeln, das in

der Lage ist, einen möglichst einsatznahen Betrieb einer aktiven Verdichterstabilisierung zu demonstrieren. Eine besondere Herausforderung stellt der begrenzte Installationsbereich, bei stetig zu gewährleistender Sicherheit, dar. Nach eingehender Analyse der Teilsysteme wurde das Gesamtsystem untersucht. Die entwickelten Konzepte wurden dann zur Erstellung eines CAD-Modells verwendet. Mit einer FEM-Studie wurde dieses Modell strukturell analysiert und anschließend bewertet, sodass der Festigkeitsnachweis erbracht werden konnte. Neben der Strukturmechanik (FEM-Analyse) wurde auch die Instrumentierung mit einbezogen. Während des gesamten Entwurfsprozesses hatte die Betriebssicherheit oberste Priorität, welche durch die FEM-Analyse belegt wurde. Darüber hinaus wurde in diesem Paper aufgezeigt, wie Triebwerksstrukturkomponenten, die ein nicht-lineares, mechanische Verhalten aufweisen, ausgelegt und analysiert werden können, ohne dass diese mit hohem Aufwand hergestellt und experimentell geprüft werden müssen. Dies ist insbesondere bei speziell konzipierten Versuchsaufbauten, wie sie in der Forschung verwendet werden, von großem Vorteil. Das hier vorgestellte Einblasegehäuse befindet sich derzeit in der Fertigung und wird nach Auslieferung und Aufrüstung am Versuchsträger Larzac im Rahmen des ACONIT-Projektes experimentell untersucht. Dazu werden zunächst Tests ohne Triebwerk durchgeführt, um die Betriebssicherheit nachzuweisen. Im Anschluss wird das Einblasegehäuse montiert und unter Betriebsbedingungen am Turbostrahltriebwerk Larzac auf seine Leistungsfähigkeit hin untersucht. Damit soll der Nachweis zur Realisierbarkeit eines autonomen, aktiven Verdichterstabilisierungssystems mit einer hoher Technologiereife erbracht werden.

Kontaktadresse:

yannik.schaefer@unibw.de

Danksagung

Dieses Paper wird unterstützt durch das Forschungs- und Innovationsprogramm Horizon 2020 der Europäischen Union unter Vertragsnummer 886352, Projekt ACONIT.

Literatur

- [1] C.C. Koch. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of single stage axial flow compressor: Part VI - final report: Nasa cr-54592 / ge r69aeg259. 30.01.1970, 1970.
- [2] I. J. Day. Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors. In *Volume 1: Turbomachinery*. American Society of Mechanical Engineers, 1991. ISBN:978-0-7918-7898-9. DOI: [10.1115/91-GT-087](https://doi.org/10.1115/91-GT-087).
- [3] D. L. Gysling und E. M. Greitzer. Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Com-

- pressors Using Aeromechanical Feedback. In *ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, New York, N.Y., 1994. ASME. ISBN:978-0-7918-7883-5. DOI: [10.1115/94-GT-292](https://doi.org/10.1115/94-GT-292).
- [4] H. J. Weigl, J. D. Paduano, L. G. Fréchette, A. H. Epstein, E. M. Greitzer, M. M. Bright und A. J. Strazisar. Active Stabilization of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor. In *ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, New York, N.Y., 1997. ASME. ISBN:978-0-7918-7871-2. DOI: [10.1115/97-GT-411](https://doi.org/10.1115/97-GT-411).
- [5] Hermann Schlichting und Klaus Gersten. *Grenzschicht-Theorie*. Springer, Berlin and Heidelberg, 10te überarbeitete Version edition, 2006. ISBN:978-3-540-23004-5.
- [6] M. Kefalakis und K. D. Papailiou. Active Flow Control for Increasing the Surge Margin of an Axial Flow Compressor. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006*, pages 101–111, New York, NY, 2006. ASME. ISBN:0-7918-4241-X. DOI: [10.1115/GT2006-90113](https://doi.org/10.1115/GT2006-90113).
- [7] Cong-Truong Dinh, Man-Woong Heo und Kwang-Yong Kim. Aerodynamic performance of transonic axial compressor with a casing groove combined with blade tip injection and ejection. *Aerospace Science and Technology*, 46:176–187, 2015. ISSN:12709638. DOI: [10.1016/j.ast.2015.07.006](https://doi.org/10.1016/j.ast.2015.07.006).
- [8] Islem Benhegouga und Yang Ce. Steady Air Injection Flow Control Parameters in a Transonic Axial Compressor. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 5(4):1441–1448, 2013. ISSN:20407459. DOI: [10.19026/rjaset.5.4885](https://doi.org/10.19026/rjaset.5.4885).
- [9] G. R. Ludwig und J. P. Nenni. A Rotating Stall Control System for Turbojet Engines. *Journal of Engineering for Power*, 101(3):305–313, 1979. ISSN:0022-0825. DOI: [10.1115/1.3446574](https://doi.org/10.1115/1.3446574).
- [10] H. Hönen und H. E. Gallus. Monitoring of Aerodynamic Load and Detection of Stall in Multi Stage Axial Compressors. In *ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, New York, N.Y., 1993. ASME. ISBN:978-0-7918-7888-0. DOI: [10.1115/93-GT-020](https://doi.org/10.1115/93-GT-020).
- [11] M. Tryfonidis, O. Etchevers, J. D. Paduano, A. H. Epstein und G. J. Hendricks. Pre-Stall Behavior of Several High-Speed Compressors. In *ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, New York, N.Y., 1994. ASME. ISBN:978-0-7918-7883-5. DOI: [10.1115/94-GT-387](https://doi.org/10.1115/94-GT-387).
- [12] Stefan Bindl. *Realisierung einer autarken Applikation zur Erkennung und Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten am Turbostrahltriebwerk Larzac 04*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 2010.
- [13] Kenneth L. Suder, Michael D. Hathaway, Scott A. Thorp, Anthony J. Strazisar und Michelle B. Bright. Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection. *Journal of Turbomachinery*, 123(1):14–23, 2001. ISSN:0889-504X. DOI: [10.1115/1.1330272](https://doi.org/10.1115/1.1330272).
- [14] I. J. Day. Stall, Surge, and 75 Years of Research. *Journal of Turbomachinery*, 138(1), 2016. ISSN:0889-504X. DOI: [10.1115/1.4031473](https://doi.org/10.1115/1.4031473).
- [15] Chaoqun Nie, Gang Xu, Xiaobin Cheng und Jingyi Chen. Micro Air Injection and Its Unsteady Response in a Low-Speed Axial Compressor. *Journal of Turbomachinery*, 124(4):572–579, 2002. ISSN:0889-504X. DOI: [10.1115/1.1508383](https://doi.org/10.1115/1.1508383).
- [16] Marcel Stöbel. *Umsetzung und Erprobung eines Ejektor-Einblasesystems zur Stabilisierung des Niederdruckverdichters am Turbostrahltriebwerk Larzac 04*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 24.01.2017.
- [17] Bernhard Höss. *Zum Einfluß von Eintrittsstörungen auf das dynamische Leistungsverhalten von Turbostrahltriebwerken unter besonderer Berücksichtigung instabiler Verdichterströmungen*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 1999.
- [18] Felix Kern, Stefan Bindl, Marcel Stöbel, Svenja Aberle und Reinhard Niehuis. Powerful Interpolation Method Demonstrated on Experimental Data From Fast Response Pressure Transducers in a Turbofan Engine. In *Volume 2A: Turbomachinery*. American Society of Mechanical Engineers, 06132016. ISBN:978-0-7918-4969-9. DOI: [10.1115/GT2016-56469](https://doi.org/10.1115/GT2016-56469).
- [19] F. Kern, S. Bindl, K. Kreitz und R. Niehuis. Raising The Technology Level of an Instrumented Jet Engine Compressor Vane Fabricated By Additive Manufacturing. In *Proceedings of the XXIV. International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), ISABE-2019-24028*, 2019.
- [20] Stephan Georg Scheidler. *Untersuchung der Systemaspekte stabilitätsverbessernder Maßnahmen in Gasturbinen*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 26.07.2005.
- [21] Felix Kern, Sebastian Brehm und Reinhard Niehuis. Ejector tip injection system for active aerodynamic compressor stabilization part 1: design and experiment. In *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and*

hermodynamics, European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and hermodynamics. European Turbomachinery Society, 2017. DOI: [10.29008/ETC2017-244](https://doi.org/10.29008/ETC2017-244).

- [22] Felix Kern. *Erkennung und Vermeidung von Verdichterstabilitäten am Turbostrahltriebwerk Larzac 04*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 2022.
- [23] A. Dazin, F. Joseph, P. Romano, Q. Gallas, G. Marty, J. Aigouy, and R. Stöbel, M. und Niehuis. The ACONIT project: An innovative design approach of active flow control for surge prevention in gas turbines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1024(1):012068, 2021. ISSN: 1757-8981. DOI: [10.1088/1757-899X/1024/1/012068](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1024/1/012068).
- [24] Christof Gebhardt. *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench*. Hanser, Carl, München, 3te überarbeitete auflage edition, 2018. ISBN: 978-3-446-45001-1.
- [25] Alcoa Aluminum Handbook. Aluminum Company of America. *Pittsburgh, Pa*, 1(0), 1967.
- [26] C. Morgenstern und H. Hanselka. Kerbgrundkonzepte für die schwingfeste Auslegung von Aluminiumschweißverbindungen am Beispiel der naturharten Legierung AlMg_{4,5}Mn (AW-5083) und der warmausgehärteten Legierung AlMgSi₁ T6 (AW-6082 T6). *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 37(12):994–1005, 2006. ISSN: 09335137. DOI: [10.1002/mawe.200600089](https://doi.org/10.1002/mawe.200600089).
- [27] Y. Schäfer, J. Scheibel, M. Stöbel und R. Niehuis. D2.3 Report with complete actuators specifications including fluidic and operational characteristics.
- [28] Y. Schäfer, M. Stöbel und D. Kozulovic. D4.1 Critical Design Review (CDR): Report: ACONIT Report.