

# Simulation einer Windturbine mit innenliegendem Diffusor

Matthias Arnold  
SWE, Universität Stuttgart  
Stuttgart, Deutschland

## ABSTRACT

In diesem Dokument werden die Strömungseigenschaften eines innenliegenden Diffusors unter symmetrischer Anströmung analysiert. Hierbei wird zunächst basierend auf einer Mehrparameterstudie die optimale Geometrie festgelegt und anschließend die Eigenschaften des Diffusors mit und ohne Windturbine bewertet.

## VORAUSLEGUNG

### Rotor

Für das kombinierte System ist eine Leistung von 7kW bei möglichst geringen geometrischen Abmessungen angestrebt. Die Turbine ist in Entsprechung der für Kleinwindturbinen üblichen Werte auf eine Leistungsdichte von  $p = 200 \frac{W}{m^2}$  ausgelegt. Somit ergibt sich gemäß (1) ein erforderlicher Rotorradius von  $R = 3,5m$  bei einer Nennwindgeschwindigkeit von  $v_N \approx 9,5 \frac{m}{s}$  mit der Abschätzung eines typischen Leistungsbeiwerts von  $c_p = 0,4$ .

$$P_N = \frac{\rho}{2} \cdot \pi R^2 \cdot v_N^3 \cdot c_p \quad (1)$$

### Diffusor

Der Diffusor soll neben seiner aerodynamischen Wirksamkeit den Ringgenerator enthalten. Dieser weißt gemäß Vorgabe einen erforderlichen Bauraum von axial  $\Delta x = 0,2m$ , radial  $\Delta r = 0,12m$ . Um eine maximale Profildicke von 18% nicht zu überschreiten, die gemäß Ergebnissen von vergleichbaren Einsatzbereichen als maximal angesehen werden kann, ergibt sich die Profiltiefe des Diffusors zu  $t_{dif} = 1m$ . Um eine übermäßige Beeinflussung der im Querschnitt gegenüberliegenden Diffusorprofilen zu vermeiden wird das Aspectratio zu 1:2 zwischen Profiltiefe und Durchmesser festgelegt, so dass sich ein Radius des Diffusors von  $r_{dif} = 1m$  ergibt.

### Diffusorprofil

Da über die Strömungsinteraktion von Diffusor und Rotor im vorliegenden Fall bislang nur wenig bekannt ist, liegt die Verwendung eines gutmütigen Profils mit bekannten Eigenschaften in der Profilaerodynamik nahe. Demgemäß wird hier die 4ziffrige NACA-Profilreihe gewählt. Diese ist definiert durch die Dickenverteilung  $y_d$ , (2), mit der Wölbungsverteilung  $y_s$ , (3), bei einer Dicke  $d$ , einer Wölbung  $f$  und einer Wölbungsrücklage  $x_f$ .

Die Wölbungsrücklage ist dabei entsprechend des neutralen Wertes von

$x_f = 40\%$  und die Dicke zu  $d = 18\%$  festgelegt. Somit ergibt sich das Parameterfeld für die Auslegung aus dem 2dimensionalen Raum von Wölbung  $f$  und Konuswinkel  $\beta$  gemäß Skizze in Fig. 1, wobei der Rotor immer an der Stelle größten Radius des Diffusors liegt.

$$y_d = \frac{d}{20} [0,2969 \cdot \sqrt{x} - 0,1260 \cdot x - 0,3516 \cdot x^2 + 0,2843 \cdot x^3 - 0,1015 \cdot x^4] \quad (2)$$

$$y_s = \begin{cases} \frac{f}{x_f^2} \cdot [2x_f \cdot x - x^2] & 0 \leq x \leq x_f \\ \frac{f}{(1-x_f)^2} \cdot [1 - 2x_f + 2x_f \cdot x - x^2] & x_f < x \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

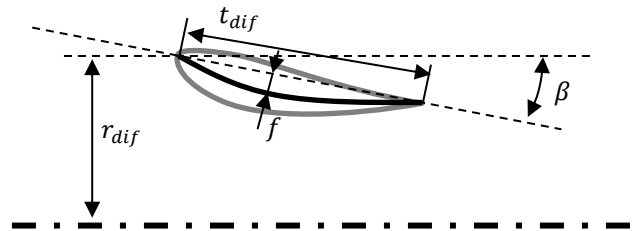


Fig. 1: Skizze der Abmessungen am Diffusor

## VORAUSLEGUNG

Zur Simulation des Diffusors und der Interaktion mit dem Rotor wurde ein numerisches Modell in der CFD-Umgebung Ansys CFX aufgebaut. Hierbei wurde entsprechend der Rotationssymmetrie des Problems ein 1°-Ausschnitt simuliert. Dieses wurde jeweils entsprechend der Geometrie mit Hexaederelementen strukturiert vernetzt. Die Simulation wurde um einen typischen Betriebspunkt darzustellen mit einer Geschwindigkeit von  $v_1 = 8 \frac{m}{s}$  durchgeführt.

Um die Wirkung des Rotors abzubilden wurde eine Actuatordisk (ACD) entsprechend des lokalen Impulsquellterm-Ansatzes eingesetzt. Dieser Quellterm ergibt sich dabei gemäß (4) entsprechend der lokalen Strömungseigenschaften. Der auf die lokale, axiale Geschwindigkeit  $u$  bezogene Schubbeiwert  $c_x = 2$  ergibt dabei entsprechend einer Betz'schen Windturbine einen Schubbeiwert von  $c_s = \frac{8}{9}$  im Fall einer ideal umströmten Turbine. Durch den lokalen Charakter der Methodik passt sich dabei die ACD jedoch an die lokalen Strömungsphänomene

an, um die leistungsoptimale Abbremsung von  $\frac{v_3}{v_1} = \frac{1}{3}$  in jedem Schnitt auch bei Interaktion mit Komponenten in der Umgebung, wie dem Diffusor, einzuhalten. Die Eigenschaften des Rotors können daraus folgend gemäß Gleichung (5) und (6) bestimmt werden.

$$S_u = \frac{dp}{dx} = \frac{\rho u^2 \cdot c_x}{\Delta x_{ACD}} \quad (4)$$

$$c_S = \int_{ACD} S_u dV \quad (5)$$

$$c_P = \int_{ACD} S_u \cdot u dV \quad (6)$$

## OPTIMALE DIFFUSORGEOMETRIE

Um die optimale Diffusorgeometrie zu bestimmen, wurde abwechselnd die Wölbung  $f$  und der Konuswinkel  $\beta$  einzeln optimiert. Durch die Abfolge von insgesamt 4 Optimierungsreihen, 2 pro Parameter, konnte das global optimale Parameterset identifiziert werden. Dieses Parameterset, sowie daraus folgende Geometrieigenschaften, ist in Tabelle 1 zusammengefasst. Die daraus folgende Geometrie wird im Weiteren näher untersucht.

Als Optimierungsziel wurde hierbei das Leistungspotential der Geometrie gewählt. Dabei wurde auch die Sicherheit gegen Ablösung der Grenzschichtströmung, sowie der zu erwartende Rotorschub berücksichtigt. Hierdurch liegt die in diesem Dokument vorgeschlagene Diffusorgeometrie nicht im globalen Leistungsoptimum, sondern weicht leicht davon ab, um die Stabilität der Strömung zu gewährleisten. Es ist jedoch anzumerken, dass es sich um ein sehr flaches Optimum handelt, sodass die Leistungseinbuße im Rahmen der Modellierungstoleranz liegt.

Wölbung	$f = 2\%$
Konuswinkel	$\beta = 8^\circ$
Wölbungsrücklage	$x_f = 40\%$
Profildicke	$d = 18\%$
Profilreihe	4ziffrige NACA-Reihe
Tiefe	$t_{dif} = 1m$
Radius der Vorderkante	$r_{dif} = 1m$
Radius der Hinterkante	$r_{trail} = 0,86m$
Abstand: Vorderkante – Rotorebene	$\Delta x_{Rotor} = 0,122m$
Nabenradius des Rotors	$r_{hub} = 1,05m$
Blattspitzenradius des Rotors	$r_{tip} = 3,5m$

Tabelle 1: Vorgeschlagene Geometrie des Diffusors

## DIFFUSORSTRÖMUNG

### Strömungsfeld

Wie in Fig. 2 dargestellt unterscheiden sich die Geschwindigkeitsfelder zwischen den Fällen mit ACD und ohne ACD deutlich. Hiermit ist natürlich nicht die Abbremsung der ACD selbst gemeint, sondern die Veränderungen in der Umgebung des Diffusorprofils. Dies ist in Fig. 3 anhand der axialen Geschwindigkeitsverteilung deutlich zu erkennen. Ohne ACD kommt es zu einer Geschwindigkeitsüberhöhung außerhalb

des Diffusors, während innerhalb des Diffusors eine reduzierte Geschwindigkeit vorliegt. Dies ist eine Folge des mit der Hinterkante nach innen gedrehten Profils und der daraus resultierenden Zirkulation um das Profil. Im direkten Gegensatz dazu kommt es im Falle mit ACD nur zu einer minimalen Überhöhung der Geschwindigkeit außerhalb des Rotors, jedoch einer deutlichen Überhöhung der Geschwindigkeit innerhalb des Diffusors. Dies war auch in Fig. 2 zu erkennen anhand eines Strahls erhöhter Geschwindigkeit im Kern des Nachlaufs der Rotor-Diffusor-Kombination.

Dementsprechend kann aus dem Geschwindigkeitsprofil mit ACD geschlossen werden, dass sich die vorgeschlagene Diffusorgeometrie im Auslegungspunkt neutral verhält. Ein Vergleich mit den Ergebnissen des 0/0-Diffusors mit  $f = 0\%$ ,  $\beta = 0^\circ$  zeigt jedoch, dass dies dennoch einen Vorteil durch die vorgeschlagene Diffusorgeometrie bringt, unter der Voraussetzung, dass eine gegebene Generatorgeometrie umschlossen werden muss. Durch die Interaktion von Rotor und 0/0-Diffusor bildet sich ein Leistungsverlust im Rotor aus, der durch die vorgeschlagene Geometrie neutralisiert wird.

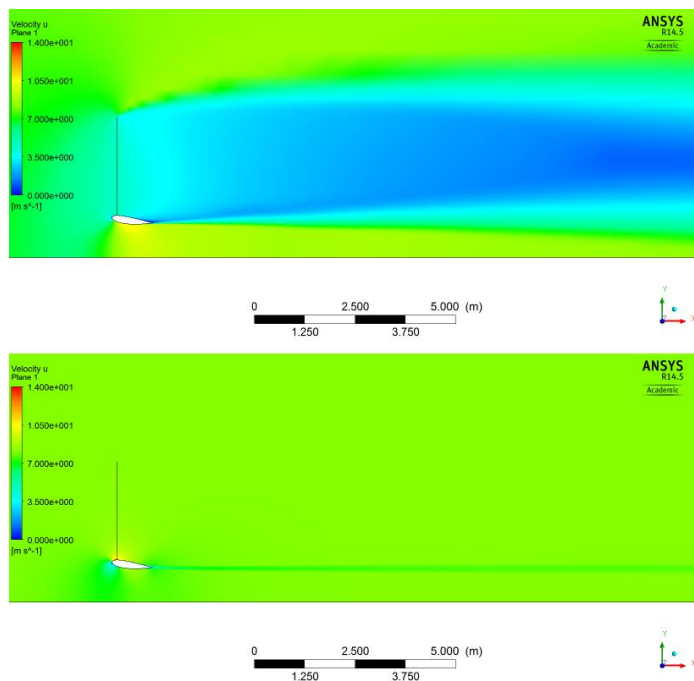


Fig. 2: axiales Geschwindigkeitsfeld mit ACD (oben) und ohne ACD

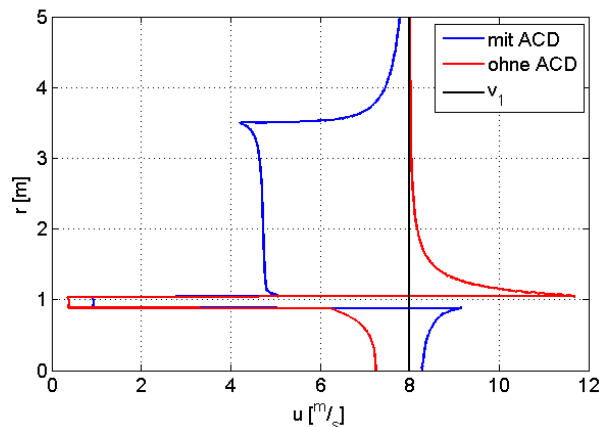


Fig. 3: Axiale Geschwindigkeit  $u$  in der Rotorebene

## Hinterkante

Wie in Fig. 4 dargestellt, kommt es in beiden untersuchten Fällen zu keiner Ablösung an der Hinterkante des Diffusors. Hierbei ist entsprechend der Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Oberfläche deutlich zu erkennen, dass die Grenzschicht im Fall mit ACD hoch belastet ist. Dementsprechend ist wie bei der Optimierung angegeben eine weitere Erhöhung der Wirksamkeit zwar in der Simulation möglich, jedoch ist die Zuverlässigkeit der Aussage über den exakten Punkt der Ablösung eingeschränkt. Somit stellt die vorgeschlagene Geometrie die Grenze der sicheren Anwendbarkeit dar. Im Vergleich hierzu ist im Fall ohne ACD keine erhöhte Gefahr der Ablösung zu erkennen.

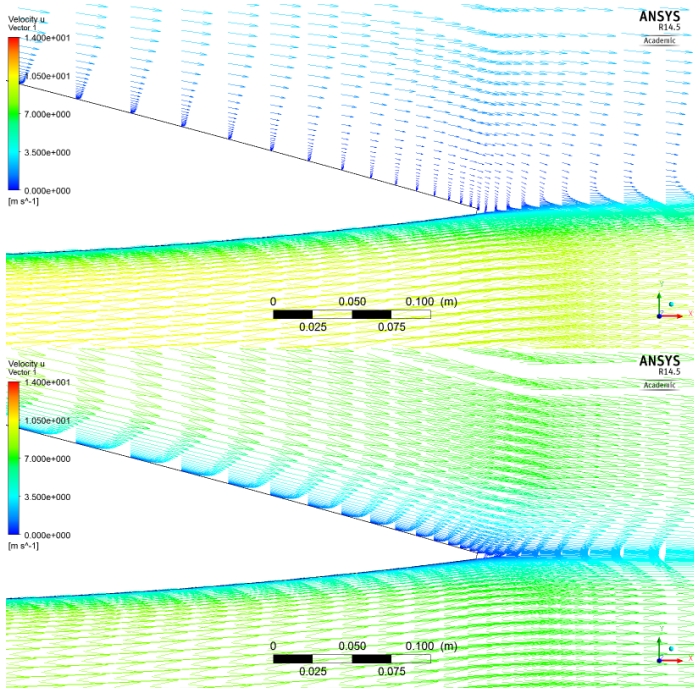


Fig. 4: Hinterkantenumströmung mit ACD (oben) und ohne ACD

## Druckverteilung

Wie in Fig. 5 und Fig. 6 dargestellt unterscheiden sich neben dem Geschwindigkeitsfeld auch die Drücke in den Fällen mit und ohne ACD. Interessant hierbei ist, dass die Saugspitze des Diffusorprofils durch die ACD vollständig reduziert wird. Somit ist der minimale Druckbeiwert mit ACD bei absolut kleineren Werten. Vergleicht man den Wert des Druckbeiwerts bei z.B.  $x = 0,2m$ , so zeigt sich, dass entsprechend der zuvor beschriebenen Übergeschwindigkeit im inneren des Diffusors, nun auch die Saugseite des Profils auf der Innenseite des Diffusors liegt. Im Gegensatz dazu liegt die Saugseite ohne ACD auf der Außenseite des Diffusors.

Betrachtet man die Außen- bzw. Druckseite des Profils mit ACD so zeigt sich, dass der Druck über eine lange Strecke konstant ist und zu einem Wert im deutlich negativen Bereich strebt. Dies verdeutlicht die Nähe der Auslegung zur abgelösten Strömung und das hier eine detaillierte Untersuchung im Rahmen der Detailauslegung zur Sicherstellung der Ablösungsgrenzen erforderlich ist.

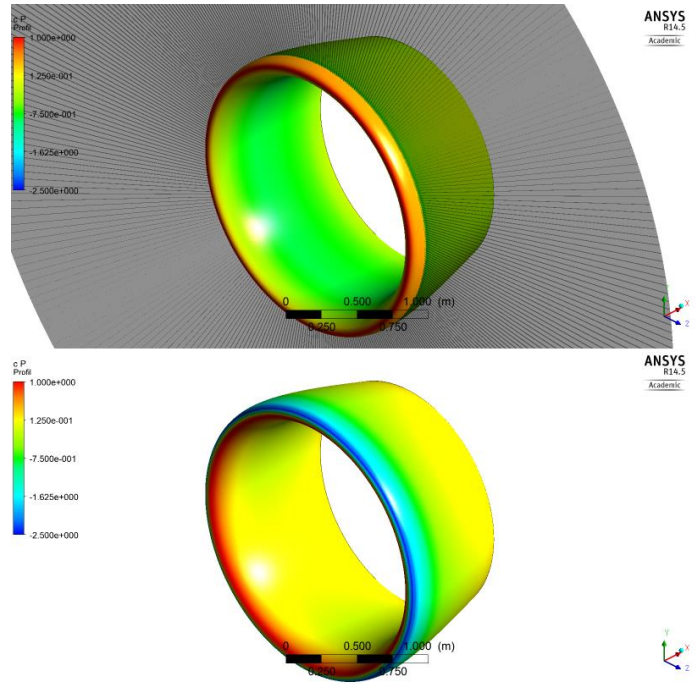


Fig. 5: Druckverteilung auf dem Diffusor mit ACD (oben - ACD grau dargestellt) und ohne ACD

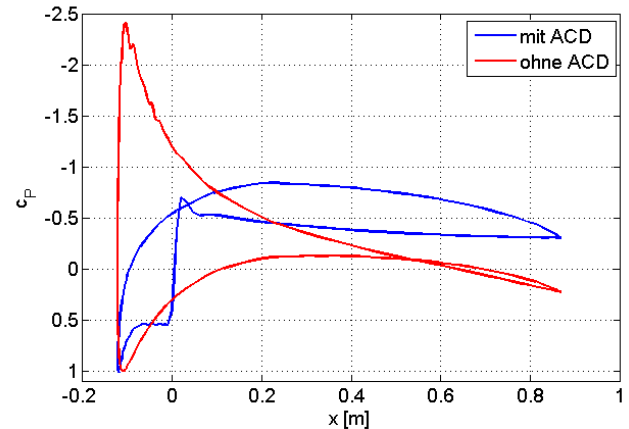


Fig. 6: Druckbeiwert  $c_p$  auf dem Diffusor

## VORGESCHLAGENE MESSANORDNUNG

Entsprechend den Angaben zum Windkanal ist eine Modellgröße von bis zu  $D = 0,5m$  möglich. Da die Reynoldsähnlichkeit möglichst eingehalten werden sollte, ergibt sich, dass das Modell möglichst groß sein sollte. Wie im Rahmen der vorliegenden Untersuchung jedoch gezeigt werden konnte weißt die Umströmung des Diffusors mit  $f = 2\%$ ,  $\beta = 8^\circ$  eine deutliche Abhängigkeit vom Vorhandensein eines Rotors bzw. einer Actuatordisk auf. Somit ist eine Berücksichtigung zumindest des Innenbereichs des Rotors erforderlich, um zuverlässige Aussagen zu machen. Dies kann durch die Anbringung eines Gitters mit einem Verlustbeiwert von  $\zeta = c_x = 2$  erreicht werden. Somit wird in diesem Dokument vorgeschlagen das Modell des Diffusor mit einem Durchmesser von  $D_{Modell} = 0,3m$  zu bauen und einen Gitterring mit einem Außendurchmesser von  $D_{Gitter} = 0,5m$  anzubringen. Dieser kann als Doppelgitter, vgl. Fig. 7, mit einer freien

Lochfläche von ca.  $a \approx 54\%$  aus schlanken Stäben mit z.B.  $d = 2\text{mm}$  ausgeführt werden.

Zur Bewertung der Strömungseigenschaften ist es sinnvoll, die Druckverteilung auf dem Diffusor mit und ohne Lochgitter zu vermessen und dabei die Strömung auf Ablösungen zu beobachten. Basierend auf diesen Daten kann dann die Auslegung und Interaktion von Rotor und Diffusor überprüft werden.

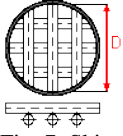


Fig. 7: Skizze eines Doppelgitters

## FAZIT

In dieser Untersuchung konnte eine optimale Geometrie eines innenliegenden Diffusors gefunden und analysiert werden. Es konnte gezeigt werden, dass die Interaktion von Rotor und Diffusor in der Auslegung berücksichtigt werden muss, um eine leistungsoptimale Anlage zu entwickeln. Ebenfalls konnte gezeigt werden, dass die Gefahr von Strömungablösungen auf der Außenseite des Diffusors beachtet werden muss.