

NUMERISCHE AUSLEGUNG VON GEHÄUSESTRUKTURIERUNGEN FÜR EINE TRANSSONISCHE AXIALVERDICHTERSTUFE

F. Danner, G. Brignole¹, M. Hembera, H.-P. Kau
Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München,
Boltzmannstr. 15, 85748 Garching, Deutschland

Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde die Wirkung verschiedenartiger axial ausgerichteter Gehäusestrukturierungen auf die Strömung in einer transsonischen Axialverdichterstufe numerisch untersucht und experimentell validiert. Gegenstand der Untersuchungen war der Darmstädter Versuchsverdichter mit Rotor 1. Zur Vernetzung des Schaufelkanals sowie der Gehäusekavitäten oberhalb des Rotors wurden 4,8 Mio. Knoten verwendet. Zeitgenaue Simulationen wurden bei Nenndrehzahl sowie einer Teildrehzahl von 80% mittels der turbulenten 3D-FANS Gleichungen durchgeführt. Durch die Verwendung der Gehäusestrukturierungen konnten die aerodynamischen Verhältnisse der Stufe derart verbessert werden, dass sowohl der stabile Betriebsbereich als auch der Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl erhöht wurden. Das numerisch vorhergesagte Verhalten des Verdichters wurde mit experimentellen Kennfeldmessungen bestätigt. Zur Bewertung der Strömung in den Kavitäten wurden Korrelationen entwickelt, welche den Vergleich von Gehäusestrukturierungen mit unterschiedlicher geometrischer Ausführung ermöglichen.

1. NOMENKLATUR

FANS	Favre-gemittelte Navier-Stokes
π_t	Totaldruckverhältnis
$\dot{m}$	Massenstrom
η_{is}	Isentroper Wirkungsgrad
Δh_t	Totalenthalpiedifferenz
s	Entropie
ρ	Dichte
c	Geschwindigkeit
u	Umfangsgeschwindigkeit
c_u	Tangentialgeschwindigkeit
c_{ax}	Axialgeschwindigkeit
α	Absolutströmungswinkel
r	Radius
F	Kraft
M	Moment
ω	Winkelgeschwindigkeit
N	Anzahl der Kavitäten
T	Anzahl der Zeitschritte
R_A	Koeff.: eintretender Massenstrom
R_B	Koeff.: rezirkulierender Massenstrom
FOM	Güte der Rezirkulation
$R_{\Delta h ROT}$	Rothalpie Koeffizient
μ_t/μ	Viskositätsverhältnis
ϕ	Strömungskoeffizient c_{ax}/u
1	Index der Referenzebene vor Kavitäten
2	Index der Referenzebene nach Rotor

2. EINLEITUNG

Gehäusestrukturierungen werden seit mehr als 40 Jahren untersucht, mit dem Ziel den stabilen Betriebsbereich von Verdichtersystemen zu erweitern. Dabei wurden verschiedenartige Konfigurationen auf eine Vielzahl von Rotoren bei Auslegungsdrehzahl als auch im Teillastbereich angewendet. Bis dato herrschte die

Meinung, dass die Steigerung der aerodynamischen Stabilität grundsätzlich mit einem Verlust an Effizienz einhergeht [1]. Im Laufe der letzten Jahre waren Gehäusekavitäten vermehrt Gegenstand experimenteller und numerischer Studien, die zum Verständnis der dominierenden Strömungsphänomene und deren Interaktion beitrugen. Die zunehmende Verfügbarkeit höherer Rechenleistung sowie die modernen numerischen Methoden bieten darüber hinaus die Möglichkeit zur gezielten Parameterstudie von Kavitätengeometrien, wodurch eine wirkungsgradneutrale Auslegung in greifbare Nähe rückt. Mithilfe numerischer Simulationen kann die Strömung in den Kavitäten detailliert betrachtet werden, um Kavitätenformen zu identifizieren, die in optimaler Weise mit der Verdichterhauptströmung interagieren. Auf diese Weise ist es möglich, Kavitäten für transsonische Verdichter zu entwickeln, welche die verlustreiche Interaktion zwischen Spaltströmung und Verdichtungsstoß vermindern. Die Reduzierung der Verluste soll dabei ausreichen, um die zusätzliche Entropieerhöhung zu kompensieren, welche von den Gehäusestrukturierungen induziert wird. Im Rahmen dieser Studie werden daher verschiedenartige axial ausgerichtete Gehäusekavitäten untersucht und anhand geeigneter Parameter evaluiert, um eine Basis für die gezielte Auslegung von Gehäusestrukturierungen zu schaffen.

Eine ausführliche historische Belichtung der Entwicklung von Gehäusestrukturierungen wird in [2] und [3] gegeben. Es werden die grundsätzlichen Strömungsmechanismen, welche für die Stabilität in Verdichtungssystemen verantwortlich sind, beschrieben sowie auf die Wirkungsweise von umfangssymmetrischen und umfangsperiodischen Kavitäten eingegangen.

In besonderem Maße verdienen die Arbeiten von Yang [4] und Müller ([5], [6]) Erwähnung, da sie dieselbe Verdichtergeometrie behandeln, die auch Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist. Yang richtete sein Interesse auf numerische Untersuchung von rezirkulierenden

¹ derzeitige Kontaktadresse: MTU Aero Engines GmbH,
80995 München, Deutschland

Gehäusestrukturierungen, welche die Blattspitzen entlasten. Der wiedereintretende Massenstrom induzierte einen Wirbel in Richtung der Rotation, wodurch zwar der numerische Pumpgrenzabstand, nicht aber die Effizienz des Verdichters gesteigert werden konnte. Müller untersuchte sowohl experimentell als auch numerisch die Wirkung von Umfangsnuten auf den Darmstädter Rotor 1. Die dämpfende Wirkung auf die Verluste, welche durch die Wechselwirkung zwischen Spaltströmung und Stoß generiert wurden, resultierte in einer Effizienzsteigerung im Auslegungspunkt. Die Kennlinien waren in Richtung geringerer Massenströme verlängert, jedoch blieb das Aufsteilen der Charakteristiken aus.

Zum Vergleich dienen ebenfalls die Studien von Lu [7] und Gourdain [8]. Sie untersuchten identische Strukturierungen wie in der vorliegenden Studie und deren Wirkung auf subsonische Stufen.

Wilke [3] entwickelte Kriterien, um die Notwendigkeit von Gehäusestrukturierungen für transsonische Verdichter zu überprüfen, und formulierte Anhaltspunkte für deren geometrische Ausführung, welche als Basis für die hier untersuchten Gehäusestrukturierungen dienten.

3. UNTERSUCHTE VERDICHTERSTUFE

Bei der untersuchten Geometrie handelt es sich um den Darmstädter Versuchsverdichter mit Rotor 1. Er wird am Institut für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe (GLR) der Technischen Universität Darmstadt betrieben. Die transsonische Verdichterstufe besteht aus einer Titan Blisk mit 16 und einer Statorreihe mit 29 Schaufeln. Der Verdichter arbeitet im Auslegungspunkt bei einem Totaldruckverhältnis von 1,5 und einem reduzierten Massenstrom von 16 kg/s. Die relative Vorstoßmachzahl an den Blattspitzen des Rotors beträgt etwa 1,35 bei einer Nenndrehzahl von 20.000 min⁻¹. Die Geschwindigkeit der Schaufelenden erreicht dabei 400 m/s. Während der Rotor im Gehäusebereich bei supersonischen Bedingungen operiert, ist die Strömung an der Nabe subsonisch. Entsprechend sind die Schaufeln nabenseitig stark gekrümmt und gehäuseseitig durch dünne Profile gekennzeichnet. Das Streckungsverhältnis beträgt 0,94 bei einem Nabenvverhältnis von 0,51.

Der Basisentwurf des Verdichters stammt aus den frühen 1990er Jahren. Da die numerischen Möglichkeiten zu dieser Zeit begrenzt waren, wurde die Beschauelfelung hauptsächlich auf den Betrieb im Auslegungspunkt hin optimiert. Die Geometrie wurde mit Hilfe quasi-dreidimensionaler Eulerberechnung und zusätzlichen Grenzschichtkorrelationen entwickelt. Die Methode birgt folgende Defizite: a) komplexe dreidimensionale Strömungsphänomene konnten nicht ausreichend erfasst werden, b) die Interaktion zwischen Spaltwirbel und Kanalstoß konnte nicht aufgelöst werden und c) die Blockagewirkung der Gehäusegrenzschicht wurde nur mangelhaft beschrieben. Aus oben genannten Gründen sind die Leistung der Stufe sowie der Abstand zur Pumpgrenze moderat. Mittels späteren Neugestaltungen des Rotors wurden Effizienzsteigerungen von mehr als 3% erreicht. Trotz der aufgeführten Unzulänglichkeiten wurde der Prüfstand erfolgreich zur Erprobung neuer Verdichtertechnologien eingesetzt und diente der Validierung numerischer Verfahren.

Bei den untersuchten Gehäusestrukturierungen handelt es sich um halbkreisförmige Axialschlitze. Diese sind im Bereich der Rotorvorderkanten an den Kanal angebracht und mit einer Umfangsneigung von 45° in

Rotationsrichtung versehen. In Summe befinden sich 64 Kavitäten äquidistant über den Umfang verteilt. Insgesamt wurden vier unterschiedliche Konfigurationen (BILD 1) numerisch untersucht, welche hinsichtlich der Breite ihrer Öffnung, der axialen Erstreckung, der axialen Überlappung mit den Rotorschaukeln sowie der Geometrie ihrer Grundfläche differieren. Da die Kavitäten zu Halbkreisen geformt sind, ist die Tiefe der Schlitze durch ihre halbe axiale Länge gegeben. Folgende geometrische Varianten werden unterschieden:

- *Standard*: Basierend auf den Erfahrungen früherer Vorhaben wurde eine als *Standard* bezeichnete Konfiguration entwickelt (BILD 1 l.o.). Sie diente als Referenz und Auslegungsgrundlage für die anderen Varianten. Die Grundfläche ihrer Öffnung ist rechteckig, wobei die axiale Erstreckung 42 mm misst und die Austrittskante der Kavität 14 mm stromab der Rotorschaukelvorderkante positioniert wurde. Die azimutale Breite einer Öffnung gleicht dem Abstand zwischen zwei benachbarten Kavitäten, was einer Porosität von 50% entspricht.
- *Narrow*: Die zweite Konfiguration der Gehäusestrukturierung (*schmal*, BILD 1 r.o.) unterscheidet sich von der Variante *Standard* hinsichtlich der Erstreckung ihrer offenen Grundfläche in Umfangsrichtung. Sie beträgt lediglich 80% der Breite der *Standard* Konfiguration. Dementsprechend ergibt sich eine Porosität von 40%. Die *schmale* Variante wurde untersucht, um den Einfluss des rezirkulierenden Massenstroms auf das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad zu bestimmen.
- *Curved*: Aus der *schmalen* Variante wurde eine *gekrümmte* Konfiguration abgeleitet (BILD 1 l.u.). Im Vergleich zur *schmalen* Gehäusestrukturierung ist die Vorderkante der *gekrümmten* Kavität in Richtung der Rotation verschoben. Dadurch ist die Öffnung der Kavität derart *gekrümmt*, dass ihre offene Grundfläche vor der Stoßfront relativ zunimmt. Somit soll der Druckgradient über den Verdichtungsstoß genutzt werden, um die Rezirkulation anzuregen. Die restlichen Parameter sind identisch mit den Spezifikationen der *schmalen* Konfiguration.
- *Short*: Bei der *kurzen* Variante (BILD 1 r.u.) wurde die axiale Länge der Kavitäten auf 30 mm reduziert, wobei die Basis rechteckig ist. Die Überlappung mit dem Rotor misst 28,6% der axialen Sehnenlänge, die Porosität beträgt 40% und die Umfangsneigung wurde auf 54° erhöht.

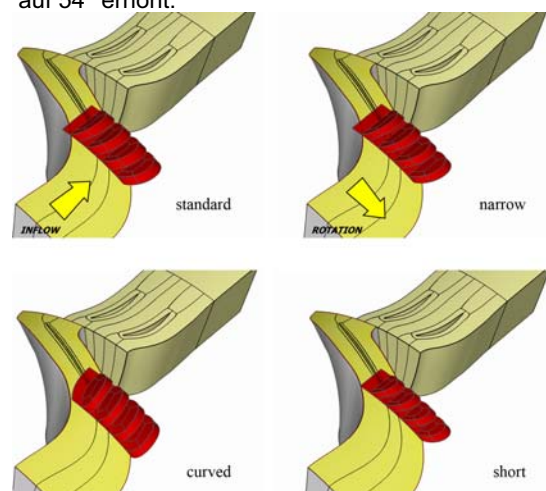


BILD 1. Untersuchte Konfigurationen

4. NUMERISCHES MODELL

Um den Einfluss der axialen Gehäusestrukturierungen auf den Darmstädter Rotor 1 zu untersuchen, wurden Kanal und Gehäusekavitäten mit einem strukturierten Netz unter Zuhilfenahme der kommerziellen Software NUMECA FINE/Turbo modelliert. Das numerische Abbild der Verdichterstufe beschränkte sich unter Verwendung eines Domain-Scaling Ansatzes auf eine Rotorpassage und zwei Statorpassagen. Die Anzahl der Statorschaufeln wurde dazu von 29 auf 32 erhöht und die Seitenränder als periodisch betrachtet. In Summe umfasste das blockstrukturierte Netz der Rotor- und Statorschaufeln sowie der Gehäusestrukturierungen 4,8 Mio. Knoten. Dabei entfielen 2,9 Mio. Punkte auf die Rotorblöcke, 1,9 Mio. auf die Vernetzung des Stators sowie 0,7 Mio. auf die vier Gehäusekavitäten. Die Schaufeln von Rotor und Stator wurden in C4H-Topologie vernetzt. Stromab der Statorblöcke wurde eine Kanalverlängerung angebracht, um numerische Reflexionen bei der Aufprägung der Randbedingungen zu vermeiden. Der Radialspalt über den Rotorschaufeln (0,97% Schaufelhöhe) war mit einer Kombination aus einem O- und einem H-Block modelliert, wobei 33 Knoten in radialer Richtung Verwendung fanden. Eine Gehäusekavität wurde aus vier Blöcken in Butterfly-Anordnung sowie einem Sockelblock aufgebaut. Im Rahmen des Domain-Scaling-Ansatzes wurden vier Kavitäten in das Simulationsmodell integriert. Zur Anbindung der Gehäusestrukturierungen an die Passage fand im Bereich der Rotorvorderkanten ein weiterer Block Verwendung, welcher gehäuseseitig an die Rotorblöcke angeschlossen war. Er diente als Grundlage für eine Rotor-Stator-Schnittstelle zwischen dem rotierenden Kanal und den stehenden Gehäusestrukturierungen. An den Seitenrändern der Passage wurden periodische Randbedingungen aufgebracht. An Nabe, Gehäuse und den Schaufeloberflächen wurden Festkörperrandbedingungen gesetzt, welchen zufolge Haftung und Undurchlässigkeit gefordert wurde. Zur Einhaltung der Bedingung von $y^+ < 5$ wurde das Netz zu den Festkörpergrenzen hin entsprechend verfeinert.

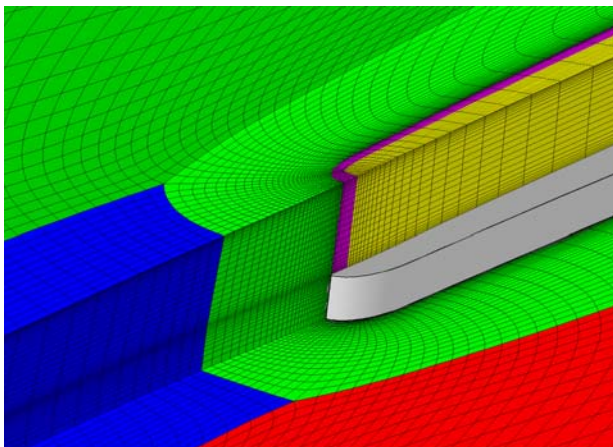


BILD 2. Vernetzung des Rotorspaltes

Das Fluid wurde als perfektes Gas mit konstanter Wärmekapazität und konstantem Isentropenexponent modelliert. Der Wärmetransport im Festkörper wurde vernachlässigt und die Wände entsprechend als adiabat angenommen. Das Strömungsmodell basierte auf den turbulenten Favre-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen

unter Verwendung des Eingleichungs-Turbulenzmodells von Spalart-Allmaras [9]. Dieses ist als Kompromiss zwischen Rechengenauigkeit und numerischer Stabilität anzusehen. Zur Erfassung der Instationarität wurden 61 angulare Positionen innerhalb einer Rotorpassage mit 10 internen Zeitschritten bei einer CFL-Zahl von 2 berechnet. Die Schnittstellen zwischen Rotor und Stator sowie zwischen Rotor und Gehäusestrukturierungen wurden mit einem Sliding-Mesh-Ansatz modelliert.

Als Startlösung für die instationären Berechnungen dienten stationäre Ergebnisse aus Frozen-Rotor Simulationen. Zusätzliche stationäre Berechnungen mit glatter Wand dienten zur Ermittlung der Referenzkennlinien. Am Einströmrand wurde die Zuströmung als axial angenommen, wobei ein konstanter Totaldruck von 101.325 Pa und ein konstantes Totaltemperaturprofil von 288,1 K vorgegeben wurden. Am Abströmrand wurde der statische Druck bei radialem Gleichgewicht aufgeprägt und entsprechend dem Betriebspunkt variiert.

5. ERGEBNISSE

In der vorliegenden Arbeit werden Ergebnisse von Simulationen bei Nenndrehzahl sowie einer Teildrehzahl von 80% jeweils in einem Punkt maximaler Effizienz und einem angedrosselten Zustand präsentiert. Nach der Klassifizierung der stabilitätskritischen Strömungsmechanismen wird die Wirkung der Kavitäten auf die Stabilität und den Wirkungsgrad des Verdichters sowie die Strömung im Kanal beschrieben. Im Anschluss werden die Phänomene in den Kavitäten erläutert und quantifiziert, ehe ein Ausblick der Wirkung auf die Struktur gegeben wird.

5.1. Kritische Strömungsmechanismen

Die Gründe für das aerodynamische Versagen eines Verdichters können vielfältig sein. Die stabilitätssteigernde Wirkung von Gehäusekavitäten tritt jedoch nur bei Rotoren auf, deren stabilitätskritische Strömungsmechanismen im Blattspitzenbereich auftreten [10]. Die auftretenden Instabilitäten in Gehäusenähe können nach ihrer Ursache in Blockage aufgrund von Schaufelspitzenablösung, spaltströmungsbedingte und verdichtungsstoßbedingte Schaufelspitzenblockage unterteilt werden ([3], [11], [12]). Zu deren Charakterisierung führte Wilke [3] die Parameter B_S und B_P ein. B_P quantifiziert die Wahrscheinlichkeit für ein unmittelbares Versagen der Strömung an der Schaufelspitze, wobei Werte zwischen Null und Eins angenommen werden können und mit zunehmendem Wert die Versagenswahrscheinlichkeit wächst. Der Parameter B_P ist in Abhängigkeit verschiedener Strömungswinkel, die aus BILD 3 entnommen werden können, zu

$$(1) B_P = \frac{\alpha - \xi}{\chi - \xi} = 0,17$$

definiert und nimmt im vorliegenden Fall den Wert 0,17 an. Ein Versagen, das unmittelbar auf einen Strömungsabriss an den Schaufelenden zurückzuführen ist, erscheint daher entsprechend unwahrscheinlich.

Auf gleiche Weise kann der Parameter B_S Verwendung finden, um die Eintrittswahrscheinlichkeit eines induzierten Strömungsabrissses zu bestimmen.

$$(2) B_P = \frac{M_1 \cdot \tan(90^\circ - \beta) \cdot \cos(180^\circ - (\alpha + \beta))}{M_{2,P}} = 0,61$$

Im vorliegenden Verdichter nimmt B_p den Wert 0,61 an und deutet auf eine erhöhte Wahrscheinlichkeit für einen blockageinduzierten Strömungsabriss hin.

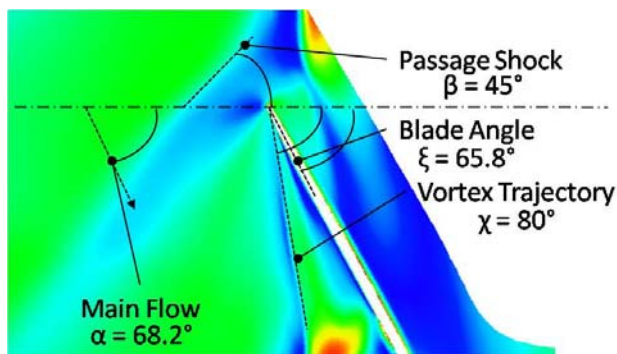


BILD 3. Charakteristische Strömungswinkel bei 99% Schaufelhöhe

Dementsprechend erscheinen Gehäusekavitäten als geeignetes Mittel, um Einfluss auf die Ausprägung des Rotorspaltwirbels zu nehmen, die induzierte Blockage zu reduzieren und somit den stabilen Betriebsbereich des Verdichters zu erhöhen.

5.2. Wirkung im Kennfeld

Zur globalen Beurteilung der Gehäusestrukturierungen wurden die Ergebnisse der Simulationen mit glatter Wand als auch mit strukturiertem Gehäuse in Druck- und Wirkungsgradkennfeldern aufgetragen. In BILD 4 und BILD 5 wurden für die instationären Berechnungen die Werte aller Zeitschritte der letzten vier berechneten Rotorpassagen aufgetragen. Sie erscheinen im Kennfeld dementsprechend als kreisförmige Linien. Die Resultate der originalen Geometrie mit glatter Wand wurden in schwarz dargestellt, während die farbigen Linien jeweils eine der untersuchten Konfigurationen mit Gehäusestrukturierungen repräsentieren. Da die numerischen Modelle an Validität verlieren, je weiter ein Verdichter zur Pumpgrenze hin angedrosselt wird, wurden für die Simulationen Betriebspunkte ausgewählt, die ausreichend von der Stabilitätsgrenze entfernt sind. Die Daten werden durch stationäre Simulationen der Konfiguration mit glatter Wand ergänzt, welche durch einzelne Punkte abgebildet wurden. Im Folgenden werden nunmehr jeweils die Konfiguration mit glatter Wand mit den entsprechenden Konfigurationen der einzelnen Gehäusestrukturierungsvarianten bei identischen Verdichtermassenströmen verglichen.

Im Punkt maximaler Effizienz konnte bei Nenndrehzahl unabhängig von der Kavitätengeometrie eine Verbesserung der aerodynamischen Verhältnisse erwirkt werden. Sowohl das Totaldruckverhältnis als auch der Wirkungsgrad wurden gesteigert. Während die Totaldruckerhöhung bei konstantem Massenstrom gegenüber der glatten Wand mit allen Kavitäten Konfigurationen nahezu identisch ist, sind Unterschiede im Wirkungsgrad erkennbar. Die besten Resultate werden mit der *schmalen* Konfiguration erzielt, wobei eine Erhöhung des isentropen Wirkungsgrades von 0,6% prognostiziert wird. Im angedrosselten Zustand ist eine deutliche Erhöhung des Druckverhältnisses durch die Verwendung der Gehäusestrukturierungen zu erkennen. Gegenüber der Konfiguration mit glatter Wand und identischem Massenstrom konnte das Druckverhältnis um mehr als 5%

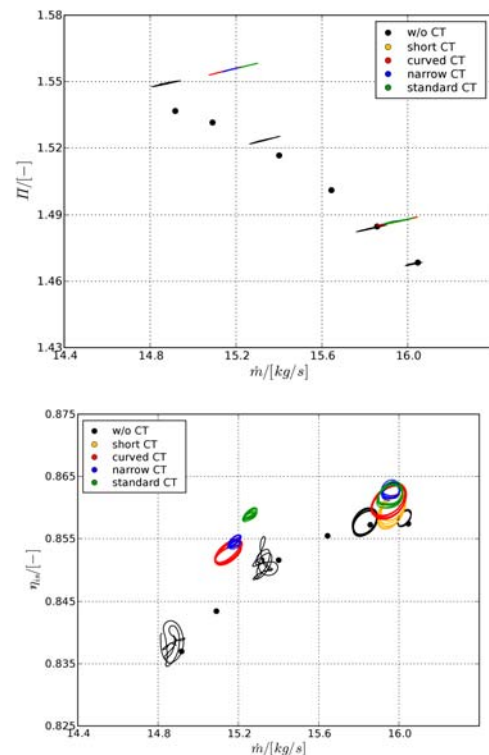


BILD 4. Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl (100%)

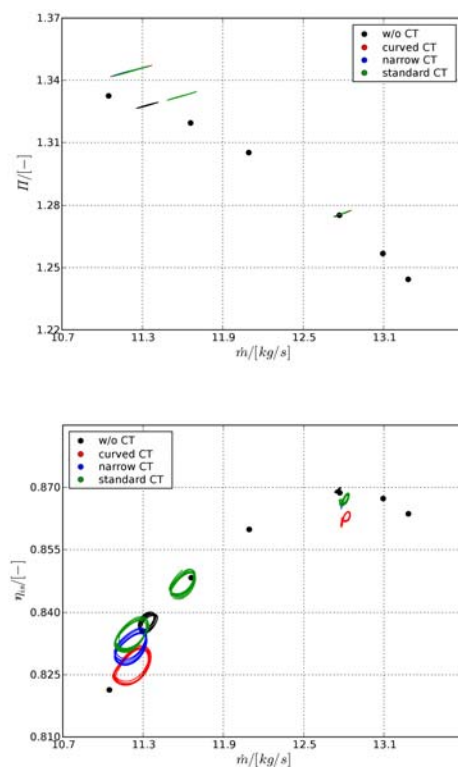


BILD 5. Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad bei 80% Drehzahl

erhöht werden. Hinsichtlich des Wirkungsgrades wird eine Verbesserung um 1,3% mit der *Standard* Variante der Gehäusestrukturierung erreicht. Bei 80% Drehzahl wird ebenso wie bei Nenndrehzahl die Verdichterkennlinie im

gesamten untersuchten Betriebsbereich durch die Verwendung der Gehäusekavitäten aufgestellt. Im androsselten Zustand wird eine positive Wirkung auf den Wirkungsgrad nur mit der *Standard* und der *schmalen* Konfiguration erreicht. Verglichen mit der Effizienzsteigerung bei Nenndrehzahl fällt diese jedoch gering aus.

5.3. Experimentelle Validierung

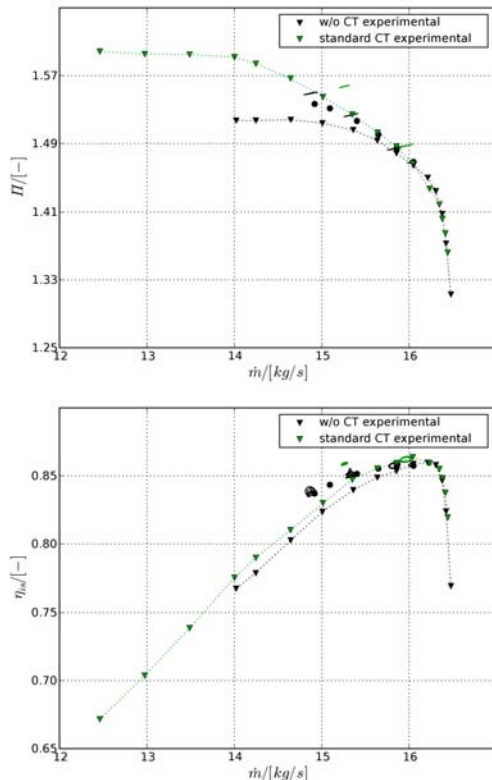


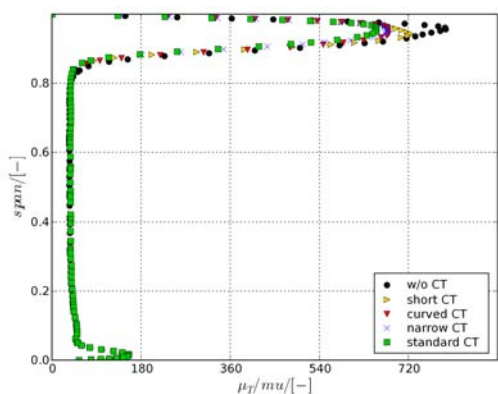
BILD 6. Experimentelle Validierung des Totaldruckes und des isentropen Wirkungsgrades bei Nenndrehzahl

Die experimentellen Untersuchungen wurden am GLR der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Im Rahmen einer ersten Versuchsreihe wurden die numerischen Prognosen für die als "*Standard*" bezeichnete Konfiguration validiert. In BILD 6 sind die experimentellen Kennfelddaten bei Nenndrehzahl für die glatte Wand sowie die *Standard* Konfiguration neben den entsprechenden Simulationsergebnissen aufgetragen. Die Prüfstandmessungen bestätigen den numerisch vorhergesagten Wirkungsgradgewinn in Höhe von 0,5% im Auslegungspunkt. Ebenfalls ist der Druckanstieg bei konstantem Massenstrom vergleichbar mit den numerischen Prognosen. Bemerkenswert ist dabei, dass der Betriebspunkt der Konfiguration mit Gehäusestrukturierung bei 12,5 kg/s nicht die Pumpgrenze der Stufe, sondern die Leistungsgrenze des Prüfstandes repräsentiert. Wird der Pumpgrenzabstand als Differenz zwischen dem Massenstrom bei maximaler Effizienz und dem bei einsetzenden Pumpen bezogen auf den Auslegungsmassenstrom ausgedrückt, so misst der Pumpgrenzabstand ohne Gehäusestrukturierung etwa 12,5%. Mit *Standard* Kavitäten hingegen beträgt der Abstand 21,9%, was einer Steigerung von mehr als 75% entspricht. Das Einsetzen der Kennzeichen für Strömungsinstabilitäten wurde in den Berechnungen in

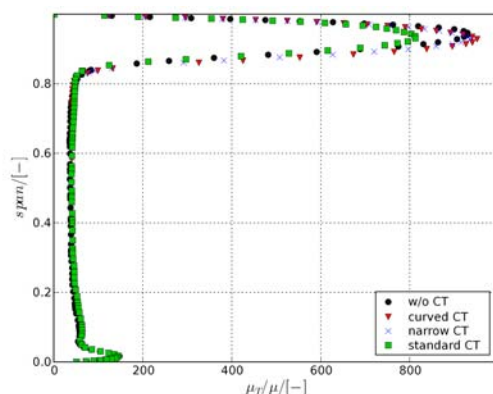
analoger Weise beobachtet. Aus diesem Grund wird gefolgert, dass eine moderate Androsselung in den numerischen Simulationen geeignet ist, um das tatsächliche Verhalten des gesamten Betriebsbereichs repräsentativ wiederzuspiegeln.

5.4. Einfluss auf die Kanalströmung

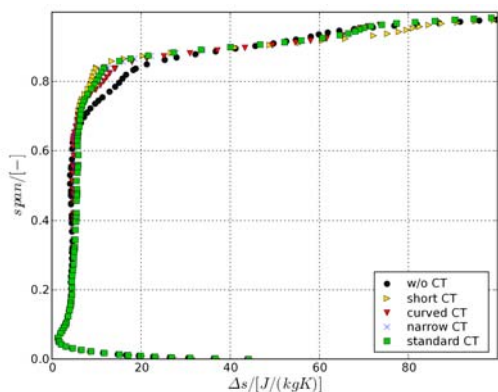
Um die primären Auswirkung der verschiedenartigen Gehäusestrukturierungen auf die Aerodynamik der Verdichterstufe aufzuzeigen, werden im Folgenden die radialen Profile von ausgewählten Strömungsgrößen bei Nenndrehzahl diskutiert. Es handelt sich dabei um die zeit- und umfangsgemittelten Werte aus den instationären Simulationen. Die Farbkodierung entspricht der in den Kennfeldern (BILD 4, BILD 5) verwendeten. BILD 7a zeigt die Verteilung der turbulenten Viskosität nach dem Rotoraustritt am Auslegungspunkt. Die turbulente Viskosität ist primär eine Modellierungsgröße der Numerik, gibt darüber hinaus aber qualitativ Auskunft über die auftretenden Strömungsphänomene. Die Reduzierung ihres Wertes bei etwa 95% Schaufelhöhe indiziert, dass die dreidimensionalen Strömungsphänomene im Blattspitzenbereich gegenüber der Konfiguration mit glatter Wand durch die Gehäusestrukturierungen verändert werden. In Kombination mit der entsprechenden Entropieverteilung (BILD 7b) wird ersichtlich, dass durch die geänderten Strömungsbedingungen verlustreiche Mechanismen gedämpft werden. Wird das Profil der turbulenten Viskosität bei derselben Drehzahl und androsseltem Zustand (BILD 8a) betrachtet, so zeigt sich der Grund für das überdurchschnittliche Abschneiden der *Standard* Konfiguration gegenüber den anderen Kavitätenausführungen. Während die turbulente Viskosität unveränderte Bedingungen für die *schmale, gekrümmte* sowie *kurze* Variante andeutet, sinkt ihr Wert bei Verwendung der *Standard* Geometrie. Die radiale Entropieverteilung (BILD 8b) zeigt, dass die Kavitäten in unmittelbarer Gehäusenähe zusätzliche Verluste generieren. Diese werden wiederum durch die Entropiereduktion zwischen etwa 70% und 90% Kanalhöhe kompensiert. Die aerodynamische Verbesserung der Verdichterstufe wird also durch eine Veränderung der Strömungsphänomene im Blattspitzenbereich des Rotors hervorgerufen. Das Pulsieren, welches durch die periodisch verteilten Gehäusestrukturierungen induziert wird, fragmentiert die Rotorspaltströmung und hemmt die Entwicklung ausgeprägter Wirbelsysteme. Aufgrund der reduzierten Blockage und den geänderten Strömungsbedingungen im Schaufelspitzenbereich ist der Rotor in der Lage, mehr Arbeit auf das Fluid zu übertragen. BILD 7c belegt, dass der Rotor in Anwesenheit der Gehäusekavitäten im Bereich zwischen 60% und 90% der Schaufelhöhe stärker verdichtet als die Beschaukelung mit glatter Wand. Dies trifft auf die Strömungsbedingungen im Auslegungspunkt ebenso wie im androsselten Zustand (BILD 8c) zu. Da stets Betriebsbedingungen mit konstanten Massenströmen verglichen wurden, musste bei den Konfigurationen mit Gehäusestrukturierungen ein Gegendruck von 140kPa am Abströmrand eingestellt werden, während ohne Kavitäten ein statischer Druck von 136kPa aufgeprägt wurde. Der Verdichtungseffekt, welcher von dem primären Mehrumsatz an Arbeit infolge Blockageverminderung erreicht wird, ist dementsprechend von einer konstanten Differenz aufgrund der Aufprägung der Randbedingungen überlagert. Als Folge der Blockagereduktion im Rotor und



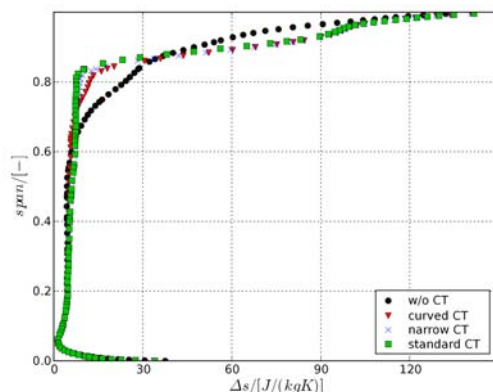
a) Turbulente Viskosität stromab des Rotors



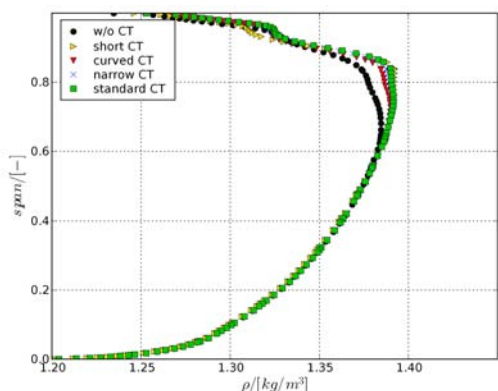
a) Turbulente Viskosität stromab des Rotors



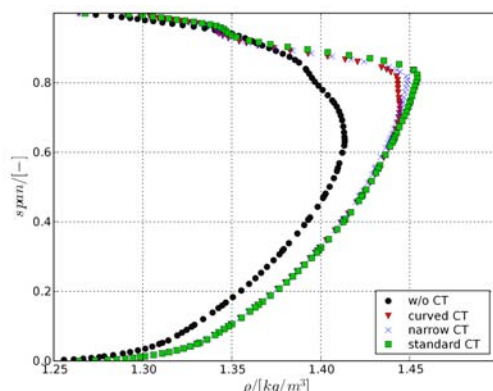
b) Entropiedifferenz über den Rotor



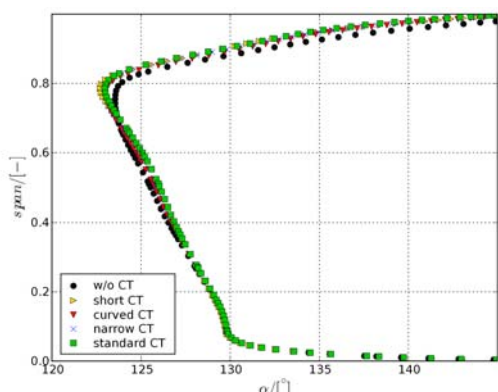
b) Entropiedifferenz über den Rotor



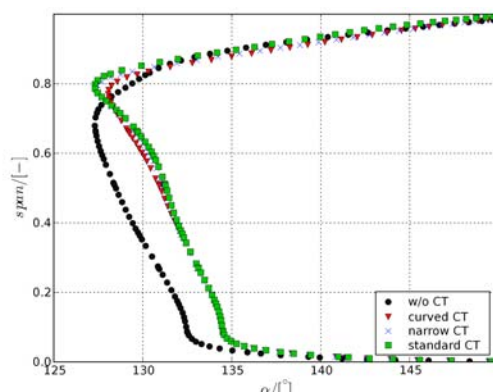
c) Dichte stromab des Rotors



c) Dichte stromab des Rotors



d) Strömungswinkel am Statoreintritt



d) Strömungswinkel stromauf am Statoreintritt

BILD 7. Radiale Verteilung von Strömungsgrößen am Betriebspunkt maximaler Effizienz bei Nenndrehzahl

BILD 8. Radiale Verteilung von Strömungsgrößen im angedrosselten Zustand bei Nenndrehzahl

der zusätzlichen Verdichtung im Blattspitzenbereich, werden die Stromlinien am Statoreintritt gegenüber der glatten Wand Konfiguration zum Gehäuse hin verschoben. Dies wiederum verursacht eine gehäusesseitige aerodynamische Entlastung des nachfolgenden Stators, während die Diffusion in mittlerer Kanalhöhe zunimmt (BILD 7d). Experimentelle Untersuchungen (ohne Abbildung) haben darüber hinaus ergeben, dass bei weiterer Androsselung der Verdichterstufe die Strömung bei Verwendung der *Standard* Gehäusestrukturierung in der oberen Kanalhälfte soweit saniert wird, dass die Strömung im Nabenbereich des Rotors zum stabilitätskritischen Mechanismus wird.

5.5. Modellvorstellung der Kavitätenströmung

Den grundsätzliche Strömungsmechanismus, auf den die Wirkung von axialen Gehäusestrukturierungen zurückzuführen ist, stellt die Rezirkulation der Strömung innerhalb der Kavitäten dar. In einer idealisierten Betrachtungsweise tritt Fluid radial in den stromab gelegenen Teil einer Kavität ein, wird um 180° umgelenkt und verlässt die Strukturierung vor der Rotorvorderkante. In der Praxis jedoch kann die dreidimensionale Strömung in den Kavitäten als eine Superposition von drei Basis Phänomenen interpretiert werden (BILD 9).

- Zunächst existiert eine Hauptrezirkulation, welche sich über die gesamte Kavität erstreckt. Sie entspricht der oben beschriebenen idealisierten Kavitätenströmung.
- Diese wird von einer sekundären Rezirkulation unmittelbar über die Rotorblattspitzen begleitet. Sie wird vom Druckgradienten zwischen Rotordruck- und Saugseite getrieben und trägt ebenfalls zum Stromauftransport von Fluidmasse bei.
- Darüber hinaus existiert eine Gegenströmung infolge von Fluid, das in den stromaufgelegenen Teil der Kavitäten mit Richtung der Kanalströmung eintritt und somit eine hemmende Wirkung auf die Ausbildung der Hauptrezirkulation ausübt. Die Intensität der Gegenströmung ist primär von der Gehäuseform abhängig [10] und kann bei der hier betrachteten Geometrie mit konstantem Gehäusedurchmesser weitestgehend vernachlässigt werden.

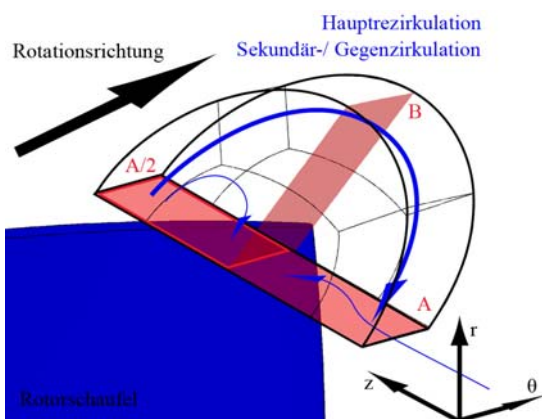


BILD 9. Schema der Strömung in den Kavitäten

Bei der oben beschriebenen Modellvorstellung der Kavitätenströmung ist jedoch zu beachten, dass die einzelnen Strömungsmechanismen weder zeitlich noch in ihrer Lage konstant sind. Es handelt sich vielmehr um eine pulsierende Überlagerung von Phänomenen, die primär

von der Interaktion der Rotorschaukeln mit den Gehäusestrukturierungen induziert werden.

5.6. Rezirkulationsparameter

Um die rezirkulierende Strömung zu quantifizieren, welche von einer bestimmten geometrischen Ausführung einer Gehäusestrukturierung ausgeht, wurden Massenströme über charakteristische Flächen bilanziert. Dazu wurde eine Fläche A definiert, welche die Öffnung der Kavität beschreibt (BILD 9). Der positive Anteil der radialen² Massenstromdichte wurde gemäß Gleichung (3) über die Fläche A integriert und gemäß Gleichung (4) auf den Eintrittsmassenstrom bezogen.

$$(3) \dot{m}_A^+ = \sum_N \int_A \rho \cdot \max[0; c_r] dA$$

$$(4) R_A = \frac{1}{\dot{m}_T} \sum_T (\dot{m}_A^+ / \dot{m}_{in})$$

Das Verhältnis R_A wurde bereits von Wilke ([3], [11], [12]) verwendet und beschreibt die relative Menge an Fluid, welches zeitgemittelt in die Kavitäten eintritt.

Da der Parameter R_A keine Aussage über die eigentliche Rezirkulation in den Kavitäten zulässt, wurde eine Massenstrombilanz über eine weitere Fläche B durchgeführt. Sie steht senkrecht zur Fläche A und befindet sich mittig in der Kavität (BILD 9). Um den stromauf fließenden Massenstrom zu erfassen wurde in Analogie zur Bilanz über die Fläche A die negative axiale Massenstromdichte über Fläche B integriert (5) und mit dem Massenstrom am Einströmrand entdimensioniert (6).

$$(5) \dot{m}_B^- = - \sum_N \int_B \rho \cdot \min[0; c_{ax}] dB$$

$$(6) R_B = \frac{1}{\dot{m}_T} \sum_T (\dot{m}_B^- / \dot{m}_{in})$$

Der Quotient aus den Parametern R_B und R_A wird verwendet, um eine Gehäusestrukturierung hinsichtlich ihrer Effizienz eine Rezirkulation zu verursachen zu evaluieren.

$$(7) FOM = R_B / R_A$$

Die Rezirkulationskennzahlen aus den Simulationen der verschiedenen Konfigurationen sind in Tabelle TAB 1 nach Betriebspunkten sortiert zusammengefasst. Die Ergebnisse des Parameters R_A zeigen, dass die Menge des Massenstromes, der in die Kavitäten eindringt, direkt proportional zur Porosität des Gehäuses ist. Während bei der *Standard* Konfiguration im Auslegungspunkt 2,06% des Gesamtmassenstromes in die Kavitäten strömt, reduziert sich die Fluidmenge bei der *schmalen* Konfiguration auf 1,66%. Die Länge der Öffnung hingegen hat keinen signifikanten Einfluss auf den Wert des Parameters R_A . Neben der Porosität ist ebenfalls eine Abhängigkeit des eintretenden Massenstromes vom Betriebspunkt des Verdichters zu erkennen. Bei zunehmender Androsselung steigt das Druckverhältnis über die Stufe sowie die vom Rotor aufzubringende Arbeit. Dadurch wird ebenfalls das Druckgefälle über die Kavitätenöffnung erhöht, wodurch eine größere Menge an Fluidmasse in die Kavitäten ausweicht als im Punkt

² die Integration der radialen Komponente der Massenstromdichte setzt voraus, dass es sich um ein Gehäuse mit konstantem Radius handelt.

maximaler Effektivität. Ähnliche Tendenzen sind ebenfalls bei 80% Drehzahl zu beobachten. Da die Strömung in diesem Betriebszustand nahezu subsonischen Charakter hat, nimmt die Masse an Fluid, welche in die Kavitäten eintritt, gegenüber der Menge bei Nenndrehzahl zu.

	R_A [%]	R_B [%]	FOM [-]	$\Delta\eta$ [%]
Standard	2,06	1,93	0,94	+0,54
schmal	1,66	1,51	0,91	+0,63
gekrümmt	1,61	1,23	0,76	+0,40
kurz	1,58	0,86	0,54	+0,21

a) 100% Drehzahl, maximaler Wirkungsgrad

	R_A [%]	R_B [%]	FOM [-]	$\Delta\eta$ [%]
Standard	2,81	2,14	0,76	+1,27
schmal	2,23	1,42	0,62	+1,00
gekrümmt	2,10	1,32	0,63	+0,88

b) 100% Drehzahl, 95% des Massenstroms bei maximalen Wirkungsgrad

	R_A [%]	R_B [%]	FOM [-]	$\Delta\eta$ [%]
Standard	2,96	1,84	0,62	-0,20
schmal	2,55	1,31	0,51	-0,24
gekrümmt	3,08	1,23	0,40	-0,75

c) 80% Drehzahl, maximaler Wirkungsgrad

	R_A [%]	R_B [%]	FOM [-]	$\Delta\eta$ [%]
Standard	4,56	1,95	0,43	+0,53
schmal	3,96	1,30	0,33	+0,17
gekrümmt	4,45	1,22	0,27	-0,36

d) 80% Drehzahl, 90% des Massenstroms bei maximalen Wirkungsgrad

TAB 1. Rezirkulationsparameter

Im Auslegungspunkt beträgt die Güte der Rezirkulation, welche durch den Parameter FOM charakterisiert wird, sowohl bei der *Standard* als auch bei der *schmalen* Konfiguration etwa 0,92. Dadurch wird eine Wirkungsgradsteigerung zwischen 0,5% und 0,6% gegenüber der originalen Geometrie des Verdichters mit glatter Wand verursacht. Bei der *gekrümmten* und der *kurzen* Gehäusestrukturierung hingegen wird nur 76% bzw. 54% des Massenstromes, der in die Kavitäten eintritt, stromauf zirkuliert. Die zugehörige Wirkungsgradsteigerung fiel entsprechend geringer aus. Wie bereits aus den Kennfeldern hervorgeht, nimmt der Wirkungsgradgewinn im Auslegungspunkt mit der *schmalen* Kavitätenkonfiguration den höchsten Wert an, während bei angedrosseltem Zustand die *Standard* Variante die besten Ergebnisse liefert. Dies kann unter Zuhilfenahme der Größe R_A erklärt werden. Im Falle der *Standard* Kavitäten ist R_A größer als bei den *schmalen* Öffnungen, wobei nahezu identische Werten von FOM erreicht werden. Es

ist daher anzunehmen, dass die absolute Menge an Massenstrom, die zur Sanierung der Strömung im angedrosselten Zustand notwendig ist, höher sein muss, als im Auslegungspunkt. Wird die Drehzahl auf 80% reduziert, verringert sich die relative Rezirkulation bei steigenden Werten von R_A , die grundlegenden Tendenzen jedoch bleiben bestehen.

5.7. Rothalpie Kennzahl

Ausgehend von einer Momentenbetrachtung um die Maschinenachse lässt sich die Summe aller am Fluid angreifenden Momente mit der Variation des Dralls zwischen Ein- und Austritt der Beschauelfung gleichsetzen:

$$(8) \sum \vec{F}_{\text{ges}} \times \vec{r} = \int_{S_{KV}} \vec{r} \times \vec{c} \cdot d\vec{m}_{\text{ein}} - \int_{S_{KV}} \vec{r} \times \vec{c} \cdot d\vec{m}_{\text{aus}}$$

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass $\sum \vec{F}_{\text{ges}} = \sum \vec{F}_{\text{Rotor}} + \sum \vec{F}_{\text{Gehäuse}}$, lässt sich Gleichung (8) nach $\sum \vec{F}_{\text{Rotor}}$ umstellen, um daraus die spezifische Arbeit zu ermitteln.

$$(9) \Delta h_t = \frac{\vec{\omega}}{\dot{m}} \left(\int_{S_{KV}} \vec{r} \times \vec{c} \cdot d\vec{m}_{\text{ein}} - \int_{S_{KV}} \vec{r} \times \vec{c} \cdot d\vec{m}_{\text{aus}} - \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right)$$

Der Übergang auf skalare Größen unter Berücksichtigung der umgekehrten Vorzeichen von Winkelgeschwindigkeit und der Gehäusekräfte sowie der Turbinenhauptgleichung nach Euler führt auf:

$$(10) \Delta h_t = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 + \frac{\omega}{\dot{m}} \sum M_{\text{Gehäuse}}$$

Die Entdimensionierung mit der Totalentropieänderung und Umstellen führt auf die von Brignole et al. [13] eingeführte Rothalpiekennzahl, welche den Einfluss der Kavitäten auf die Strömungsumlenkung im Rotor beschreibt.

$$(11) R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = \left(1 - \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{\Delta h_{\text{tot}}} \right) \cdot 100\%$$

Die Rothalpie Kennziffer beschreibt die Diskrepanz zwischen der spezifischen Arbeit, die am Fluid verrichtet wurde und dem Produkt der Winkelgeschwindigkeit mit den Momenten um die Maschinenachse³. Im Falle des glatten Gehäuses nimmt der Parameter einen verschwindenden Wert an (BILD 10), da die Kräfte durch das Gehäuse vernachlässigbar sind ([13], [15], [16]). Für Konfigurationen mit Gehäusestrukturierungen nimmt die Kennzahl einen Wert an, der größer als Null ist und mit zunehmendem Drosselgrad steigt. Wird eine identische Umlenkung vorausgesetzt, beschreibt sie den Mehrumsatz an Arbeit auf das Fluid in Folge der Kavitäten. Wird das andere Extremum, identische Arbeitsumsetzung betrachtet, so erfasst die Kennzahl die geänderte Inzidenz oder Deviation der Rotorströmung. Die Rothalpie Kennzahl erlaubt jedoch keine direkte Aussage über die Eigenschaften einer Strukturierung, verlustreiche Strömungsmechanismen zu reduzieren. Außerdem kann die Kennzahl verfälscht werden, wenn Kavitäten verwendet werden, die durch starke Einstömungen vor der Rotorvorderkante gekennzeichnet sind.

³ Evaluationsebene 1 ist stromauf der Kavitäteneintrittskante positioniert, während Ebene 2 stromab des Rotors gewählt wurde.

Die beschriebenen Parameter zur Evaluierung der Kavitätenwirkung erfassen jeweils verschiedene Schlüsselmechanismen, welche die Effektivität einer Gehäusestrukturierung beeinflussen. Sie können verwendet werden, um verschiedene Konfigurationen zu bewerten und miteinander zu vergleichen.

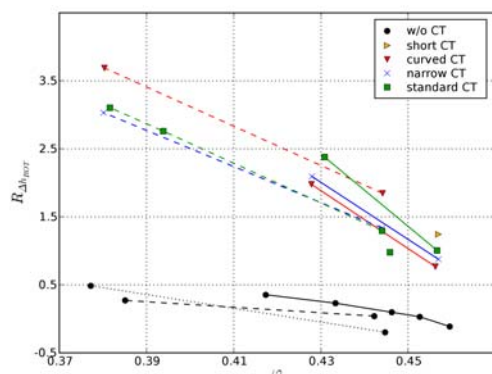


BILD 10. Rotalpie Kennzahl
100% Drehzahl: durchgezogene Linie
80% Drehzahl: gestrichelte Linie
65% Drehzahl: gepunktete Linie

5.8. Instationäre Schaufelbelastung

Die Veränderung der aerodynamischen Verhältnisse im Kanal ist auf die pulsierende Rezirkulation, welche durch die eingebrachten Kavitäten verursacht werden, zurückzuführen. Die Kräfte, die auf das Fluid wirken, belasten in umgekehrter Weise die Struktur. In besonderem Maße erscheinen die dünnen transsonischen Rotorschaukeln im Blattspitzenbereich kritisch für eventuelle Ermüdungserscheinungen des Werkstoffes. BILD 11 zeigt den zeitlichen Mittelwert des statischen Druckes auf der Saugseite der Rotorschaukeloberfläche sowie die zugehörige Standardabweichung des Druckes im angedrosselten Zustand bei Nenndrehzahl. Dargestellt sind die Konfiguration mit glatter Gehäusewand (links) und exemplarisch für die Wirkung der Kavitäten die Schaufelbelastung mit *Standard* Strukturierung (rechts). Die Verteilung des statischen Druckes weist qualitativ kaum Unterschiede zwischen der Konfiguration mit glatter Wand und strukturiertem Gehäuse auf. Der Ort des größten Druckgradienten deutet auf die Position hin, an welcher der Stoß der nacheilenden Schaufel auf die Saugseite des betrachteten Rotorblattes auftrifft. Da die Kavitäten gehäuseseitig zu einer lokalen Entdrosselung führen, verschiebt sich die Lage des auftreffenden Stoßes in den oberen 10% der Schaufelhöhe im Vergleich zur Konfiguration mit glatter Wand stromab. Da Betriebspunkte mit gleichem Massenstrom verglichen wurden, ist das Druckniveau mit Gehäusestrukturierung an der Rotorhinterkante geringfügig höher als der Druck bei glatter Wand. Die Standardabweichung wurde aus den Einzellösungen der Zeitschritte über den Verlauf einer Rotorpassage ermittelt. Werden die Verteilungen der Schwankungswerte an der Saugseite des Rotors betrachtet, so sind zwei Ursachen für Schwankungen zu identifizieren. Zum Einen deuten die erhöhten Werte an der Schaufelhinterkante auf die periodische Wirkung des stromab gelegenen Stators hin und zum Anderen wird an der Schaufelspitze im Bereich der Rotorvorderkante die Interaktion mit den gehäuseseitigen Kavitäten sichtbar. Die Intensität der instationären Interaktion mit den Gehä-

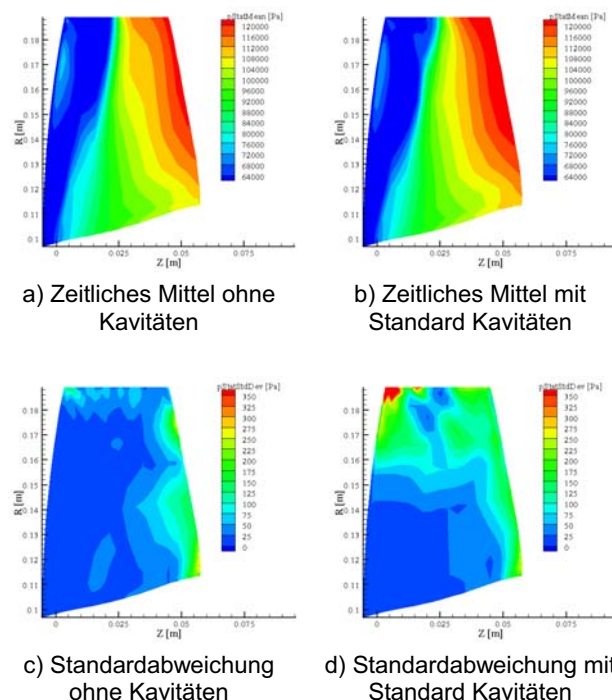


BILD 11. Statischer Druck auf der Schaufeloberfläche im angedrosselten Zustand bei Nenndrehzahl

sestrukturierungen ist deutlich stärker als die reguläre Rotor-Stator Wechselwirkung. Dies wird in erster Linie auf den geringeren Abstand zwischen Rotorblatt und Gehäuse im Vergleich zur Distanz zwischen Rotorblatt und Stator zurückgeführt. Die instationäre Druckwirkung der Gehäusekavitäten beschränkt sich primär auf die obere Hälfte der Schaufel. Die Standardabweichung nimmt im Bereich der Überlappung zwischen Kavitätenöffnung und Schaufelspitze ihren maximalen Wert an. Im dargestellten Fall lässt sich die Hauptanregungsfrequenz aus der Nenndrehzahl sowie der Schaufel- und Kavitätenzahl zu 21,3 kHz errechnen. Aufgrund der hohen Frequenz ist die Anregung durch die Kavitäten irrelevant für festigkeitskritische Schwingungen. Dennoch soll die exakte Wirkung der instationären Druckverteilung auf die Schaufelverformung in folgenden Studien zunächst von der aerodynamischen Problemstellung entkoppelt untersucht werden.

6. RESÜMEE

Die Wirkung verschiedener geometrischer Varianten axialer Gehäusekavitäten auf die Strömung in einer transsonischen Verdichterstufe wurde numerisch untersucht. Durch das Einbringen der Gehäusestrukturierungen konnte das erzielbare Druckverhältnis gegenüber der Konfiguration mit glatter Wand entlang der gesamten Verdichterkennlinien bei 100% und 80% Drehzahl erhöht werden. Experimentelle Kennfelduntersuchungen bestätigten eine Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs um mehr als 75%. Neben der Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs wurde eine Effizienzsteigerung gegenüber der Konfiguration mit glatter Wand beobachtet. Der Effizienzgewinn beträgt im Auslegungspunkt bis zu 0,6% und im angedrosselten Zustand bis zu 1,3%. Die Wirkung der Gehäusestrukturierungen resultiert aus der Dämpfung von verlustreichen Strömungsmechanismen und einer reduzierten Blockage im Bereich der Rotorblattspitzen.

Folglich werden die Stromlinien zum Gehäuse hin verlagert, was wiederum die Strömung im Gehäusebereich des Stators verbessert.

Zur Beurteilung der Strömung in den Kavitäten wurden Rezirkulationsparameter verwendet, welche auf der Bilanzierung von Massenströmen basieren. Die Wirkungsgradsteigerung korreliert zum Massenstrom R_A , der in die Kavitäten eintritt, und in besonderem Maße zur Fähigkeit einer spezifischen Geometrie eine Rezirkulation hervorzurufen. Ausgehend von einer Momentenbetrachtung wurde ein Parameter R_{AhROT} beschrieben, der die Mehrarbeit quantifiziert, welche aufgrund der Gehäusekavitäten am Fluid verrichtet wird.

Es wurde gezeigt, dass die Gehäusekavitäten die Rotorscheaufeln mit einer Frequenz anregen, die etwa das Doppelte der Anregungsfrequenz durch den Stator beträgt. Aufgrund der hohen Frequenz erscheint die Anregung durch die Kavitäten als unkritisch. Die exakte instationäre Verformung der Rotorscheaufeln wird Gegenstand späterer numerischer Studien.

7. DANKSAGUNG

Die Autoren danken der Forschungsvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen (FVV e.V.) für die Finanzierung des Projektes und dem Institut für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt für die experimentellen Daten.

8. SCHRIFTTUM

- [1] Takata, H., Tsukuda, Y., 1977. "Stall Margin Improvement by Casing Treatments – its Mechanism and Effectiveness". *Journal of Engineering for Power*, 99, pp. 121-133.
- [2] Hathaway, M. D., 2007. "Passive endwall treatments for enhancing stability". NASA/TM-2007-214409, ARLTR3878.
- [3] Wilke, I., 2005. "Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturierungen – eine numerische Analyse". Dissertation am Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München.
- [4] Yang, H., Nürnberger, D., Nicke, E., Weber, A., 2003. "Numerical Investigation of Casing Treatment Mechanisms with a Conservativ Mixed-Cell Approach". GT2003-38483.
- [5] Müller, M. W., Schiffer, H.-P., Hah, C., 2007. "Effect of Circumferential Grooves on the Aerodynamic Performance of an Axial Single-Stage Transonic Compressor". GT2007-27365.
- [6] Müller, M. W., Biela, C., Schiffer, H.-P., Hah, C., 2008. "Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-Stage Transonic Compressor with Circumferential Grooves". GT2008-50135.
- [7] Lu, X., Chu, W., Zhu, J., Wu, Y., 2006. "Experimental and Numerical Investigation of a Subsonic Compressor with Bend Skewed Slot Casing Treatment". GT2006-90026.
- [8] Gourdain, N., Montagnac, M., and Boussuge, J., 2007. "Numerical Simulation of an Axial Compressor with Non Axisymmetric Casing Treatment". EUCASS ADVANCES.
- [9] Spalart, P. R., Allmaras, S. R., 1992. "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows". AIAA Paper 92-0439.
- [10] Greitzer, E. M., Nikkanen, J. P., Haddad, D. E., Mazzawy, R. S., Joslyn, H. D., 1979. "A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment". *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 101
- [11] Wilke, I., Kau, H.-P., Brignole, G., 2005. "Numerically Aided Design of a High-Efficient Casing Treatment for a Transonic Compressor". GT2005-68993.
- [12] Wilke, I., Kau, H.-P., Brignole, G., 2005. "Flow Stabilization in Transonic Rotor Stages with Casing Treatment - A Numerical Investigation", 7th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows.
- [13] Brignole, G. A., Danner, F. C. T., Kau, H.-P., 2008. "Time Resolved Simulation and Experimental Validation of the Flow in Axial Slot Casing Treatments for Transonic Axial Compressors". GT2008-50593.
- [14] Dixon, S., 1998. "Fluidmechanics and Thermodynamics of Turbomachinery". 4th Edition, Elsevier, pp. 204-205.
- [15] Lyman, F., 1993. "On the Conservation of Rothalpy in Turbomachines (Enthalpy of Flow in Rotating Passages)". *Journal of Turbomachinery*, 115(3), pp. 410-417.
- [16] Cumpsty, N. A., 1989. "Compressor Aerodynamics". 1st Edition, Longman, pp. 4-5.