



Thomas Bubolz (Autor)

## **Untersuchungen von randzonenkorrigierten Axialverdichterbeschaufelungen mit Strömungs- Meßsonden**

Thomas Bubolz

**Untersuchungen  
von randzonenkorrigierten  
Axialverdichterbeschaufelungen  
mit Strömungs-Meßsonden**



 Cuvillier Verlag Göttingen

<https://cuvillier.de/de/shop/publications/2572>

Copyright:

Cuvillier Verlag, Inhaberin Annette Jentzsch-Cuvillier, Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen,  
Germany

Telefon: +49 (0)551 54724-0, E-Mail: [info@cuvillier.de](mailto:info@cuvillier.de), Website: <https://cuvillier.de>

# Kurzfassung

In den Randzonen des Strömungskanales mehrstufiger Axialverdichter kommt es durch die Seitenwandgrenzschicht, ihre zusätzliche Wechselwirkung mit den Profildgrenzschichten und durch Sekundär- und Spaltverluste zu einer Verlustanhäufung. Der Axialgeschwindigkeitsgradient innerhalb der Seitenwandgrenzschicht und Sekundärströmungen verursachen einen veränderten Energieumsatz des Schaufelgitters, was neben einer erhöhten Energiedissipation zu einer Einengung des Kennfeldes durch Strömungsablösungen wie dem Corner-Stall führt.

Eine Möglichkeit, den von der Kernströmung abweichenden Strömungsbedingungen im Seitenwandbereich zu begegnen, stellt die passive Randzonenkorrektur dar. Diese beinhaltet die Variation von Profilparameter in den Randzonen von Rotor- und Statorbeschaufelungen unter den Gesichtspunkten der Anpassung des Profileintritts an die reale Anströmung und der zusätzlichen Energetisierung der Seitenwandgrenzschicht durch eine gezielte Beeinflussung des Arbeitsumsatzes der Rotoren.

Am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover wurden zwei Generationen randzonenkorrigierter Beschaufelungen experimentell unter Durchführung von Messungen der globalen Kennfeldparameter und zusätzlich des Strömungsfeldes stromabwärts eines jeden Schaufelkranzes an einem dreistufigen Axialverdichter untersucht.

Hochwertige Strömungsmeßdaten sind für die Validierung von 3D-CFD Rechenergebnissen und letztlich für die Weiterentwicklung von Strömungsmaschinen von großer Bedeutung. Pneumatische Strömungs-Meßsonden stellen eine bewährte Meßmethodik zur Bestimmung des Strömungsvektors und der thermodynamischen Zustandsgrößen des Fluids dar. Insbesondere die Messung der Strömungsparameter im Seitenwandbereich stellt hohe Ansprüche an die Güte der verwendeten Meßtechnik. Daher richtet sich ein besonderes Augenmerk dieser Arbeit neben der Reflexion möglicher statischer und dynamischer Sondenmeßfehler auch auf die detaillierte Untersuchung der Eigenschaften der verwendeten quasi-stationär messenden Vektorsonden verschiedener Bauformen sowie auch instationärer Sonden-Meßtechnik. Dies geschah sowohl im Sinne der Qualifikation der vorhandenen Meßtechnik für die Meßaufgabe als auch zum Zwecke des Aufzeigens von Grenzen der physikalischen Interpretierbarkeit der Sondenmeßdaten.

Im Ergebnis wies diese Untersuchung nach, daß die eingesetzte Meßtechnik geeignet ist, auch relativ geringe Veränderungen der globalen Kennfeldparameter hinreichend gesichert aufzuzeigen. Die quasi-stationär messenden Dreiloch- und Vierloch-Sonden wiesen ihre Eignung zur Erfassung der Strömungsfeldvariationen nach, wobei der Detaillierungsgrad in der Seitenwandgrenzschicht allerdings differiert. Die Neuentwicklung einer Dreiloch-Grenzschichtsonde für den Gehäusebereich wurde im Rahmen der Untersuchungen qualifiziert. Der Vergleich einer quasi-stationär messenden Vierloch-Sonde mit einer instationär messenden Sechslloch-Zylindersonde zeigte eine bemerkenswert gute Übereinstimmung. Die vorgestellten Ergebnisse liefern einen Beitrag zur Erweiterung der Wissensbasis zum Einsatz von Strömungs-Meßsonden in mehrstufigen Axialverdichtern.

Neben einer Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches um 1,9% bei Nenndrehzahl und 3,0% im Teillastbereich wurde ein erhöhter Totaldruckaufbau bei höherer aerodynamischer Belastung der Beschaufelung gemessen, der mit einer Wirkungsgradverbesserung einherging. Die Auswertung der Strömungsfeldabtastung lieferte Erkenntnisse über die Beeinflussung der globalen Stufencharakteristika durch die lediglich lokal vorgenommenen Profilparametervariationen. Das weitgehende Eintreten der erwünschten Effekte durch die Randzonenkorrektur ließ den Schluß zu, daß das grundsätzliche Verständnis des Wirkmechanismus gegeben ist. Auch die Grenzen der Erhöhung der aerodynamischen Profilbelastung im Seitenwandbereich von Rotoren konnten experimentell aufgezeigt werden. Die Analyse der Profilmodifikationen, die nicht den erwünschten Effekt erzielten, lieferte weitere Hinweise für die Auslegung mehrstufiger randzonenkorrigierter Axialverdichter-Beschaufelungen.

# **Abstract**

Considering the endwall flow region of multistage axial flow compressors, the endwall boundary layer, its additional interaction with the profile boundary layers and losses by secondary and tip clearance flow cause an increased production of loss compared with core flow conditions. Furthermore the gradient of axial velocity in the endwall boundary layer and secondary flow phenomena lead to a change in blade loading by enlarging incidence angle at profile leading edge. As a result of this a rise in energy dissipation and a reduced operating range caused by flow separation phenomena like corner-stall can take place.

Improvements can be achieved by a modified rotor and stator blade design in the endwall flow region of axial compressors. The adaptation of blade inlet angle to diverging flow conditions near hub and tip decreases the level of incidence and will lead to a reduction of loss. For rotor bladings there is the additional possibility to increase work input in order to compensate local losses and to create a higher level of axial velocity. The latter will lead to more stability of the endwall boundary layer on one hand and will decrease its thickness on the other. This method is usually called the “energizing” of the endwall boundary layer. There is a variety of notions for this kind of blade modification, but “end-bend” is one of the more common.

At the Turbomachinery Laboratory of the University of Hanover experimental investigations on two generations of compressor blading using endwall flow adapted blade design regarding the compressor overall performance and flow field behind each blade row of the three-stage axial-low compressor were performed.

The acquisition of accurate experimental flow measurement data is a necessity for the verification of CFD results and the improved design of turbomachinery. Pneumatic multi-hole probes represent a proven measurement method for the determination of the flow vector and the thermodynamic state of the fluid. Especially their application in the endwall flow region of multistage axial-flow compressors is a demanding task. Therefore detailed investigations on probe measurement errors and on the characteristics of the different available types of multihole flow probes, both steady- and unsteady-type, were performed. The aims of these investigations were the qualification of the available pneumatic probe measurement technique for the existing measurement task on one hand and the demonstration of limited abilities for a physical interpretation on the other.

The results show the suitability of the applied measurement technique for the identification of even small changes in the compressor performance map. The quasi-steady-type three- and four-hole probes proved their qualification for the detection of local changes of the flow-field with a differing degree of resolution in the endwall flow region. The comparison of a quasi-steady-type four-hole probe and an unsteady-type cylinder-probe showed a remarkable conformity. The presented results provide a contribution for an improved understanding of the application of pneumatic multihole probes in multistage axial-flow compressors.

Due to the blade profile changes the stall margin was moved to lower mass flow rates by 1,9 % at design speed and 3,0 % at part load. At higher aerodynamic loadings towards the stall margin the overall total pressure ratio and isentropic efficiency were raised. The analysis of the flow-field data showed the impact of local variations of blade geometry on the global stage characteristics of the test compressor. The largely expected improvements in the compressor performance map showed, that a principal understanding of the design of compressor bladings with end-bends is achieved. Also the limits of an additional work input on rotor bladings were demonstrated. Above this, the analysis on non-successful blade profile changes provided further indications for the design of multistage compressor bladings with end-bends.



# 1 Einleitung und Zielsetzung

Der Axialverdichter findet verbreitet Anwendung als eine der Hauptkomponenten von Strahltriebwerken, Gasturbinenanlagen und kombinierten Gas- und Dampfturbinenanlagen. In seiner industriellen Anwendung wird er dort eingesetzt, wo große Volumenströme gefördert und verdichtet werden müssen, beispielsweise als erste Verdichtungsstufe von Luftzerlegungsanlagen oder aber in der Petrochemie beim Fluid-Catalytic-Cracking-Prozeß. Ein weiteres industrielles Anwendungsbeispiel ist der Einsatz als Hochofengebläse. Der Axialverdichter stellt für den Bereich der Luft- und Prozeßgasverdichtung den Anlagentyp mit dem höchsten Wirkungsgrad bei zugleich realisierbaren sehr hohen Volumenströmen dar.

Aufgrund der aerodynamischen Wirkungsweise des Axialverdichters ist sein Arbeitsbereich durch strömungsmechanische Einflüsse limitiert. Der durch Verzögerung im ortsfesten Absolutsystem der Statoren und im rotierenden Relativsystem der Rotoren erfolgende Druckaufbau wird instabil, sobald ein zu hoher Gegendruck zu lokalen Überlastungen und Ablösungen vornehmlich im Seitenwandbereich führt, was in den meisten Anwendungsfällen das gefürchtete Verdichterpumpen auslöst. Die Folge der hierdurch hervorgerufenen dynamischen Belastung kann eine erhebliche Beschädigung des Verdichters sein.

Die Strömungsverhältnisse in Axialverdichtern sind sehr komplex, dreidimensional, instationär und reibungsbehaftet. In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze zur Gliederung und Klassifizierung der in Turbomaschinen auftretenden Fluidreibungs- bzw. Strömungsverluste. Nach DENTON (1993) [28] lassen sich die Verluste in einem rotierenden Strömungsmaschinengitter in die Komponenten

- Profilverluste,
- Randverluste und
- Spaltverluste

gliedern, wobei er anmerkt, daß diese Verluste nur selten voneinander unabhängig sind. Der Profilverlust wird außerhalb der Randzonen durch die Profilgrenzschichten und den Hinterkantenverlust verursacht. Der Randverlust beinhaltet zum einen die Verluste durch Sekundärströmungseffekte, die bei der Umlenkung der mit einem Geschwindigkeitsdefekt behafteten Grenzschichtströmung in einem Schaufelkanal entstehen. Daher wird er oftmals auch als Sekundärverlust bezeichnet. Dieser Begriff erfaßt allerdings nicht alle tatsächlich in der Randzone auftretenden Verluste. Zusätzliche Verluste entstehen durch die Interaktion der Seitenwandgrenzschicht mit der Profilgrenzschicht und durch Spaltströmungen. Die Spaltverluste als dritte Verlustkomponente lassen sich daher nur relativ schwer von den Randverlusten trennen. Spaltverluste entstehen durch die Leakageströmung aufgrund des Radialspalts über den Schaufelspitzen des Rotors bzw. über den Radialspalt im Nabenbereich der Statoren. Die Verlustmechanismen sind stark von der konstruktiven Ausführung der Schaufelkränze mit oder ohne Deckband abhängig. Die Randverluste nehmen einen wesentlichen Anteil an den gesamten Verlusten an nutzbarer Energie in Schaufelgittern axialer Turbomaschinen an. Dies gilt insbesondere bei kleinen Schaufellängen, da die Verluste mit der relativen Dicke der Seitenwandgrenzschicht zunehmen. Vor allem in den hinteren Verdichterstufen beläuft sich ihr Anteil an den gesamten Strömungsverlusten eines mehrstufigen Axialverdichters daher auf ca. 40 % (vgl. KOCH/SMITH (1973) [93]), andere Quellen besagen sogar annähernd 50 % (vgl. WISLER (1984) [181], BEHLKE (1985) [8]).

Aufgrund des prognostizierten starken Anstiegs des Weltenergieverbrauchs und der weiteren Zunahme des Luftverkehrs ist eine Optimierung und Weiterentwicklung der Gasturbine im Hinblick auf eine Verminderung der Schadstoffemissio-

nen und zur Schonung der Energieressourcen notwendig. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades führt zur gleichzeitigen Senkung der Betriebskosten.

Eine Möglichkeit der Wirkungsgradsteigerung von Gasturbinen ist die Erhöhung der Parameter des thermodynamischen Kreisprozesses wie eine höhere Turbinen-eintrittstemperatur und eines daran angepassten höheren Druckverhältnisses. Da die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten der Gasturbine einen großen Einfluß auf deren thermischen Gesamtwirkungsgrad bergen, ist die Optimierung ihrer Komponenten ein weiterer Weg der Steigerung des thermischen Wirkungsgrades des Gasturbinenprozesses, wobei für die Thematik der vorliegenden Arbeit der Axialkompressor von Interesse ist. Da dessen Profilverluste seit Einführung der analytisch entwickelten CDA-Beschaufelungen (**C**ontrolled **D**iffusion **A**irfoils) mit ihren im Vergleich zu den klassischen Profilierungen (NACA, Doppelkreisbogen- und Mehrfachkreisbogenprofilen) höheren kritischen Mach-Zahlen, höherer aerodynamischer Belastbarkeit und größerem nutzbaren Anströmwinkel- bzw. Arbeitsbereich deutlich verringert wurden, liegt ein wesentliches Optimierungspotential in der Reduzierung der Randverluste.

Da das Wirkungsgradmaximum von Axialverdichtern häufig sehr nahe an der Stabilitätsgrenze liegt und derzeit keine aktive Stabilitätskontrolle am Markt verfügbar ist, kann der günstigste Betriebsbereich praktisch kaum bzw. nicht risikolos genutzt werden. Eine Erweiterung des Arbeitsbereiches durch eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze ohne negative Auswirkungen auf die Wirkungsgrade im übrigen Kennfeld ist daher sowohl hinsichtlich der Betriebssicherheit als auch ökonomisch und ökologisch interessant.

Neben den Gesichtspunkten der Wirtschaftlichkeit und der Umweltverträglichkeit ist auch eine ökonomische Fertigung von großer Bedeutung. Um den Einsatz hochwertiger Werkstoffe und bei Triebwerkskompressoren zusätzlich das Maschinengewicht zu vermindern, ist die Verringerung der Stufenzahl und die Anzahl der in jeder Stufe eingesetzten Schaufeln ein wichtiges Auslegungsziel. Eine Reduzierung der Stufenzahl erfordert eine größere Stufenarbeit für jede einzelne Stufe, was durch eine Strömungsmehrumslenkung oder die Erhöhung der Drehzahl bzw. der Umfangsmachzahl erreicht werden kann. Letzteres birgt die Gefahr des Auftretens von Verdichtungsstoßsystemen und Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen, die dann große Verlustquellen darstellen. Die zur Realisierung einer notwendigen Mehrumslenkung aufgrund verringerter Stufenzahl und

zur Strömungsführung trotz verringerter Schaufelanzahl erforderliche Vergrößerung der Sehnenlänge und das insbesondere bei Triebwerkskompressoren hinzukommende Auslegungsziel einer kompakten Bauweise mit hohen Massenstromdichten im Triebwerkseinlauf führen zu kleineren Schaufelhöhenverhältnissen (Verhältnis Schaufelhöhe/Sehnenlänge). Diese Entwicklungstendenz bewirkt eine Zunahme des relativen Anteils der Randverluste am Gesamtverlust eines Verdichtergitters durch komplexere Sekundärströmungsphänomene, was das in den Randzonen vorhandene Optimierungspotential zusätzlich erhöht (siehe dazu auch WENNERSTROM (1990) [178]).

Um Turbokompressoren mit höherem Druckaufbau und besseren Wirkungsgraden bei gleichzeitig breitem Arbeitsbereich auszulegen, ist ein verbessertes Verständnis der dreidimensionalen Strömungsverhältnisse und Verlustmechanismen im Schaufelkanal essentiell. Es gilt, die Ausbildung der Grenzschichten am Profil und an der Seitenwand gezielt zu beeinflussen bzw. zu kontrollieren. Seit der klassischen Arbeit von DE HALLER (1953) [61] an einem Gitterwindkanal ist bekannt, daß auch bei mäßiger aerodynamischer Belastung von Verzögerungsprofilen die Seitenwandgrenzschichten an Nabe und Gehäuse bei Überschreiten bestimmter Grenzwerte ablösen und die Instabilität der Stufenströmung auslösen können. Eine Steigerung des Stufendruckverhältnisses ist daher nur möglich, wenn die Entwicklung der Seitenwandgrenzschichten bei der Auslegung von hochbelasteten Axialverdichtern sorgfältig berücksichtigt wird und auch bei zunehmender Verzögerung die Stabilität der Wandgrenzschichten erhalten bleibt [116].

Gleiches gilt für das Auftreten von Grenzschicht-Ablöseerscheinungen zwischen Schaufelsaugseite und Seitenwand („Corner-Stall“), die von einigen Autoren als Auslöser für das Zusammenbrechen der Gesamtströmung angesehen werden (vgl. beispielsweise WEINGOLD et al. (1997) [177]). Das radiale Wachstum des saugseitigen Corner-Stalls mit wachsendem Gegendruck führt vorzeitig zur Ablösung im Kernströmungsbereich vor allem von Leitradbeschaufelungen, begrenzt deren aerodynamische Belastbarkeit und nutzbaren Anströmwinkelbereich, ist für die Generierung der hohen Strömungsverluste im Randzonenbereich einer Verdichterbeschaufelung und letztlich für die Einengung des Kennfeldes verantwortlich.



Ein Ziel der Verdichterauslegung ist die Erreichung eines guten Wirkungsgrades im Nennpunkt in Verbindung mit einem guten Teillastverhalten für einen weiten Arbeitsbereich. Um strömungsmechanisch stabile Betriebseigenschaften sicherzustellen, wird daher das im Kernströmungsbereich vorhandene aerodynamische Belastungspotential der Statoren nicht ausgeschöpft. Im Bereich der Seitenwände wird dadurch ein für die Gewährleistung eines weiten Arbeitsbereiches notwendiger Anströmwinkelbereich erzielt. Aerodynamische Maßnahmen zur Vermeidung des Corner-Stalls führen somit unmittelbar zur Wirkungsgraderhöhung und Gewichtsverringerung durch die Eliminierung der Diskrepanz der aerodynamischen Belastung in Kern- und Randzonenströmung und zu einer Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches.

Eine Möglichkeit, den von der Kernströmung abweichenden Strömungsbedingungen, dadurch bedingten frühzeitig einsetzenden Strömungsinstabilitäten und erhöhten Strömungsverlusten im Seitenwandbereich zu begegnen, stellt die Randzonenkorrektur dar. Neben der aktiven Beeinflussung der Randzonenströmung, wie beispielsweise durch eine Grenzschichtabsaugung, besteht die Möglichkeit einer "passiven Randzonenkorrektur", die in den vergangenen ca. 20 Jahren Gegenstand einiger theoretischer und experimenteller Untersuchungen an verschiedenen Forschungsstellen war [8,19,41,45,83,108,117,118,126,137,181-187]. Diese Art der Randzonenkorrektur umfaßt die Änderung der Profilparameter Staffelungswinkel, Profilkrümmung (Metallumlenkung), des Verhältnisses Sehnenlänge/Teilung und des Verhältnisses Profildicke/Sehnenlänge im Seitenwandbereich. Sie kann sowohl an Lauf- als auch an Leitradschaufelungen vorgenommen werden. Im Seitenwandbereich von Leiträdern soll eine Anpassung des Profileintritts an die tatsächliche Strömung in erster Linie verlustmindernd wirken. Darüber hinaus kann durch eine Variation der Umlenkung der Betrag der Relativzuströmung zum nachfolgenden Laufrad beeinflußt bzw. vergrößert werden. An Laufrädern besteht zusätzlich die Möglichkeit der sogenannten Energetisierung der Seitenwandgrenzschicht durch Zufuhr höherer aerodynamischer Stufenarbeit in den Randzonen [116]. Neben einem erhöhten statischen Druckaufbau durch diese Maßnahme bewirkt die gleichzeitige Zunahme des kinetischen Energieanteils eine Verringerung der Dicke der Seitenwandgrenzschicht. Eine Verkleinerung der von Sekundärströmungsphänomenen beeinflußten Bereiche und somit eine Reduzierung der Randzonenverluste sind die Folge.