

# NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN ZUR AKTIVEN STRÖMUNGSBEEINFLUSSUNG AM DLR-UHBR-FAN NAHE DER PUMPGRENZE

H.Knobbe A.Giebmanns R.Schnell  
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)  
Institut für Antriebstechnik  
Abteilung Fan und Verdichter  
Linder Höhe  
51147 Köln  
Deutschland

## Zusammenfassung

Am Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln wurde basierend auf den Arbeiten in verschiedenen EU Projekten ein Fan für ein Triebwerk mit hohem Nebenstromverhältnis (Ultra High Bypass Ratio) entwickelt. Im Anschluss an die Auslegung, Fertigung und die experimentelle Validierung der Leistungsparameter wurden numerische Untersuchungen zum aerodynamischen Verhalten und zur aktiven Strömungsbeeinflussung nahe der Pumpgrenze durchgeführt.

Die Untersuchungen zum aerodynamischen Verhalten nahe der Pumpgrenze haben gezeigt, dass die Vorwärtspfeilung im gehäusenahen Bereich einen großen Einfluss auf die Ablösungen auf der Schaufel hat, und dass der hoch belastete Bereich unterhalb der Vorwärtspfeilung zuerst ablöst. Bei 80% der Schaufelhöhe bildet sich eine Verblockung der Passage aus, die schließlich das Versagen der gesamten Stufe auslöst.

Die Untersuchungen zur aktiven Strömungsbeeinflussung bestanden aus einer Variation verschiedener Düsenkonfigurationen, mit denen versucht wurde, den ablösegefährdeten Bereich zu stabilisieren und somit den Abstand zur Pumpgrenze zu erweitern. Es war nicht möglich, eine Düse zu erstellen, welche auf das Gehäuse aufgesetzt wurde, um so den ablösegefährdeten Bereich positiv zu beeinflussen. Eine Düse mit axialer Einblasung im Eintrittsbereich des Fans konnte dagegen eine Erweiterung des Pumpgrenzabstandes um 28% mit Hilfe von 3,8% des Hauptmassenstroms erzielen.

Die Untersuchungen haben zum aerodynamischen Verständnis eines vorwärtsgepfeilten Rotors beigetragen und haben gezeigt, dass eine Erweiterung des Pumpgrenzabstandes möglich ist, wenn die ablösegefährdeten und damit stabilitätskritischen Bereiche bekannt sind.

## 1. NOMENKLATUR

### 1.1. Symbole

|           |                               |           |
|-----------|-------------------------------|-----------|
| $H_{1,2}$ | Grenzschichtparameter         | -         |
| $\dot{m}$ | Massenstrom                   | kg/s      |
| $\Pi_t$   | Totaldruckverhältnis          | -         |
| $N/N_0$   | Drehzahlverhältnis            | %         |
| $Ma$      | Machzahl                      | -         |
| PGA       | Pumpgrenzabstand              | -         |
| TKE       | Turbulente kinetische Energie | $m^2/s^2$ |
| $U$       | Axialgeschwindigkeit          | m/s       |
| WV        | Wirbelviskosität              | Pa·s      |

### 1.2. Abkürzungen

|      |                                                          |
|------|----------------------------------------------------------|
| DLR  | Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt                 |
| M2VP | Mehrstufen-Zweiwellen-Verdichterprüfstand am DLR in Köln |
| PIV  | Particle Image Velocimetry                               |
| UHBR | Ultra High Bypass Ratio                                  |

## 2. EINLEITUNG

### 2.1. DLR-UHBR-Fan



BILD 1: UHBR-Fan im M2VP Prüfstand [1]

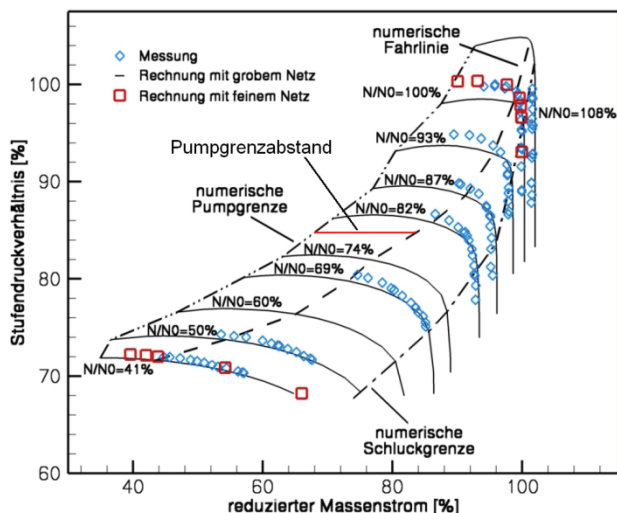
Am Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln wurde basierend auf den Arbeiten in verschiedenen EU Projekten ein Fan für ein Triebwerk mit hohem Ne-

benstromverhältnis (Ultra High Bypass Ratio) entwickelt. BILD 1 zeigt den UHBR-Fan im Prüfstand des DLR in Köln. Er ist ein Rotor der neuesten Generation und ist dafür ausgelegt, einen sehr hohen Nebenstrom zu fördern, um einen reduzierten Brennstoffverbrauch zu realisieren. Im Anschluss an Auslegung [2] und Fertigung wurden die Leistungsparameter experimentell validiert [1]. Die zwei wichtigsten Auslegungskriterien des UHBR-Fans waren die Lärmreduzierung im Blattspitzenbereich und ein großer Abstand zur Pumpgrenze. Die Lärmreduzierung wurde durch eine niedrigere Auslegungsdrehzahl und somit Blattspitzengeschwindigkeit im Auslegungspunkt realisiert. Der große Abstand zur Pumpgrenze konnte mit Hilfe der Vorwärtspfeilung im gehäusenahen Bereich realisiert werden.

## 2.2. Zielsetzung

Die durchgeführten numerischen Arbeiten hatten das Ziel, das aerodynamische Verhalten des Fans nahe der Pumpgrenze besser zu verstehen und darauf aufbauend eine Düsenkonfiguration zu finden, mit der der Abstand zur Pumpgrenze erweitert werden kann.

## 2.3. Pumpgrenzabstand



**BILD 2: Gemessenes und berechnetes UHBR-Kennfeld [1]**

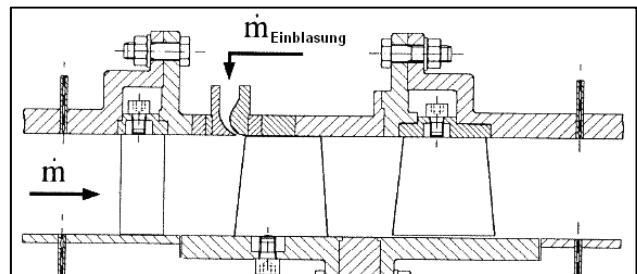
BILD 2 zeigt das gerechnete und gemessene UHBR-Kennfeld, wobei der Pumpgrenzabstand als zusätzliche rote Linie zwischen der Fahrlinie und der Pumpgrenze eingezeichnet ist. Die Messungen wurden in dieser Messkampagne nur bis zu dem maximalen Wirkungsgrad durchgeführt. Die numerische Pumpgrenze, Fahrlinie und Schluckgrenze wurden anhand von Ergebnissen abgeschätzt, die auf Berechnungen mit einem grobem Netz beruhen [1]. Der Pumpgrenzabstand ist der Abstand zur Pumpgrenze im Betrieb und ist ein wichtiges Sicherheitskriterium für die Verdichterstufe bzw. das Gesamttriebwerk. Eine Überschreitung der Pumpgrenze durch weiteres Androsseln führt zum Abriss der

Strömung. Dadurch kann Pumpen des Gesamttriebwerks resultieren. Eine Erweiterung des Pumpgrenzabstandes hätte den Vorteil, dass die stationäre Betriebslinie weiter in Richtung Stabilitätsgrenze, in Richtung höherer Wirkungsgrade verschoben werden könnte. Außerdem könnte bei dem Beschleunigungsvorgang von einer niedrigen Drehzahl zu einer hohen Drehzahl, wobei der Abstand zur Pumpgrenze zeitweilig verkleinert wird, ein größerer Abstand zur Pumpgrenze eingehalten werden, wodurch die Gefahr ins Pumpen zu geraten minimiert werden kann.

$$(1) \text{ PGA} = \frac{\dot{m}_{\text{BL}} - \dot{m}_{\text{PG}}}{\dot{m}_{\text{BL}}}$$

Der Pumpgrenzabstand (PGA) wurde im Rahmen dieser Arbeit über die relative Differenz der Massenströme auf der Betriebslinie und der Pumpgrenze gebildet (siehe Formel 1).

## 2.4. Aktive Strömungsbeeinflussung



**BILD 3: Beispiel für eine aktive Strömungsbeeinflussung [3]**

BILD 3 zeigt ein Beispiel für eine aktive Strömungsbeeinflussung [3]. Hierbei wurde versucht, den Pumpgrenzabstand mittels einer Einblasung vor dem Rotor im gehäusenahen Bereich zu erweitern. Nahe zu alle untersuchten Rotoren waren ungefeilt und somit oft 'tipkritisch', d.h. dass die ersten Ablösungen am Rotor im Bereich der Pumpgrenze im Schaufelspitzenbereich auftreten.

Die Einblasung erhöht lokal die Axialgeschwindigkeit, wodurch die Fehlanströmung in diesem Bereich reduziert wird. Die Ablösungen werden so wieder stabilisiert. Die Verblockung der Passage wird somit reduziert, wodurch der Verdichter weiter androsselt werden kann, ohne ins Pumpen zu geraten. Es wurden viele Untersuchungen zu dieser Thematik durchgeführt, wobei der Massenstrom der Einblasung zwischen 1 und 4% des Hauptmassenstroms variierte und der Pumpgrenzabstand um 5 bis 30% erweitert werden konnte [4-22].

## 2.5. Strömungslöser TRACE

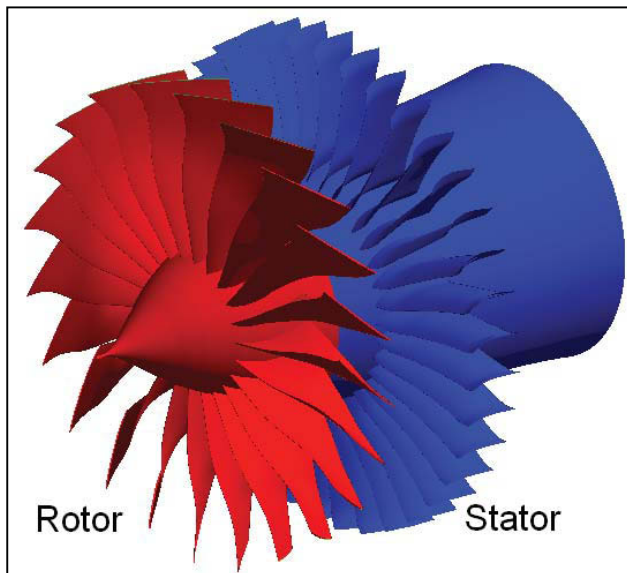
Die hier dargestellten numerischen Berechnungen wurden mit TRACE (Turbomachinery Research Aerodynamics Computational Environment) durchgeführt. TRACE ist ein institutseigener Navier-Stokes Strömungslöser, der in enger Kooperation mit dem Industriepartner MTU Aeroengines entwickelt wurde. Stationäre und instationäre Gleichungssysteme von dreidimensionalen Strömungen in ein- oder mehrstu-

figen Verdichter- und Turbinenkomponenten mit axialer und radialer Strömungsführung werden iterativ gelöst. Die Navier-Stokes Gleichungen werden hierbei in die RANS-Gleichungen (Reynolds Averaged Navier Stokes equations) überführt. Zur Berechnung der Reynoldsspannungen wurde das  $k-\omega$ -Turbulenzmodell verwendet.

### 3. UHBR-FAN NAHE DER PUMPGRENZE OHNE BEEINFLUSSUNG

Dieses Kapitel zeigt das aerodynamische Verhalten des Rotors im Bereich der Pumpgrenze. Die Untersuchungen wurden bei der 74%-Teillast-Drehzahllinie durchgeführt. In diesem Bereich wird der Abstand zwischen der momentanen Fahrlinie und der Pumpgrenze während der Beschleunigung von einer niedrigen Drehzahl zu einer hohen Drehzahl besonders klein.

#### 3.1. Untersuchte Konfiguration



**BILD 4: UHBR-Stufe**

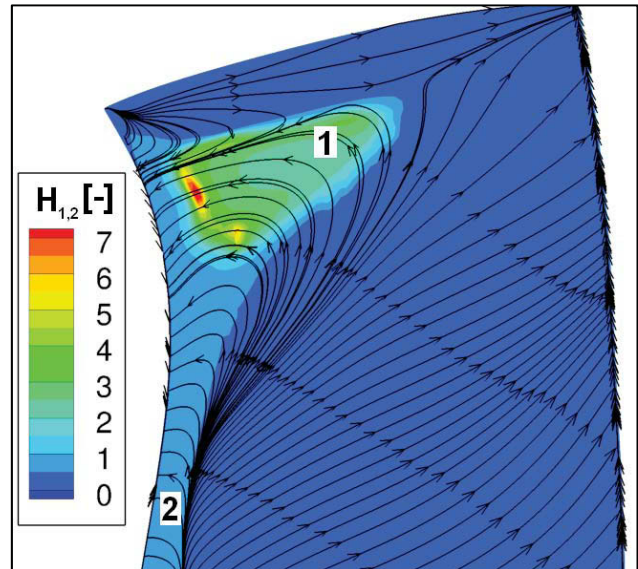
BILD 4 zeigt die Fan-Stufe des UHBR die aus dem Rotor und Stator besteht. Bei dem Rotor ist die Vorwärtspfeilung im obersten Teil der Schaufel gut zu erkennen. Der Sweep hat den Vorteil, dass der Abstand zur Pumpgrenze im Vergleich zu einem ungepfeilten Rotors größer ist und eine erhöhte Stromdichte realisiert werden konnte. Die relative Stoßposition auf der Schaufel wird weiter in Richtung Hinterkante verschoben, weil die Sehnenlänge im gehäusenahen Bereich länger ist, aber die absolute Position des Stoßes auf der Schaufel gleich geblieben ist. Desweiteren ist das transsonische Profil an der Schaufelspitze und das stark gewölbte subsonische Profil an der Nabe zu erkennen. Außerdem ist die starke Verwindung des Rotors zu erkennen, die den größeren Umfangsgeschwindigkeiten nahe des Gehäuses Rechnung trägt.

Die Kennlinie wurde berechnet, indem aus Richtung der Schluckgrenze der Gegendruck am Austritt kontinuierlich gesteigert. Dies wurde bis zu dem letzten

numerisch stabilen Betriebspunkt fortgeführt. Dieser Punkt befindet sich somit nahe der numerischen Pumpgrenze und kann zur Analyse des stabilitätskritischen Bereiches herangezogen werden. Weitere Details zur untersuchten Konfiguration sind in [1,2] dokumentiert.

#### 3.2. Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen nahe der Pumpgrenze

##### 3.2.1. Grenzschichtablösung und Streichlinien



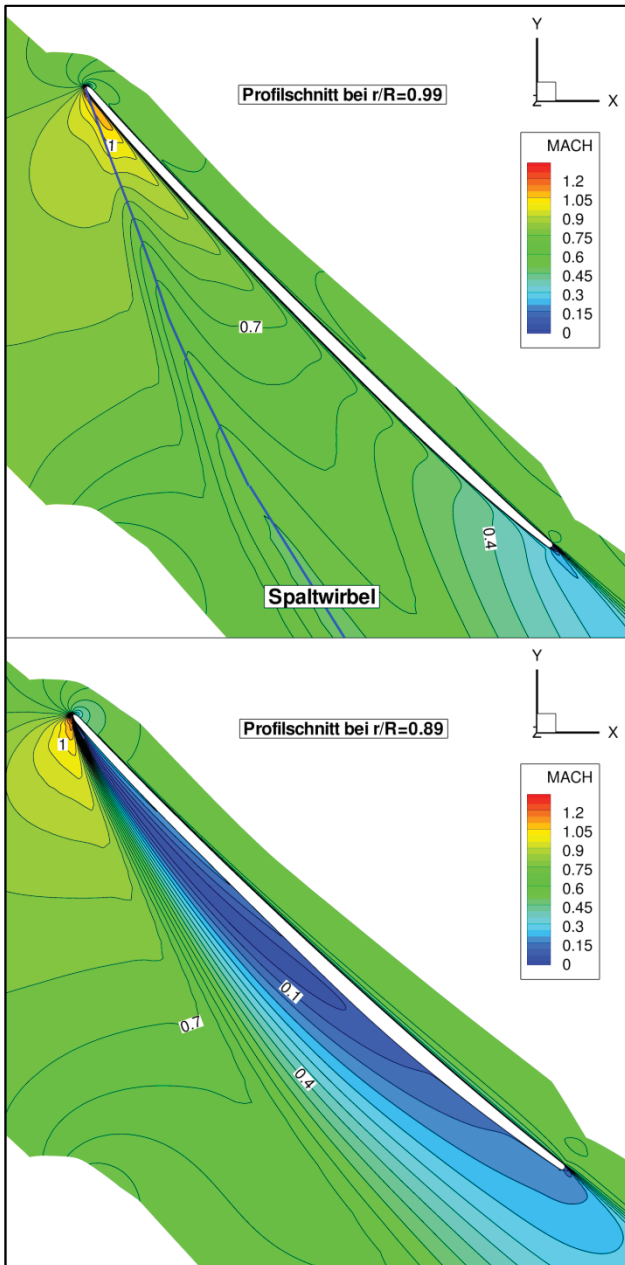
**BILD 5: Grenzschichtparameter  $H_{1,2}$  und Streichlinien nahe der Pumpgrenze auf der Rotor-Saugseite im oberen Teil der Schaufeloberfläche**

BILD 5 zeigt die Rotors-Saugseite, den darauf abgebildeten Grenzschichtparameter  $H_{1,2}$  und die Streichlinien in oberen Teil der Schaufeloberfläche in dem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze.

$$(2) H_{1,2} = \frac{\text{Verdrängungsdicke}}{\text{Impulsverlustdicke}}$$

Dieser Faktor ist ein Anhaltspunkt für die Ablösungen auf der Schaufeloberfläche. Als Richtwert kann angenommen werden, dass bei einem Wert größer als 2,5 die Strömung in diesem Bereich der Schaufel nicht mehr anliegt. Daraus wird ersichtlich, dass die stark belastete Profilhrenzschicht unterhalb der Pfeilung (1), dort wo die Vorwärtspfeilung im Gehäusenahen Bereich in eine Rückwärtspfeilung übergeht, am höchsten belastet ist und dadurch zuerst zum Ablösen neigt. Unterhalb dieses Bereiches (2) bildet sich ein belasteter, aber noch nicht abgelöster Bereich aus. Es bilden sich ein großes Rückströmgebiet unterhalb der Pfeilung (1) und ein kleiner Bereich nahe der Schaufelvorderkante (2) aus. Es ist ein Zusammenhang zwischen Rückströmung und Ablösung zu erkennen. Die hier gezeigten aerodynamischen Effekte des vorwärts gepfeilten Rotors sind direkt vergleichbar mit einem vorwärts gepfeilten Tragflügel.

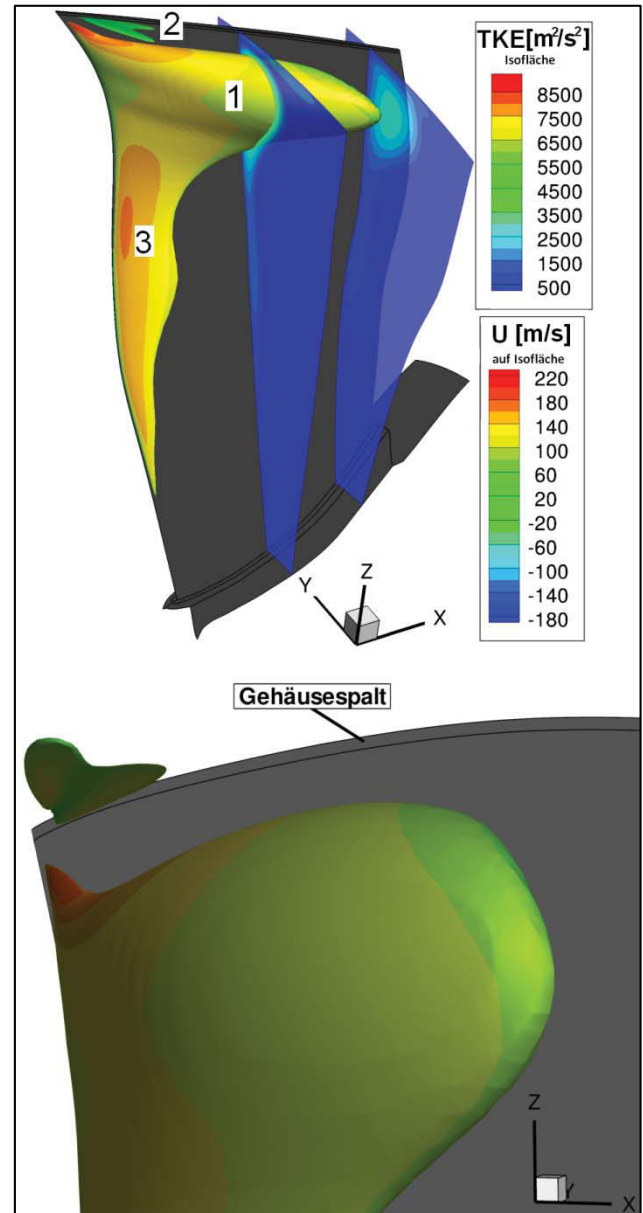
### 3.2.2. Machzahlverteilung im Strömungskanal ohne Beeinflussung



**BILD 6: Machzahlverteilung auf den Profilschnitten  $r/R=0.89$  und  $0.99$**

BILD 6 zeigt zwei Profilschnitte des Rotors nahe der Pumpgrenze. Der Profilschnitt bei  $r/R=0.99$  ist im gehäusenahen Bereich und zeigt den Spaltwirbel sowie eine gut anliegende Strömung an dem Profil. Der Profilschnitt bei  $r/R=0.89$  liegt knapp unterhalb der Vorwärtspfeilung und befindet sich in dem Bereich 1 (vgl. BILD 5). Es ist zu erkennen, dass nahezu über die gesamte Sehnenlänge Rückströmung stattfindet. Dieser Profilschnitt ist am höchsten belastet und ist verantwortlich für das Versagen der Stufe bei weiterem Androsseln.

### 3.2.3. Turbulenzgrad im Strömungskanal ohne Beeinflussung



**BILD 7: Rotor ohne Beeinflussung nahe der Pumpgrenze; TKE als Isofläche; U auf Isofläche**

In BILD 7 ist der Rotor sowie ein Teil der Nabe in grau dargestellt. Die Blickrichtung ist von stromaufwärts auf die Saugseite des Rotors. Der Wert der turbulenten kinetischen Energie (TKE)= $3000 m^2/s^2$  bildet die Isofläche. Auf der Isofläche ist die Axialgeschwindigkeit (U) aufgetragen. Die beiden eingefügten Ebenen zeigen die Konturlinien der turbulenten kinetischen Energie in der Passage zwischen den Rotorschaukeln.

Es bildet sich ein Gebiet hoher turbulenter kinetischer Energie. Dieses Gebiet ist am größten im Bereich unterhalb der Vorwärtspfeilung, bei ungefähr 80% der Schauflhöhe (1). Die hoch belastete Profilhrenzschicht führt dort zu großflächigen Ablösungen auf der Schaufl (vgl. BILD 5; Bereich 1 und

BILD 6;  $r/R=0.89$ ). Das stark turbulente Gebiet ist bei weiterem Androsseln verantwortlich für das Versagen der gesamten Fanstufe, weil es aus der Rückströmung resultiert. Im unteren Teil des Bildes ist zu erkennen, dass der Spaltwirbel und die Saugseitigen Profilablösungen getrennt sind. Der kleine Spaltwirbel im Gehäusebereich (2), sowie der Teil unterhalb des stark turbulenten Bereiches (3) führen zu keiner signifikanten Beeinflussung des Betriebspunktes. Das Gebiet unterhalb des stark turbulenten Bereiches (3) korreliert mit der Ablösung (vgl. BILD 5; 2). Die Pfeilung im Gehäusebereich führt somit dazu, dass der Spaltwirbel und die damit verbundenen Ablösung der Gehäusegrenzschicht nicht wie sonst üblich zum Versagen der Stufe im Bereich der Pumpgrenze führen.

#### 4. UHBR-FAN NAHE DER PUMPGRENZE MIT AKTIVER STRÖMUNGSBEEINFLUSSUNG

##### 4.1. Untersuchte Düsenkonfigurationen

Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über alle Düsenkonfigurationen, die auf ihre Wirksamkeit hin untersucht wurden. Für jede Konfiguration ist hier jeweils nur ein Beispiel angeführt, obwohl im Laufe der durchgeführten Arbeiten mehrere Düsen jeder Kategorie untersucht wurden. Als Eintrittsbedingung in die Düse wurde 1bar Überdruck gewählt, um den zusätzlichen Massenstrom der Düse zu erzeugen.

| Düsenkonfiguration | Winkel der Einblasung |
|--------------------|-----------------------|
| I                  | 90° (radial)          |
| II                 | 1°...89° (schräg)     |
| III                | 0° (axial)            |

TAB 1: Untersuchte Düsenkonfigurationen

TAB 1 zeigt die untersuchten Düsenkonfigurationen. Die Position in axialer Richtung wurde variiert, führte aber nicht zu signifikanten Unterschieden. Der Winkel wurde kontinuierlich von einer Einblasung in radialer Richtung hin zu einer Einblasung in axialer Richtung geändert.

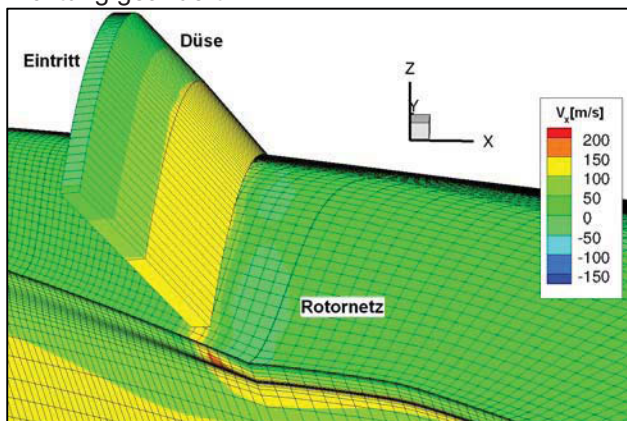


BILD 8: Beispiel für eine aufgesetzte Düse auf den Strömungskanal über dem Rotor

BILD 8 zeigt beispielhaft eine Düse der Kategorie II. Um die numerischen Fehler im Bereich zwischen

Rotornetz und Düsenaustrittsfläche gering zu halten, wurde eine Parameterstudie durchgeführt. Die Parameterstudie hatte das Ziel, die passende Auflösung der Düse zu finden. Das Beispiel stellt eine Düse mit periodischen Seitenrändern dar.

##### 4.1.1. Düsenkonfiguration I

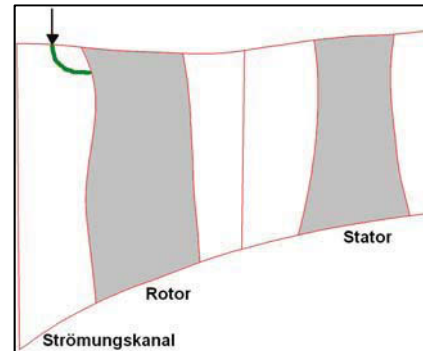


BILD 9: Skizze zur Düsenkonfiguration I

BILD 9 zeigt eine Skizze zur Düsenkonfiguration I. Die Richtung der Einblasung ist hierbei als schwarzer Pfeil symbolisch dargestellt. Die Ausbreitung des eingblasenen Massenstroms ist qualitativ als grüne Linie innerhalb des Strömungskanals dargestellt. Die Düsen Eintrittsfläche in den Strömungskanal wurde hierbei über einen Ringspalt realisiert. Diese Düsenkonfiguration sollte zeigen, ob es möglich ist, die Umlenkung der Hauptströmung zu nutzen, um eine erhöhte Axialgeschwindigkeit auf den kritischen Bereich von ca. 80% der Schaufelhöhe aufzubringen. Hinter der Düse in axialer Richtung hat sich ein großes Rückströmgebiet ausgebildet.

##### 4.1.2. Düsenkonfiguration II

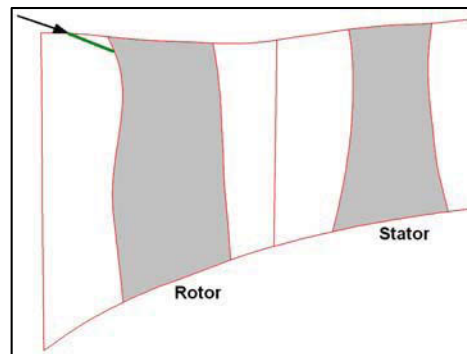


BILD 10: Skizze zur Düsenkonfiguration II

BILD 10 zeigt eine Skizze zur Düsenkonfiguration II. Bei der hier vorliegenden Konfiguration wurde der Winkel zwischen 1° und 89° variiert. Diese Einblasung führt zu einer starken Erhöhung der Axialgeschwindigkeit im gehäusenahen Bereich, aber nicht zu einer signifikanten Erhöhung der Axialgeschwindigkeit im ablösegefährdeten Bereich (80% der Schaufelhöhe). Es bildet sich ein kleines Rückströmgebiet stromab der Düse aus. Die im Folgenden gezeigten Ergebnisse wurden bei einem Winkel von 45° der Einblasung erzielt.

#### 4.1.3. Düsenkonfiguration III

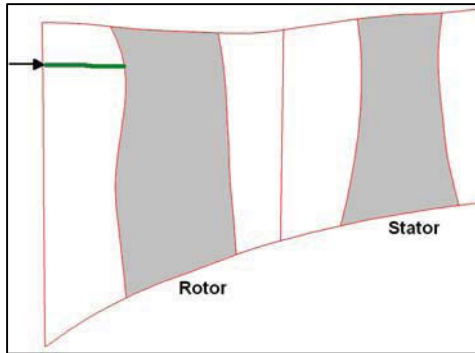


BILD 11: Skizze zur Düsenkonfiguration III

BILD 11 zeigt eine Skizze zur Düsenkonfiguration III. Hierbei wurde im Eintritt des Rechennetzes ein schmaler zusätzlicher ringförmiger Eintrittsbereich definiert, in dem ein erhöhter Totaldruck vorgegeben werden konnte. Dieser lokal erhöhte Totaldruck führte zu einer erhöhten Axialgeschwindigkeit in diesem Bereich. Der so erzeugte zusätzliche Massenstrom mischte sich bei einem großen Abstand zum Rotor bis zur Rotorvorderkante hin aus. Die Einblasung musste demnach möglichst nah an der Rotorvorderkante stattfinden, um eine erhöhte Axialgeschwindigkeit in dem ablösegefährdeten Bereich zu erhalten.

#### 4.2. Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen

Das folgende Kapitel zeigt auf, welches die Haupteinflüsse der Einblasung auf das Kennfeld, die radialen Verteilungen der Leistungsparameter und der Rotor-aerodynamik sind.

##### 4.2.1. Ergebnisübersicht

| Kategorie | $\dot{m}_{Düse} [\% \dot{m}]$ | Erweiterung des Pumpgrenzabstands |
|-----------|-------------------------------|-----------------------------------|
| Ohne      | -                             | $\cong 100\%$ (Referenz)          |
| I         | 1,7                           | -15%                              |
| II        | 1,7                           | +1%                               |
| III       | 3,8                           | +28%                              |

TAB 2: Übersicht über die Ergebnisse der Strömungsbeeinflussung

TAB 2 zeigt, dass die Einblasungen der Kategorie I und II einen negativen bzw. einen sehr kleinen positiven Effekt auf den Pumpgrenzabstand hatten. Die Einblasung der Kategorie III konnte mit einem großen Einblasungsmassenstrom den Abstand zur Pumpgrenze signifikant erweitern. Der Massenstrom wurde hierbei gesteigert, weil die Mischungsverluste sehr groß waren und ein größerer Massenstrom nötig war, um eine signifikante Erweiterung des Pumpgrenzabstandes zu realisieren.

#### 4.2.2. UHBR-Kennfeld

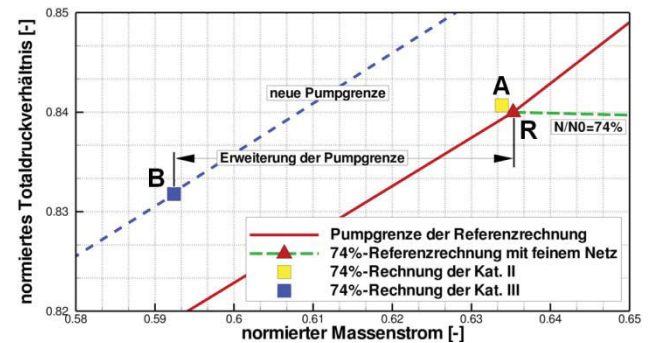


BILD 12: Ausschnitt der Ergebnisse der 74%-Drehzahllinie des UHBR-Kennfeldes (vgl. BILD 2)

BILD 12 zeigt einen Ausschnitt aus dem UHBR-Kennfeld (vgl. BILD 2). Das zuvor verwendete feine Netz [22] wurde im Rahmen dieser Arbeit leicht modifiziert, um einen geringen Axialabstand zwischen Rotoreintrittsebene und Eintrittsbereich in das Netz zu realisieren.

Alle eingezeichneten Punkte stellen die letzten numerisch stabilen Betriebspunkte dar. Das rote Dreieck wurde ohne Einblasung bestimmt und stellt das Betriebsverhalten des UHBR-Fans auf der 74%-Drehzahllinie dar und gilt hier als Referenzlösung (R). Das gelbe Quadrat stellt das beste Ergebnis der Berechnungen der Kategorie II (A) und das blaue Quadrat das der Kategorie III (B) dar. Der Betriebspunkt der Einblasung der Kategorie I ist nicht dargestellt, weil diese keinen positiven Effekt auf den Pumpgrenzabstand hatte. Die neue Pumpgrenze der Einblasung der Kategorie III ist als blaue gestrichelte Linie eingezeichnet und wurde parallel zur Pumpgrenze der Referenzlösung angenommen. Die eingezeichneten Massenströme beinhalten jeweils den eingeblasenen Massenstrom. Auf eine Gesamtbilanzierung der Berechnungen mit Einblasung wurde im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, weil das Verständnis der Strömungsphänomene nahe der Pumpgrenze im Vordergrund stand.

##### 4.2.3. Umfangsgemittelte radiale Verteilungen verschiedener Strömungsgrößen

Im Folgenden soll untersucht werden, wie das Strömungsfeld des Rotors durch die einzelnen Einblasungen beeinflusst wurde. In den folgenden Bildern ist die Referenz immer als gestrichelte blaue Linie und die Ergebnisse als durchgezogene schwarze Linie dargestellt.

## 4.2.3.1. Vergleich der Punkte A und R

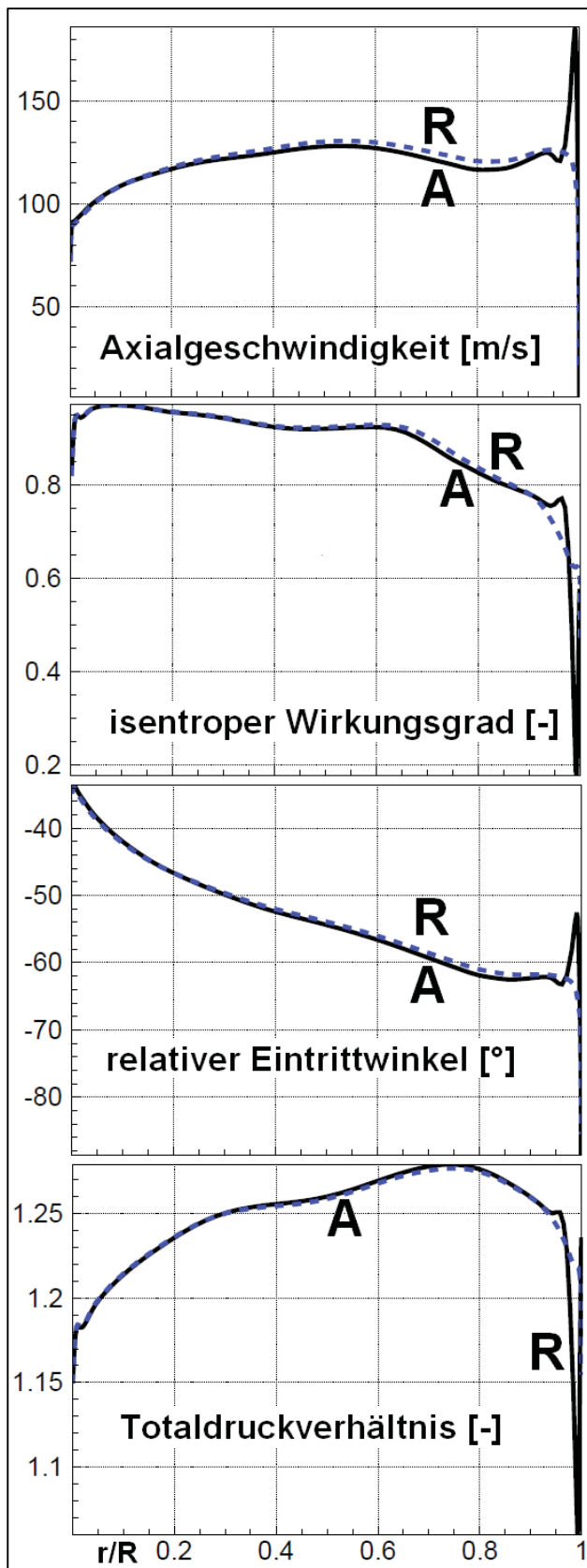


BILD 13: Vergleich der radialen Verteilungen von A zu R

BILD 13 zeigt, dass die Einblasung hauptsächlich im gehäusenahen Bereich von  $r/R=0,95$  bis 1,0 stattgefunden hat. Die Erhöhung der Axialgeschwindigkeit in diesem Bereich hat zu einem niedrigeren isentropen Wirkungsgrad in diesem Bereich geführt. Diese Erhöhung der Axialgeschwindigkeit hat außerdem dazu geführt, dass der relative Eintrittswinkel an der Schaufelvorderkante zugenommen hat. Eine solche Zunahme führt zu einer Reduktion des Inzidenzwinkels also der Fehlanströmung. Das Totaldruckverhältnis ist in dem Bereich der Einblasung gesunken, weil die lokale Axialgeschwindigkeit die Schaufelbelastung in diesem Bereich reduziert. Die Einblasung der Kategorie II hat gezeigt, dass der Rotor nicht tipkritisch ist und das eine gehäusenaher Beeinflussung nicht möglich ist.

## 4.2.3.2. Vergleich der Punkte B und R

BILD 14 zeigt, dass die Einblasung hauptsächlich in einem Bereich von  $r/R=0,6$  bis 0,9 stattgefunden hat. Die Axialgeschwindigkeit bei B ist außerhalb des Bereiches der Einblasung sehr viel geringer, weil die Einblasung weiteres Androsseln ermöglicht hat. Der höhere Gegendruck führt zu einer geringeren Axialgeschwindigkeit. Außerdem ist auch hier zu erkennen, dass der isentrope Wirkungsgrad in dem Bereich der Einblasung abgenommen hat. Es ist jedoch zu erkennen, dass in den Bereichen ober- und unterhalb der Einblasung der Wirkungsgrad gesteigert werden konnte. Dies ist auf die Entlastung des kritischen Bereiches und die daraus resultierende höhere Belastung der Bereich ober- und unterhalb der Einblasung zurückzuführen. Die lokale Erhöhung der Axialgeschwindigkeit führt auch hier zu einer Erhöhung des relativen Eintrittswinkels und somit der Fehlanströmung. Unter der Annahme, dass der Winkel der Referenzrechnung der maximale Winkel der Fehlanströmung ist, so ist zu erkennen, dass das rot eingefärbte Gebiet nicht zwingend erforderlich ist, um das gleiche Ergebnis zu erhalten. Dies zeigt das noch offene Potenzial der realisierten Einblasung. Der erhöhte Impuls in dem Massenstrom der Einblasung führt auch hier zu einer Reduktion des Totaldruckverhältnisses. Die Einblasung der Kategorie III hat gezeigt, dass der richtige Bereich der Schaufel beeinflusst werden konnte. Dies hat zu einer Erweiterung des Abstands zur Pumpgrenze geführt.

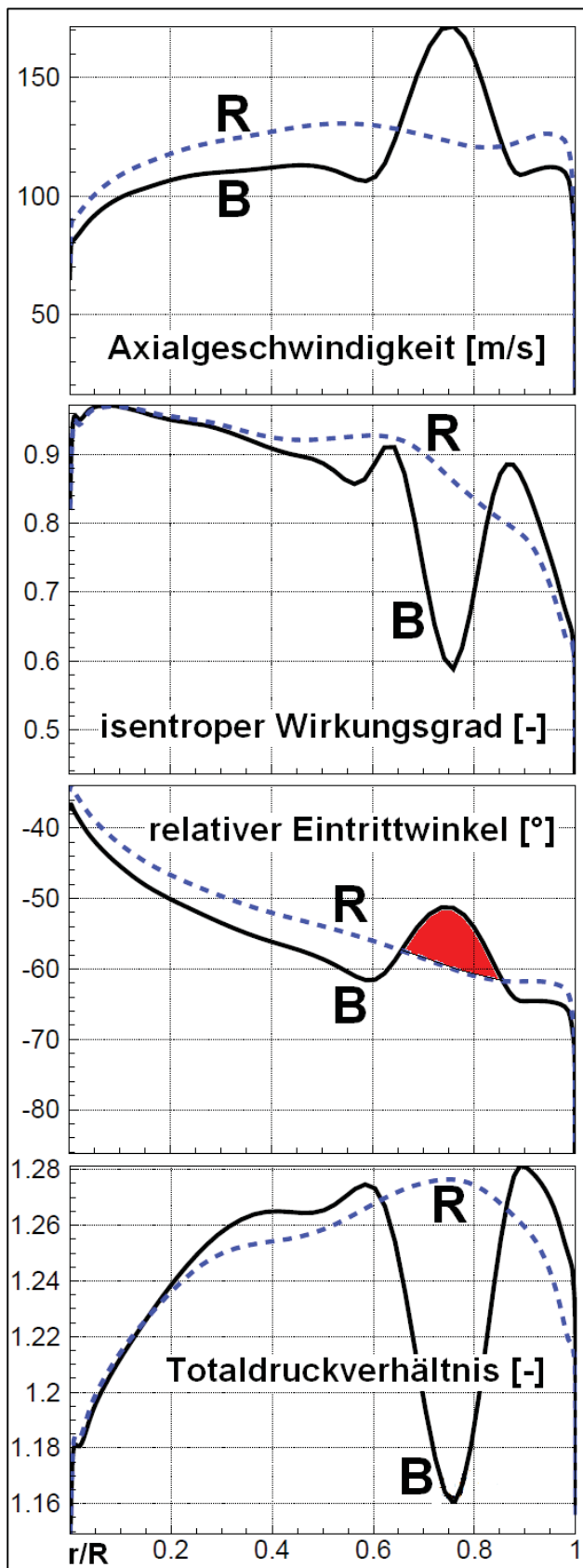


BILD 14: Vergleich der radialen Verteilungen von B zu R

#### 4.2.4. Turbulenz im Strömungskanal mit der Einblasung der Kategorie III

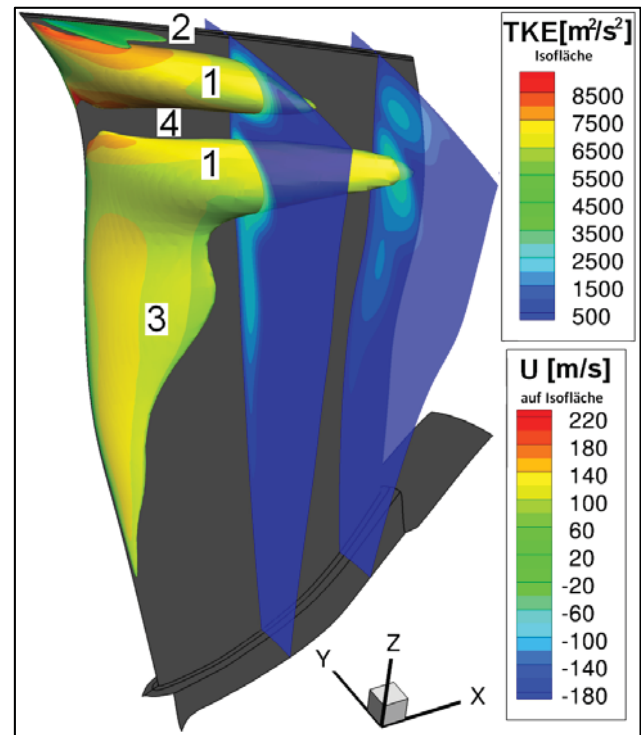
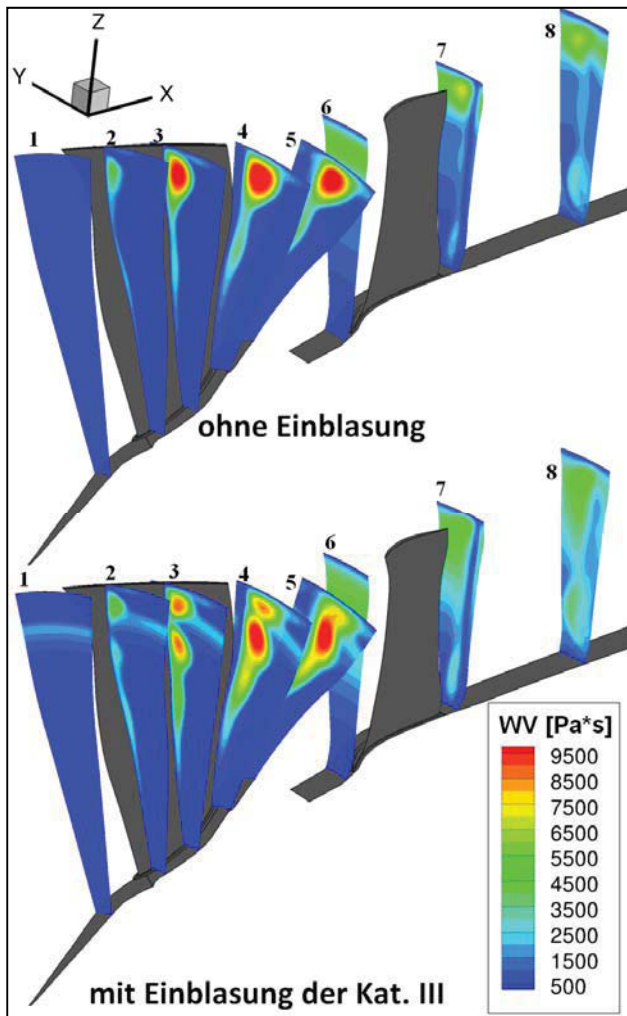


BILD 15: Rotor mit aktiver Strömungsbeeinflussung nahe der Pumpgrenze (Kat. III); TKE als Isofläche; U auf Isofläche

BILD 15 zeigt das Ergebnis der Rechnung mit der Einblasekonfiguration III (vgl. BILD 7). Das stark turbulente Gebiet (1) konnte positiv beeinflusst werden und wurde in zwei Gebiete aufgespalten ober- und unterhalb der Einblasung. Der Spaltwirbel (2) hat sich geringfügig vergrößert. Der turbulente Bereich nahe der Vorderkante (3) hat sich vergrößert. Die Gebiete 2 und 3 haben sich vergrößert, sind aber nicht verantwortlich für das Versagen der Stufe. Die Einblasung hat eine weitaus höhere Axialgeschwindigkeit, wodurch die turbulente kinetische Energie innerhalb des Einblasemassenstroms sehr gering ist, wodurch die turbulente kinetische Energie in dem Bereich der Einblasung sehr gering ist (4).

#### 4.2.5. Vergleich der Wirbelviskosität mit und ohne Beeinflussung

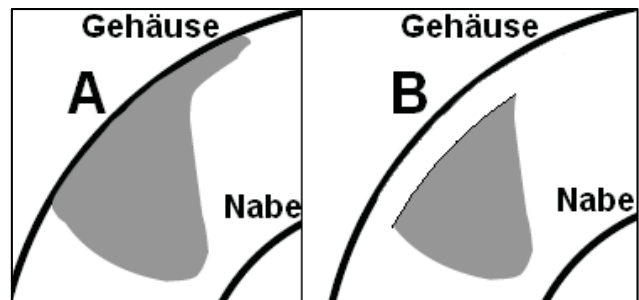


**BILD 16: Darstellung der Verblockung im Strömungskanal anhand der Wirbelviskosität ohne und mit Strömungsbeeinflussung**

BILD 16 zeigt die Wirbelviskosität (WV) im Strömungskanal der Betriebspunkte mit und ohne Strömungsbeeinflussung. Die Wirbelviskosität ist unter anderem ein gutes Maß für die Wirbelbildung. Es wurden 8 x-Ebenen eingefügt, um in diesen Ebenen die Wirbelviskosität darzustellen. Die Ansicht des Rotors und somit auch des Stators ist ähnlich zu der aus BILD 15. Im oberen Teil des Bildes in Ebene 1 ist zu sehen, dass die Strömung praktisch störungsfrei auf den Rotor auftrifft. Die Ebenen 2 bis Ebene 5 zeigen ein Gebiet hoher Wirbelviskosität auf ungefähr 65% bis 95% der Schaufelhöhe. Die Ebene 3 zeigt gut, dass es ein großes Gebiet hoher Wirbelviskosität durch die Ablösungen auf 80% Schaufelhöhe gibt und dass es ein Gebiet niedrigerer Wirbelviskosität im Gehäusebereich durch den Spaltwirbel gibt. Die Ebene 6 zeigt die Wirkung der Mischungsebene zwischen Rotor und Stator. Im unteren Teil des Bildes mit Einblasung der Kategorie III zeigt sich, dass die Wirbelviskosität und die damit verbundenen Wirbelstrukturen im Vergleich zum oberen

Teil des Bildes sehr unterschiedlich sind. Zunächst ist in Ebene 1 erkennbar, dass die Position der Düse eine hohe Wirbelviskosität in einem Streifen in Umfangsrichtung erzeugt. Das wirbelbehaftete Gebiet wird in zwei Teile gespalten und wächst in Ebene 5 wieder zusammen. Die Wirbelintensität in dieser Ebene ist sehr ähnlich zu der Intensität ohne Einblasung, mit dem Unterschied, dass die radiale Erstreckung größer ist. Außerdem ist zu erkennen, dass sich die Statoranströmungen und die damit verbundene Wirbelbildung der beiden Konfigurationen ändern.

#### 4.2.6. Annahme zur Stall Ausbildung



**BILD 17: Part-Span-Stall nach [22] (A) und hier angenommener Part-Span-Stall (B)**

BILD 17 zeigt einen möglichen Part-Span-Stall des UHBR-Rotors (B), im Vergleich zu einem in der Literatur gezeigten Part-Span-Stall (A). Es ist ein Teil des Ringraumes dargestellt, in dem die Ablösungsgebiete in grau dargestellt sind. Die aufgezeigten Ergebnisse lassen darauf schließen, dass die Ablösungen nicht zuerst im Gehäuse, sondern durch die Vorwärtspfeilung des Rotors auf ca. 80% der Schaufelhöhe auftreten und sich von dort in Richtung Nabe und Gehäuse ausbreiten. Aus den Ergebnissen zu der Düsenkonfiguration II kann geschlossen werden, dass eine signifikante aktive als auch passive Strömungsbeeinflussung des Rotors im gehäusenahen Bereich somit kaum möglich ist.

### 5. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Untersuchungen am UHBR-Fan haben gezeigt, dass die Vorwärtspfeilung einen sehr großen Einfluss auf das aerodynamische Verhalten des Rotors hat. Sie führt im Bereich der Pumpgrenze dazu, dass die Profilhrenzschichten unterhalb der Pfeilung sehr hoch belastet werden und sich Ablösungen ausbilden wodurch Verblockungen im Kanal entstehen, diese haben ihren Ursprung auf ca. 80% der Schaufelhöhe.

Nach dem Test von verschiedenen Düsenkonfigurationen hat sich eine Düse im Eintrittsblock am wirksamsten erwiesen. Die anderen Düsenkonfigurationen konnten aufgrund der starken Hauptströmung nicht von dem Gehäuse aus in den ablösegefährdeten Bereich auf der Schaufel vordringen.

Die Düse im Eintrittsblock konnte mit einem zusätzlichen Massenstrom die Axialgeschwindigkeit erhöhen, die Fehlanströmung reduzieren und somit die

Grenzschicht entlasten. Diese Entlastung führte zu einer signifikanten Erweiterung des Pumpgrenzabstands.

Als Weiterführung der durchgeführten numerischen Untersuchungen könnte eine nicht umlaufende Düse im Eintrittsblock realisiert werden. Da voraussichtlich ein niedrigerer Massenstrom ausreicht, um die gleiche Erweiterung des Pumpgrenzabstands zu realisieren, könnte somit die Effizienz der Einblasung noch erhöht werden.

Der UHBR-Fan wird in Zukunft, über aerodynamische Detailmessungen hinaus, für weitere detaillierte aeroelastische und aeroakustische Untersuchungen verwendet werden. Die hier analysierten Ablösungen unterhalb der Vorwärtspfeilung des Rotors sollen während dieser für Ende 2010 geplanten Kampagnen mittels PIV sichtbar gemacht werden. Diese Messungen können weitere Hinweise über die Versagensmechanismen des Rotors nah der Pumpgrenze liefern und Ausgangspunkt für weitere Untersuchungen zur numerischen Modellierung von Verdichterstufen und der Vorhersage der Pumpgrenze sein.

## 6. LITERATUR

- [1] **A. Giebmanns** *Beurteilung experimenteller Kennfelduntersuchung eines UHBR-Fans und numerische Analyse des aerodynamischen Verhaltens*. Köln: DLR, 2008. IB-325-09-08.
- [2] **B. Kaplan, E. Nicke, C. Voss**. *Design of a highly efficient low-noise fan for ultra-high bypass engines*. Barcelona, Spain: ASME Turbo Expo, 2006. GT2006-90363.
- [3] **B. Dobrzynski, H. Saathoff, G. Kosyna, C. Clemen, V. Gümmer**. *Active flow control in a single stage compressor using tip injection and endwall boundary layer removal*. Berlin: ASME Turbo Expo 2008, 2008. GT2008-50214.
- [4] **M. Katz** *Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung*. Darmstadt: Technische Universität, 2002.
- [5] **G. Cassina, B. H. Beheshti, A. Kammerer, R. S. Abhari**. *Parametric study of tip injection in an axial flow compressor stage*. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo, 2007. GT2007-27403.
- [6] **A. J. Strazisar, M. M. Bright, S. Thorp, D.E. Culley, K. L. Suder**. *Compressor stall control through endwall recirculation*. Vienna, Austria: ASME Turbo Expo, 2004. GT2004-54295.
- [7] **B. H. Behashti, K. Ghorbanian, B. Farhanieh, J. A. Teixeira, P. C. Ivey**. *A new design for tip injection in transonic axial compressors*. Barcelona, Spain: ASME Turbo Expo, 2006. GT2006-90007.
- [8] **B. H. Beheshti, B. Farhanieh, K. Ghorbanian, J. A. Teixeira, P.C. Ivey**. *Performance enhancement in transonic axial compressors using blade tip injection coupled with casing treatment*. Tehran, Iran: IMechE, 2005.
- [9] **W. Horn, K.-J. Schmidt, S. Staudacher**. *Effects of compressor tip injection on aircraft engine performance and stability*. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo, 2007. GT2007-27574.
- [10] **M. Kefalakis, K. D. Papailiou** *Detailed measurements on an axial compressor stage with application of discrete tip injection for increasing the surge margin*. Athen, Greece: National Technical University of Athens.
- [11] **K. Papailiou, D. Skamnakis**. *Application of active flow control in aeroengine compressors*. Athens, Greece: ECCOMAS 2008, 2008.
- [12] **A. Deppe** *Experimentelle Untersuchungen zur Auslösung von Rotating Stall in Axialverdichtern*. TU Braunschweig: ZLR-Forschungsbericht, 2008-01.
- [13] **R. Schindler, S. Bindl, R. Niehuis**. *Grundlagenuntersuchung zum Systemverständnis eines Einblasesystems zur aktiven Bekämpfung von Verdichterinstabilitäten in Turbostrahltriebwerken und ableiten einer optimierten Systemkonfiguration*. München: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2008, 2008.
- [14] **S. G. Scheidler** *Untersuchung der Systemaspekte stabilitätsverbessernder Maßnahmen in Gasturbinen*. München: Universität der Bundeswehr, 2005.
- [15] **K. L. Suder, M. D. Hathaway, S. A. Thorp, A. J. Strazisar, M. B. Bright**. *Compressor stability enhancement using discrete tip injection*. Cleveland, USA: Journal of Turbomachinery, 2001.
- [16] **S.-J. Hiller, R. Matzgeller, W. Horn**. *Stability enhancement of multi stage compressor by air injection*. Orlando, Florida, USA: ASME Turbo Expo 2009, 2009. GT2009-59868.
- [17] **Uhlmann, Hans-Günter**. *Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten*. München: Technische Universität, 2003.
- [18] **L. Neuhaus, O. Wiedrhold, W. Neise, L. Engelhardt, R. King, M. Swoboda**. *Active flow control to improve performance of axial turbomachines*. Orlando, Florida, USA: ASME Turbo Expo 2009, 2009. GT2009-60008.
- [19] **N. K. W. Lee, E. M. Greitzer**. *Effects of endwall suction and blowing on compressor stability enhancement*. Cambridge, USA: Journal of Turbomachinery, 1990.
- [20] **D. C. Leinhos** *Aktive Stabilisierung der Verdichterströmung in einem Zweikreis-Turbostrahltriebwerk*. München: VDI Verlag, 2003.
- [21] **R. Schindler, S. Bindl, R. Niehuis**. *Grundlagenuntersuchung zum Systemverständnis eines Einblasesystems zur aktiven bekämpfung von Verdichterinstabilitäten in Turbostrahltriebwerken und ableiten einer optimierten Systemkonfiguration*. München: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 2008. 81342.
- [22] **W. J. G. Bräunling** *Flugzeugtriebwerke*. Berlin: Springer, 2001.