

PARAMETERSTUDIE ZUM EINFLUSS VON DECKBAND-LECKAGESTRÖMUNGEN AUF EINEN 1.5-STUFIGEN HOCHGESCHWINDIGKEITS-HOCHDRUCKVERDICHTER

P. KUPIJAI

TU-Berlin, Straße des 17. Juni 135, 10623 Berlin

Zusammenfassung

Dieser Beitrag befasst sich mit numerischen Untersuchungen zum Einfluss von Innendeckband-Kavitäten auf das Strömungs- und Leistungsverhalten eines Hochgeschwindigkeits-Hochdruckverdichters. Neben dem Stator, unter dem die Kavität angeordnet ist, sind die stromauf und stromab liegenden Rotoren modelliert, um auch stufenübergreifende Phänomene zu erfassen. Es werden verschiedene Kavitätsgeometrien betrachtet. Neben der Variation der Anzahl der verwendeten Spitzdichtungen kommen unterschiedliche Dichtungspalsthöhen zum Einsatz, der Abstand zwischen den Dichtungen wird verändert und der Effekt zusätzlicher Stufen im Deckband untersucht.

Durch die Kavitäten hindurch kommt es zu einer Leckageströmung in die der Hauptströmung entgegengesetzten Richtung. Diese Leckageströmung reduziert den Gesamtwirkungsgrad des Verdichters. Maßgeblicher Einflussparameter ist der Leckagemassenstrom, welcher hauptsächlich durch die Spaltweite der Spitzdichtungen reguliert wird. Die Leckageströmung interagiert mit der Hauptströmung. Die Strömungswinkel und die Stoßbedingungen der transsonischen Strömung verändern sich genau so wie der Verdichter-massenstrom, so dass letztendlich der Arbeitspunkt des Verdichters verschoben wird. Auch der Arbeitsbereich des Verdichters wird durch erhöhte Leckageströmungen eingeschränkt, da diese das Ablöseverhalten der Strömung negativ beeinflussen. Der Abfall des Wirkungsgrades ist proportional zur Spaltweite. Im Rahmen dieses Beitrages wird gezeigt, dass der Proportionalitätsfaktor durch eine geschickte Geometriegestaltung beeinflusst werden kann.

Nomenklatur

A	m^2	Fläche
d	m	Abstand
h	m	Höhe
M	-	Machzahl
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	Pa	Druck
Q	-	Quotient
r	m	Radius
T	K	Temperatur
u	m/s	Geschwindigkeit
α	$^\circ$	absoluter Strömungswinkel

β	$^\circ$	relativer Strömungswinkel
ζ	-	Verlustkoeffizient
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	ISENTROPENEXponent
Π	-	Druckverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
τ	-	Temperaturverhältnis

Indizes

∞	statische Größe
50%	50 Prozent der Kanalhöhe
AP	Auslegungspunkt

BASIS	Basiskonfiguration
D	Dichtspitze
HK	Schaufel-Hinterkante
isen	isentrop
m	meridional
norm	normiert
SG	Sperrgrenze
s	(Dichtungs-)Spalt
t	tangential, Totalgröße
VK	Schaufel-Vorderkante
x	Laufvariable

Abkürzungen

3D	dreidimensional
AP	Auslegungspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
NOS	number of seal fins
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
R	Rotor
S	Stator
VSV	Variable Stator Vane
Δ	Differenz

Einleitung

Die wesentlichen Herausforderungen bei der Entwicklung neuer ziviler Flugtriebwerke bestehen in der Steigerung der Leistungsfähigkeit, der Sicherheit und der Zuverlässigkeit bei gleichzeitiger Reduzierung der Lärm- und Schadstoffemissionen, formuliert in den Zielen der ACARE *Advisory Council For Aeronautics Research in Europe* [3]. Das bedeutet, dass auch jenseits des Auslegungspunktes ein Triebwerk in der Lage sein muss, effizient zu arbeiten. Aus diesem Grund werden in Verdichtern variable Statorschaufeln (VSV - *variable stator vanes*) verwendet. Diese ermöglichen eine optimierte lastabhängige Anströmung nachfolgender Rotorschaufeln. Um der mechanischen Beanspruchung gerecht zu werden, sind diese VSVs zweiseitig, also gehäuse- und nabenseitig gelagert. Die nabenseitige Lagerung befindet sich im Innendeckband. Zwischen diesem statischen Ring und der rotierenden Nabe bildet sich ein Hohlraum, schematisch dargestellt in Abbildung 1. Induziert durch den statischen Druckaufbau innerhalb der Statorpassage existiert eine Leckageströmung durch die Kavität. Diese ist der Hauptstromrichtung entgegengesetzt. Um dem entgegen zu wirken werden zum Abdichten vorwiegend Spitz- oder Labyrinthdichtungen eingebaut.

Innerhalb der Kavität bilden sich zwischen der rotierenden und der statischen Wand Scherschichten aus. Die erhöhte Reibung führt zu einem Anstieg der Totaltemperatur und zu einem Abfall des Totaldruckes, insgesamt also zu einer Entropie-

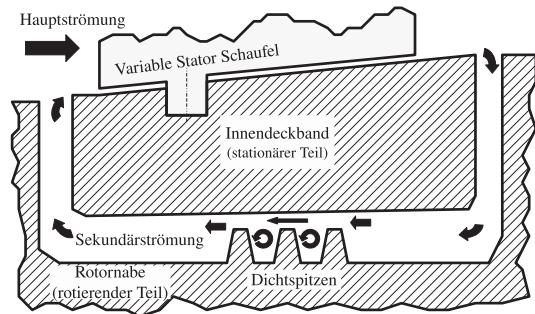


Abbildung 1. Schematische Darstellung einer Deckbandkavität unter einer variablen Statoschaufel

erhöhung. Die wesentlichen Verluste werden allerdings durch die Wechselwirkung zwischen der Hauptströmung und der Leckageströmung generiert. Durch die Schleppwirkung der rotierenden Wand vergrößert sich die Tangentialkomponente der Leckageströmung. Geometriebedingt steigt auch die Radialkomponente an. Dadurch entsteht eine zusätzliche Verblockung im nabennahen Bereich des Strömungshauptkanals. Die Primärströmung weicht in radial höhere liegende Ebenen aus. Neben der Reduzierung des Verdichtermassenstromes ändern sich auch die An- und Abströmbedingungen für die Schaufeln (sowohl für Statoren als auch für Rotoren). Die erhöhte Belastung ist mit einem reduzierten Wirkungsgrad verbunden. Je höher der Leckagemassenstrom ist, desto größer sind auch die Verluste und desto geringer ist auch der Pumpgrenzabstand. Daher ist es für einen aerodynamisch optimierten Auslegungsprozess notwendig, die Kavitätsdurchströmung einzubeziehen und auf ein Mindestmaß zu reduzieren.

Die wachsenden Rechnerressourcen erlauben eine immer größer werdende Detailgenauigkeit numerischer Rechenmodelle. Dies gilt im gleichen Maße für die Geometrikkomplexität. So können auch die Kavitäten in numerische Rechnungen einbezogen werden. Die Implementierung in Rechennetze für 3D-CFD Rechnungen war bisher jedoch mit erheblichem manuellen Aufwand verbunden. Im Rahmen der Untersuchungen wurde daher eine parametrisierte Darstellung für solche Kavitäten entwickelt und ein Prozess generiert, welcher die automatisierte Erstellung ihrer Rechennetze ermöglicht. Unter Verwendung der entwickelten Programme wurden mehrere Kavitätsgeometrien generiert und deren Einfluss auf das Leistungsverhalten einer 1.5-stufigen Rotor-Stator-Rotor Anordnung untersucht.

Numerisches Modell

Die numerischen Rechnungen wurden mit einem Strömungslöser für unstrukturierte Netze durchgeführt. Dabei werden die reynoldsgemittelten 3D Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) gelöst und auf das Ein-Gleichungs-

Turbulenzmodell von Spalart-Allmaras [4] zurückgegriffen. Bei den stationären Rechnungen wurde der Mixing-Plane Ansatz verwendet, bei dem an den Rotor-Stator-Schnittstellen umfangsgemittelte Radialprofile übergeben werden. Die Rechennetze wurden unter Verwendung eines parametrischen Vernetzers erzeugt. Alle Rechengitter sind im Hauptströmungskanal identisch und unterscheiden sich lediglich im Bereich der Kavitäten. Die Anzahl der Gitterzellen beträgt zwischen 2,71 und 2,91 Millionen Zellen, wobei die Kavitäten davon zwischen 1,0 und 1,2 Millionen Zellen für sich beanspruchen. Um die Rechenzeit zu minimieren kam das Multi-Grid Verfahren zum Einsatz (Multi-Grid-Level=4). Als ausschlaggebendes Konvergenzkriterium diente aufgrund ihrer Trägheit die Totaltemperatur innerhalb der Kavität. Für die Rechnungen wurden je acht CPU eines Rechenclusters, bestehend aus Intel® Xeon™ Prozessoren mit je 2,4GHz Taktfrequenz, verwendet.

Randbedingungen

Am Eintritt des Rechenraumes sind Radialprofile für Totalgrößen der Temperatur und des Druckes vorgegeben, so wie die radiale Verteilung der absoluten Eintrittswinkel. Die turbulente Viskosität wird am Eintritt als konstant angenommen. Am Austritt wird der statische Druck für einen bestimmten Radius definiert. Über das radiale Druckgleichgewicht

$$(1) \quad \frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{u_t^2}{r}$$

wird die statische Druckverteilung berechnet und sowohl das Verdichter Totaldruckverhältnis als auch der Verdichtermassenstrom bestimmt. Damit kann folglich der Arbeitspunkt des Verdichters eingestellt und die Verdichterkennlinie mittels stufenweiser Anhebung des Gegendruckes berechnet werden.

Parameterstudie

Die Form der Deckbandkavitäten ist durch die Geometrie der Schaufelscheiben bedingt. Deshalb werden im Rahmen dieses Beitrages nur Parameter variiert, welche die grundsätzliche Form des Innendeckbandes nur geringfügig verändern und von denen dennoch erwartet wird, dass sie Einfluss auf das Strömungsverhalten nehmen. Die untersuchten Kavitätsgeometrien sind in Abbildung 2 dargestellt. Die Basiskonfiguration (BASIS) in Abbildung 2(a) beinhaltet drei Spitzdichtungen. Zwei weitere Geometrien unterscheiden sich lediglich durch die reduzierte Anzahl an Spitzdichtungen, das Modell NOS2 (Number Of Seal fins = 2; Anzahl der Spitzdichtungen) dargestellt in Abbildung 2(d) und das Modell NOS1 (Number Of Seal fins = 1) dargestellt in Abbildung 2(c). Für das Modell

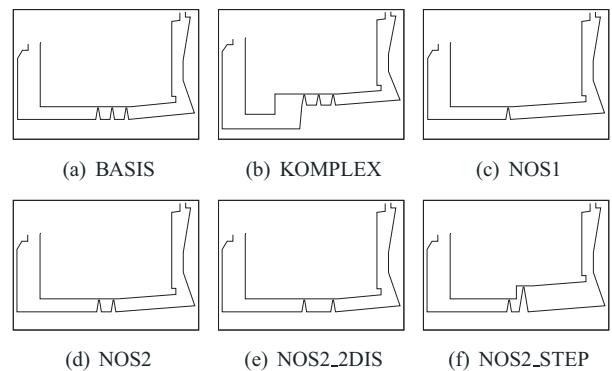


Abbildung 2. Untersuchte Deckbandkavitäten

mit zwei Spitzdichtungen existieren zwei zusätzliche Derivate. Beim Modell NOS2_2dis (2dis = doppelte Distanz) in Abbildung 2(e) ist der Abstand der Spitzdichtungen gegenüber dem NOS2 Modell verdoppelt. Im Modell NOS2_STEP in Abbildung 2(f) befindet sich im Innendeckband über den Dichtungen eine zusätzliche Stufe, ähnlich wie beim komplexen Modell (KOMPLEX) in Abbildung 2(b), bei welchem die zusätzliche Stufe im Innendeckband stromab der Dichtungen platziert ist. Die Tiefe der Kavität bleibt für alle Modelle unverändert, da ihr Einfluss nach Studien von Heiddegger, Hall und Delaney [2] vernachlässigbar ist.

In Abhängigkeit vom Betriebszustand ändern sich die Spaltmaße der Dichtungen, verursacht durch wechselnde Zentrifugalkräfte und thermische Ausdehnungen. Daher wurden für alle Geometrien verschiedene Modelle mit unterschiedlichen Dichtungsspalthöhen generiert. Die nominelle Spalthöhe beträgt 0,5 Prozent der Schaufelhöhe, die maximale Spalthöhe 2,5 Prozent der Schaufelhöhe. Modelle mit maximaler Spalthöhe sind gekennzeichnet durch die Namenserweiterung „_25“. Für die Basiskonfiguration existieren zusätzlich Modelle mit Spalthöhen von 1,0 Prozent („_10“) und 1,5 Prozent („_15“) der Schaufelhöhe.

Ergebnisse der numerischen Untersuchungen

Für einen ersten Vergleich zwischen den Modellen sind in Abbildung 3 die Kennlinien für das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad dargestellt. Für das Basismodell mit nomineller Spalthöhe (BASIS) und maximaler Spalthöhe (BASIS_25) liegt die gesamte Kennlinie für die Auslegungsdrehzahl vor, für alle anderen Modelle lediglich der Punkt mit dem Auslegungsdruckverhältnis. In beiden Diagrammen ist auf der Abszisse das Massenstromverhältnis

$$(2) \quad \dot{m}_{norm} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{BASIS,SG}}$$

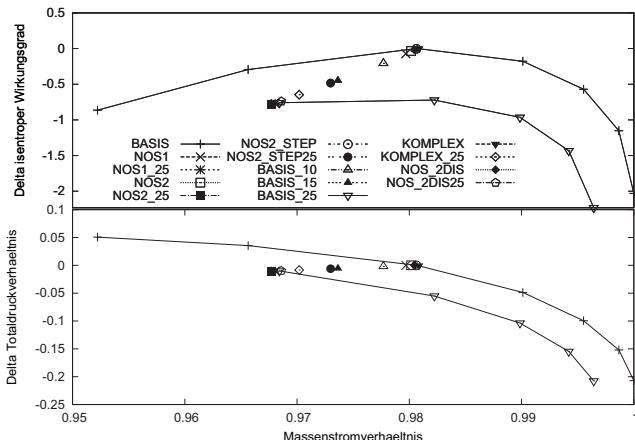


Abbildung 3. Verdichterkennlinien der verschiedenen Geometrien

aufgetragen, bei dem der Massenstrom mit dem Massenstrom der Basiskonfiguration an der Sperrgrenze (SG) normiert wird. Im unteren Teil stellt die Ordinate die Abweichungen des Verdichter-Totaldruckverhältnisses

$$(3) \quad \Delta\Pi_t = \Pi_t - \Pi_{t,BASIS,AP} \quad \text{mit}$$

$$(4) \quad \Pi_t = \frac{p_{t,Austritt}}{p_{t,Eintritt}}$$

vom Totaldruckverhältnis der Basiskonfiguration im Auslegungsfall dar. Die Ordinate im oberen Teil zeigt die Abweichungen des isentropen Verdichterwirkungsgrad vom Wirkungsgrad der Basiskonfiguration im Auslegungsfall

$$(5) \quad \Delta\eta_{isen} = \eta_{isen} - \eta_{isen,basicAP}, \quad \text{wobei}$$

$$(6) \quad \eta_{isen} = \frac{\Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\tau_t - 1} \quad \text{und}$$

$$(7) \quad \tau_t = \frac{T_{t,Austritt}}{T_{t,Eintritt}}$$

ist. Die Abweichungen vom Totaldruckverhältnis sind vernachlässigbar, da durch die Randbedingungen allen Modellen das Auslegungsdruckverhältnis aufgeprägt wird. Allerdings stellen sich unterschiedliche Massenströme ein. Der Vergleich zwischen den Kennlinien der Basisgeometrie mit nomineller und maximaler Dichtungsspalthöhe deutet an, dass sich auch der Punkt maximalen Wirkungsgrades zu geringeren Massenströmen hin verschiebt, wenn der Dichtungsspalt vergrößert wird. Die Begründung hierfür liegt in einer zusätzlichen Verblockung des Haupströmungskanals, hervorgerufen durch die Interaktion zwischen Leckage- und Hauptströmung. Dies wird in Abbildung 4 verdeutlicht, in dem die radiale Verteilung

des in Umfangsrichtung massengemittelten, flächenbezogenen meridionalen Massenstromes

$$(8) \quad \frac{\dot{m}_m}{A} = \rho \cdot u_m$$

für den Stator dargestellt ist. Dabei werden die in Abbildung 5 gekennzeichneten Auswerteebenen verwendet. Diese befinden sich am Ein- und Austritt des Verdichters, sowie vor der Statorvorderkante und hinter der -hinterkante.

Dabei wird das nabennahe Defizit für die Modelle mit erwei-

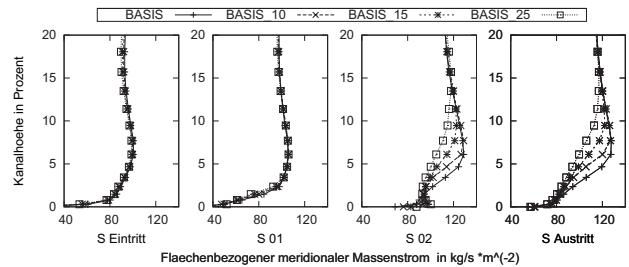


Abbildung 4. Radialverteilungen des flächenbezogenen meridionalen Massenstromes für den Stator

terter Spalthöhe deutlich. Direkt an der Wand streben die Werte aufgrund der Wandhaftbedingung gegen Null. Zwischen sieben und 15% radialem Höhe führen die Übergeschwindigkeiten zu maximalen dichtegewichteten Meridionalgeschwindigkeiten, gekennzeichnet durch eine Nullsteigung der Tangente der Radialverteilung

$$(9) \quad \left(\frac{\dot{m}_m}{A} \right)' = \frac{\partial (\dot{m}_m/A)}{\partial r} = 0 \quad .$$

Die Maxima liegen mit abnehmender Spalthöhe näher an der Nabe. Mit zunehmender Spalthöhe reduziert sich der maximale Wert und die Graphen konvergieren mit zunehmender Höhe. Die Kennlinien für den Wirkungsgrad in Abbildung 3 zeigen, dass der Wirkungsgrad des Verdichters mit steigender Dichtungsspalthöhe sinkt. Bereits an dieser Stelle wird deutlich, dass nicht allein die Spalthöhe den Wirkungsgrad beeinflusst. Die zusätzlich im Innendeckband eingefügten Stufen erhöhen den Wirkungsgrad, was sich deutlicher bei großen Spalthöhen abzeichnet. Dies wird auch in Abbildung 6 deutlich. Im rechten Teil ist die Abweichung vom Wirkungsgrad des Basisfalls im Auslegungspunkt in Abhängigkeit des Leckagemassenstromes aufgetragen.

Während für die Basisgeometrie bei einer Spalteverweiterung von 0,5 Prozent der Schaufelhöhe auf 2,5 Prozent ein Wirkungsgradabfall von 0,8 Prozentpunkten zu verzeichnen ist,

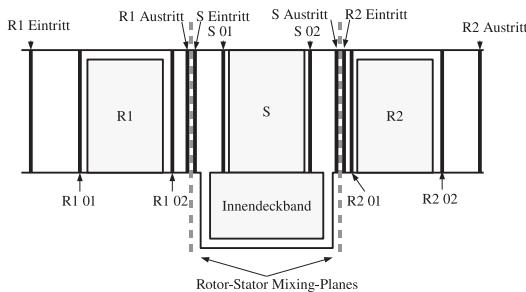


Abbildung 5. Qualitative Darstellung zur Kennzeichnung der Auswerteebenen für die umfangsgemittelten Radialverteilungen der Strömungsgrößen

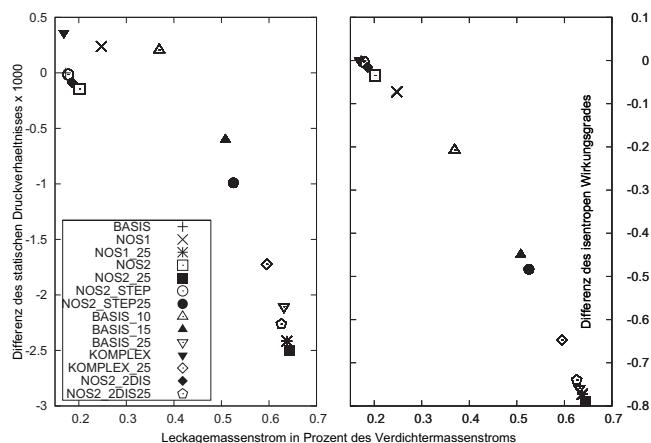


Abbildung 6. Statisches Druckverhältnis des Stators und isentroper Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit des Leckagemassenstromes

sinkt der Wirkungsgrad beim Modell mit gestuften Spitzdichtungen (NOS2_STEP) um weniger als 0,5 Prozentpunkte. Dies ist in etwa der Wert, der sich bei der Basisgeometrie bei einer Spaltweite von 1,5 Prozent der Schaufelhöhe, also 40 Prozent geringerer Spalthöhe, ergibt. Das statische Druckverhältnis des Stators wird durch einen erhöhten Leckagemassenstrom nur sehr geringfügig beeinflusst. Der linke Teil von Abbildung 6 verdeutlicht aber, dass generell bei einer Spalterweiterung das Druckverhältnis reduziert wird.

Im linken Teil von Abbildung 7 wird der Verdichtermassenstrom dem Leckagemassenstrom gegenübergestellt. Beide Werte sind jeweils mit dem Verdichtermassenstrom der Basisgeometrie im Auslegungspunkt normiert

$$(10) \quad \dot{m}_{norm} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{basicAP}}$$

Ein erhöhter Leckagemassenstrom führt zu einem Abfall des Verdichtermassenstroms, verursacht durch die bereits erwähn-

te zusätzliche Verblockung des Strömungskanals. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei geringen Spaltweiten bzw. geringen Leckagemassenströmen eine Veränderung des Leckagemassenstroms geringeren Einfluss auf den Verdichtermassenstrom zeigt als bei großen Leckagemassenströmen.

Im rechten Teil von Abbildung 7 ist das Totaldruck- dem To-

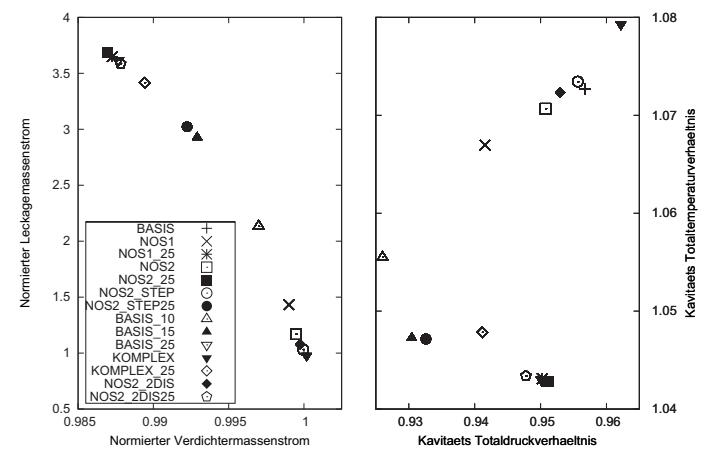


Abbildung 7. Leckagemassenstrom in Abhängigkeit des Verdichtermassenstroms (links) und Totaldruckverlust gegenüber dem Totaltemperaturanstieg (rechts)

taltemperaturverhältnis gegenübergestellt, wobei die Verhältnisse aus den flächengemittelten Werten der Flächen am Kavitätsein- und austritt ermittelt sind. Das Diagramm soll die Verluste innerhalb der Kavität verdeutlichen. Für alle Modelle ist sowohl ein Totaltemperaturanstieg als auch ein Totaldruckabfall zu verzeichnen. Ein klarer Zusammenhang zwischen beiden Werten lässt sich nicht erkennen. Sichtbar wird allerdings, dass eine Spalterweiterung den Temperaturanstieg reduziert. Ein geringerer Spalt und die verbesserte Dichtwirkung erhöht die Aufenthaltsdauer der Teilchen innerhalb der Kavität und damit auch die Reibungsverluste. In Abbildung 10 ist dies erkennbar. Die Darstellung zeigt die Dichtungsregion verschiedener Modelle und die projizierten Geschwindigkeitsvektoren auf die meridionale Ebene. Für die Modelle mit vergrößertem Dichtungsspalt sind die Geschwindigkeiten stromab der Dichtungen nahe der rotierenden (unteren) Wand größer als bei den Modellen mit kleinerer Spaltweite. Kleine Spaltweiten führen dazu, dass der Leckagestrom mit hoher Geschwindigkeit an der statischen Wand entlang fließt. Nahe der rotierenden Wand entsteht ein großer Wirbel. Stromauf der Dichtungen sind die meridionalen Geschwindigkeiten nahe der rotierenden Wand geringer. Somit kann von der Nabe mehr Arbeit am Fluid verrichtet werden und es kommt zu einem Anstieg der Totaltemperatur.

Auffallend ist das komplexe Modell, welches zwar den größten Temperaturanstieg verzeichnet, aber auch den geringsten Druckverlust. Verursacht wird dies durch die veränderte Strömungsführung. Während bei den anderen Modellen die Leckageströmung die Dichtungen passiert um anschließend nahe der statischen Wand entlang zu strömen, wird im komplexen Modell durch die zusätzliche Stufe die Strömung in Richtung der rotierenden Wand umgelenkt und anschließend daran entlang geführt. Dadurch kommt es zu einem verstärkten Impulsaustausch und folglich auch zur Energiezufuhr und zum Temperaturanstieg.

Da die Leistungswerte hauptsächlich vom Leckagemassen-

strom abhängig sind und dieser maßgeblich durch die Spaltweite eingestellt wird, sind in Abbildung 8 der Leckagemassenstrom, der Gesamtwirkungsgrad und das Totaldruckverhältnis in Abhängigkeit der Spaltweite für das Basismodell dargestellt. Der Leckagemassenstrom steigt mit zunehmender Spaltweite an und weist dabei einen degressiven Kurvenverlauf auf. Das zeigt zum einen, dass ab einer gewissen Spaltweite die Dichtung praktisch unwirksam wird, zum anderen aber auch, dass bei geringen Spaltweiten eine weitere Verringerung des Spaltes deutlich geringere Leckagemassenströme mit sich bringt. Dem gegenüber steht jedoch ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Spaltweite und dem Wirkungsgrad. Ergänzend sind in diesem Diagramm die Punkte für das komplexe Modell (KOMPLEX) und das Modell mit gestuften Spitzdichtungen (NOS2_STEP) eingetragen. Da für diese Modelle nur je zwei Punkte vorliegen ist es unmöglich den absoluten Nachweis zu führen, dass auch hier lineare Verläufe vorliegen, aber gestützt auf die Ergebnisse von Wellborn und Okiishi [5] und [6], welche für einen Nieder-Geschwindigkeits-Verdichter experimentell einen linearen Zusammenhang zwischen Spaltweite und Wirkungsgrad aufzeigten, kann diese These begründet formuliert werden. Die Steigung der Geraden kann durch die Geometrie beeinflusst werden. Die kleinen Gradienten für gestu-

ten Innendeckbandgeometrien zeigen, dass die aerodynamischen Verluste durch geschickte Geometriegestaltung reduziert werden können. Während im Basismodell eine einprozentige Erweiterung des Spalt-zu-Schaufelhöhen-Verhältnisses einen Wirkungsgradverlust von 0,4 Prozentpunkten bedeutet, ist dieser beim komplexen Modell lediglich 0,3 Prozentpunkte und im Modell mit gestuften Spitzdichtungen sogar nur 0,2 Prozentpunkte groß.

Wie im rechten Teil von Abbildung 8 angedeutet ist, sinkt mit Zunahme des Dichtungsspaltes das Verdichter-Totaldruckverhältnis. Hier muss beachtet werden, dass das Druckverhältnis durch die Randbedingungen aufgeprägt und für die verschiedenen Modelle annähernd gleich ist. Um quantitative Aussagen treffen zu können, müssten die Kennlinien für alle Fälle berechnet und die Druckverhältnisse für einen vergleichbaren Punkt, zum Beispiel gleichen Massenstroms oder den Punkt maximalen Wirkungsgrades verglichen werden.

Um den verbesserten Dichtungseffekt und Wirkungsgrad des

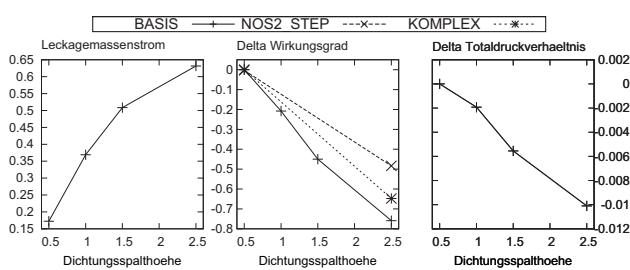


Abbildung 8. Einfluss der Dichtungsspalthöhe auf den Leckagemassenstrom (*links*), dem isentropen Gesamtmaschenstrom (*mittig*) und das Totaldruckverhältnis (*rechts*)

strom abhängig sind und dieser maßgeblich durch die Spaltweite eingestellt wird, sind in Abbildung 8 der Leckagemassenstrom, der Gesamtwirkungsgrad und das Totaldruckverhältnis in Abhängigkeit der Spaltweite für das Basismodell dargestellt. Der Leckagemassenstrom steigt mit zunehmender Spaltweite an und weist dabei einen degressiven Kurvenverlauf auf. Das zeigt zum einen, dass ab einer gewissen Spaltweite die Dichtung praktisch unwirksam wird, zum anderen aber auch, dass bei geringen Spaltweiten eine weitere Verringerung des Spaltes deutlich geringere Leckagemassenströme mit sich bringt. Dem gegenüber steht jedoch ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Spaltweite und dem Wirkungsgrad. Ergänzend sind in diesem Diagramm die Punkte für das komplexe Modell (KOMPLEX) und das Modell mit gestuften Spitzdichtungen (NOS2_STEP) eingetragen. Da für diese Modelle nur je zwei Punkte vorliegen ist es unmöglich den absoluten Nachweis zu führen, dass auch hier lineare Verläufe vorliegen, aber gestützt auf die Ergebnisse von Wellborn und Okiishi [5] und [6], welche für einen Nieder-Geschwindigkeits-Verdichter experimentell einen linearen Zusammenhang zwischen Spaltweite und Wirkungsgrad aufzeigten, kann diese These begründet formuliert werden. Die Steigung der Geraden kann durch die Geometrie beeinflusst werden. Die kleinen Gradienten für gestu-

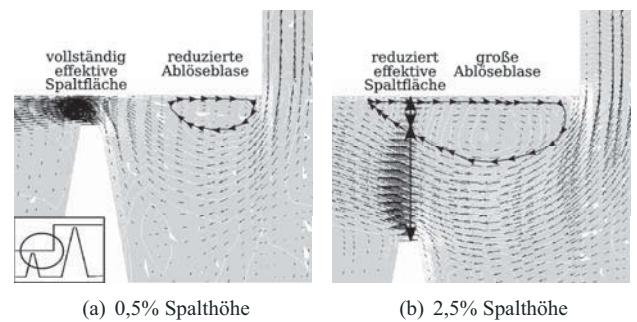


Abbildung 9. Strömungsfeld an gestuften Dichtungen

Modells mit gestuften Dichtungen erklären zu können, zeigt Abbildung 9 eine Nahaufnahme des Strömungsfeldes oberhalb der zweiten Spitzdichtung. Durch die Stufe hinter der ersten Spitzdichtung wird die Strömung zunächst in radiale Richtung zur Welle hin und anschließend an der konvexen Ecke wieder in axiale Richtung umgelenkt. Die Ecke mit einem Innenwinkel von 90° verursacht eine Strömungsablösung. Im Falle der vergrößerten Spalthöhe hat die Strömung mehr Platz zum passieren der Dichtung zur Verfügung als bei kleinerem Spalt. Im Falle des kleinen Spaltes wird die Strömung näher an die statische Wand gesaugt. Der Betrag des negativen Druckgradienten ist viel größer. Durch diese beiden Effekte wird das Ausmaß der Ablöseblase reduziert. Beim großen Spalt reicht die Ablöseblase bis in den Spalt hinein. Damit reduziert sich die der Leckageströmung effektiv zur Verfügung stehende Spaltfläche und damit auch der Leckagemassenstrom gegenüber dem theoretischen Wert bei vollständig verfügbarer Spalthöhe.

Ein weiterer untersuchter Parameter ist der Abstand zwi-

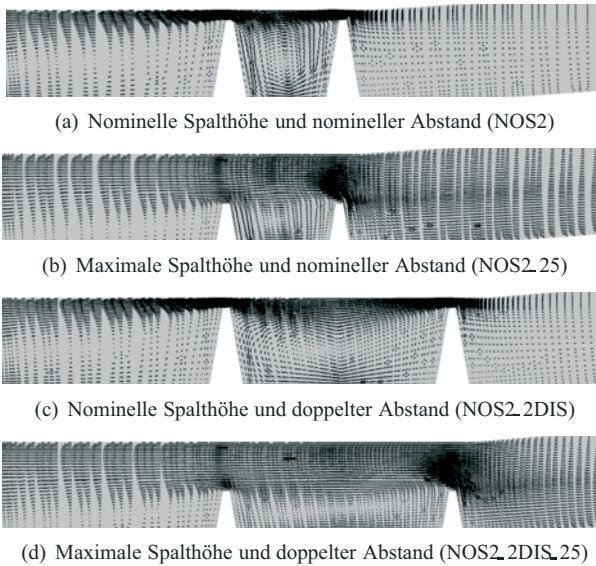


Abbildung 10. Qualitative Strömungsvisualisierung in der Dichtungsregion für verschiedene Geometrien mit zwei Spitzdichtungen

schen den einzelnen Spitzdichtungen. Dabei zeigt sich, dass vor allem das Verhältnis von Spalthöhe h_s zum Abstand der Spitzdichtungen d_D von Bedeutung ist. In Abbildung 10 sind die qualitativen Strömungsbilder in einer tangentialen Ebene durch die Dichtungsregion dargestellt. Gezeigt werden die Geometrien mit zwei Spitzdichtungen mit nomineller und maximaler Spaltweite für die einfache und die verdoppelte Distanz zwischen den Spitzdichtungen. Zwischen den Dichtungen entsteht ein linksdrehender Wirbel, angetrieben durch den Leckagestrom der mit hoher Geschwindigkeit durch die Spalte strömt. Auch die Form des Wirbels wird durch den Leckagestrom beeinflusst. Die Stromröhre des Leckagestroms weitet sich zwischen Spitzdichtungen auf und komprimiert den Wirbel. Wie stark sich die Stromlinie aufweitet, hängt vor allem vom Verhältnis zwischen dem Abstand zweier Spitzdichtungen d_D und der Höhe des Dichtungsspalts h_s ab,

$$(11) \quad Q_D = \frac{h_s}{d_D} .$$

Je kleiner dieses Verhältnis ist, desto größer ist diese Interaktion, welche Energie benötigt und damit den Impuls und schließlich den Leckagemassenstrom reduziert. Besonders deutlich wird dies im Vergleich zwischen dem Modell mit nomineller Spaltweite und verdoppeltem Abstand der Spitzdichtungen in Abbildung 10(c) gegenüber dem Modell mit maximaler Spaltweite und nominellen Abstand der Spitzdichtungen in Abbildung 10(b). Wird hingegen das Höhen-zu-Distanz Verhältnis zu groß, bildet die Leckageströmung einen hochenergetischen Strahl der mit hoher Geschwindigkeit durch beide Dichtungs-

spalte strömt und sich dabei zwischen den Spitzdichtungen kaum aufweitet. Das Ergebnis ist ein höherer Leckagemassenstrom und ein geringerer Wirkungsgrad, wie in den Abbildungen 3, 6 und 7 zu erkennen ist.

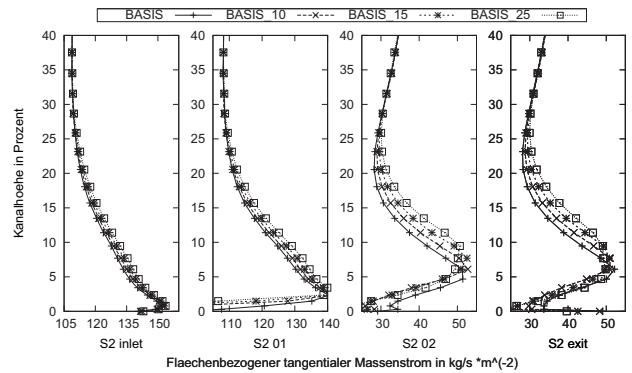


Abbildung 11. Radiale Verteilung des in Umfangsrichtung massengemittelten flächenbezogenen tangentialen Massentroms für die Basiskonfiguration bei verschiedenen Dichtungsspalthöhen

Im vorangestellten Teil wurde gezeigt, dass der Leckagemassenstrom reduziert werden muss, um den Wirkungsgrad des Verdichters zu erhöhen. Dies kann durch die Geometriegestaltung der Kavität erreicht werden. Am deutlichsten macht sich dabei eine Dichtungsspaltparallelvariation bemerkbar. Im folgenden Teil soll der Einfluss auf die Hauptströmung erläutert werden. Um die Übersichtlichkeit zu verbessern, werden dabei nur die Modelle der Basiskonfiguration mit Spalthöhenvariation betrachtet.

Die Tangentialkomponente der Leckageströmung beeinflusst die Wechselwirkung zwischen Haupt- und Sekundärströmung wesentlich [1]. Innerhalb der Kavität wird durch die Schleppwirkung der rotierenden Wand der Strömung eine vergrößerte Tangentialkomponente aufgeprägt. Dadurch verändern sich die Anströmbedingungen der Schaufeln. Abbildung 11 zeigt die radiale Verteilung des massenbezogenen tangentialen Massenstroms

$$(12) \quad \frac{\dot{m}_t}{A} = \rho \cdot u_t$$

an vier Auswerteebenen der Statorpassage. Die Werte sind in Umfangsrichtung massengemittelt. Bereits am Eintritt (S Eintritt) ergeben sich für die Modelle mit größerem Dichtungsspalт geringfügig größere massenbezogene tangentiale Massenströme im unteren Viertel des Hauptströmungskanals. Die

wird von der Blockage verursacht, welche die Radialkomponente der Strömung erhöht. Folglich wird die nabennahe Strömung, welche von der rotierenden Nabe des Rotors eine stärkere tangentiale Geschwindigkeitskomponente aufgeprägt bekommt, weiter in die Kanalmitte hineingetragen. Stromab des ersten Kavitätsspalts kehren sich die Verhältnisse im nabennahen Bereich bis etwa drei Prozent der Kanalhöhe um. Bei Modellen mit kleinen Dichtungsspalthöhen verrichtet die rotierende Kavitätswand mehr Arbeit am Fluid, da sich dessen Aufenthaltsdauer erhöht. Dies bewirkt höhere Tangentialgeschwindigkeiten und, wie bereits erwähnt, auch höhere Temperaturen.

Hinter dem Stator werden die Unterschiede zwischen den ein-

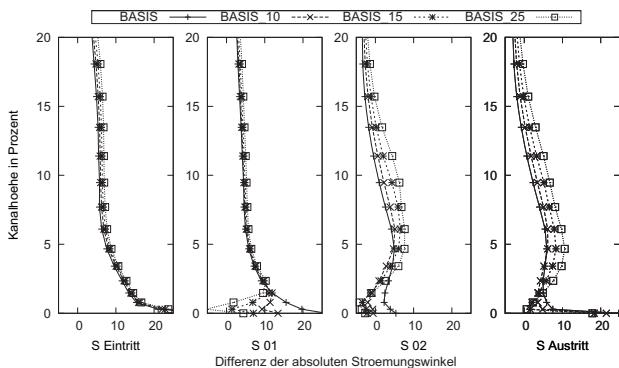


Abbildung 12. Radialverteilung der umfangsgemittelten Differenzen der absoluten Strömungswinkel für den Stator

zernen Modellen deutlicher. Das weist gleichzeitig auf eine stärkere Umlenkung der Strömung hin. Um dies zu verdeutlichen, sind in Abbildung 12 die Differenzen der Strömungswinkel

$$(13) \quad \Delta\alpha = \alpha - \alpha_{BASIS, AP, 50\%}$$

dargestellt. Dabei ist $\alpha_{BASIS, AP, 50\%}$ der Strömungswinkel der Basiskonfiguration im Auslegungspunkt bei 50 Prozent der Kanalhöhe. Hier wird die stärkere Umlenkung für die Modelle mit vergrößertem Dichtungsspalt deutlich. Die erhöhte Belastung ist auch an der Verteilung der isentropen Machzahl

$$(14) \quad M_{isen} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{t1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}$$

in Abbildung 13 zu erkennen. Die Differenzen der isentropen Machzahlen an der Schaufelvorderkante sind ein Maß für die aufgeprägte aerodynamische Last. Diese Differenzen wachsen

mit steigender Dichtungsspalthöhe an.

Die Durchströmung der Statorpassage ist transsonisch. Die

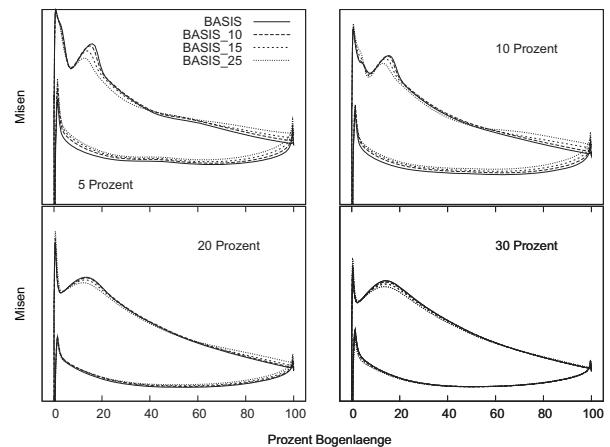


Abbildung 13. Isentrope Machzahlverteilung am Stator bei verschiedenen Spannweiten (0 Prozent = Nabe)

isentropen Machzahlverteilungen bei fünf und zehn Prozent der Kanalhöhe zeigen, dass der Stoß bei erhöhtem Leckagemassenstrom früher auftritt und die Machzahl vor dem Stoß geringer ist. Dennoch sind die Verluste im nabennahen Bereich für den Stator bei vergrößerter Dichtungsspalthöhe größer, wie in der radialen Verteilung des Verlustkoeffizienten

$$(15) \quad \zeta = \frac{p_{t,VK} - p_{t,HK}}{\frac{\rho_{VK}}{2} u_{HK}^2} .$$

in Abbildung 14 gezeigt wird. Diese Verluste resultieren aus Strömungsablösungen auf der Saugseite. Diese werden ebenfalls in den isentropen Machzahlverteilungen durch geringe Gradienten angedeutet. Im Modell mit maximaler Spaltweite (BASIS_25) ist dies ab etwa 60 Prozent der Bogenlänge der Fall. Damit wird auch der stabile Arbeitsbereich reduziert. Das erklärt, warum für das Basismodell mit nomineller Spaltweite (BASIS) numerische Rechnungen mit geringerem Massendurchsatz konvergierten als im Modell mit maximaler Spaltweite (BASIS_25), wie in Abbildung 3 zu erkennen ist.

Deutlich unterschiedliche Verluste werden abhängig von der Dichtungsspaltweite in der Rotorpassage hinter der Kavität generiert, wie in Abbildung 14 veranschaulicht ist. Je größer die Dichtungsspalthöhe ist, desto größer sind auch die Verluste im nabennahen Bereich. Durch die Verblockung und die reduzierte Meridionalkomponente der Strömung bei erweiterter Spalthöhe ergeben sich für Rotor 2 größere relative Anströmwinkel. Dies ist in Abbildung 15 gezeigt wobei für die

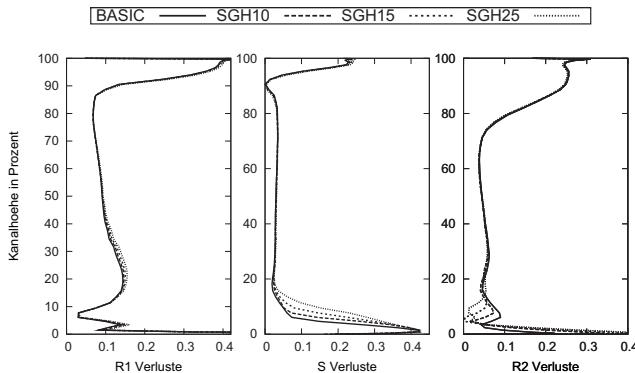


Abbildung 14. Radiale Verteilung des Verlustbeiwertes verglichen für die Basiskonfiguration bei verschiedenen Dichtungsspalthöhen

Winkeldifferenzen analog zu Gl. 13 gilt:

$$(16) \quad \Delta\beta = \beta - \beta_{BASIS, AP, 50\%} .$$

Die höhere Belastung zeichnet sich auch in der Verteilung der isentropen Machzahl in Abbildung 16 ab. Bei fünf Prozent der Kanalhöhe liegen die Werte der isentropen Machzahl auf Saug- und Druckseite an der Rotor 2 Vorderkante mit zunehmender Dichtungsspalthöhe weiter auseinander.

Sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite sind aber

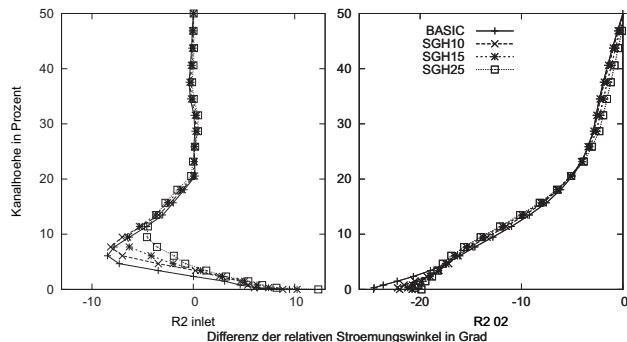


Abbildung 15. Differenzen der relativen Strömungswinkel vor und hinter Rotor 2

auch die Machzahlen für Modelle mit vergrößertem Spalt geringer. Das bedeutet, dass bei reduzierter Dichtungsspalthöhe schon bei niedrigeren Kanalhöhen transsonische Bedingungen vorherrschen. Während im Modell mit nomineller Spalthöhe (BASIS) bei etwa fünf Prozent der Kanalhöhe die Schallgeschwindigkeit erreicht wird, was in der isentropen Machzahlverteilung durch $M_{isen} = 1$ markiert wird, ist die Strömung im

Modell mit maximaler Spaltweite (BASIS_25) bei zehn Prozent Kanalhöhe noch subsonisch. Die auftretenden Stöße in der transsonischen Strömung führen zu einem sprunghaften Anstieg der Verluste. Folglich kann anhand der Verlustbeiwertverteilung in Abbildung 14 die Höhe detektiert werden, an der die Strömung transsonisch wird und erste Stöße auftreten.

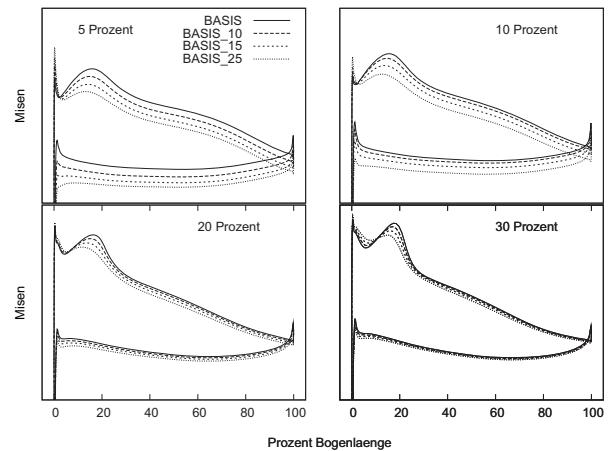


Abbildung 16. Isentrope Machzahlverteilung am hinteren Rotor bei verschiedenen Spannweiten (0 Prozent = Nabe)

Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Rahmen der Untersuchungen wurde ein Prozess entwickelt, welcher es ermöglicht, weitestgehend automatisiert parametrisierte Innendeckband-Kavitäten für CFD Rechnungen zu Vernetzen. Neben der Zeitersparnis ergibt sich ein dadurch ein weiterer Vorteil, da durch die gleichen Netzerzeugungsstrategien die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sichergestellt ist. Dieser Prozess soll hier nicht näher beschrieben werden. Er wurde jedoch verwendet, um verschiedene Kavitätsmodelle für die beschriebenen numerischen Untersuchungen zu erzeugen. Ausgehend von einer Basisgeometrie mit drei Spitzdichtungen wurden weitere Modelle erzeugt, indem die Spalthöhen der Dichtungen variiert, zusätzliche Stufen innerhalb des Deckbandes eingefügt, die Anzahl der Spitzdichtungen oder aber der Abstand zwischen den Spitzdichtungen verändert wurden. Als maßgeblicher Einflussparameter auf den Verdichterwirkungsgrad stellte sich der Leckagemassenstrom heraus. Dieser wird vor allem durch die Dichtungsspalthöhe reguliert. Für das Basismodell zeichnete sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Spaltweite und Wirkungsgradverlust ab. Die Vergrößerung der Spaltweite um ein Prozent der Schaufelhöhe reduzierte den Gesamtwirkungsgrad um 0,4 Prozentpunkte.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass neben der Spaltweite weitere Geometrieparameter den Leckagemassenstrom beeinflussen. So führt die Verwendung von weiteren Stufen in der Deckbandgeometrie zum einen stromab der Spitzdichtungen aber ganz besonders zwischen Spitzdichtungen zu einem erhöhten Dichtungseffekt. Unter Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Spaltweite und Wirkungsgradverlust ergeben sich bei einprozentiger Erweiterung des Spalt-zu-Schaufelhöhenverhältnisses lediglich ein Wirkungsgradabfall um 0,3 bzw. 0,2 Prozentpunkten, also eine deutlich reduzierte Empfindlichkeit auf Spalterweiterung gegenüber dem Basismodell.

Auch das Verhältnis zwischen dem Abstand der Spitzdichtungen untereinander und der Dichtungsspalthöhe erwies sich als regulierender Parameter. Ist das Verhältnis von Spalthöhe zu Abstand sehr klein, weitet sich die Stromlinie, welche den ersten Dichtungspalt passiert auf und interagiert mit dem Wirbel, welcher zwischen den Spitzdichtungen generiert wird. Dabei wird Energie vernichtet und der Impuls reduziert. Dies macht sich in einem reduzierten Leckagestrom bemerkbar. Wird das Verhältnis im Gegensatz dazu zu groß kommt es zu keiner nennenswerten Interaktion. Mitunter werden dabei sogar niedrigere Wirkungsgrade erzielt als bei Modellen mit gleicher Spaltweite und geringerer Anzahl an Spitzdichtungen.

Ein weiteres Ergebnis ist, dass ein vergrößerter Dichtungspalt den stabilen Arbeitsbereich des Verdichters einschränkt. Mit wachsendem Leckagemassenstrom nimmt die Verblockung im Strömungshauptkanal zu, was zu einer erhöhten Ablösegefahr auf der Statorsaugseite führt.

Folglich sollte bei der Auslegung eines aerodynamisch effizient arbeitenden Verdichters die Geometrie der Kavitäten mit einbezogen werden. Dabei müssen Maßnahmen getroffen werden, die den Leckagemassenstrom reduzieren. In erster Linie kann dies durch eine möglichst geringe Spaltweite erreicht werden. Konstruktiv bedingt sind jedoch Mindestmaße nicht unterschreitbar. Während des Betriebes variieren die Spaltmaße, zum Beispiel durch verschiedene starke thermische Ausdehnungen. Auch kann es zu Beschädigungen der Spitzdichtungen kommen. Aus diesem Grunde ist es sinnvoll, zusätzliche Ansätze zur Reduzierung der Leckageströme zu verwenden, wie zum Beispiel eine geschickte Wahl des Abstandes zwischen den Spitzdichtungen. Das größte Potenzial ist allerdings in gestuften Innendeckbändern zu finden.

Stator Seal Cavity Flow Investigation. *NASA CR 198504*, 1996.

- [3] ACARE: Advisory Council For Aeronautics Research in Europe. *Addendum to the Strategic Research Agenda*. URL: <http://www.acare4europe.org>, 2008.
- [4] P. R. Spalart and S. R. Allmaras. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. *30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit AIAA*, 1992.
- [5] S. R. Wellborn and T. H. Okiishi. Effects of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance. *NASA CR 198536*, 1996.
- [6] S. R. Wellborn and T. H. Okiishi. The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance. *ASME Journal of Turbomachinery*, 121:pp. 486–498, 1999.

Literatur

- [1] A. A. J. Demargne and J. P. Longley. The Aerodynamic Interaction of Stator Shroud Leakage and Mainstream Flows in Compressors. *Proceedings of ASME TURBOEX-PO 2000*, May 2000.
- [2] N. J. Heidegger, E.J. Hall, and Delaney R. A. Task 23-