
**Rechnerischer Vergleich von *Compound Lean Nozzles* mit
*Controlled Flow Nozzles***

Diplomarbeit von cand. aer. Schiebenes, Andreas 1740372

durchgeführt am

**Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen
an der Technischen Universität Wien**

Institut für Aerodynamik und Gasdynamik
Universität Stuttgart

Institut für Luftfahrtantriebe und Turbomaschinen
Universität Stuttgart

Wien, Dezember 2001

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die dreidimensionale Modifizierung einer gegebenen Leitreihe mit einem kommerziellen Finite-Volumen- Programm, um ein im Auslegungspunkt möglichst gleichmäßiges Strömungsfeld nach der Leitreihe zu bewirken und dadurch den Stufenwirkungsgrad zu erhöhen.

Dabei wird auf die aerodynamische Belastungsverteilung der Schaufel und somit auf die Verringerung der Sekundärverluste besonderer Wert gelegt. Es werden zwei Philosophien, *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles*, die in Kapitel 8 erläutert werden, zur Durchführung herangezogen und miteinander verglichen. Sie unterscheiden sich in wesentlichen Punkten, zielen aber auf ähnliche Vorteile ab.

Das Strömungsfeld wird in verschiedenen Ebenen interpoliert und ausgewertet.

Die Berechnung erfolgt für ein lineares Gitter, kompressibel und stationär mit dem RNG-k, ϵ - Turbulenzmodell.

Vorwort

Ich möchte mich beim Institutsvorstand, Herrn o. Univ. -Prof. Dipl. -Ing. Dr. techn. Hermann Haselbacher für die Vergabe der Diplomarbeit und die Möglichkeit, diese am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen der TU Wien durchzuführen, bedanken.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer, Herrn Univ.Ass. Dipl.-Ing. Franz Wingelhofer am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen der TU Wien, für seine tatkräftige Unterstützung.

Danken möchte ich auch Herrn Dr. Schmidt vom Institut für Aerodynamik und Gasdynamik der Universität Stuttgart, der die Betreuung für das Institut für Luftfahrtantriebe und Turbomaschinen der Universität Stuttgart übernommen hat.

Gewidmet ist diese Diplomarbeit meinen Eltern, die mir dieses Studium ermöglicht haben.

Eine stachelige Raupe sprach zu sich selbst:
Was man ist, das ist man.
Man muß sich so annehmen, wie man ist, mit Haut und Haaren.
Was zählt ist das Faktische.
Alles andere sind Träume.

Meine Lebenserfahrung läßt keinen anderen Schluß zu:
Niemand kann aus seiner Haut.

Als die Raupe dies gesagt hatte, flog neben ihr ein Schmetterling auf.
Es war, als ob Gott gelächelt hätte.

Lindolfo Weingärtner

Inhaltsverzeichnis

1	Symbolverzeichnis	viii
2	Einführung	1
3	Geometrie der Leitreihe	3
3.1	Profil	3
3.2	Schaufel	4
3.3	Schaufelreihe	4
4	Inkompressibel-kompressibel	5
5	Grundgleichungen	7
5.1	Grundgleichungen der Strömungsmechanik	7
6	Turbulenzmodellierung	10
6.1	Turbulenzgrad, turbulente kinetische Energie, turbulente Dissipationsrate . .	10
6.2	Zweigliedungsmodelle	11
6.3	RNG- k - ϵ -Turbulenzmodell	11
7	Numerisches Lösungsverfahren	13
7.1	Finite-Volumen-Methode	13
7.2	Blockstrukturierte Gitter	14
7.3	Gittergenerierung	14
7.4	Randbedingungen	17
7.4.1	Stoffgrößen	17
7.4.2	Periodizität	18
7.4.3	Grenzschichtvorgabe	18
7.5	Anfangsbedingungen	20
7.5.1	Startvorgabe	20

7.6	Druckkorrektur	20
7.7	Iteration	21
7.7.1	Relaxation	21
7.7.2	Konvergenz	22
7.8	Postprocessing	22
8	<i>Compound Lean Nozzles und Controlled Flow Nozzles</i>	23
8.1	<i>Compound Lean Nozzles</i>	23
8.2	<i>Controlled Flow Nozzles</i>	25
9	Mittelungsverfahren	32
10	Auswertung und Ergebnisse	37
10.1	Rechnerperformance	37
10.2	Lage der Auswertungsebenen	38
10.3	Parameter der verschiedenen Nozzles	39
10.4	Konvergenz	39
10.5	Dimensionsloser Wandabstand	40
10.6	Sekundärgeschwindigkeit	41
10.7	Homogenität des Strömungsfeldes am Austritt $\Delta \dot{H} = \dot{M}(h_{irrev} - h_{rev})$	46
10.8	Wirkungsgrad	48
10.9	Ausmischungsverluste	49
10.10	Profildruckverteilung	50
10.11	Totaldruckverlust	52
10.11.1	Mittlerer Totaldruckverlust	52
10.11.2	Totaldruckverlustverteilung entlang der Schaufelhöhe	53
10.11.3	Totaldruckverlustverteilung	56
10.12	Abströmwinkel	59
10.12.1	Mittlerer Abströmwinkel	59
10.12.2	Mittlerer Abströmwinkel über Schaufelhöhe	59
10.12.3	Abströmwinkelfelder	60
10.13	Strömungswinkel in radialer Richtung	64
10.13.1	Mittlerer Strömungswinkel in radialer Richtung über Schaufelhöhe . .	64
10.13.2	Feld des Strömungswinkels in radialer Richtung	64
11	Zusammenfassung und Ausblick	68

10 Literaturverzeichnis	69
11 Abbildungsverzeichnis	71
12 Tabellenverzeichnis	72
A Anhang	73
A.1 CFX4 Commandfile	73
A.2 Profilkordinaten	76

Kapitel 1

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	Oberfläche
a	Schallgeschwindigkeit
a	Arbeit
a	Mündungsweite
a_0, a_1, a_2	Parameter
C_p	Druckbeiwert
C_μ	Konstante
C_1	Konstante im Turbulenzmodell
C_2	Konstante im Turbulenzmodell
CFN	<i>Controlled Flow Nozzles</i>
CLN	<i>Compound Lean Nozzles</i>
c	Tiefe
c	Sehnenlänge
c	Geschwindigkeit
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d, e, f	Konstanten in der Tangentengleichung an die Saugseite
\vec{f}	Volumenkraft
E	innere Energie
e	spezifische Energie
g	Gerade
H	Schaufelhöhe
H	Enthalpie
h	Schaufelhöhe
h	spezifische Enthalpie
I	Laufvariable
I^*	Integral
$INODE$	globale Knotennummer
I, J, K	Gitterkoordinaten
K	kinetische Energie
k	spezifische kinetische Energie
k	Konstante im Potenzgesetz
k	turbulente kinetische Energie

L	Impulsmoment
M	molare Masse
M_a	<i>Mach</i> zahl
M	Masse
\dot{m}	Massenstrom
n	Normalenvektor
n	Laufvariable
o	bezogener Abstand
P	Produktionsrate im Turbulenzmodell
p	Druck
Q	Wärmeleistung
\dot{q}	Wärmestromdichte
R	Gaskonstante
r	Position
S	Entropie
s	spezifische Entropie
T_u	Turbulenzgrad
T	Temperatur
u	spezifische innere Energie
t	Teilung
t	Zeit
V	Volumen
\dot{V}	Volumenkraft
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten in x, y, z - Richtung
\dot{W}	mechanische Leistung
w	Arbeit
y^+	dimensionsloser Wandabstand
y	Dicke der wandnächsten Zelle
x, y, z	Koordinatenrichtungen

Griechische Symbole

α	Winkel zwischen Tangente an die Schaufelachse und an der z -Achse
α	Relaxationsfaktor
α	Abströmwinkel
β	Konstante
$\delta_{i,j}$	Kroneckereinheitstensor
δ	Grenzschichtdicke
δ	turbulentes Längenmaß
$\Delta\beta$	Änderung des Staffelungswinkels
ϵ	turbulente Dissipationsrate
ζ	Winkel zwischen dem Betrachtenden Punkt und der x - Achse
η	Wirkungsgrad
η_0	Konstante im Turbulenzmodell
κ	Isentropenexponent
λ	Volumenviskosität
λ	dynamische Wärmeleitfähigkeit
μ	kinematische Viskosität
ρ	Dichte
$\vec{\sigma}$	Spannungstensor

$\vec{\tau}$	Spannungstensor
ϕ	
ξ, η, ζ	konturangepasste Koordinaten
ω	Totaldruckverlust
Tiefgestellte Indizes	
A, B, C	Knotenbezeichnung
b	berechnet
d	dynamisch
ϵ	die turbulente Dissipationsrate betreffend
eff	effektiv
k	die turbulente kinetische Energie betreffend
f	frei
g	gebunden
ges	gesamt
HK	die Hinterkante betreffend
irr	irreversibel
i, j	Laufindex
max	Maximum
min	Minimum
m	Mittelwert
n	normal
p	potenziell
$prim$	primär
pro	Projiziert
R	Referenz
τ	die Schubspannung betreffend
rev	reversibel
sec	sekundär
T	turbulent
t	total
t	tangential
U	Geschwindigkeit
u	in Umfangsrichtung
∞	Größen der ungestörten Strömung
W	den Windkanal betreffend
1	Eintritt nach der Leitreihe
2	Austritt nach der Laufreihe

Hochgestellte Indizes

.	Flüsse
'	erste Ableitung
'	Schwankung
–	Mittelwert über Teilung, zeitlicher Mittelwert
→	Vektor
=	Mittelwert über Fläche

Tabelle 1.1: Symbolverzeichnis

Kapitel 2

Einführung

Aufgrund der steigenden Anforderungen an die Wirkungsgrade von Turbomaschinen verwenden viele Hersteller strömungstechnisch optimierte Leitschaufeln. Dabei wurde angestrebt, eine neue Schaufelgeneration zu entwickeln. Diese basiert auf einer dreidimensionalen Schaufelgestaltung.

Durch die dreidimensionale Beschaukelung wird die aerodynamische Belastungsverteilung der Schaufel abgeändert, wodurch die Strömung durch die Leitreihe beeinflusst und die Strömungsverluste in der Turbomaschine verringert werden können. Möglich war dies durch die stark gestiegene Leistungsfähigkeit der Strömungslöser und Versuchseinrichtungen. Der Gesamtverlust kann in mehrere Einzelverluste aufgeteilt werden

- Profilverluste,
- Verluste durch Sekundärströmung,
- Verluste durch Spaltströmung und
- sonstige Verluste (z.B. Randverluste, Mischungsverluste).

Die Verluste durch Sekundärströmung haben bei Turbomaschinen- beschaukelungen mit kleinem Seitenverhältnis einen großen Anteil am Gesamtverlust. Die Verluste durch Sekundärströmung entstehen durch Interaktion von Grenzschichten und Druckgradienten, wodurch sich im Schaufelkanal verschiedene Wirbel ausbilden. In Kapitel 10.6 wird auf die Entstehung der Sekundärverluste noch näher eingegangen.

Dass von einer vorhandenen zylindrischen Schaufel ausgegangen wird ist von Vorteil, da sie sich in Versuchen beziehungsweise in realen Maschinen schon bewährt hat. Ein weiterer Vorteil ist, dass sie durch Parameterstudie genau auf die Turbinenstufe zugeschnitten werden kann. Zu beachten ist aber, dass numerische Strömungsberechnungsprogramme kleine Wirkungsgradunterschiede nicht immer wiedergeben (die aber sehr bedeutsam sind) und Verluste im allgemeinen zu hoch berechnen.

Die dreidimensionale Schaufelgestaltung erfolgt einerseits nach dem Prinzip der *Controlled Flow Nozzle*, andererseits nach dem der *Compound Lean Nozzle*. Kennzeichnend für *Controlled Flow Nozzles* ist die Beibehaltung der radialen Hinterkante und der parabolische Verlauf des Staffelungswinkels über der Schaufelhöhe. Bei *Compound Lean Nozzles* werden die Schaufelprofile in Umfangsrichtung verschoben. Die *Controlled Flow Nozzle* gleicht im vorderen Teil einer *Compound Lean Nozzle* und im hinteren Teil einer zylindrischen Schaufel. Bei geeigneter Auslegung entstehen bei beiden Prinzipien gleichmäßige Strömungsfelder hinter der Schaufel-

reihe, wobei man die aerodynamische Belastungsverteilung der Schaufel, die die Ausdehnung und Position des Kanalwirbels beeinflusst, beeinflusst. Eine genaue Erklärung der beiden Prinzipien und der jeweiligen Vor- beziehungsweise Nachteile findet man in Kapitel 8.

Als Strömungslöser wird in dieser Arbeit der kommerzielle Finite-Volumen-Löser CFX 4.3 verwendet. Die numerische Modellierung der Strömung durch eine dreidimensional gestaltete Schaufel kann zu einem wachsenden Verständnis der physikalischen Vorgänge und dadurch auch zu einer Verbesserungsmöglichkeit durch deren Beeinflussung führen.

In dieser Arbeit wird die Strömung durch ein lineares Gitter berechnet. Am Eintritt in das Rechenggebiet wird eine Grenzschicht vorgegeben. Als Turbulenzmodell wird das RNG- k - ϵ -Modell nach *Yaklot* und *Orszag* mit Wandfunktion verwendet. Ein Vorteil des RNG- k - ϵ -Modell ist, dass der Staupunkt besser modelliert wird, als beim Standard- RNG- k - ϵ -Modell. Die Reduktion der Berechnungsergebnisse erfolgt unter Anwendung des Mittelungsverfahrens nach *Kreitmeier*, das in Kapitel 9 erläutert wird. Ausgewertet wird der Wirkungsgrad, die Ausmischverluste stromab der Reihe, die Homogenität des Strömungsfeldes, die Verteilung des Strömungswinkels in radialer und in Umfangsrichtung, die Sekundärgeschwindigkeit, die Totaldruckverluste und die Druckverteilungen am Schaufelprofil.

Eine abschließende Bestätigung der Ergebnisse der neu entwickelten dreidimensionalen Beschauelung kann aber letztendlich nur im Versuch erfolgen.

Kapitel 3

Geometrie der Leitreihe

3.1 Profil

Das verwendete Profil ist ein *Traupel*-Profil und in Abbildung 3.1 dargestellt. Das Profil hat eine Sehnenlänge c von 62 mm. Die Profilkordinaten finden sich im Anhang A.2.

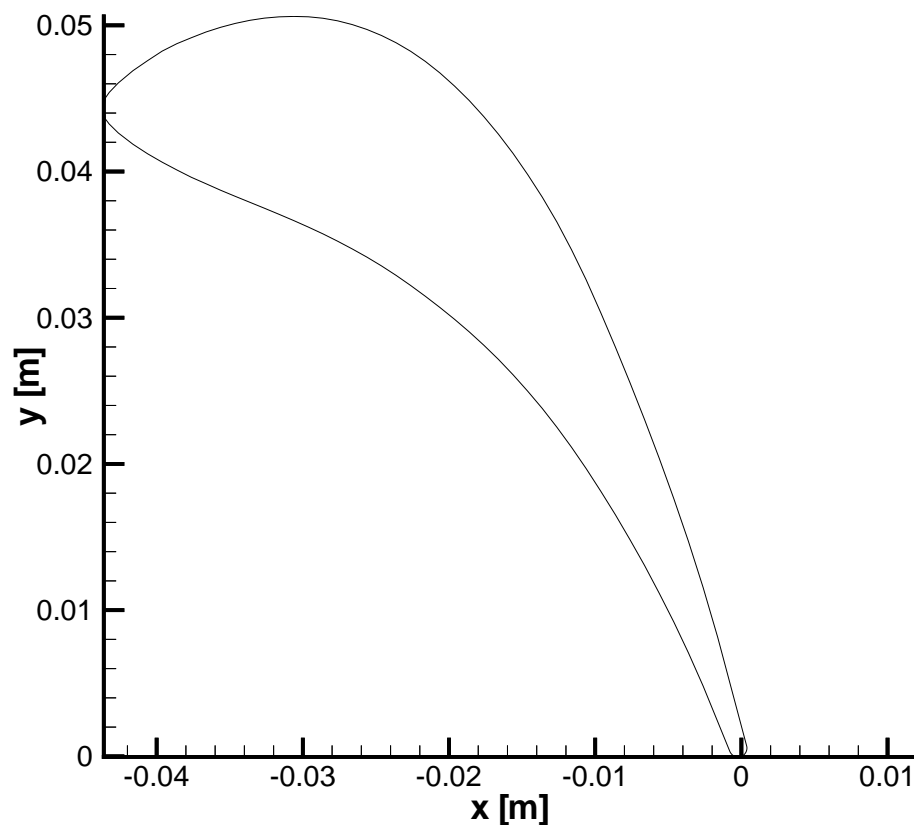


Abbildung 3.1: Schaufelprofil

3.2 Schaufel

Die gerade Schaufel für die Parameterstudie der dreidimensionalen Beschaukelung ist dem *ERCRAFT – Testcase* entnommen. Die gerade Schaufel hat ein Seitenverhältnis (h/c) von 0.887 bei einer Höhe h von 0.055 mm.

3.3 Schaufelreihe

Die Schaufelreihe hat eine Teilung t von 47.8 mm und einen Anströmwinkel von 90° . Der Abströmwinkel beträgt 20° .

Kapitel 4

Inkompressibel-kompressibel

Um durch eine Fehlerabschätzung feststellen zu können, ab welcher Geschwindigkeit die Kompressibilität des Strömungsmediums berücksichtigt werden muss, stellt man den Druck in Abhängigkeit der *Machzahl* dar. Für die Strömungsgeschwindigkeit entscheidend ist der dynamische Druck p_d . Stellt man entlang einer Stromlinie die *Bernoulli*-Gleichung auf, ohne die Strömungsverluste zu berücksichtigen, so ergibt sich

$$p_t = p + p_d \quad (4.1)$$

Der dynamische Druck hängt nur von der Umwandlung der Geschwindigkeitsenergie in Druck ab. Für eine adiabate Verzögerung gilt

$$c_p T + \frac{c_\infty^2}{2} = c_p T_t. \quad (4.2)$$

Unter Verwendung der *Machzahl*

$$M_a = \frac{c_\infty}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa R T}} \quad (4.3)$$

und der Isentropenbeziehung

$$\frac{p_t}{p} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.4)$$

folgt daraus für den dynamischen Druck nach *Wüst* [7]

$$p_d = \frac{2}{\kappa M_a^2} \left[\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_a^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right] \rho \frac{c^2}{2} = F(M_a, \kappa) \rho \frac{c^2}{2}. \quad (4.5)$$

Entwickelt man den Ausdruck $\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_a^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ in eine *MacLaurinsche* Reihe, so kann man mit der Bedingung für Machzahlen $M_a \ll 1$ auf den inkompressiblen Fall schließen:

$$\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_a^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1 + \frac{\kappa}{2} M_a^2 + \frac{\kappa}{8} M_a^4 \dots \approx 1 + \frac{\kappa}{2} M_a^2. \quad (4.6)$$

Für den dynamischen Druck des inkompressiblen Mediums folgt dann

$$p_d = \rho \frac{c^2}{2}. \quad (4.7)$$

Die Funktion $F(M_a, \kappa)$ beschreibt den Einfluss der Kompressibilität des Strömungsmediums auf den dynamischen Druck und gilt nur für $\kappa = 1.4$.

Lässt man für den dynamischen Druck einen Fehler von einem Prozent zu, so kann man bei *Mach*zahlen bis $M_a = 0.2$ mit Gleichung 4.7 rechnen. Bei höheren *Mach*zahlen ist Gleichung 4.5 anzuwenden.

Aufgrund der bei dieser Arbeit auftretenden Geschwindigkeiten bis $200 \frac{m}{s}$, und der daraus resultierenden *Mach*zahl M_a von ungefähr 0.6, wird die Berechnung für ein kompressibles Medium durchgeführt. Dabei wurde die Schallgeschwindigkeit mit $330 \frac{m}{s}$ angenommen.

Kapitel 5

Grundgleichungen

Eine mögliche Betrachtung von aerodynamischen Problemen basiert auf den allgemeinen *Navier – Stokes*-Gleichungen, auch Erhaltungssätze der Strömungsmechanik genannt.

5.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Es wird eine quasistationäre, dreidimensionale, kompressible, turbulente Strömung untersucht. Das Strömungsfeld wird durch den Geschwindigkeitsvektor \vec{c} , den Druck p , die Temperatur T und die Dichte ρ beschrieben. Zur Beschreibung dieser Größen dient das Gleichungssystem, welches aus der idealen Gasgleichung und den drei Transportgleichungen zur

- Massenerhaltung
- Impulserhaltung und
- Energieerhaltung

besteht. Auf diesen Gleichungen basiert die gesamte Strömungsmechanik.

Mathematisch formuliert ist das ein System nichtlinearer partieller Differentialgleichungen. Diese Gleichungen werden auch Kontinuitätsgleichung, Bewegungsgleichung und Energiegleichung genannt.

Gasgleichung

Da das Strömungsmedium als *Newtonsches* Fluid und als ideales Gas modelliert wird, gilt hier die thermische Zustandsgleichung

$$p = \rho RT. \quad (5.1)$$

Aus den Definitionen für die spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem Volumen c_v

$$c_v = \frac{\partial u}{\partial T}_v \quad (5.2)$$

und für die bei konstantem Druck c_p

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial T}_p \quad (5.3)$$

kann man die Beziehungen für die spezifische innere Energie u

$$du = c_v dT \quad (5.4)$$

und für die spezifische Enthalpie h

$$dh = c_p dT \quad (5.5)$$

herleiten.

Für die Gaskonstante R in Gleichung 5.1 gilt

$$R = c_p - c_v \quad (5.6)$$

und für das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität κ

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}. \quad (5.7)$$

Kontinuitätsgleichung

Aus der Massenerhaltung, welche sagt, dass sich die im massenfesten Kontrollvolumen enthaltene Masse zeitlich nicht ändert, folgt die Kontinuitätsgleichung für ein raumfestes Kontrollvolumen in Integralform

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_A \rho(\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (5.8)$$

und in differentieller Form nach dem Grenzübergang $dV \rightarrow 0$ und unter Anwendung des Satzes von *Gauss*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{c}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \text{div} \vec{c} + \vec{c} \text{grad} \rho = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \text{div} \vec{c} = 0. \quad (5.9)$$

Bewegungsgleichung

Wenn man das *Newtonsche* Grundgesetz der Mechanik auf ein massenfeste Kontrollvolumen anwendet, erhält man für das raumfeste Kontrollvolumen

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{c} dV + \int_A \rho \vec{c}(\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = \int_V \vec{f} dV + \int_A \vec{\sigma} dA, \quad (5.10)$$

wobei der Spannungstensor $\vec{\sigma}$ ein symmetrischer Tensor ist:

$$\vec{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{pmatrix}. \quad (5.11)$$

Die erste Invariante des Spannungstensors stellt den Druck dar

$$p = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}). \quad (5.12)$$

Die Normal- und Tangentialspannungen lassen sich in Druck- und Zähigkeitsspannungen aufspalten:

$$\sigma_{ij} = -\delta_{ij}p + \tau_{ij}. \quad (5.13)$$

δ_{ij} bezeichnet den *Kroneckereinheitstensor* und $\vec{\tau}$ den symmetrischen Spannungstensor

$$\vec{\tau} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix}. \quad (5.14)$$

Gleichung 5.12 gilt aber nur wenn das Medium in Ruhe ist, wenn das Medium inkompressibel ist, bei einatomigen Gasen oder bei Anwendung der *Stokeschen* Hypothese.

Im dreidimensionalen Fall ist der *Newtonsche* Ansatz der Zähigkeitsreibung auf das *Stokes* Reibungsgesetz erweitert:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k}. \quad (5.15)$$

Die Volumenviskosität λ ist neben der kinematischen Viskosität die zweite Stoffgröße, die den zähigkeitsbedingten Spannungszustand bestimmt. Mit der Hypothese von *Stokes*, $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, reduziert sich die Anzahl von Stoffgrößen auf die dynamische Viskosität μ . Dies gilt aber nur für einatomige Gase exakt.

Durch Einsetzen erhält man nun die Impulsgleichung der reibungsbehafteten Strömung in Integralform.

Energiegleichung

Aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (5.16)$$

folgt nach Anwendung auf das raumfeste Kontrollvolumen die Energiegleichung in Integralform

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho e_t dV + \int_A \rho e_t (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = - \int_A (\dot{q} \cdot \vec{n}) dA + \int_A (\sigma \vec{c}) dA. \quad (5.17)$$

Die spezifische Totalenergie e_t setzt sich aus der inneren Energie u , der kinetischen Energie e_k und der potenziellen Energie e_p zusammen. In differentieller Form lautet die Energiegleichung

$$\rho \left[\frac{\partial e_t}{\partial t} + \vec{c} \text{div} e_t \right] = -\text{div} \dot{q} + \text{div}(\sigma \vec{c}), \quad (5.18)$$

mit dem Wärmestromdichtevektor \dot{q}

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad} T. \quad (5.19)$$

Kapitel 6

Turbulenzmodellierung

Analyse und Simulation der Turbulenz ist eine der schwierigsten Aufgaben der Strömungsmechanik.

Obwohl die beschreibenden physikalischen Gleichungen bekannt sind, ist eine geschlossene analytische Lösung im allgemeinen nicht anzugeben. Auch bei der numerischen Lösung stößt man auf Grenzen, die eine direkte Simulation der turbulenten Strömung unmöglich machen.

Turbulenz ist ein instationärer, nichtlinearer und dreidimensionaler Vorgang, der durch große Schwankungen infolge der Mischbewegungen charakterisiert ist. Er muss im allgemeinen problemabhängig durch ein mathematisches Modell approximiert werden, welches durch phänomenologische Information zu ergänzen ist. Turbulente Strömungen verbrauchen Energie durch viskose Reibung und benötigen deshalb Energiezufuhr von außen. Turbulente Strömung ist im Gegensatz zur laminaren Strömung durch unregelmäßige zufallsbedingte Mischbewegungen kleiner Fluidelemente gekennzeichnet. Diese Bewegungen verursachen den Impulsaustausch zwischen den einzelnen Elementen. Jede Größe $f(t)$ kann als Summe der mittleren Größe \bar{f} und der Schwankung f' dargestellt werden:

$$c_i = \bar{c}_i + c'_i \quad (6.1)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (6.2)$$

$$T = \bar{T} + T' \quad (6.3)$$

$$\rho = \bar{\rho} + \rho' \quad (6.4)$$

6.1 Turbulenzgrad, turbulente kinetische Energie, turbulente Dissipationsrate

Der Turbulenzgrad T_u für eine isotrope Turbulenz

$$T_u = \frac{\sqrt{c'^2_i}}{\bar{c}} \quad (6.5)$$

ist ein Mass für die Intensität der Turbulenz.

Weitere Größen zur Darstellung der turbulenten Strömung bei isotroper Turbulenz sind die turbulente kinetische Energie k

$$k = \frac{3}{2} \bar{c'^2_i} \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (6.6)$$

und die turbulente Dissipationsrate ϵ

$$\epsilon = C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\delta} \quad \left[\frac{W}{kg} \right]. \quad (6.7)$$

C_μ hat ein Wert von 0.085, und δ bezeichnet das turbulente Längenmass von 0.000478, da δ_1 so gewählt wurde das es am Eintritt 1 Prozent der Teilung ist..

Um das Gleichungssystem zu schließen, werden die neuen Terme in den Erhaltungsgleichungen mit bekannten mittleren Größen des Strömungsfeldes über Turbulenzmodelle verknüpft. Man kann die Modelle einteilen nach der Anzahl der verwendeten Transportgleichungen, in Null-, Ein-, Zweigleichungsmodelle und Mehrgleichungsmodelle (*Reynoldsspannungsmodelle*). Die Allgemeingültigkeit nimmt mit der Anzahl der verwendeten Gleichungen zu. Die meisten Turbulenzmodelle verwenden das Modell der Wirbelviskosität (eddy-viscosity), bei dem die turbulente Austauschgröße mit den mittleren Geschwindigkeitsgradienten modelliert wird.

Da die Turbulenzmodelle auf experimentellen Ergebnissen basieren, ist es wichtig (um genaue Ergebnisse zu erhalten), dass das verwendete Turbulenzmodell sorgfältig ausgewählt wird. Andererseits sollte aber auch darauf geachtet werden, dass das Turbulenzmodell den folgenden Punkten genügt:

- großer Anwendungsbereich,
- geringer Rechenaufwand, und
- Einfachheit.

6.2 Zweigleichungsmodelle

Modelle mit zwei Transportgleichungen besitzen bessere Vorhersagekraft als Modelle mit einer Gleichung, da Modelle mit einer Gleichung nur beschränkt gültig sind. Bei zwei Transportgleichungen kann eine Gleichung die turbulente kinetische Energie und die andere die turbulente Dissipation beschreiben. Dadurch sind diese Modelle für eine Breite von turbulenten Strömungsproblemen einsetzbar, ohne dass zusätzliche problemspezifische, empirische Angaben gemacht werden müssen.

6.3 RNG- k - ϵ -Turbulenzmodell

Ein oft verwendetes Zweigleichungsmodell ist das k - ϵ -Turbulenzmodell. Das RNG- k - ϵ -Turbulenzmodell ist eine Alternative zum Standard- k - ϵ -Turbulenzmodell für hohe *Reynoldszahlen*. Es zeichnet sich durch folgende Vorteile aus:

- bessere Turbulenzmodellierung in Staupunktnähe,
- bessere Turbulenzmodellierung bei stark umlenkender Strömung und
- keine durch Versuch zu bestimmenden Konstanten.

Das Modell unterscheidet sich vom Standard- k - ϵ -Modell nur durch eine Modifikation der Gleichung für ϵ und durch Konstanten.

Die Gleichungen für das RNG- k - ϵ -Turbulenzmodell sind nachfolgend zusammengestellt:

$$\nabla(\rho \bar{c} k) - \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k}\right) \nabla k\right) = P - \rho \epsilon \quad (6.8)$$

$$\nabla(\rho \bar{c} \epsilon) - \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon}\right) \nabla \epsilon\right) = (C_1 - C_{1RNG}) \frac{\epsilon}{k} (P) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}. \quad (6.9)$$

C_{1RNG} ist gegeben durch

$$C_{1RNG} = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{(1 + \beta\eta^3)} \quad (6.10)$$

und

$$\eta = \left(\frac{P_s}{\mu_T}\right)^{0.5} \frac{k}{\epsilon}. \quad (6.11)$$

η_0 und β sind Konstanten. P_s bezeichnet die Scherproduktionsrate.

$$P_s = \mu_{eff} \nabla \bar{c} (\nabla \bar{c} + (\nabla \bar{c})^T). \quad (6.12)$$

Die effektive Viskosität μ_{eff} berechnet sich aus

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T. \quad (6.13)$$

Die dynamische turbulente Viskosität ist

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (6.14)$$

Die Produktionsrate

$$P = \mu_{eff} \nabla \bar{c} (\nabla \bar{c} + (\nabla \bar{c})^T) - \frac{2}{3} \nabla \bar{c} (\mu_{eff} \nabla \bar{c} + \rho k). \quad (6.15)$$

In Tabelle 6.1 sind die Werte der Konstanten für das RNG- k , ϵ -Modell zusammengefasst.

C_μ	σ_k	σ_ϵ	C_1	C_2	η_0	β
0.085	0.7179	0.7179	1.42	1.68	4.38	0.015

Tabelle 6.1: Konstanten des RNG- k , ϵ -Turbulenzmodells

Kapitel 7

Numerisches Lösungsverfahren

Das zu lösende Gleichungssystem besteht aus den Grundgleichungen und den Transportgleichungen für die Turbulenzgrößen. Es stellt ein System von partiellen Differentialgleichungen zweiter Ordnung dar, die numerisch lösbar sind.

7.1 Finite-Volumen-Methode

Die Grund- und Transportgleichungen müssen diskretisiert werden. Dazu gibt es verschiedene Ansätze: Finite-Differenzen-Methode (FD), Finite-Elemente-Methode (FE) und Finite-Volumen-Methode (FV). Ein in der Strömungssimulation häufig eingesetztes Verfahren zur Berechnung der Strömungen ist die Finite-Volumen-Methode. Die Grundidee der Finite-Volumen-Methode besteht darin, das gesamte zu untersuchende Strömungsgebiet in eine endliche Anzahl von Volumen zu unterteilen. Auf jedes Volumen wird das Gleichungssystem angewendet, das entsteht durch die Anwendung von Massen-, Bewegungs- und Energiebilanz (Aufsummieren der Flüsse über die Zellflächen). In CFX wird das entstandene Gleichungssystem mit zwei verschiedenen, aber kompatiblen Verfahren gebildet.

Das erste Verfahren basiert auf einer Koordinatentransformation. Es wird das kartesische Koordinatensystem $(x_i) = (x, y, z)$ im Originalraum durch das konturangepasste Koordinatensystem $(\xi_i) = (\xi, \eta, \zeta)$ ersetzt, bei dem die Ränder des Rechengebietes den Flächen $(\xi_i) = \text{konstant}$ entsprechen. Die partiellen Differentialgleichungen werden transformiert und danach im Einheitsraum diskretisiert, wobei die skalaren Werte der physikalischen Größen in den Zellmitten auftreten. Dieses Verfahren hat zwei Nachteile:

- Analytische Koordinatentransformation ist nur bei einfachen Geometrien möglich.
- Numerische Koordinatentransformation ist bei stark verzerrten Gittern fehlerhaft.

Beim zweiten Verfahren werden die Differentialgleichungen im Originalraum diskretisiert. Der Vorteil dabei ist, dass bei stark verzerrten Gittern die geometrische Information genauer wiedergegeben wird.

Wichtige Anforderungen an ein Gitter sind zum einen die Feinheit, welche die Genauigkeit der Lösung garantiert, und zum anderen eine nicht zu hohe Anzahl von Gitterpunkten, die die Rechenzeit unnötig erhöhen würde. Wichtig ist die Qualität der Lösung, die im wesentlichen von der Güte des verwendeten Rechengitters abhängt.

7.2 Blockstrukturierte Gitter

Man kann Gitter auf verschiedene Arten bilden. Es gibt strukturierte und unstrukturierte Gitter.

Strukturierte Gitter

Man bezeichnet ein Gitter als strukturiert, wenn jeder Netzknoten durch ein Indextripel bestimmt ist. Das Rechenggebiet wird in achteckige Elemente zerlegt, die in regelmäßigen Zeilen und Spalten im Speicher angeordnet sind. Vorteile sind, dass keine komplexen Datenbasen benötigt werden, was für den Löser sehr einfach zu handhaben ist. Nachteil ist, dass die lokale Anpassungsfähigkeit niedrig ist und eine automatische Generierung nur auf einfachen Gebieten möglich ist.

Unstrukturiertes Gitter

Im physikalischen Raum sind mehr oder weniger beliebig Punkte vorgegeben. Natürlich muss die Verteilung der Punkte dem Strömungsfeld angepasst sein, um sinnvolle Ergebnisse erzielen zu können. Die Punkte müssen nun so miteinander verbunden werden, dass der physikalische Raum in Dreiecke beziehungsweise Tetraeder unterteilt wird. Die Dreiecke beziehungsweise Tetraeder nennt man Elemente. Zu jedem Element müssen nun die entsprechenden Eckpunkte zugeordnet werden. Die Eckpunkte müssen lokal, und global indiziert werden, wobei in der Zuordnungsmatrix der Zusammenhang zwischen lokaler und globaler Indizierung festgelegt wird.

Ein Vorteil ist, dass das Gitter lokal angepasst werden kann, ohne das gesamte Gitter ändern zu müssen. Der Nachteil ist aber, dass die Generierung im allgemeinen aufwendiger ist. Der Speicherbedarf ist höher, als bei einem strukturiertem Gitter.

In dieser Arbeit wird ein blockstrukturiertes Gitter verwendet.

Blockstrukturierte Gitter

Da es bei komplizierten Berandungen des Rechenggebietes oft unmöglich ist, das Rechenggebiet mit einem strukturiertem Gitter zu beschreiben, verwendet man blockstrukturierte Gitter. Dabei werden mehrere Blöcke zu einem Gesamtgitter zusammengefügt. Die Randpunkte müssen dabei ident sein.

7.3 Gittergenerierung

Die Gittergenerierung ist ein wichtiges Teilgebiet der numerischen Strömungsmechanik.

Das Strömungsgebiet um die Schaufel wurde in zehn Blöcke aufgeteilt, um die Knotenverteilung und die Zellanzahl leichter anpassen zu können. Der verwendete Gittergenerator CFX4-Meshbuild bietet drei Möglichkeiten der Knotenverteilung entlang einer Blockgrenze: Knotenverteilung mit exponentiell anwachsenden Abständen und Knotenverteilung mit symmetrisch anwachsenden Abständen. Abbildung 7.1 zeigt das generierte Gitter des Strömungsgebietes in einer Ebene normal auf die gerade Schaufelachse.

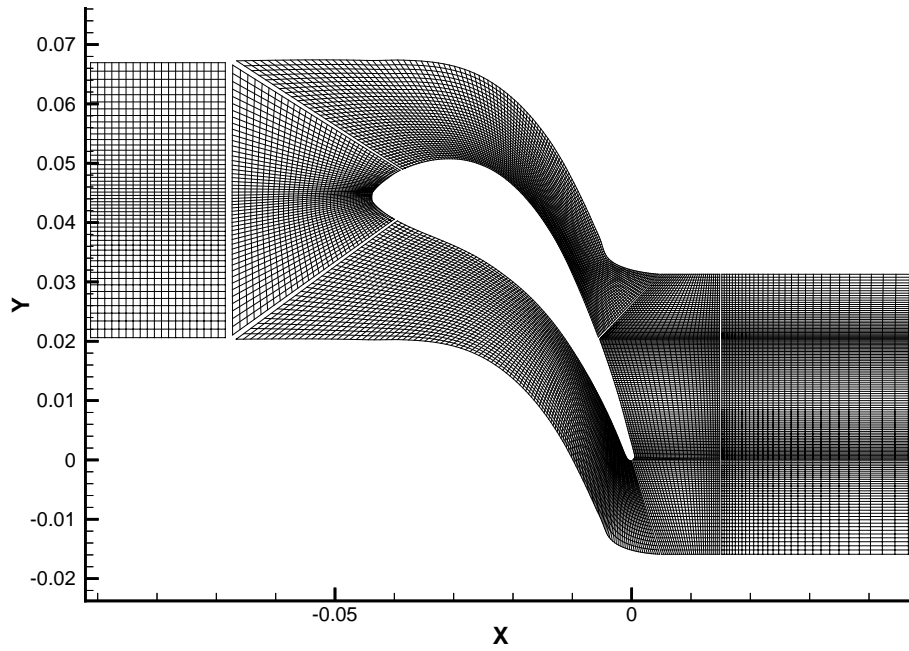


Abbildung 7.1: Gitter des Strömungsgebietes um die gerade Schaufel, normal auf die Schaufelachse

Es wurden 20360 Zellen für die Ebene und im dreidimensionalen 407200 Zellen verwendet, wobei die Zellen an der Schaufelvorderkante, an der Schaufelhinterkante und an den Wänden konzentriert sind. Es ist eine stärkere Stauchung der Knoten im hinteren Profilbereich und Nachlauf angebracht, um die höheren Gradienten gut aufzulösen. Die Knotenanzahl wurde in x,y -Richtung dem erforderlichen Wert des dimensionslosen Wandabstandes y^+ so weit wie möglich angepasst. Eine Aufstellung der verwendeten Zellen für die einzelnen Blöcke kann man in Tabelle 7.1 sehen. Abbildung 7.2 zeigt die Blocknummern der einzelnen Blöcke und die Richtungen von I,J.

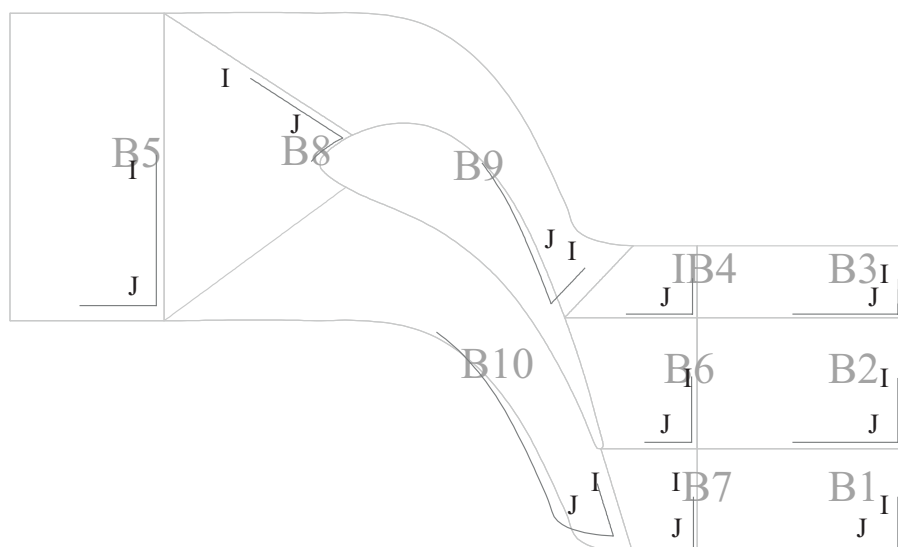


Abbildung 7.2: Blocknummerierung und Richtung

In K-Richtung wurden 20 Zellen gewählt. Aufgrund der Symmetrie wurde nur die halbe Schaufelhöhe modelliert, um Zellen und Rechenzeit zu sparen.

	I	J	K
BLOCK-NUMBER-1	35	30	20
BLOCK-NUMBER-2	70	30	20
BLOCK-NUMBER-3	35	30	20
BLOCK-NUMBER-4	35	30	20
BLOCK-NUMBER-5	52	20	20
BLOCK-NUMBER-6	70	30	20
BLOCK-NUMBER-7	35	30	20
BLOCK-NUMBER-8	35	52	20
BLOCK-NUMBER-9	35	130	20
BLOCK-NUMBER-10	35	130	20

Tabelle 7.1: Zellanzahl in den einzelnen Blöcken

Abbildung 7.3 zeigt die Knotenverteilung entlang der Schaufelachse, K- Richtung. Man sieht, dass im Bereich der Wand, $z=0$ m, die Verteilung feiner gewählt wurde, da so ein guter Wert für y^+ erreicht werden kann, ohne die Knotenzahl zu erhöhen. Im Bereich der Schaufelmitte, $z=-0.0275$ m wurde eine grobere Auflösung gewählt.

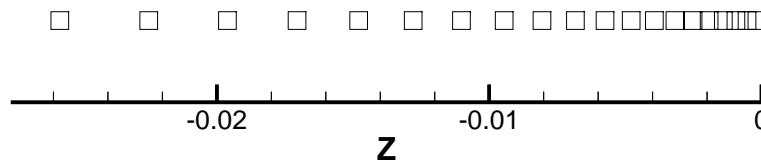


Abbildung 7.3: Verteilung entlang der Schaufelachse

Abbildung 7.4 zeigt das Gitter um die Hinterkante. Es werden drei Blöcke verwendet. Eine Blockgrenze (B10-B7) wird so gewählt, dass die Zellen im Hinterkantenbereich in Richtung der Abströmung liegen.

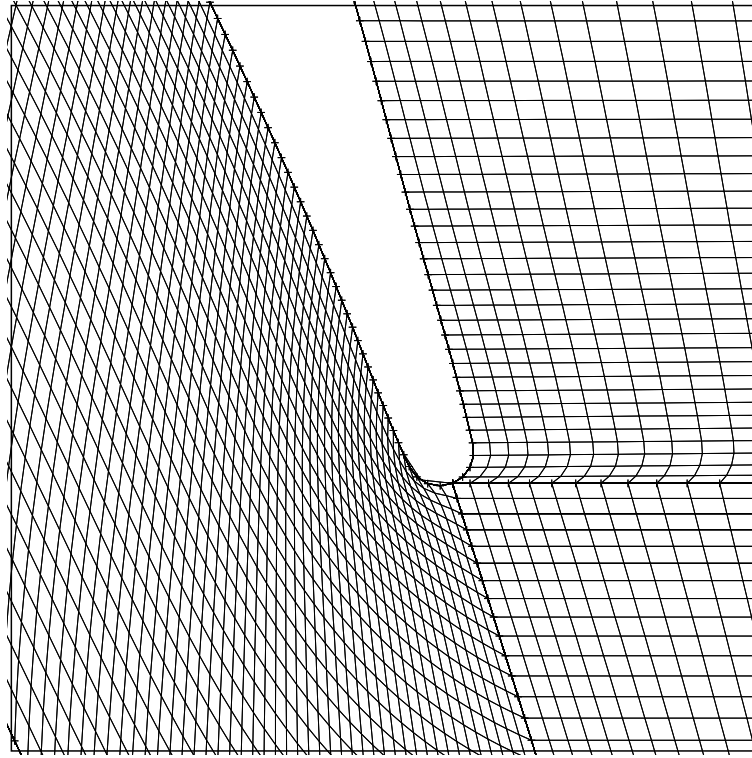


Abbildung 7.4: Gitter in der Nähe der Hinterkante

7.4 Randbedingungen

Zum Berechnen der reibungsbehafteten Strömung wird an der Seitenwand und an der Schau-
feloberfläche die Haftbedingung verwendet

$$v_n = 0, v_t = 0 \quad (7.1)$$

und somit

$$\vec{v} = 0. \quad (7.2)$$

Durch Aktivieren des Kommandos NO SLIP im Commandfile gilt die Haftbedingung an den Wänden. Diese Bedingung gilt auf allen innerhalb des Rechengebietes als Wände definierten Rändern. Zusätzlich kommen die Turbulenzgrößen k und ϵ zur Verwendung, die nach Gleichungen 6.5, 6.6, 6.7 berechnet werden. Für den Turbulenzgrad wurde ein Wert von 0.05 [-] am Eintritt angenommen und für das turbulente Längenmass einer von 000478m.

7.4.1 Stoffgrößen

Es wird eine universelle Gaskonstante $R = 8314[\frac{J}{kmolK}]$, eine molekulare Masse M von $28.79[\frac{kg}{kmol}]$ als Stoffgrößen vorgegeben. Der spezifische Druckbeiwert ist $c_p=1007\frac{J}{kgK}$ und Lambda $\Lambda=0.02603\frac{J}{smK}$.

Um Enthalpie zu berechnen, braucht man eine Referenztemperatur $T_R = 273.15[K]$. Sie ist die Temperatur, bei der die spezifische Enthalpie Null ist.

7.4.2 Periodizität

Durch Periodizität wird das Simulationsgebiet auf eine Gitterteilung beschränkt. Man kann dies erreichen durch Addieren der entsprechenden Gleichungen. Dadurch werden die beiden periodischen Punkte zu einem einzigen Punkt zusammengefasst.

7.4.3 Grenzsichtvorgabe

Bei konstanter Geschwindigkeitsvorgabe am Eintritt ist der Hufeisenwirbel schwach ausgeprägt, weil sich nur eine dünne Grenzschicht in der Zulaufstrecke ausbildet. Der Kanalwirbel ist ebenfalls schwach ausgeprägt. Dies hat zur Folge, dass nur eine begrenzt dreidimensionale Strömung im Schaufelkanal auftritt. Um eine ausgeprägte dreidimensionale Strömung zu erhalten, wird eine Grenzschicht am Eintritt vorgegeben. Dies bewirkt eine dickere Grenzschicht und somit einen stärker ausgeprägten Kanal- und Hufeisenwirbel.

Der Zusammenhang zwischen der Grenzschichtdicke und dem Kanalwirbel ist, dass in der Schaufelmitte ein Gleichgewicht zwischen Druckgradient und Fliehkraft besteht. In der Grenzschicht herrscht zwar der gleiche Druckgradient aber die Geschwindigkeit des Fluids ist kleiner. Durch dieses Ungleichgewicht entsteht eine Querströmung von der Druckseite zur Saugseite.

Abbildung 7.5 zeigt die vorgegebene Grenzschichtverteilung entlang der Schaufelhöhe. Die Wand ist bei $z=0\text{m}$ und die halbe Schaufelhöhe bei $z=-0.0275\text{m}$.

Die axiale Geschwindigkeit u wird durch

$$u(z) = \begin{cases} u(z) & z > -\delta \\ u_\infty & z \leq -\delta \end{cases} \quad (7.3)$$

$$u(z) = u_\infty \cdot \left(\frac{|z|}{\delta}\right)^k \quad (7.4)$$

vorgegeben. u_∞ bezeichnet die axiale Geschwindigkeit außerhalb der Grenzschicht und δ die Grenzschichtdicke. Der Geschwindigkeitsverlauf in der Grenzschicht wird dabei mit dem Potenzgesetz modelliert.

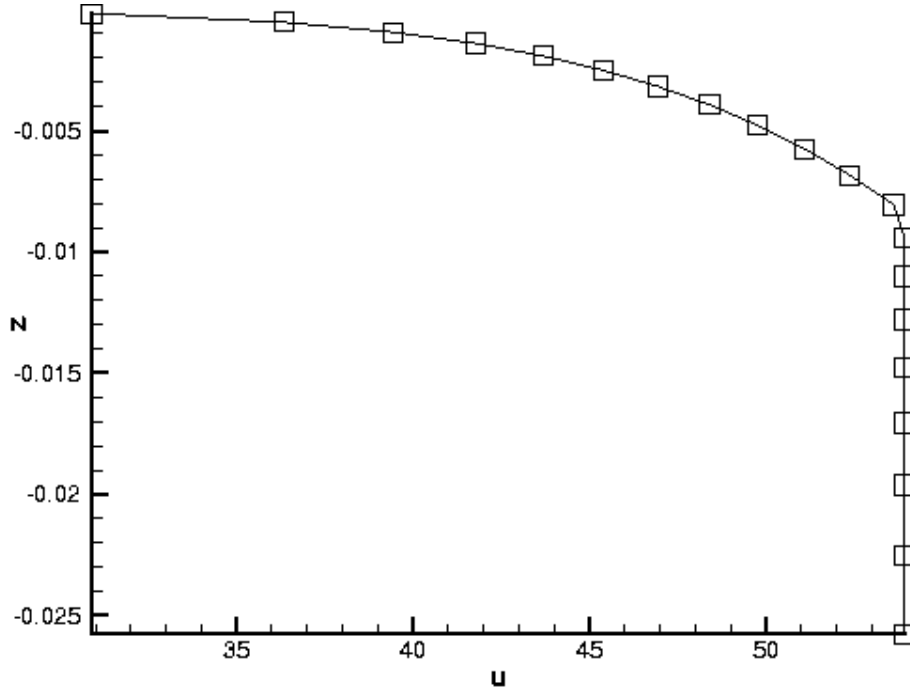


Abbildung 7.5: Grenzschichtvorgabe Eintritt

Um die Grenzschichtdicke δ zu bestimmen, wurde die bei einer Windkanalmessung ermittelte Grenzschichtdicke $\delta_W = 22.9\text{mm}$ auf die Schaufelhöhe im Windkanal H_W bezogen [1]. Die bezogene Grenzschichtdicke wurde für die Berechnung über nommen:

$$\delta = \frac{\delta_W}{H_W} H. \quad (7.5)$$

Im *ERCFTAC-Testcase* ist die mittlere Geschwindigkeit am Eintritt $u_1 = 51.878 \frac{m}{s}$ vorgegeben. Der Exponent k wurde mit $\frac{1}{7}$ festgelegt.

Der Turbulenzgrad wurde am Eintritt mit 5 Prozent und das turbulente Längenmaß δ mit 1 Prozent der Teilung festgelegt. Die Temperatur wurde mit $304.41[\text{K}]$ vorgegeben.

Der Massenstrom \dot{m} errechnet sich aus dem Integral über der Schaufelhöhe

$$\dot{m} = 2\rho \int_{-0.5H}^0 u(z) dz = 2\rho \left[u_\infty (0.5H - \delta) + \int_{-\delta}^0 u(z) dz \right] \quad (7.6)$$

$$\begin{aligned} &= 2\rho \left[u_\infty (0.5H - \delta) + \delta^{-k} u_\infty \int_0^\delta z^k dz \right] \\ &= 2\rho u_\infty \left[0.5H - \delta + \frac{1}{k+1} \delta^{-k} \delta^{k+1} \right] \\ &= 2\rho u_\infty \left[0.5H - \frac{k}{k+1} \delta \right] \end{aligned} \quad (7.7)$$

Mit dem Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Massenstrom

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \quad (7.8)$$

folgt für den Volumestrom \dot{V}

$$\dot{V} = u_{\infty} H \left[1 - \frac{2k}{k+1} \frac{\delta}{H} \right] \quad (7.9)$$

mit der mittleren Geschwindigkeit u_1 und

$$\dot{V} = u_1 H \quad (7.10)$$

ergibt sich die Geschwindigkeit außerhalb der Grenzschicht u_{∞} :

$$u_{\infty} = u_1 \frac{1}{1 - \frac{2k}{k+1} \frac{\delta}{H}}. \quad (7.11)$$

7.5 Anfangsbedingungen

Die Startlösung ist in der Regel eine Schätzung des Strömungsfeldes, aber ungleich der Ruhe, da diese nicht mit dem Turbulenzmodell verträglich ist, da bei Ruhe kein turbulenter Zustand vorliegt.

Es wird eine Eintrittstemperatur von $T_1 = 304.41[K]$ vorgegeben. Die Eintrittsgeschwindigkeit u wird wie in Kapitel 7.4.3 berechnet vorgegeben.

Um den numerischen Fehler, der beim Ermitteln der Druckgradienten durch Subtrahieren von zwei großen Zahlen vorkommen kann, zu vermeiden, wird in CFX nicht der statische Druck p , sondern die Differenz Δp zwischen dem thermodynamischen Druck und dem Referenzdruck p_R berechnet:

$$p = p_R + \Delta p \quad (7.12)$$

Der Referenzdruck, p_R ist $p_R = 101300[Pa]$. Der absolute statische Druck am Austritt ist $p_2 = 247780[Pa]$. Zur Druckkorrektur wurde der sogenannte High- Mach- Number SIMPLEC Algorithmus verwendet.

7.5.1 Startvorgabe

Das Konvergenzverhalten hängt stark von der Startlösung ab. Damit die Berechnung schneller konvergiert, wurde eine Fortran Subroutine verwendet, die eine Startlösung ermittelt. Die Startlösung errechnet sich in dieser Subroutine aus der Profilmittellinie, der Enthalpie und der Geschwindigkeit am Eintritt. Der Druck, die Temperatur und die Geschwindigkeitskomponenten des gesamten Strömungsfeldes werden mit einem Wert belegt.

7.6 Druckkorrektur

Es müssen vor dem Lösen des linearisierten Gleichungssystems Druckwerte vorgegeben sein, da in den nach der Diskretisierung entstandenen Gleichungen für den Druck keine eigene Transportgleichung vorliegt.

Da die mit diesen Werten berechneten Geschwindigkeitskomponenten nicht die Kontinuitätsgleichung erfüllen, entsteht ein Restwert. Um diesen zu umgehen, wird in dieser Arbeit das iterative SIMPLE-Druckkorrekturverfahren verwendet.

Das Vorgehen lässt sich in sieben Schritten aufzeigen:

- 1) Übernahme des geschätzten Geschwindigkeitsfeldes p^*
 - 2) Lösung der Impulsgleichung, geschätztes Geschwindigkeitsfeldes
 - 3) Lösung der Drucktransport Gleichung
 - 4) Berechnung des Druckfeldes
 - 5) Lösung der Geschwindigkeitstransportgleichungen
 - 6) Berechnung des Geschwindigkeitsfeldes
 - 7) Druckfeld als geschätztes Feld gesetzt, wiederholen bis zur Konvergenz
- Sehr robust, viele Iterationen notwendig.

7.7 Iteration

Der Iterationsvorgang erfolgt in CFX auf zwei Ebenen: die innere Iterationsschleife löst für jede Unbekannte das Gleichungssystem im gesamten Strömungsfeld, wobei alle anderen Unbekannten konstant gehalten werden, und die äußere Iterationsschleife die Kopplung zwischen den verschiedenen Unbekannten.

Für jede Unbekannte wird eine diskretisierte Transportgleichung in der Zelle gelöst, wobei alle anderen Variablen konstant gehalten werden. Bei der inneren Iterationsschleife wird für jede Unbekannte das lineare Gleichungssystem vom linearen Solver gelöst. Es gibt mehrere Möglichkeiten den inneren Iterationsprozess zu beeinflussen. Diese Parameter können für jede Unbekannte verschiedene Werte, die üblicherweise im Bereich von 0.01 bis 0.5 liegen, annehmen.

Der innere Iterationsvorgang liefert die Anfangswerte für die äußere Iterationsschleife, mit welchen die Koeffizienten der diskretisierten Gleichungen berechnet werden. Danach werden die Druckkorrekturgleichungen zum Aktualisieren der Druckwerte, und zum Korrigieren des Geschwindigkeitsfeldes unter Berücksichtigung der Massenbilanz vom Solver gelöst.

7.7.1 Relaxation

Um die Konvergenz des iterativen Lösungsprozesses zu beeinflussen (Unterdrücken des äußeren Iterationsvorgangs) wird ein Relaxationsfaktor α verwendet. Die Koeffizienten der Unbekannten in den linearisierten Transportgleichungen werden als mit dem RF gewichteter Mittelwert der Koeffizienten, die mit den aktuellen Strömungsgrößen berechnet wurden, und der Koeffizienten des vorigen Iterationsschrittes berechnet. Der Wert für α liegt zwischen 0 und 1. Je näher der Wert bei 0 liegt, desto schneller wird die Lösung, da die Koeffizienten des Gleichungssystems immer mehr das zuletzt ermittelte Strömungsfeld berücksichtigt. Dies verringert jedoch die Stabilität der Berechnung. Je näher der Wert bei 1 liegt desto länger dauert zwar die Rechnung, aber eine höhere Stabilität wird erreicht.

7.7.2 Konvergenz

Nach jedem Iterationsschritt wird überprüft, ob das Verfahren konvergiert oder divergiert und ob die Berechnung abgebrochen werden kann.

Als Konvergenzkriterium der äußeren Iterationsschleife wird der Massenstrom (positives Vorzeichen, wenn das Fluid in die Zelle strömt, negatives, wenn es aus der Zelle strömt) durch Zellflächen addiert. Unterschreitet der Betrag dieses Massenstroms einen Grenzwert, so gilt die Berechnung als konvergiert. Wird dieser Massenstrom auf den Massenstrom durch den Eintritt bezogen, so kann die Konvergenz der Rechnung beurteilt werden.

7.8 Postprocessing

Der Zugriff auf die Ergebnisse, wird unter anderem durch die User Subroutine USRPRT ermöglicht. Der Benutzer kann darin spezifische Informationen auslesen.

Kapitel 8

Compound Lean Nozzles und Controlled Flow Nozzles

8.1 *Compound Lean Nozzles*

Die Wirkungsweise von *Compound Lean Nozzles* (CLN) mit konvexer Druckseite, sogenannte positive *Compound Lean Nozzles* beruht auf der aerodynamischen Entlastung der Schaufel in den Randbereichen, verbunden mit einer höheren aerodynamischen Belastung der Schaufel im Bereich der Schaufelmitte. Dies kann man durch eine bogenförmige bezüglich der Schaufelmitte symmetrische Profilanordnung erreichen. Das Profil bleibt entlang der Schaufelachse unverändert. In Abbildung 8.1 ist eine positive und eine negative *Compound Lean Nozzles* dargestellt. Bei einer positiven *Compound Lean Nozzle* entsteht durch die Krümmung des Bogens

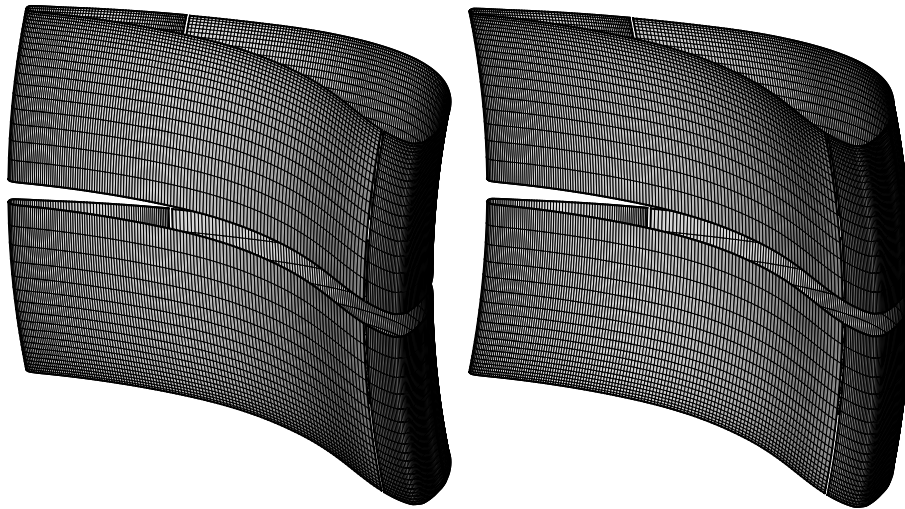


Abbildung 8.1: Profilanordnung einer *Compound Lean Nozzle* positive *Compound Lean Nozzles* links, negative rechts

eine konvexe Druckseite und eine konkave Saugseite. Es entstehen zwischen der Druckseite und der Seitenwand ein spitzer Winkel und zwischen der Saugseite und der Seitenwand ein stumpfer Winkel. Dabei wirkt auf das Fluid eine Kraft, welche auf der Saugseite einen von der Seitenwand in Richtung Schaufelmitte wirkenden Druckgradient entstehen lässt. Dadurch

entsteht ein geringerer Sekundärverlust, was genauer in Kapitel 10.6 erklärt wird. Eine andere Auswirkung des höheren Druckes in den Randbereichen bei positiven *Compound Lean Nozzles* ist, dass der Kanalwirbel sich zur Schaufelmitte bewegt und sich am Ende des Schaufelkanals weitet. Dieser Effekt entsteht dadurch, dass das in den Randbereichen entstandene Fluid niedriger Energie zur Schaufelmitte strömt, und dadurch die Ansammlung von Fluid niedriger Energie und Ablösung im Wandbereich verhindert wird. Bei einer negativen *Compound Lean Nozzle* drehen sich die Effekte um, und die Randbereiche werden aerodynamisch höher belastet.

Das Schaufelprofil wird in y -Richtung um Δy verschoben. Für die Verschiebung Δy wird eine Parabel zweiter Ordnung gewählt. Somit bleibt mit den gewählten Randbedingungen nur ein Parameter frei wählbar. Die gewählten Randbedingungen sind, dass die Parabel bei $z=0$ m beziehungsweise $z=-H$ ein Δy von 0m hat. Eine weitere Bedingung ist, dass die Parabel ihr maximales Δy bei $-\frac{H}{2}$ hat. Siehe Abbildung 8.2.

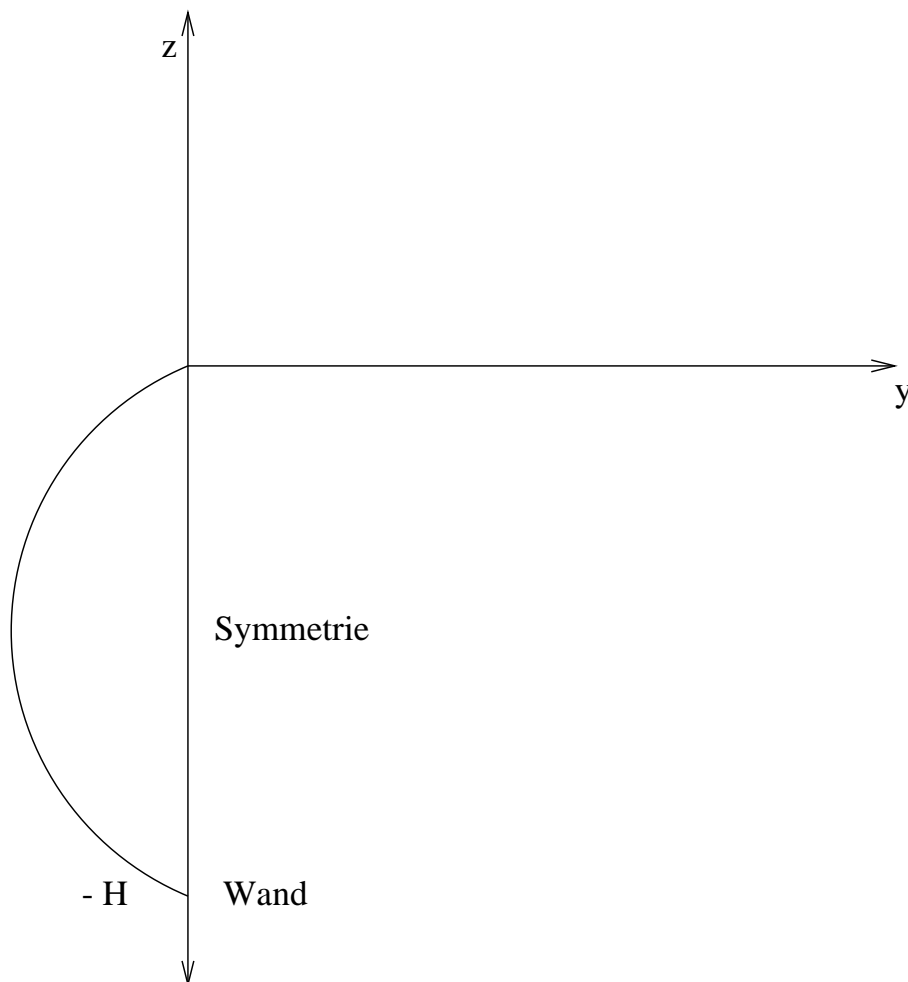


Abbildung 8.2: Parabel für eine *Compound Lean Nozzle* über Schaufelhöhe

$$\Delta y(z) = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 \quad (8.1)$$

$$\Delta y|_{z=0} = 0 \dots a_0 = 0 \quad (8.2)$$

$$\Delta y'|_{z=-0.5H} = 0 \dots a_1 = a_2 H \quad (8.3)$$

$$\Delta y(z) = a_2 (Hz + z^2) \quad (8.4)$$

Der unbekannte Parameter a_2 wird nun durch den Winkel α ausgedrückt, α ist der Winkel zwischen Tangente an Schaufelachse an der Seitenwand und der Radialen.

$$\Delta y'|_{z=0} = \tan \alpha \quad (8.5)$$

$$a_2 = \frac{\tan \alpha}{H} \quad (8.6)$$

$$\Delta y(z) = \tan \alpha \left[z + \frac{z^2}{H} \right] \quad (8.7)$$

Die verschobene Gitterkoordinate YC errechnet sich aus

$$YC(I) = YC(I) + \Delta y, \quad (8.8)$$

wobei $YC(I)$ die y -Koordinate ist. Trotz der Verschiebung der Schaufelprofile in y -Richtung ändert sich der mittlere Abströmwinkel im Vergleich zur zylindrischen Schaufel nicht, da sich das Verhältnis der Mündungsweite zur Teilung nicht ändert.

8.2 *Controlled Flow Nozzles*

Bei positiven *Controlled Flow Nozzles* wird ebenfalls eine aerodynamische Entlastung der Schaufel in den Randbereichen, verbunden mit einer höheren aerodynamischen Belastung der Schaufel im Bereich der Schaufelmitte erzielt. Im Fall der *Controlled Flow Nozzles* wird dies durch einen parabolischen Verlauf des Staffelungswinkels erreicht. Abbildung 8.3 zeigt eine positive *Controlled Flow Nozzle* und eine negative *Controlled Flow Nozzle*.

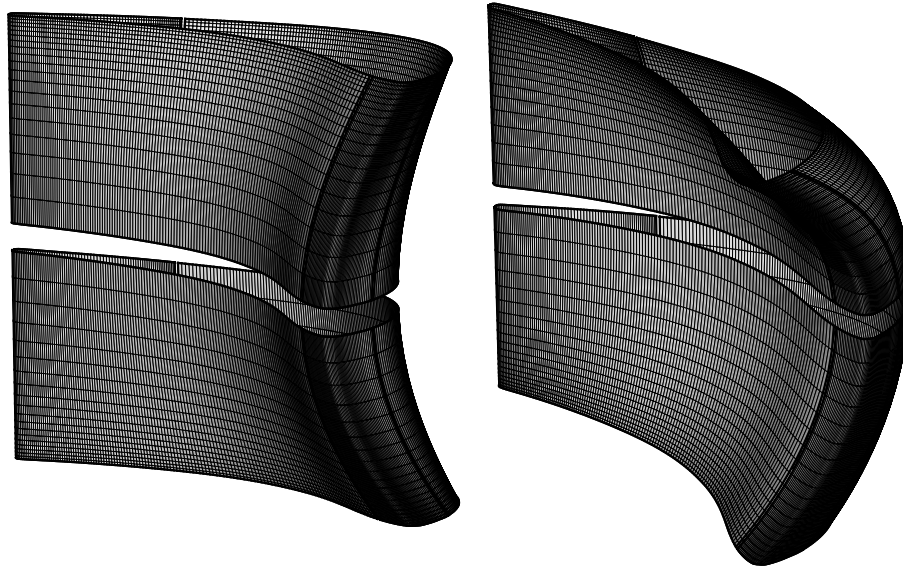


Abbildung 8.3: Profilanordnung einer *Controlled Flow Nozzle* (positive *Controlled Flow Nozzle* links, negative rechts)

Das Profil bleibt auch in diesem Fall entlang der Schaufelachse unverändert, aber im Gegensatz zu *Compound Lean Nozzles* bleibt die Hinterkante radial ausgerichtet. Der Verlauf des Staffelungswinkels ist bezüglich der Schaufelmitte symmetrisch. Es entsteht wieder, wie bei positiven *Compound Lean Nozzles* eine konvexe Druckseite und eine konkave Saugseite. Dadurch, dass die *Controlled Flow Nozzle* im vorderen Teil eine *Compound Lean Nozzle* ist und im hinteren Teil einer zylindrischen Schaufel ähnelt, treten ebenso wieder ein stumpfer Winkel zwischen Saugseite und Seitenwand und ein spitzer zwischen Druckseite und Seitenwand auf.

Nach der Schaufelreihe strömt das Fluid wenig in Richtung Seitenwand.

Auch hier wird wieder eine Parabel zweiter Ordnung für die Änderung des Staffelungswinkels $\Delta\beta$ gewählt. Das Profil wird um die Hinterkante gedreht. Die Änderung des Staffelungswinkels habe in der Schaufelmitte ein Extremum:

$$\Delta\beta(z) = a_0 + a_1z + a_2z^2 \quad (8.9)$$

$$\Delta\beta'|_{z=-0.5H} = 0 \quad (8.10)$$

$$\Delta\beta' = a_1 + 2a_2z \quad (8.11)$$

Daraus folgt

$$a_1 = -a_2H. \quad (8.12)$$

Mit

$$\Delta\beta|_{z=-0.5H} = \Delta\beta_{max,min} \quad (8.13)$$

ergibt sich

$$\Delta\beta_{max,min} = a_0 + a_2(H(-0.5H) + (-0.5H)^2). \quad (8.14)$$

$\Delta\beta_{max,min}$ ist die gewählte Änderung des Staffelungswinkels in der Schaufelmitte.

Mit Gleichung 8.14 kann Gleichung 8.9 ausgedrückt werden:

$$\Delta\beta(z) = \Delta\beta_{max,min} + a_2(Hz + z^2 + 0.5H^2 - 0.25H^2). \quad (8.15)$$

Da sich das Profil um die Hinterkante verdreht, ändert sich die x -Koordinate der Zelle DXC

$$DXC(I) = R(\cos(\zeta + \Delta\beta)) \quad (8.16)$$

und die y -Koordinate der Zelle DYC

$$DYC(I) = R(\sin(\zeta + \Delta\beta)). \quad (8.17)$$

ζ ist der Winkel zwischen dem betrachteten Punkt und der x -Achse und errechnet sich durch

$$\zeta = \text{atan2}(YC(I), XC(I)). \quad (8.18)$$

R ist der Abstand, $DXC(I)$ und $DYC(I)$ sind die neuen x, y Werte des betrachteten Punktes. Die Konstante a_2 ist noch unbestimmt. Um it *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles* vergleichen zu können, soll die mittlere Umfangsarbeit a_u der Stufe konstant bleiben.

Vorgehen, um die mittlere Umfangsarbeit konstant zu halten

Der entlang der Umfangsrichtung gemittelte Abströmwinkel α_1 ändert sich nach der Sinusregel [3],

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{a}{t}, \quad (8.19)$$

da sich die Mündungsweite a im Vergleich zur geraden Schaufel ändert. α_1 ist in der Sinusregel von der positiven Umfangsrichtung gemessen.

Der parabolische Verlauf des Staffelungswinkels wird derart gewählt, dass die Umfangsarbeit der Stufe

$$a_u = u(c_{u1} - c_{u2}) \quad (8.20)$$

konstant ist. Dies kann man erreichen, indem man c_{u1} konstant hält, sofern man den Einfluss der Leitschaufelform auf die Umfangsgeschwindigkeit u und auf die Umfangskomponente der Geschwindigkeit c_{u2} hinter der Laufreihe vernachlässigt.

Die massengemittelte Umfangskomponente der Geschwindigkeit nach der Leitreihe c_{u1}

$$c_{u1} = \int_H (\rho c_{ax}) c_{u1} dz = \int_H (\rho c_{ax}) \frac{c_{ax}}{\tan \alpha_1} dz \quad (8.21)$$

führt bei Annahme einer konstanten Dichte ρ und einer konstanten Axialgeschwindigkeit c_{ax} auf die Integralgleichung

$$I^* = \int_H \frac{1}{\tan \alpha_1} dz \quad (8.22)$$

Bei dem Abströmwinkel der geraden Schaufel von $\alpha_1 \cong 20^\circ$ ergibt sich das Integral zu

$$I^* = \frac{H}{\tan \alpha_1} = 2.747H \quad (8.23)$$

Um den unbekannten Parameter a_2 in Gleichung 8.15 zu bestimmen, wird iterativ vorgegangen:

Im ersten Schritt nimmt man zuerst für ein gewähltes $\Delta\beta_{max,min}$ ein a_2 an. Mit Gleichung 8.15 ergibt sich ein $\Delta\beta(z)$.

Nun bestimmt man mit Hilfe von Abbildung 8.4 und Gleichung 8.15 die x - und y Koordinate der Hinterkante:

$$HK = t \begin{pmatrix} \sin(-\Delta\beta) \\ \cos(-\Delta\beta) \end{pmatrix}. \quad (8.24)$$

Im dritten Schritt wird der Normalabstand der Schaufelhinterkante von der Tangente an die Saugseite des Profils, der der Mündungsweite a entspricht, berechnet:

$$a = \frac{|dx_{HK} + ey_{HK} + f|}{\sqrt{d^2 + e^2}}. \quad (8.25)$$

Die Tangente an die Saugseite des Profils wird durch die Gleichung

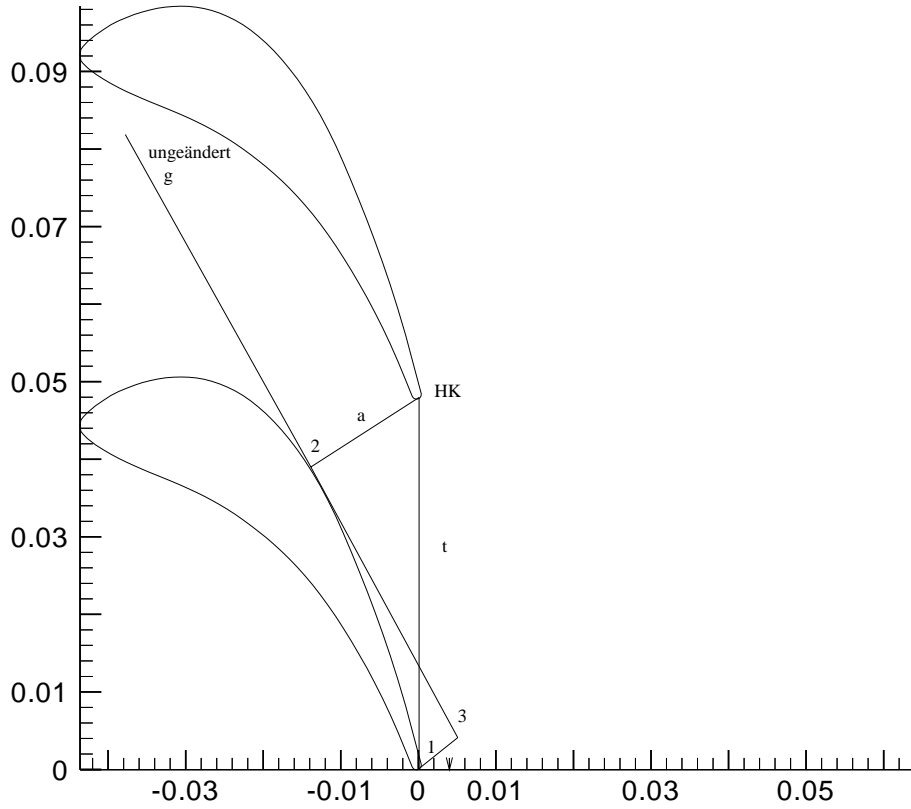


Abbildung 8.4: Abbildung zur Berechnung der Mündungsweite a

$$dx + ey + f = y \quad (8.26)$$

beschrieben.

Im vierten und letzten Schritt wird das I^* aus Gleichung 8.23 mit dem berechneten I^* verglichen.

Bei positiven *Controlled Flow Nozzles* ist der Staffelungswinkel im Bereich der Schaufelmitte kleiner und in den Randbereichen größer als der der geraden Schaufel. Es folgt daraus eine Massenstromreduzierung in den Randbereichen und eine Massenstromerhöhung im Bereich der Schaufelmitte [4].

Gitterdrehung bei festgehaltenem Rand

Da die *Controlled Flow Nozzles* im Gegensatz zu der *Compound Lean Nozzles* nicht in y -Richtung verschoben wird, sondern um die Hinterkante gedreht wird, ändert sich die Breite des Rechengebietes in y -Richtung. Somit ist die Erstreckung des Rechengebietes in y -Richtung nicht mehr gleich der Teilung. Da unter diesen Umständen der Löser nicht rechnet, bedient man sich des Trickes, Hermite-Polynom einzuführen und das Gitter an den Rändern unverändert zu lassen und am Profil zu drehen. So ist gewährleistet, dass der Rand und somit die Erstreckung des Rechengebietes in y -Richtung gleichbleibt. In Abbildung 8.5 ist das Gitter der zylindrischen Schaufel und ein Gitter, bei dem das Profil sehr stark verdreht wurde (unten), dargestellt.

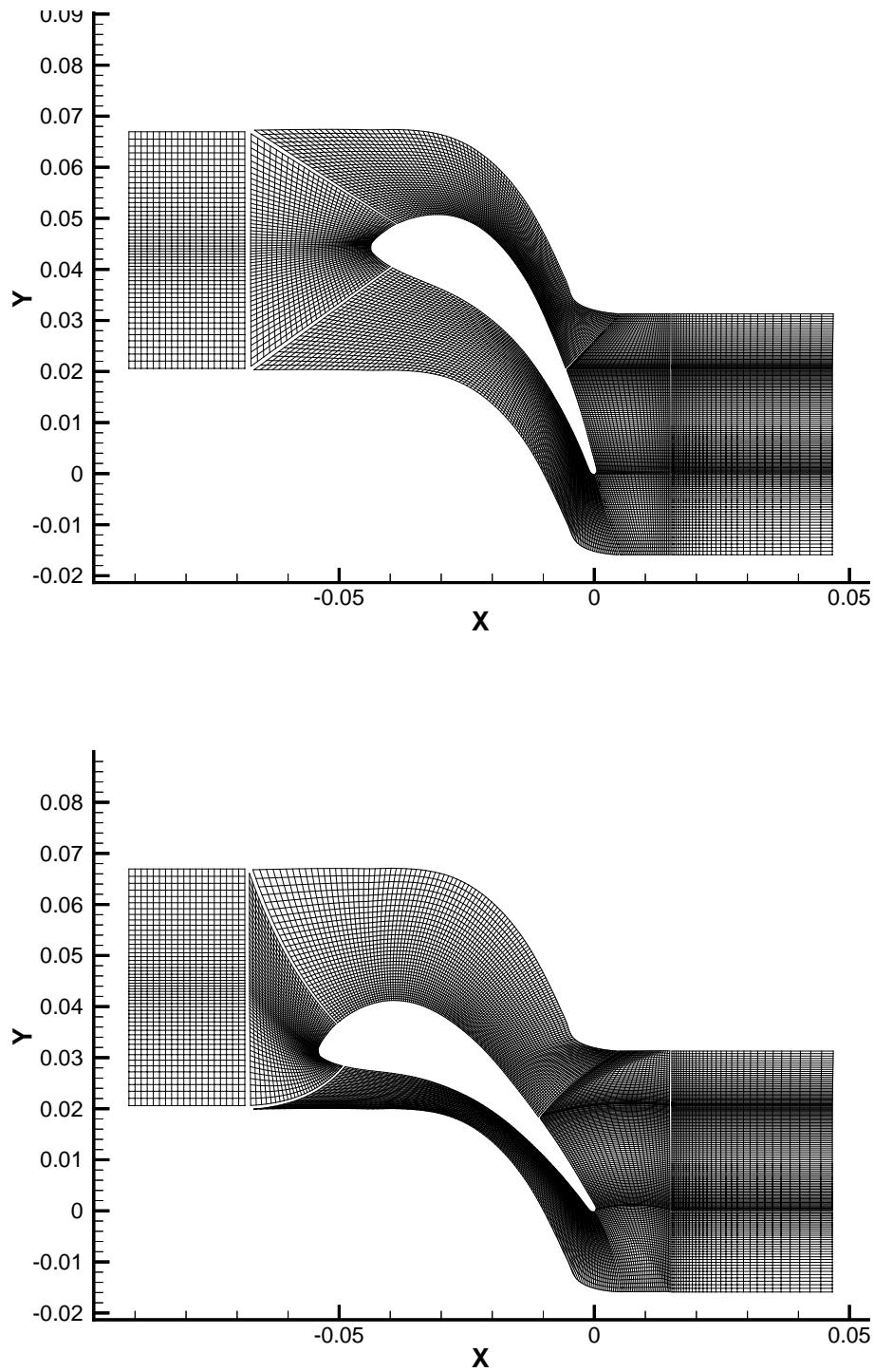


Abbildung 8.5: Abbildung zur Gitterdrehung mit Hermite-Polynom

Man sieht wie das Gitter verzerrt wird, aber aufgrund der Qualität noch sehr gute Werte für y^+ liefert. Da das Gitter blockstrukturiert ist und unterschiedliche Koordinatenrichtungen gewählt wurden, wird jeder Block, der geändert werden soll, für sich abgeändert. Es wurden

nur die Blöcke um das Profil gedreht. Die neuen x -, y -Koordinaten ergeben sich zu

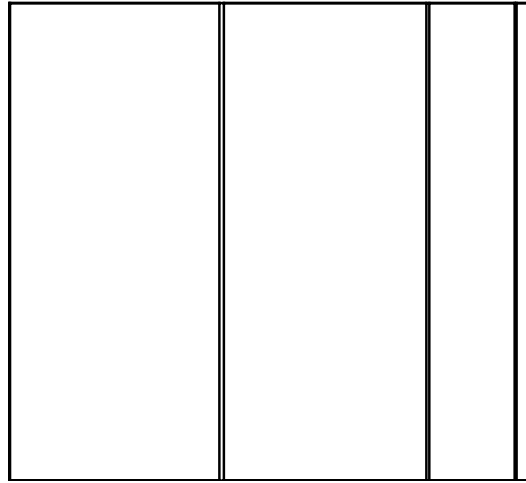
$$XC(INODE) = (1 - o)DXC + XC(INODE) * o \quad (8.27)$$

$$YC(INODE) = (1 - o)DYC + YC(INODE) * o \quad (8.28)$$

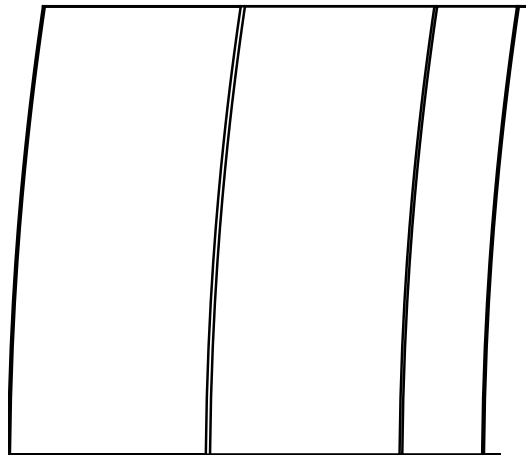
wobei DXC und DYC aus Gleichung 8.17 stammen. o bezeichnet den Abstand des betrachteten Punktes (Index C) von der Profiloberfläche (Index B) bezogen auf den Abstand des Punktes am Rand (Index A) von den Profiloberflächen und berechnet sich aus:

$$o = \sqrt{\frac{(X_C - X_B) * (X_A - X_B) + (Y_C - Y_B) * (Y_A - Y_B)}{(X_A - X_B)^2 + (Y_A - Y_B)^2}}. \quad (8.29)$$

Abbildung 8.6 zeigt nochmal die zylindrische Schaufel, eine *Compound Lean Nozzle* und eine *Controlled Flow Nozzle* in y - z -Ansicht. Links ist die Hinterkante, und rechts die Vorderkante. Oben ist die Wand und unten die Symmetrie.



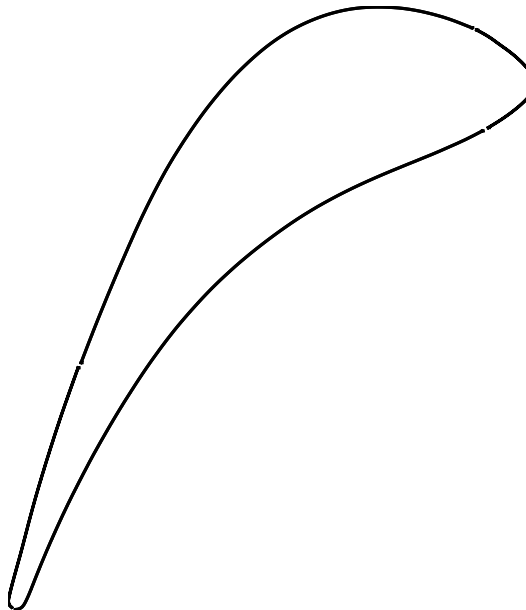
zylindrische Schaufel in der y - z -Ansicht



Compound Lean Nozzle in der y - z -Ansicht



Controlled Flow Nozzle in der y - z -Ansicht



zylindrische Schaufel in der x - y -Ansicht

Abbildung 8.6: Seitenansicht der Leitreiben

Zur Verdeutlichung der Blickrichtung wurde gedrehte Profil dargestellt. Abbildung 8.6 zeigt, dass bei *Compound Lean Nozzle* durch das Verschieben die Parabel sowohl an der Hinterkante als auch an der Vorderkante auftritt. Im Gegensatz zur *Controlled Flow Nozzle*, die an der Hinterkante unverändert bleibt und im Vorderkantenbereich einen bogenförmigen Verlauf aufweist. In diesen Bildern sieht man deutlich, dass die *Controlled Flow Nozzle* an der Hinterkante einer zylindrischen Schaufel, und an der Vorderkante einer *Compound Lean Nozzle* entspricht. Abbildung 8.6 zeigt auch, dass durch Einführung des zweiten Parameters bei *Controlled Flow Nozzle* die Parabel im Negativen beginnt.

Kapitel 9

Mittelungsverfahren

Um die bei dreidimensionalen und instationären numerischen Simulationen entstandenen Strömungsfelder auswerten zu können, versucht man aus den ungleich verteilten Größen Mittelwerte zu bilden. Um die riesigen Datenmengen durch Mittelung systematisch zu reduzieren und daher so wenig Daten über die inhomogene Struktur der Strömung wie möglich zu verlieren, muss eine geeignete Mittelungsvorschrift gefunden werden. Es gibt zahlreiche Verfahren, die auf der Anwendung der Erhaltungssätze der Strömungsmechanik basieren.

Mittelungsverfahren nach *Kreitmeier*

Das von *Kreitmeier* [6] vorgeschlagene Mittelungsverfahren berechnet Mittelwerte unter Verwendung aller Bilanzgleichungen der Strömungsmechanik und der Thermodynamik, um somit die Konsistenz der durch Mittelwerte abgebildeten Strömungsgrößen sicherzustellen.

Das Verfahren reduziert schrittweise die im allgemeinen vierdimensionalen Daten (vierte Dimension ist die Zeit) auf eine drei-, zwei- oder eindimensionale Darstellung.

Im folgenden wird nur die räumliche Mittelung betrachtet, da sie im Rahmen dieser Arbeit angewendet wird. Das analoge Verfahren für die zeitliche Mittelung kann man bei *Kreitmeier* [6] nachlesen.

Es werden die Bilanzgleichungen für ein Kontrollvolumen V aufgestellt. Die Grenzen werden in freie Oberflächen A_f und körpergebundene Oberflächen A_g unterteilt. Die entstehenden Integralgleichungen werden so formuliert, dass auf der linken Seite nur die Flüsse der bilanzierten Größen über den freien Oberflächen stehen. Es wurden dabei folgende Vereinfachungen gemacht: quasistationäre Strömung, Vernachlässigung des molekularen Transports auf den freien Oberflächen gegenüber dem konvektiven Transport und der Gravitationskraft gegenüber den Transporttermen.

Masse:

$$\int_{A_f} \rho \vec{c} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (9.1)$$

Impuls:

$$\int_{A_f} \rho \vec{c} (\vec{c} \cdot d\vec{A}) + \int_{A_f} p d\vec{A} = \int_{A_g} \vec{\sigma} \cdot d\vec{A} \quad (9.2)$$

Drehimpuls:

$$\int_{A_f} \rho(\vec{r} \times \vec{c})(\vec{c} \cdot d\vec{A}) + \int_{A_f} p(\vec{r} \times d\vec{A}) = \int_{A_g} \vec{r} \times (\vec{\sigma} \cdot d\vec{A}) \quad (9.3)$$

Totalenthalpie:

$$\int_{A_f} \rho(h + \frac{\vec{c}^2}{2})(\vec{c} \cdot d\vec{A}) = \int_{A_g} \vec{c} \cdot \vec{\sigma} \cdot d\vec{A} + \int_{A_g} \lambda \nabla T \cdot d\vec{A} \quad (9.4)$$

thermische Leistung mit innerer Energie:

$$\int_{A_f} \rho h(\vec{c} \cdot d\vec{A}) = \int_V \vec{c} \nabla p dV + \int_V \phi dV + \int_{A_g} \lambda \nabla T \cdot d\vec{A} \quad (9.5)$$

thermische Leistung mit Entropie:

$$0 = - \int_V \rho T \vec{c} \cdot \nabla s dV + \int_V \phi dV + \int_{A_g} \lambda \nabla T \cdot d\vec{A} \quad (9.6)$$

kinetische Energie:

$$\int_{A_f} \rho \frac{\vec{c}^2}{2}(\vec{c} \cdot d\vec{A}) = - \int_V \vec{c} \nabla p dV - \int_V \phi dV + \int_{A_g} \vec{c} \cdot \vec{\sigma} \cdot d\vec{A} \quad (9.7)$$

Entropie:

$$\int_{A_f} \rho s(\vec{c} \cdot d\vec{A}) = \int_V \frac{\phi}{T} dV + \int_V \lambda \left(\frac{\nabla T}{T}\right)^2 dV + \int_{A_g} \lambda \frac{\nabla T}{T} \cdot d\vec{A} \quad (9.8)$$

Die abhängigen Gleichungen lassen sich durch Addition oder unter Verwendung der Gibbs-Relation

$$Tds = dH - vdp \quad (9.9)$$

ineinander überführen.

Gleichungen 9.1 -9.4 beinhalten die konservativen Flüsse über das Kontrollvolumen. Bei Betrachtung der Verluste müssen die nicht konservativen Gleichungen 9.5 -9.8 berücksichtigt werden. Sie bilanzieren die nicht konservativen Flüsse, die im Fall inhomogener Strömungen die Ausgleichsvorgänge beschreiben und damit die Umwandlung zwischen verschiedenen Energieformen in der Strömung erfassen.

Nun können die auf der linken Seite auftretenden Flüsse der Strömungsgrößen durch Mittelwerte ausgedrückt werden. Der Index m steht für einen noch nicht genauer definierten Mittelwert. Man erhält mit den folgenden Abkürzungen die Gleichungen:

$$\dot{M} = \int_A \rho \vec{c} \cdot d\vec{A} = \rho_m \vec{c}_m \cdot \vec{A} \quad (9.10)$$

$$\vec{I}^* = \int_A \rho \vec{c} (\vec{c} \cdot d\vec{A}) + \int_A p d\vec{A} = \rho_m \vec{c}_m (\vec{c}_m \cdot \vec{A}) + p_m \vec{A} = \vec{c}_m \dot{M} + p_m \vec{A} \quad (9.11)$$

$$\vec{L}^* = \int_A \rho (\vec{r} \times \vec{c} (\vec{c} \cdot d\vec{A}) + \int_A p (\vec{r} \times d\vec{A}) = \vec{r}_m \times \vec{I}^* + r_{pm} \vec{I}^* \quad (9.12)$$

$$\dot{H}^* = \int_A \rho (h + \frac{\vec{c}^2}{2}) (\vec{c} \cdot d\vec{A}) = (h_m + \frac{\vec{c}_m^2}{2}) \dot{M} = (h_m + k_m) \dot{M} \quad (9.13)$$

$$\dot{H} = \int_A \rho h (\vec{c} \cdot d\vec{A}) = h_m \dot{M} \quad (9.14)$$

$$\dot{K} = \int_A \rho \frac{\vec{c}^2}{2} (\vec{c} \cdot d\vec{A}) = \frac{\vec{c}_m^2}{2} \dot{M} \quad (9.15)$$

$$\dot{S} = \int_A \rho s (\vec{c} \cdot d\vec{A}) = s_m \dot{M} \quad (9.16)$$

$$h_m = f(\rho_m, p_m) \quad (9.17)$$

$$s_m = f(\rho_m, p_m) \quad (9.18)$$

Es ergibt sich ein dreifach überbestimmtes Gleichungssystem. Diese Überbestimmung lässt sich darauf zurückführen, dass bei der Mittelung Information über die inhomogene Strömung verlorengeht.

Das Mittelungsverfahren sieht deshalb einerseits die Bildung irreversibler Mittelwerte und andererseits die Bildung reversibler Mittelwerte vor. Die Unterschiede dieser Mittelwerte enthalten die Information über die Inhomogenität der Strömung.

Als Modell wird die Strömung durch einen Ausgleichsraum betrachtet. Die inhomogenen Strömungsgrößen werden über dem Kontrollraum ausgeglichen und können durch mittlere Feldgrößen beschrieben werden. Dieser Raum soll aber kein Einfluss auf die Mittelung haben, und deshalb wird der Einfluss der festen Wände eliminiert, indem die Flächen A_f als infinitesimal benachbart angenommen werden. Die Flächenintegrale über A_g werden damit vernachlässigbar.

Der Ausgleichsprozess wird nun beschrieben durch Anwendung der Gleichungen 9.1-9.4 auf den Ausgleichsraum. Zur Berechnung der Mittelwerte werden die Flächenintegrale über der Fläche A_{f1} durch die linken Seiten der Gleichungen 9.10- 9.17, die Flüsse über A_{f2} durch die gemittelten Feldgrößen auf der rechten Seite dargestellt.

Irreversible Mittelwerte

Wie oben beschrieben wird für die irreversible Mittelung folgendes Gleichungssystem angesetzt, wobei die daraus berechneten Mittelwerte durch einen Überstrich gekennzeichnet sind:

$$\dot{M} = \bar{\rho} \bar{\vec{c}} \cdot \vec{A} \quad (9.19)$$

$$\vec{I}^* = \bar{\rho} \bar{c} (\bar{c} \cdot \vec{A}) + \bar{p} \vec{A} = \bar{c} \dot{M} + \bar{p} \vec{A} = \bar{c} \dot{M} + \bar{p} \vec{A} \quad (9.20)$$

$$\vec{L}^* = \vec{r} \times \vec{I}^* + \bar{r}_p \vec{I}^* \quad (9.21)$$

$$\dot{H}^* = \bar{\rho} \left(\bar{h} + \frac{\bar{c}^2}{2} \right) (\bar{c} \cdot d\vec{A}) = \left(\bar{h} + \frac{\bar{c}^2}{2} \right) \dot{M} \quad (9.22)$$

$$\dot{H} = \bar{\rho} \bar{h} (\bar{c} \cdot d\vec{A}) + \Delta \dot{H} = \bar{h} \dot{M} + \Delta \dot{H} \quad (9.23)$$

$$\dot{K} = \bar{\rho} \frac{\bar{c}^2}{2} (\bar{c} \cdot d\vec{A}) + \Delta \dot{K} = \frac{\bar{c}^2}{2} \dot{M} + \Delta \dot{K} \quad (9.24)$$

$$\dot{S} = \bar{\rho} \bar{s} (\bar{c} \cdot d\vec{A}) + \Delta \dot{S} = \bar{s} \dot{M} + \Delta \dot{S} \quad (9.25)$$

$$\bar{h} = f(\bar{\rho}, \bar{p}) \quad (9.26)$$

$$\bar{s} = f(\bar{\rho}, \bar{p}) \quad (9.27)$$

Die konservativen Flüsse bleiben über der Mittelung erhalten. Bei den nichtkonservativen Flüssen kommt es durch den Strömungsausgleich zu irreversiblen Umwandlungen zwischen verschiedenen Energieformen, die sich als Differenz zwischen der Flussgröße und deren Mittelwert darstellen lässt. Im Vergleich mit den Gleichungen 9.1- 9.8 lassen sie sich als die Volumenintegrale der rechten Seite deuten. Sie stellen Quellterme für die verschiedenen Energieformen dar. Es kommt zu einer Abnahme des Flusses an kinetischer Energie, durch die Umwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie und Wärme als Folge des Strömungsausgleichs. Das bedeutet eine Zunahme des Enthalpieflusses auf der Mittelungsebene gegenüber der inhomogenen Strömung. Der durch Reibung in Wärme umgesetzte Anteil an kinetischer Energie ist für den Zuwachs an Entropie über der irreversiblen Zustandsänderung verantwortlich.

Reversible Mittelwerte

Will man nun, dass der Fluss jeder Energieform über der Mittelung erhalten bleibt, müssen die Restflüsse verschwinden, also sämtliche Volumenintegrale der rechten Seite von 9.5- 9.8 müssen Null werden. Die aus dieser reversiblen Zustandsänderung berechneten Werte sind für die Bilanzierung von Verlusten über einem Strömungsraum geeignet, da sie nicht schon die irreversiblen Energieumwandlungen der Strömung beinhalten.

Die konservativen Flüsse 9.1 -9.4 können dann nicht durch Mittelwerte von Feldgrößen ausgedrückt werden, so dass beispielsweise keine mittlere reversible Geschwindigkeit definiert ist. Die reversiblen Mittelwerte für ρ und p ergeben sich aus den Zustandsgleichungen.

$$\dot{M} \equiv \dot{M} \quad (9.28)$$

$$\vec{I}^* \equiv \vec{I}^* \quad (9.29)$$

$$\vec{L}^* \equiv \vec{L}^* \quad (9.30)$$

$$\dot{H}^* = (\tilde{h} + \tilde{k})\dot{M} \quad (9.31)$$

$$\dot{H} = \tilde{h}\dot{M} \quad (9.32)$$

$$\dot{K} = \tilde{k}\dot{M} \quad (9.33)$$

$$\dot{S} = \tilde{s}\dot{M} \quad (9.34)$$

$$\tilde{p} = f(\tilde{h}, \tilde{s}) \quad (9.35)$$

$$\tilde{\rho} = \frac{1}{\tilde{v}} = f(\tilde{h}, \tilde{p}) \quad (9.36)$$

Das Gleichungssystem für die reversible Mittelung besteht danach aus zwei Teilen. Die konservativen Flüsse werden unverändert aus Gleichungen 9.10 - 9.12 berechnet, während die mit $\tilde{}$ gekennzeichneten mittleren Feldgrößen nur aus den verschiedenen Energiebilanzgleichungen bestimmt werden. Die Forderung, dass alle Volumenintegrale der Gleichungen 9.5 - 9.8 verschwinden müssen bedeutet, dass keine Energieform über den Mittelungsausgleich in eine andere überführt werden darf. Die reversiblen Mittelwerte repräsentieren also einen fiktiven Zustand, da keine verlustfreie Ausmischung existiert.

Kapitel 10

Auswertung und Ergebnisse

10.1 Rechnerperformance

Die Rechnungen wurden entweder auf dem FE-Server oder auf dem CFD-Server durchgeführt.

Abbildung 10.1 zeigt den FE-CFD Cluster

Applikationsserver Strömungsdynamik und Finite Elemente (FECFD-Cluster)

CFD: DEC 8400 6/525; **FE:** COMPAQ GS 140

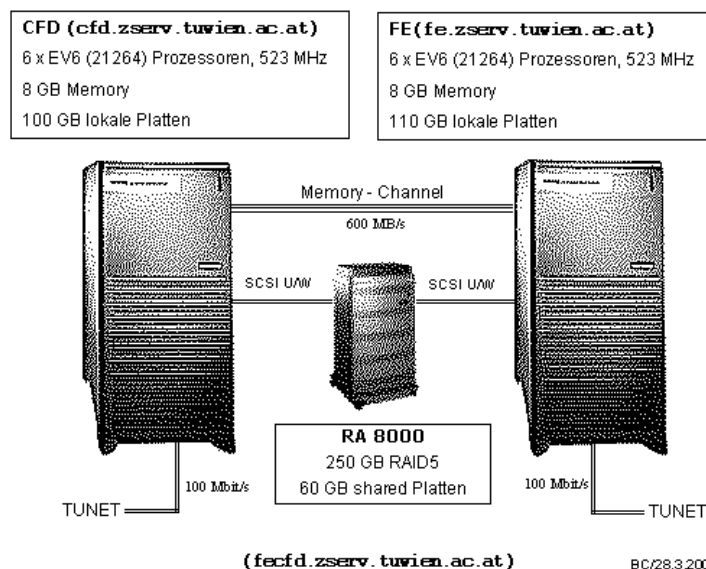


Abbildung 10.1: FE-CFD Cluster

FE-Server

Das System COMPAQ GS140 ist mit 6 Prozessoren (DECchip 21264) mit einer Taktrate von 512 MHz ausgestattet, wobei jeder Prozessor über 4 MB Cache verfügt. Über ein schnelles und leistungsfähiges Bussystem (Systembus mit 2,6 GByte/s) greifen die Prozessoren auf ein

Shared Memory von 8 GB zu. Verteilt auf 4 U/W SCSI Controller befinden sich 110 GB lokale Platten für Swap, /tmp und /scr1.

CFD-Server

Das System DEC 8400 6/525 ist mit 6 Prozessoren (DECchip 21264) mit einer Taktrate von 512 MHz ausgestattet, wobei jeder Prozessor über 4 MB Cache verfügt. Über ein schnelles und leistungsfähiges Bussystem (Systembus mit 2,4 GByte/s) greifen die Prozessoren auf ein Shared Memory von 8 GB zu. Verteilt auf 4 U/W SCSI Controller befinden sich 100 GB lokale Platten für Swap, /tmp und /scr1.

Beide Rechner sind mit Memory Channel verbunden. Über ein shared Bussystem greifen die Rechner auf ein RA8000 Plattensystem zu. Im RA8000 befindet sich ein 250 GB RAID5 für das /home Filesystem und weitere 60 GB Platten für System und Applikations Pakete.

Die erreichten Raten waren

```
TOTAL REAL WORKSPACE USED = 51253927
TOTAL INTEGER WORKSPACE USED = 45912960
TOTAL CHARACTER WORKSPACE USED = 1171
TOTAL CPU TIME = 1.338E+05 SECONDS
```

Das Postprocessing wurde mit dem Visualisierungsprogramm Tecplot auf einem Windows NT Rechner ausgeführt.

10.2 Lage der Auswertungsebenen

Es wurden vier Auswertungsebenen normal zur x -Achse gewählt. 5, 25 und 50 % axialer Sehnenlänge nach der Schaufelhinterkante und 25 % axialer Sehnenlänge vor der Schaufelvorderkante der geraden Schaufel. Siehe Abbildung 10.2.

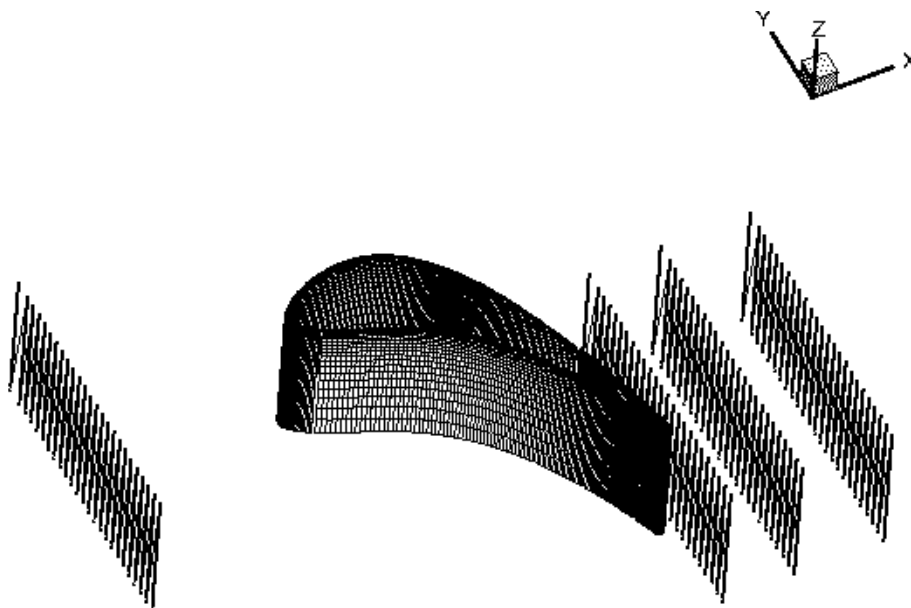


Abbildung 10.2: Lage der Auswertungsebenen

Tabelle 10.1 zeigt die Koordinaten der vier verschiedenen Ebenen.

4	x1	y1	z1	x2	y2	z2	x3	y3	z3
EH05	0.00310	-0.03	-0.027	0.00310	-0.03	-0.0005	0.00310	0.0478	-0.027
EH25	0.01550	-0.03	-0.027	0.01550	-0.03	-0.0005	0.01550	0.0478	-0.027
EH50	0.03100	-0.03	-0.027	0.03100	-0.03	-0.0005	0.03100	0.0478	-0.027
Ev25	-0.0775	-0.01	-0.027	-0.0775	-0.01	-0.0005	-0.0775	0.0678	-0.027

Tabelle 10.1: Koordinaten der Ebenen

10.3 Parameter der verschiedenen Nozzles

In der folgenden Tabelle 10.2 sind die wichtigsten Parameter der berechneten Schaufeln dargestellt.

Schaufelprinzip	$\alpha[^\circ]$	$\Delta\beta_{max,min}[^\circ]$	a_2
<i>Compound Lean Nozzles</i>			
CLN-15	-15	-	-
CLN-5	-5	-	-
CLN-2.5	-2.5	-	-
CLN000	0	-	-
CLN5	5	-	-
CLN10	10	-	-
CLN15	15	-	-
<i>Controlled Flow Nozzles</i>			
CFN-5	-	-5	24500
CFN-2.5	-	-2.5	10900
CFN-1	-	-1	4200
CFN0.8	-	0.8	-3100
CFN1.6	-	1.6	-6000
CFN2.5	-	2.5	-9100
CFN5	-	5	-16900

Tabelle 10.2: Parameter der Rechnungen

10.4 Konvergenz

In Abbildung 10.3 ist der Konvergenzverlauf in Abhängigkeit von den Residuen dargestellt. Aufgrund der Gitterdrehung mit Hermite-Polynomen bei *Controlled Flow Nozzles* musste man höhere Relaxationsfaktoren wählen.

Tabelle 10.3 zeigt die gewählten Relaxationsfaktoren für die Geschwindigkeitskomponenten, k , ϵ und Enthalpie für *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles*.

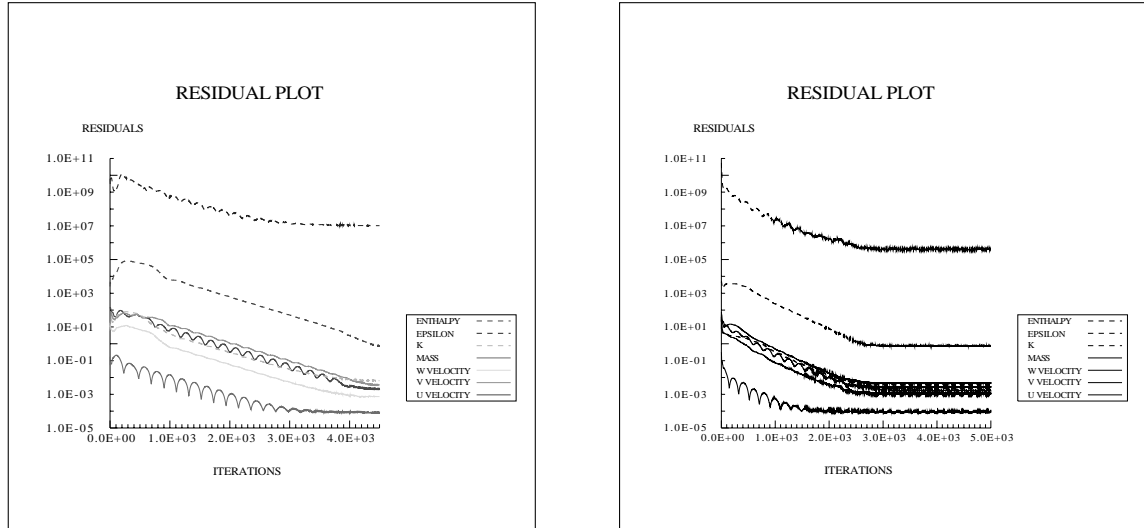
Residuenverlauf *Compound Lean Nozzle*Residuenverlauf *Controlled Flow Nozzle*

Abbildung 10.3: Konvergenzverhalten

Under Relaxation Factors	CLN	CFN
U VELOCITY	0.55	0.60
V VELOCITY	0.55	0.60
W VELOCITY	0.55	0.60
K	0.55	0.60
EPSILON	0.55	0.60
ENTHALPY	0.55	0.60

Tabelle 10.3: Under Relaxation Factors

10.5 Dimensionsloser Wandabstand

Der dimensionslose Wandabstand

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (10.1)$$

mit der Schubspannungsgeschwindigkeit

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (10.2)$$

sollte für das RNG- k,ϵ Turbulenzmodell zwischen 30 und 150 gewählt werden.

Es wurden folgende Vereinfachungen und Annahmen gemacht:

Der Mittelwert des Druckes an der Wand ist konstant, und die Größen hängen nur von y ab. Da die Schubspannungsgeschwindigkeit mit eingeht, kann man diese Größe schlecht vorausbestimmen. Aus diesem Grund kann erst nach einer Rechnung bewertet werden, ob der Wandabstand y klein genug gewählt wurde oder ob das Gitter verfeinert werden muss.

Die Maxima und Minima des dimensionslosen Wandabstandes y^+ ist für die vier Schaufelteile und zwei Aussenwände (Kanalwände) der *Compound Lean Nozzle* 5° in Tabelle 10.4 dargestellt. Wie aus Tabelle 10.4 ersichtlich ist konnte der gewünschte Bereich für y^+ nicht

	y^+_{min} :	y^+_{max} :
Wand1	98.6	327.3
Wand2	87.4	229.7
Wand3	36.9	223.1
Wand4	45.1	157.1
Außenwand	215.9	246.5
Außenwand	204.6	283.4

Tabelle 10.4: dimensionsloser Wandabstand y^+

eingehalten werden.

10.6 Sekundärgeschwindigkeit

Die Sekundärverluste entstehen durch Interaktion dreidimensionaler Wirbelsysteme [5]. An der Schaufelvorderkante bildet sich die Zuström Grenzschicht zum Hufeisenwirbel aus. Der druckseitige Ast tritt in Interaktion mit dem Kanalwirbel auf der gegenüberliegenden Schaufelsaugseite. Der saugseitige Ast rotiert entlang der Schaufelsaugseite entgegengesetzt zum Kanalwirbel. In der Scherschicht hinter der Schaufel entstehen die Hinterkantenwirbel ein, Abbildung 10.5. Folge der Sekundärströmungen sind ein Verlust an kinetischer Energie. Die

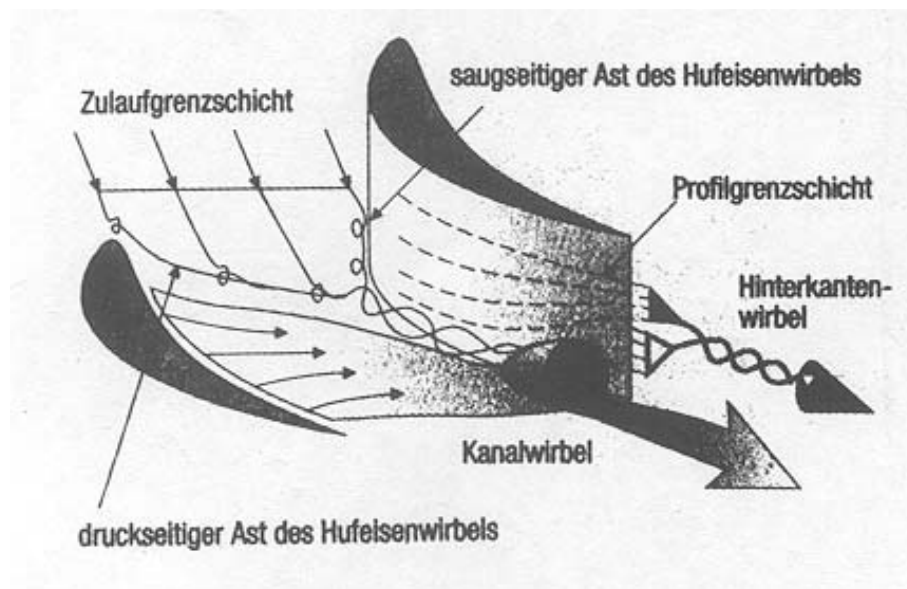


Abbildung 10.4: Sekundärströmungen im Schaufelkanal

Sekundärverluste tragen einen hohen Anteil am Gesamtverlust bei Schaufeln mit niedrigem Seitenverhältnis (h/c), so dass es nahe liegt, die Sekundärverluste zu verringern.

Zur Verringerung der Sekundärverluste gibt es zum einen die Möglichkeit, die Schaufel in den Randbereichen zu entlasten und gleichzeitig die Schaufel in der Schaufelmitte stärker zu belasten. Dies kann durch eine dreidimensionale Beschaukelung ermöglicht werden [2]. Durch den höheren Druck in den Randbereichen wird die Geschwindigkeit in den Randbereichen verringert und im Bereich der Schaufelmitte erhöht. Durch diese Entlastung wird der Kanalwirbel schwächer ausgebildet. Somit entstehen geringere Sekundärverluste, da sich die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite verringert. Es entstehen jedoch höhere Profilverluste im Bereich der Schaufelmitte aufgrund der gestiegenen aerodynamischen Belastung.

Zur Darstellung der Sekundärgeschwindigkeit wird diese auf die Ebene normal zur Primär- richtung projiziert. Die Herleitung der Projektion wird in Abbildung 10.5 dargestellt. Per Definition ist die Sekundärgeschwindigkeit die Abweichung von der Primärgeschwindigkeit

$$u_{sec} = u - u_{prim} \quad (10.3)$$

$$v_{sec} = v - v_{prim} \quad (10.4)$$

$$w_{sec} = w - w_{prim} \quad (10.5)$$

Es wird eine konstante Primärgeschwindigkeit über den gesamten Querschnitt angenommen

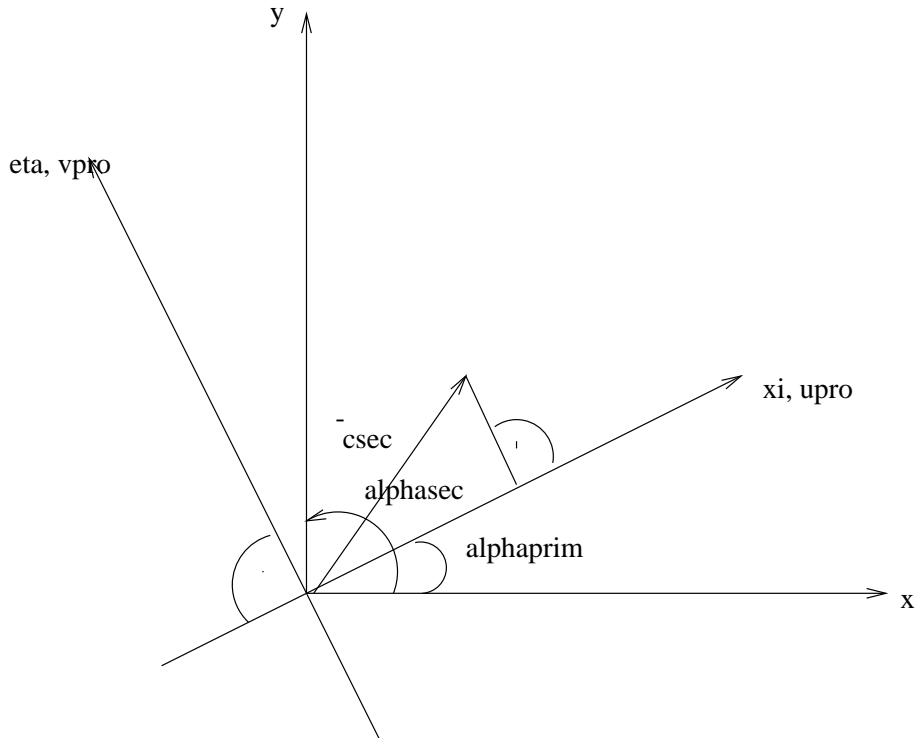


Abbildung 10.5: Projektion der Sekundärströmung

und dafür die mittleren Geschwindigkeitskomponenten aus der irreversiblen *Kreitmeier* Mit-

telung, Kapitel 9, gewählt.

$$u_{prim} = \bar{u} \quad (10.6)$$

$$v_{prim} = \bar{v} \quad (10.7)$$

$$w_{prim} = 0 \quad (10.8)$$

$$\alpha_{prim} = \text{atan} \frac{v_{prim}}{u_{prim}} \quad (10.9)$$

$$\alpha_{sec} = \text{atan} \frac{v_{sec}}{u_{sec}} \quad (10.10)$$

$$\alpha = \alpha_{sec} - \alpha_{prim} \quad (10.11)$$

$$|\vec{c}_{sec}| = \sqrt{u_{sec}^2 + v_{sec}^2} \quad (10.12)$$

$$v_{pro} = |\vec{c}_{sec}| \sin(\alpha) \quad (10.13)$$

$$w_{pro} = w_{sec} \quad (10.14)$$

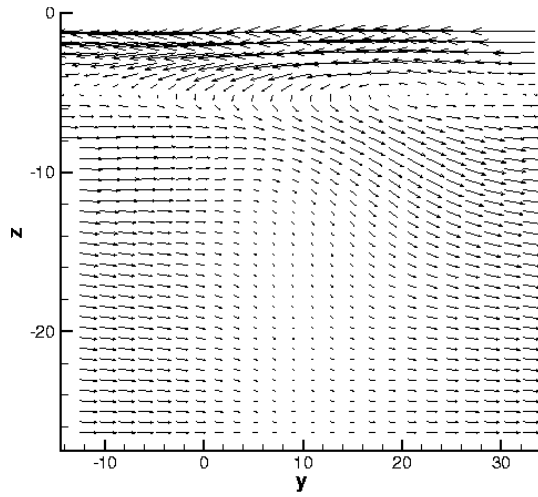
Durch falsches Betrachten, bedingt durch ungeeignete Wahl der Primärriichtung, kommen an der Symmetrieebene Geschwindigkeitskomponenten dazu und im Bereich der Wand weg. Dadurch können Wirbel verschwinden oder entstehen.

Abbildung 10.6 und 10.7 zeigen die verschiedenen Sekundärgeschwindigkeitsvektorfelder. Man kann zwei Wirbel erkennen. Der mittlere Wirbel ist der Hinterkantenwirbel und der obere der Kanalwirbel. Die Rotationsrichtungen des Hinterkantenwirbel und des Kanalwirbel ist entgegengesetzt.

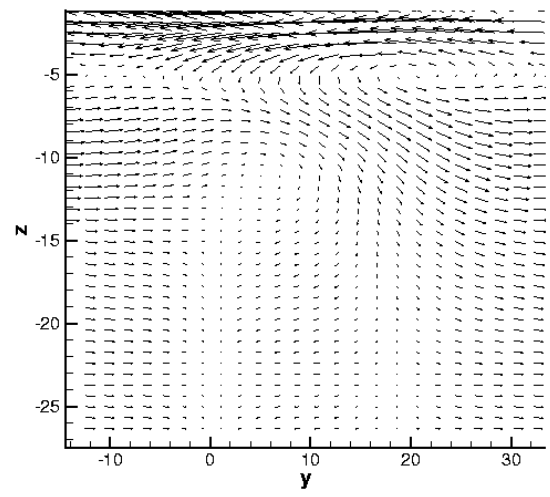
Durch die Verwendung von *Compound Lean Nozzles* oder *Controlled Flow Nozzles* entsteht eine entlang der Schaufelachse variable aerodynamische Belastung der Schaufel, durch die man die Ausdehnung und Position des Kanalwirbels beeinflussen kann. Durch den höheren Druck in den Randbereichen wird die Geschwindigkeit in den Randbereichen verringert. Dadurch verringert sich die Druckdifferenz in den Randbereichen zwischen Saug- und Druckseite, wodurch die Wirbelstärke des Kanalwirbels kleiner ist und ein geringerer Sekundärverlust entsteht. Dadurch, dass sich die aerodynamische Belastung im Bereich der Schaufelmitte erhöht, entsteht in diesem Bereich ein höherer Profilverlust.

Der Kanalwirbel wandert in Richtung der Schaufelmitte.

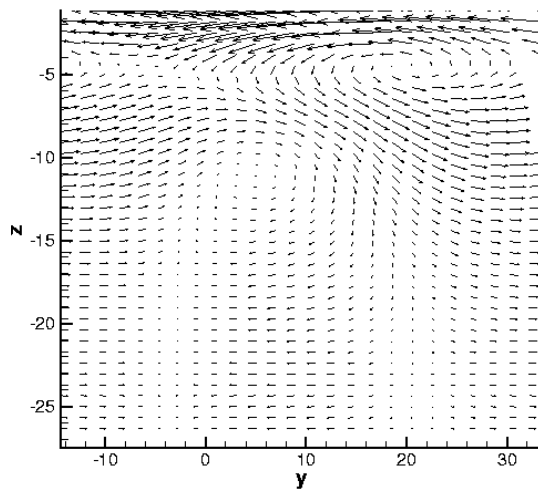
Das Kriterium eignet sich besonders für die *Compound Lean Nozzles*, aber nicht für die *Controlled Flow Nozzles*, da durch die ungeeignete Wahl der Primärriichtung bei den *Controlled Flow Nozzles* mit extremen Parametern für $\Delta\beta_{max,min}$ Wirbel falsch dargestellt werden.



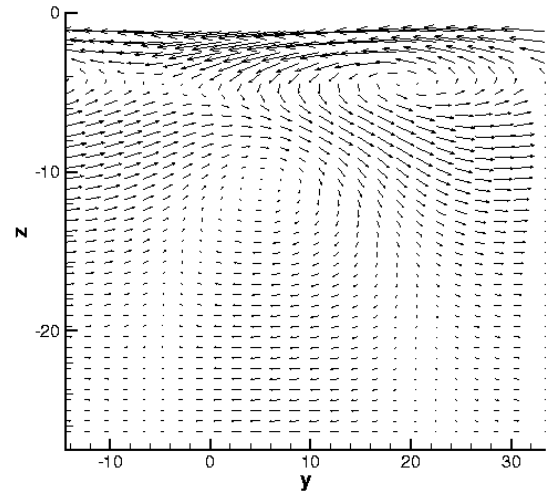
Compound Lean Nozzle -15°



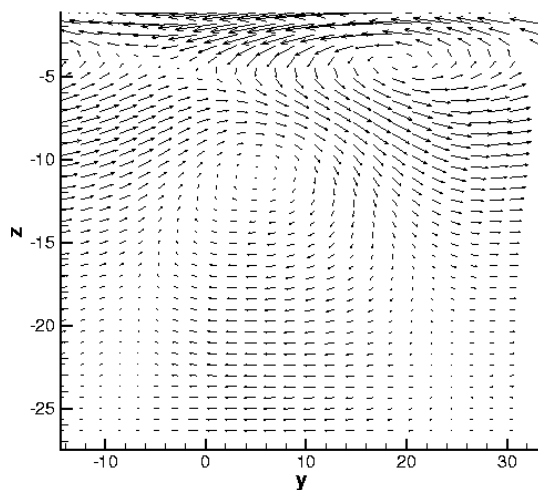
Compound Lean Nozzle -10°



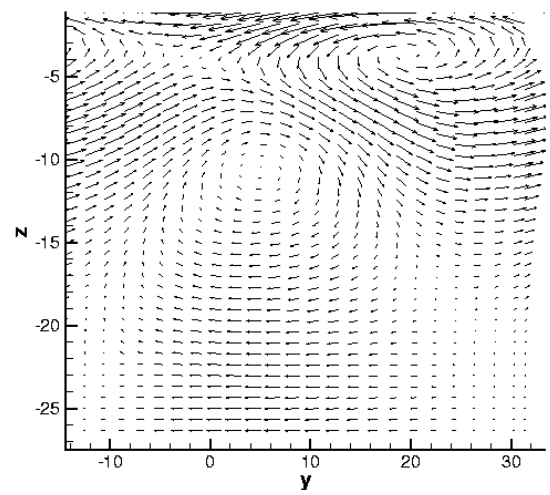
Compound Lean Nozzle -5°



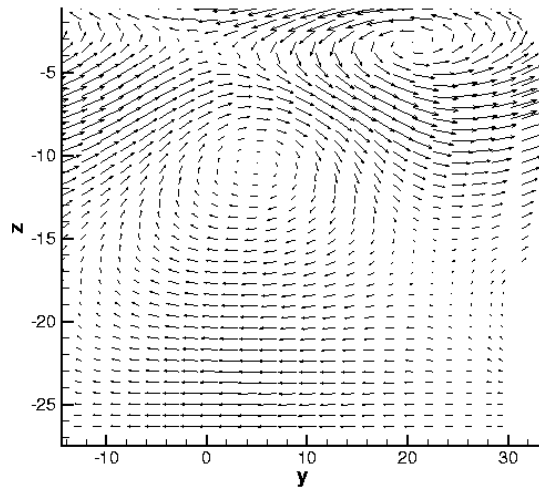
Compound Lean Nozzle -2.5°



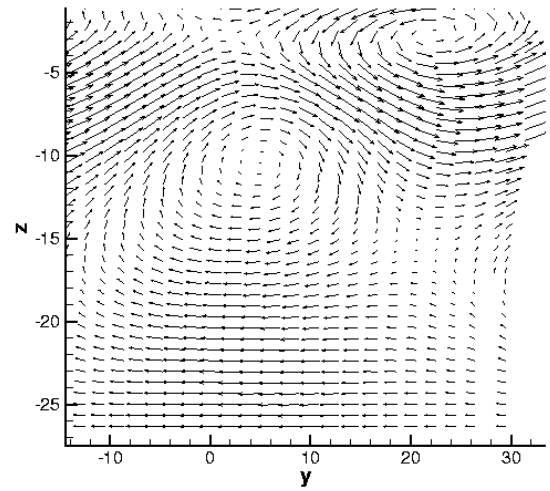
zylindrische Schaufel



Compound Lean Nozzle 5°

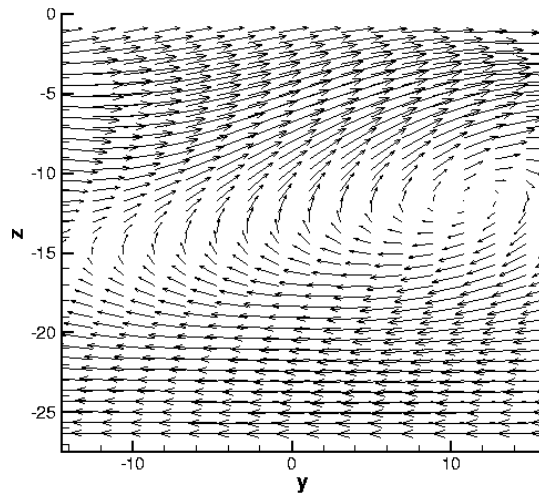


Compound Lean Nozzle 10°

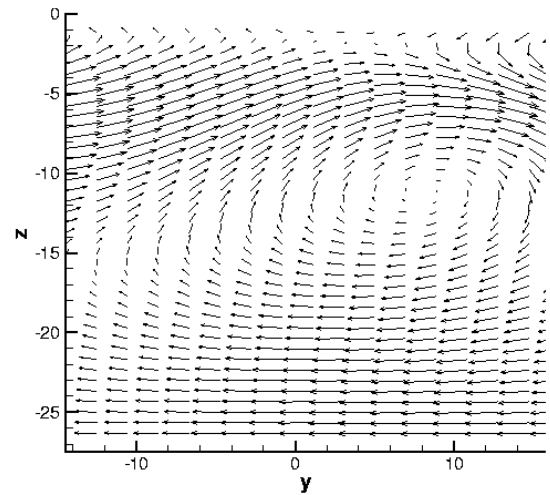


Compound Lean Nozzle 15°

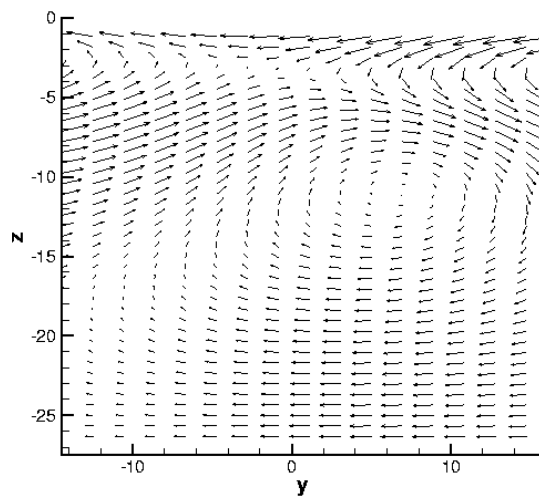
Abbildung 10.6: Sekundärgeschwindigkeitsvektorplots *Compound Lean Nozzles*



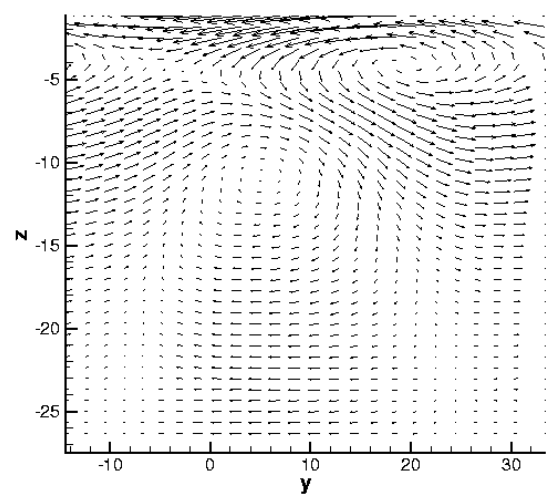
Controlled Flow Nozzle -5°



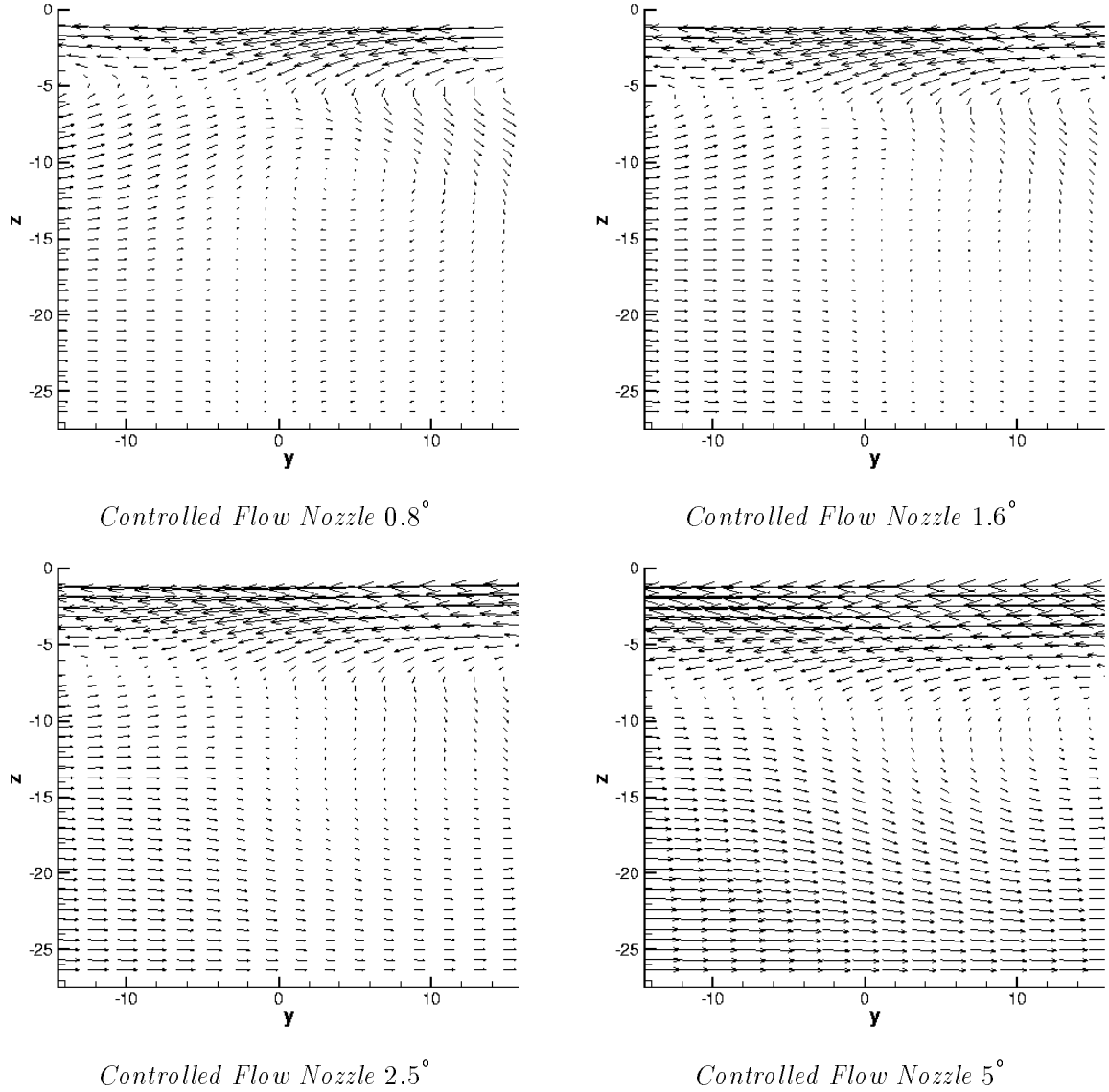
Controlled Flow Nozzle -2.5°



Controlled Flow Nozzle -1°



zylindrische Schaufel

Abbildung 10.7: Sekundärgeschwindigkeitsvektorplots *Controlled Flow Nozzles*

10.7 Homogenität des Strömungsfeldes am Austritt $\Delta \dot{H} = \dot{M}(h_{irrev} - h_{rev})$

In Kapitel 9 wurden beide Mittelungsarten als Ausgleichsprozesse modelliert, repräsentieren aber unterschiedliche Strömungszustände. Die irreversibel gebildeten Mittelwerte beschreiben einen vollständig ausgeglichenen Strömungszustand, während die Größen der reversiblen Mittelung mittlere Größen des inhomogenen Strömungszustands darstellen. Die bei der irreversiblen Mittelung auftretenden Restflüsse stellen die Energien dar, die beim Mittelungsprozess in eine andere übergehen, beziehungsweise die Entropieproduktion durch diesen Übergang.

Der Vergleich der beiden gemittelten Zustände erlaubt eine Beurteilung der Homogenität des Strömungsfeldes. Es bleibt dadurch eine große Anzahl von Informationen erhalten, und es ist möglich, Aussagen über den Grad der ursprünglichen Strömungsinhomogenität zu machen.

Es ergeben sich die folgenden Restflüsse:

$$\Delta \dot{H} = \int_V \bar{c} \nabla p dV + \int_V \phi dV \quad (10.15)$$

$$\Delta \dot{K} = -\Delta \dot{H} \quad (10.16)$$

$$\Delta \dot{S} = \int_V \frac{\phi}{T} dV + \int_V \lambda \left(\frac{\nabla T}{T} \right)^2 dV \quad (10.17)$$

Bei der reversiblen Mittelung ist $\phi = 0$ und $\lambda = 0$ und somit folgt

$$\Delta \dot{S} = 0 \quad (10.18)$$

Der Restfluss kann entlang einer Stromlinie durch

$$\Delta \dot{H} = \int_V \bar{c} \nabla p dV = \int_A \rho \bar{c} d\vec{A} \int_1^2 v \frac{\partial p}{\partial x} dx = 0 \quad (10.19)$$

beschrieben werden. Da der Massenstrom $\int_1 \rho \bar{c} d\vec{A}$ konstant ist, muss die Druckänderungsleistung $\int_1^2 v \frac{\partial p}{\partial x} dx$ Null sein.

Es wird keine Energieform in eine andere umgewandelt

Bei der irreversiblen Mittelung ist die Druckänderungsleistung $\int_1^2 v \frac{\partial p}{\partial x} dx$ ungleich Null. Kinetische Energie wird in Wärme umgewandelt. Der Restfluss $\Delta \dot{H}$ kann auch durch die Differenz der Enthalpien vor und nach der Mittelung ausgedrückt werden:

$$\Delta \dot{H} = \dot{H}_1 - \dot{H}_2 \quad (10.20)$$

da bei der reversible Mittelung der Restfluss verschwindet kann die Enthalpie am Eintritt durch die Enthalpie der reversiblen Mittelung ausgedrückt werden:

$$\dot{H}_1 = \dot{M}_1 h_{rev}. \quad (10.21)$$

Mit h_{irr} als der Enthalpie der irreversiblen Mittelung erhält man als Maß für die Inhomogenität:

$$-\frac{\Delta \dot{H}}{\dot{M}_2} = h_{irr} - h_{rev}. \quad (10.22)$$

Wie man in Abbildung 10.8 sieht, stellt sich nach diesem Kriterium bei *Compound Lean Nozzles* ein Optimum bei einem Parameter von $\alpha_2 = 5^\circ$ ein. Das Optimum der *Controlled Flow Nozzles* ist nach diesem Gesichtspunkt die zylindrische Schaufel, da bei dieser der Abströmwinkel wenig über der Schaufelhöhe variiert. Bei *Controlled Flow Nozzles* ändert sich die Mündungsweite a , und damit der Abströmwinkel in Abhängigkeit von z , was eine zusätzliche Inhomogenität zur Folge hat. Dieses Kriterium ist bei *Controlled Flow Nozzles* nicht geeignet.

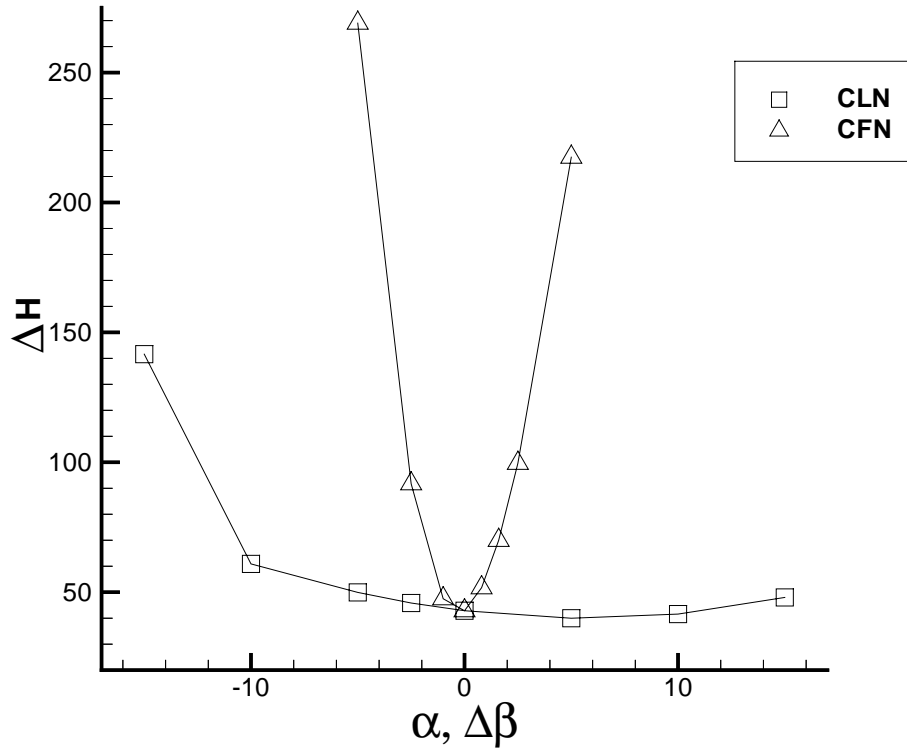


Abbildung 10.8: Ausgleichsprozess

10.8 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{c_2^2}{c_{2s}^2} = \frac{c_2^2}{2 \cdot (-\Delta h_s) + c_1^2} \quad (10.23)$$

für ein ruhendes Turbinengitter ist ein Mass für den Strömungswirkungsgrad. Die allgemeine Herleitung kann man in [3] nachlesen.

c_1 und c_2 sind die mittleren Geschwindigkeiten in der Ebenes 25 Prozent axialer Sehnenlänge vor beziehungsweise nach der Leitreihe. Das isentrope Enthalpiegefälle Δh_s errechnet sich durch

$$\Delta h_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (10.24)$$

Abbildung 10.9 zeigt den Wirkungsgradverlauf der verschiedenen *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles*. Man kann erkennen, dass er sich bei *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles* im Bereich der optimalen Schaufel ,nach dem Kriterium aus Kapitel 10.7, ähnlich verhält.

Der Wirkungsgrad der *Controlled Flow Nozzles* weist ein ausgeprägtes Maximum beim Parameter $\Delta\beta_{max,min} = 2.5^\circ$ auf. Nur über einen relativ schmalen Bereich des Parameters $\Delta\beta_{max,min}$ kann ein hoher Wirkungsgrad erzielt werden.

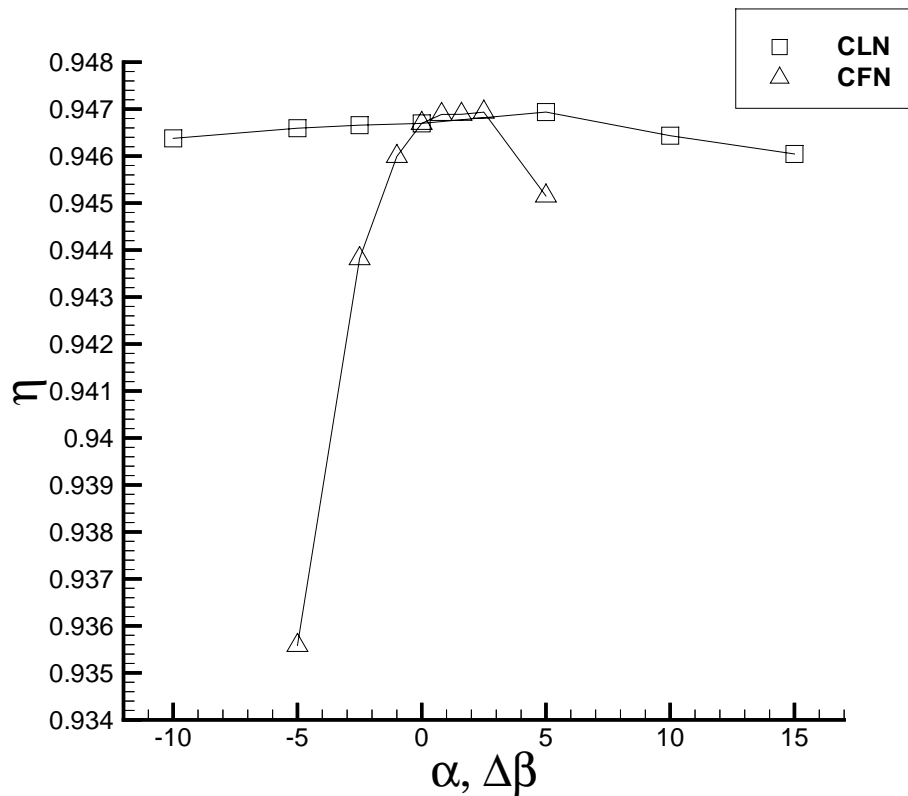


Abbildung 10.9: Wirkungsgradverlauf

Der Wirkungsgrad der *Compound Lean Nozzles* bleibt nahezu unverändert. Das war absehbar, da bei *Compound Lean Nozzles* die Sekundärverluste sinken, aber gleichzeitig die Profilverluste steigen. Dadurch hebt sich ein Teil der Wirkungsgradverbesserung wieder auf. Bei *Controlled Flow Nozzles* werden beide Wirkungsweisen (*Compound Lean Nozzle* und zylindrische Schaufel) kombiniert, was bedeutet, dass im vorderen Teil des Schaufelkanals eine *Compound Lean Nozzle* wirkt, und an der Schaufelhinterkante die Schaufel jedoch unverwunden ist. Dies bewirkt nach Abbildung 10.9 eine Wirkungsgrad Verschlechterung.

10.9 Ausmischungsverluste

Zur Darstellung der Ausmischverluste wird der Wirkungsgrad η , der sich nach Gleichung 10.23 berechnet, in den verschiedenen Ebenen stromab der Hinterkante über der x -Koordinate aufgetragen.

Abbildung 10.10 zeigt den Verlauf der Wirkungsgrade bei 5, 25 und 50 Prozent axialer Sehnenlänge hinter der Leitreihe.

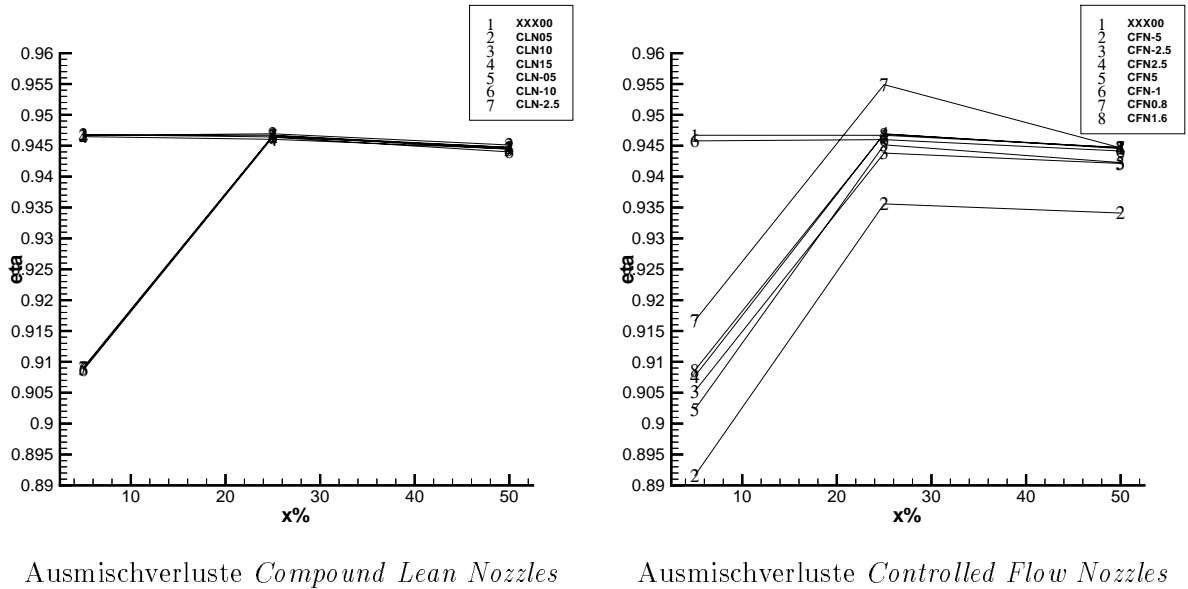


Abbildung 10.10: Ausmischverluste

10.10 Profildruckverteilung

Der statische Druckkoeffizient wird in der dimensionslosen Darstellung

$$C_p = \frac{p - p_1}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} \quad (10.25)$$

über dem Profil angegeben. In der Zuströmung ist $C_p = 0$. Es ergeben sich für Saug- und Druckseite zwei Kurven, deren geschlossenes Integral dem Auftrieb entspricht.

Der Druckverlauf ist ein Maß für die Entwicklung der Grenzschichtströmung. Ob die Grenzschicht an der Wand haftet oder ablöst, die Dicke zu- oder abnimmt, hängt vom Profildruckverlauf ab.

Abbildung 10.11 und 10.12 zeigen den statischen Druckkoeffizienten für die verschiedenen Geometrien. Die durchgezogene Linie zeigt die Druckverteilung im Bereich der Seitenwand und die Strichpunktierte Linie zeigt die Profildruckverteilung in der Mitte der Schaufel.

Man sieht, dass der Druckkoeffizient auf der Saugseite am meisten variiert, da vorrangig hier die Schaufelkraft infolge der bogenförmigen Schaufelachse auftritt.

Bei positiven *Compound Lean Nozzles* beziehungsweise *Controlled Flow Nozzles* ist der Druckkoeffizient im Bereich der Seitenwand größer als bei der negativen *Compound Lean Nozzle* beziehungsweise *Controlled Flow Nozzle*. Der Einfluss der Leitreibenschauelform auf den Verlauf des Druckkoeffizienten ist bei den *Controlled Flow Nozzles* stärker ausgeprägt als bei den *Compound Lean Nozzles*.

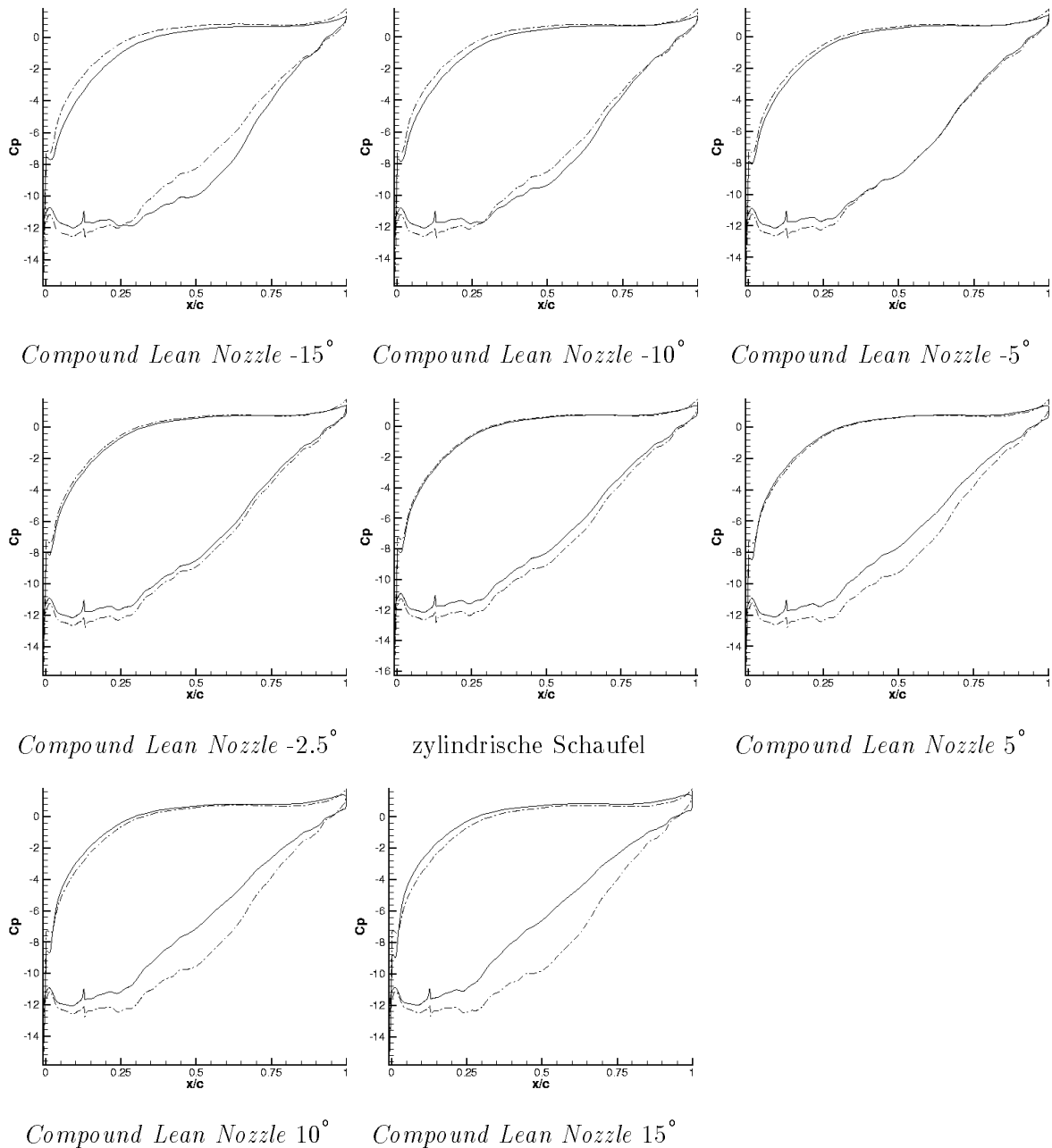
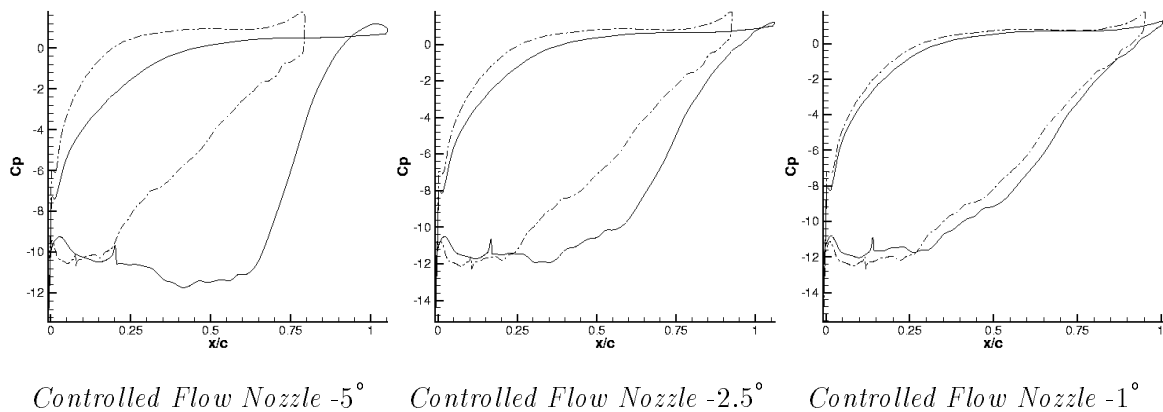


Abbildung 10.11: Verteilung des statischen Druckkoeffizienten bei *Compound Lean Nozzles*



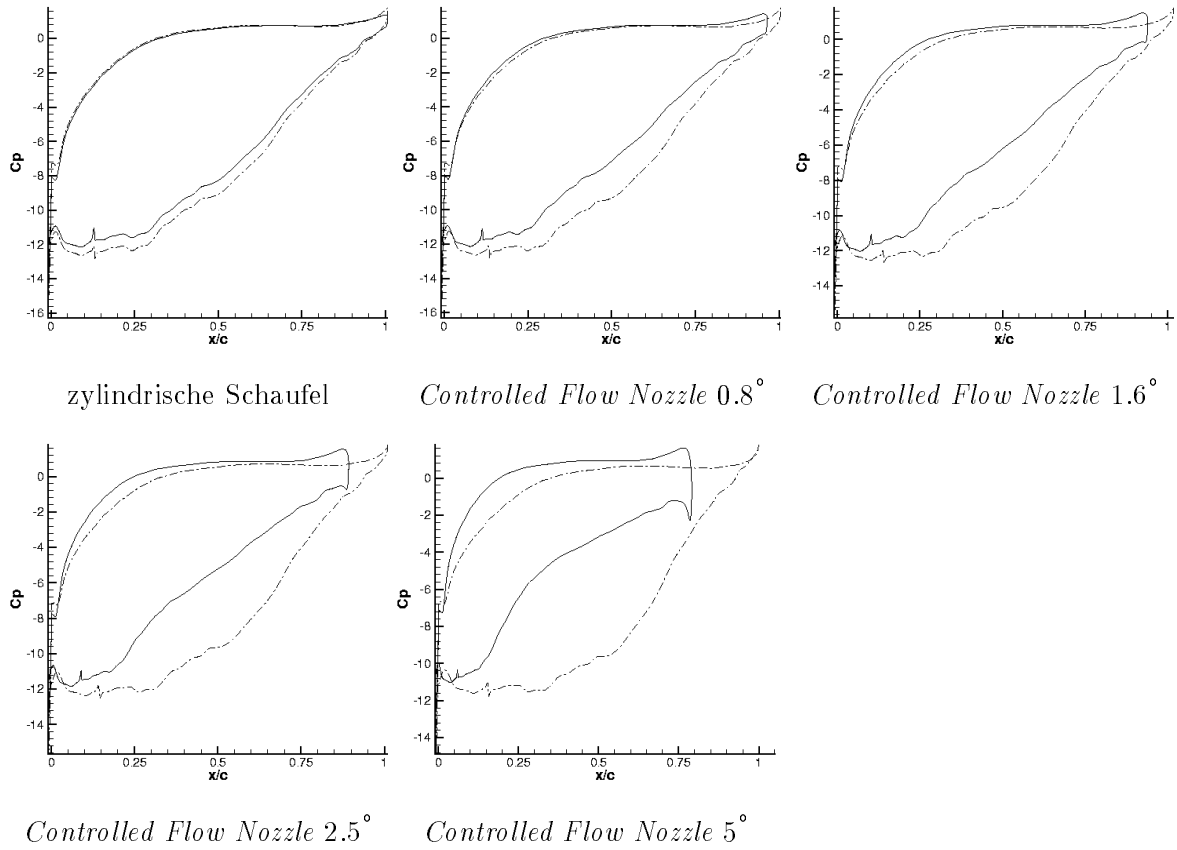


Abbildung 10.12: Verteilung des statischen Druckkoeffizienten bei *Controlled Flow Nozzles*

10.11 Totaldruckverlust

Der Totaldruckverlust ist definiert als

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_t}{\frac{1}{2}\rho_2 c_2^2} \quad (10.26)$$

mit

$$p_t = \left(p^{-\frac{1}{\kappa}} \left(p + \rho \frac{(\kappa - 1)}{2\kappa} c^2 \right) \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (10.27)$$

und

$$p_{t1} = \left(p_1^{-\frac{1}{\kappa}} \left(p_1 + \rho_1 \frac{(\kappa - 1)}{2\kappa} c_1^2 \right) \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (10.28)$$

wobei für p_t die Ebene 25 Prozent axialer Sehnenlänge hinter der Schaufelhinterkante gewählt wurde, wie auch für den Austritt 2 und für die Ebene 1 25 Prozent axialer Sehnenlänge vor der Schaufelvorderkante der geraden Schaufel.

10.11.1 Mittlerer Totaldruckverlust

Der mittlere Totaldruckverlust verhält sich für $M_{a1} = 0$ nach dem Gesetz,

$$\omega = 1 - \eta. \quad (10.29)$$

Abbildung 10.13 zeigt den mittleren Totaldruckverlust für die *Compound Lean Nozzles* und für die *Controlled Flow Nozzles*.

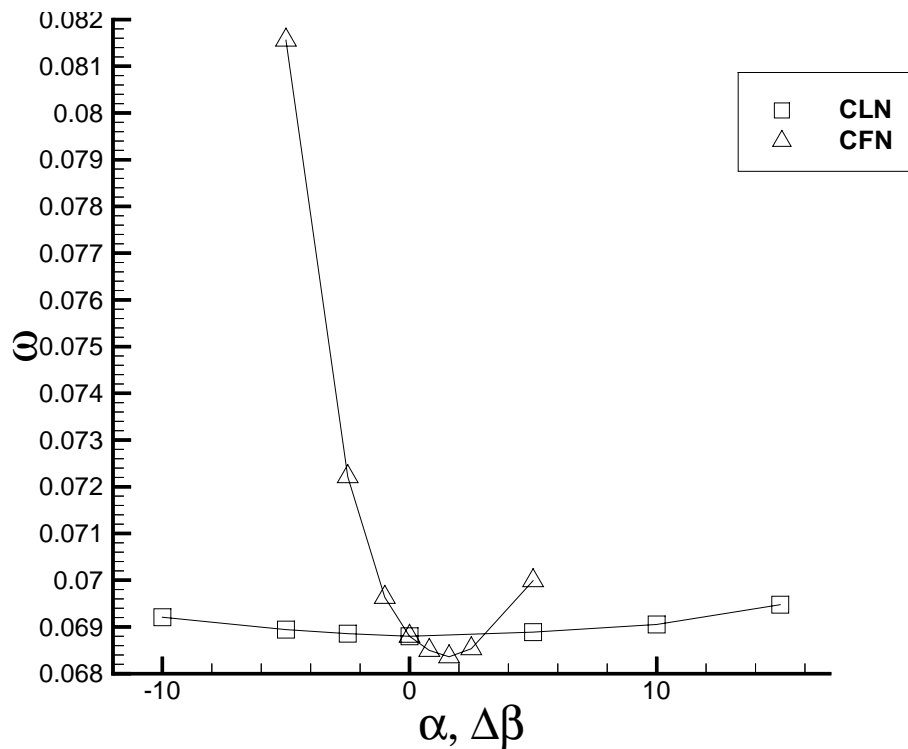


Abbildung 10.13: mittlerer Totaldruckverlust

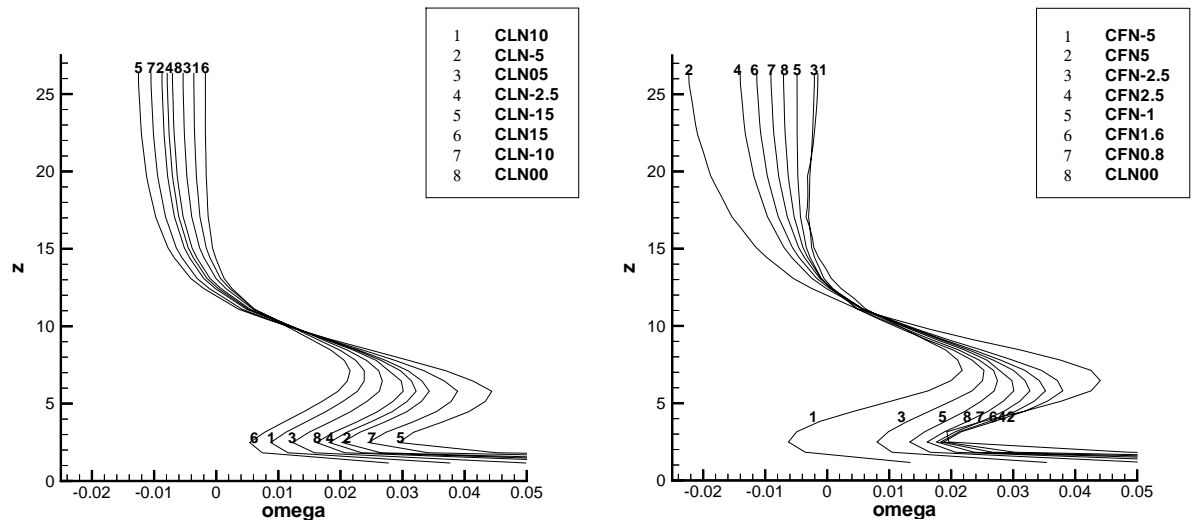
10.11.2 Totaldruckverlustverteilung entlang der Schaufelhöhe

In Abbildung 10.14 sind die Totaldruckverluste, berechnet nach Gleichung 10.26, über der halben Schaufelhöhe dargestellt. Abbildung 10.15 und 10.16 zeigen, der besseren Übersicht wegen, die Totaldruckverluste für jede Schaufel einzeln.

Man erkennt das Wirbelzentrum an den Bereichen mit hohen Totaldruckverlust, da sich im Wirbelzentrum energiearmes Fluid ansammelt.

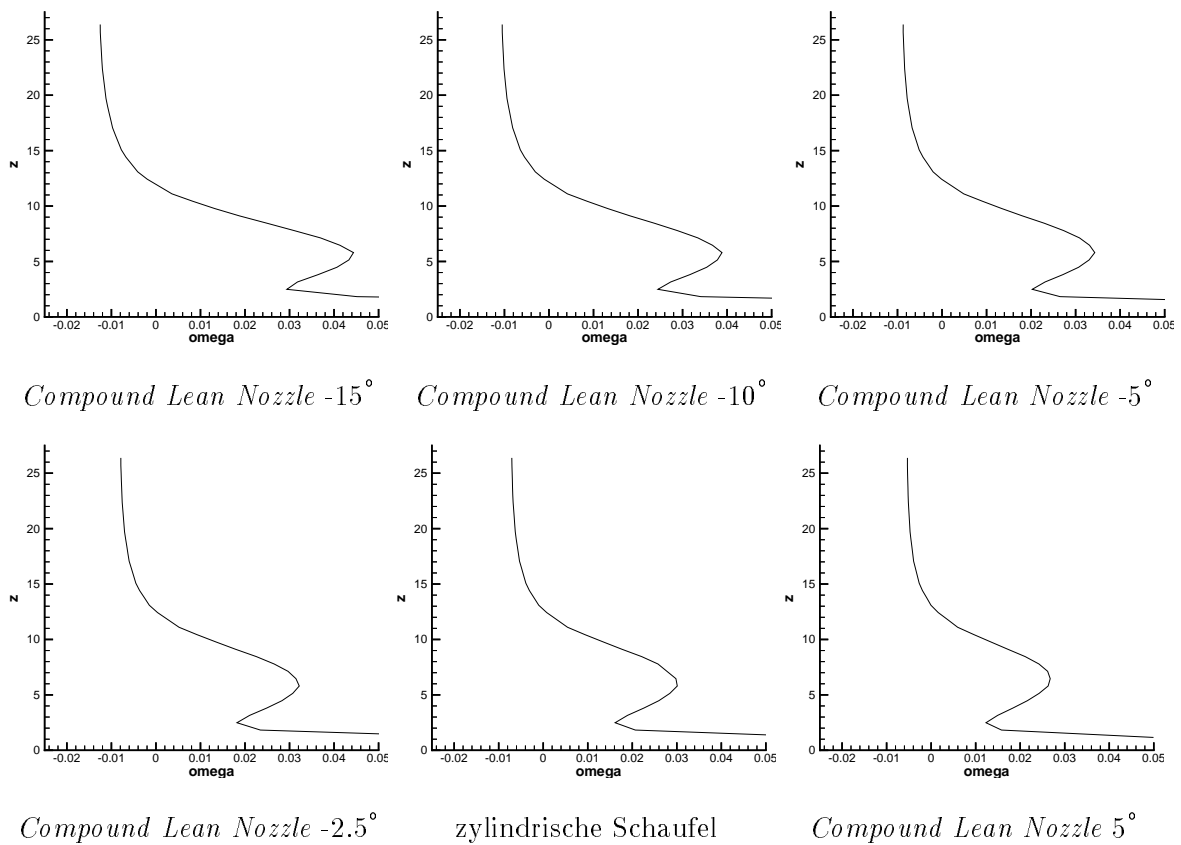
Man sieht, dass in der Grenzschicht der Totaldruckverlust größer ist und dass bei positiver *Compound Lean Nozzle* sich das Wirbelzentrum in Richtung Schaufelmitte bewegt. Bei negativer *Compound Lean Nozzle* ist die Richtung umgekehrt.

Die z -Koordinaten, liegen im positiven Bereich (0-27.5mm), da durch die Mittelungsroutine nur positive z -Koordinaten ausgegeben werden.



Totaldruckverlust der *Compound Lean Nozzles* Totaldruckverlust der *Controlled Flow Nozzles*

Abbildung 10.14: Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe



Compound Lean Nozzle -15°

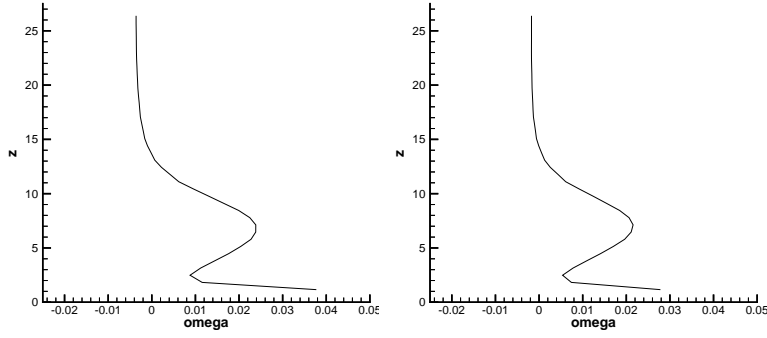
Compound Lean Nozzle -10°

Compound Lean Nozzle -5°

Compound Lean Nozzle -2.5°

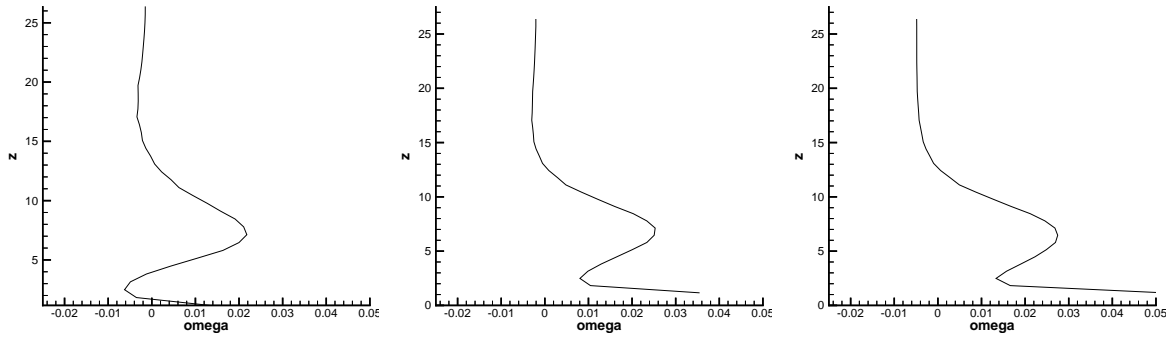
zylindrische Schaufel

Compound Lean Nozzle 5°

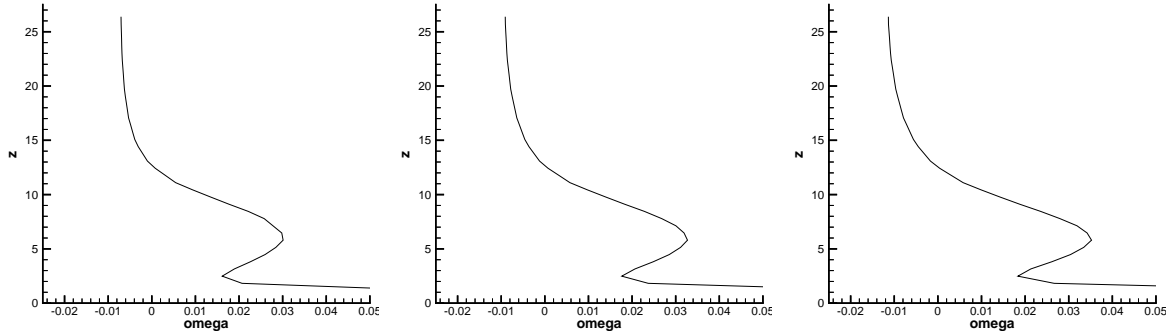


Compound Lean Nozzle 10° *Compound Lean Nozzle 15°*

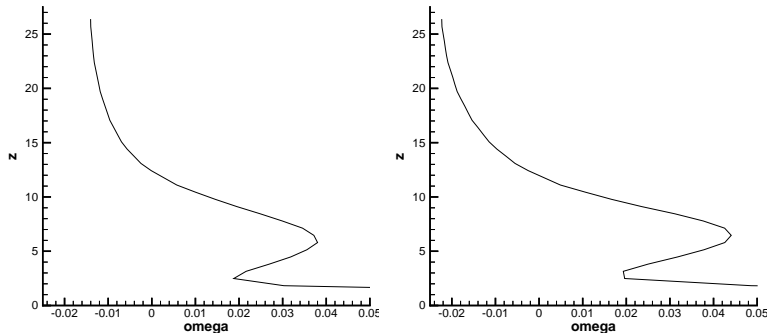
Abbildung 10.15: Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe *Compound Lean Nozzles*



Controlled Flow Nozzle -5° *Controlled Flow Nozzle -2.5°* *Controlled Flow Nozzle -1°*



zylindrische Schaufel *Controlled Flow Nozzle 0.8°* *Controlled Flow Nozzle 1.6°*



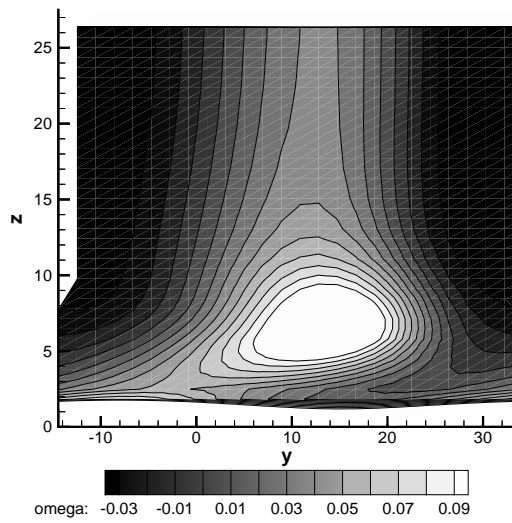
Controlled Flow Nozzle 2.5° *Controlled Flow Nozzle 5°*

Abbildung 10.16: Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe *Controlled Flow Nozzles*

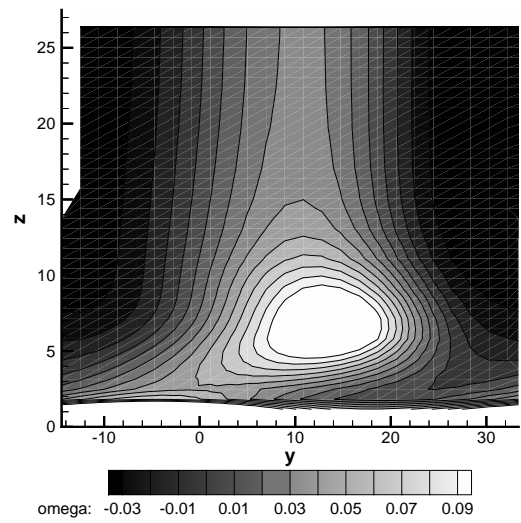
10.11.3 Totaldruckverlustverteilung

Dieses Kapitel zeigt die Totaldruckverlustverteilung als Konturplot in der Ebene 25 Prozent axialer Sehnenlänge hinter der Schaufelhinterkante. Die Bereiche mit hohen Totaldruckverlusten sind ein Zeichen für Wirbel, da sich im Wirbelzentrum energiearmes Fluid ansammelt. Eine Folge davon ist, dass die Totalenthalpie und somit der Totaldruck sinkt. Niedriger Totaldruck bedeutet hoher Totaldruckverlust. Man kann in den Abbildungen 10.17 und 10.18 sehr schön den Hinterkantenwirbel und Kanalwirbel sehen. Im Gegensatz zu den Sekundärgeschwindigkeitsfeldern, wird keine Primärrichtung benötigt. Im weiteren sieht man auch die Nachlaufdele.

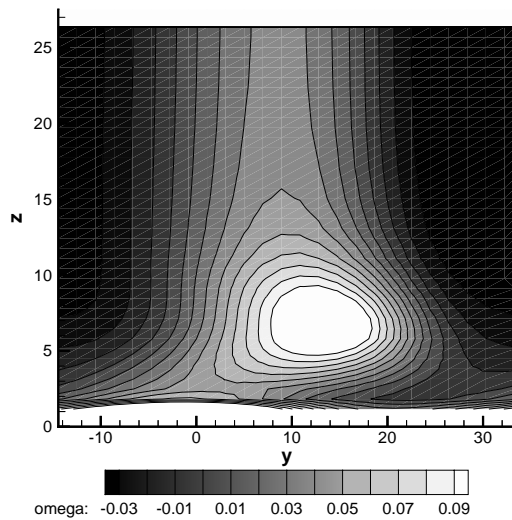
Bei *Compound Lean Nozzles* 15° und *Controlled Flow Nozzles* 2.5° dürfte nach diesem Kriterium das Optimum liegen, da der Hinterkantenwirbel am geringsten ausgeprägt ist.



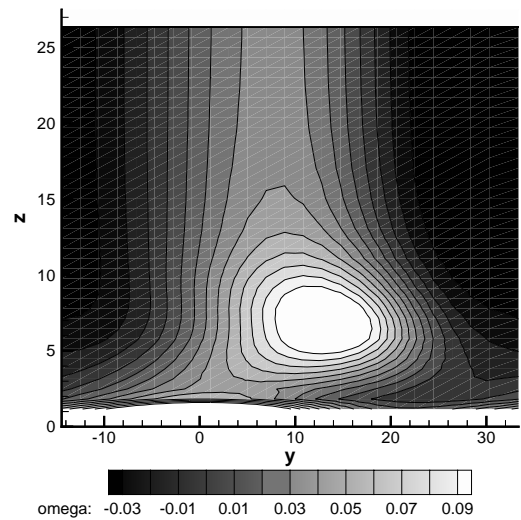
Compound Lean Nozzle -15°



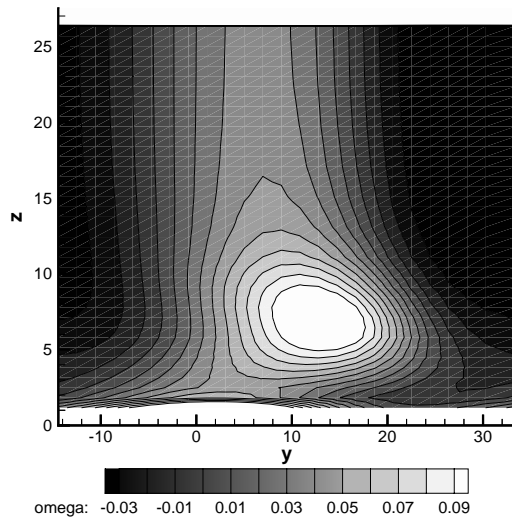
Compound Lean Nozzle -10°



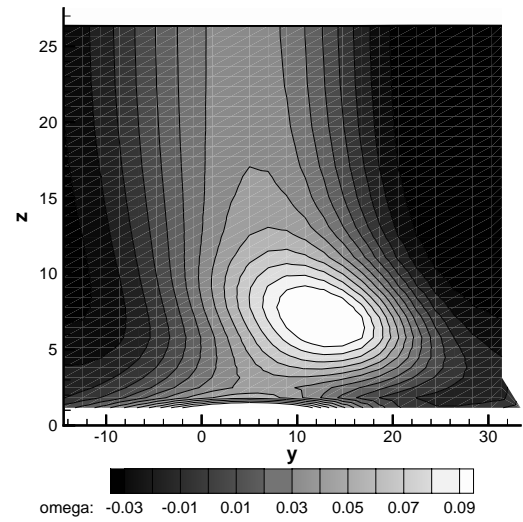
Compound Lean Nozzle -5°



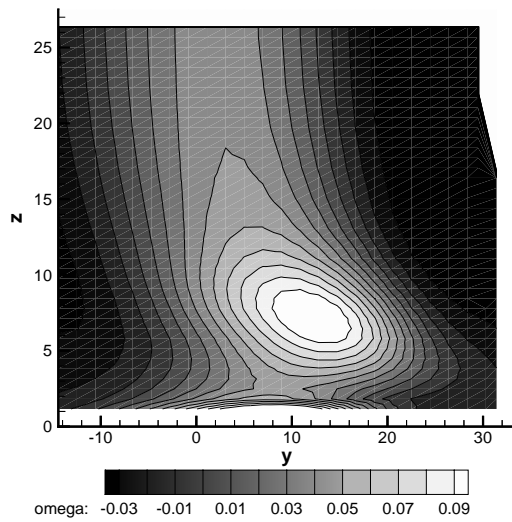
Compound Lean Nozzle -2.5°



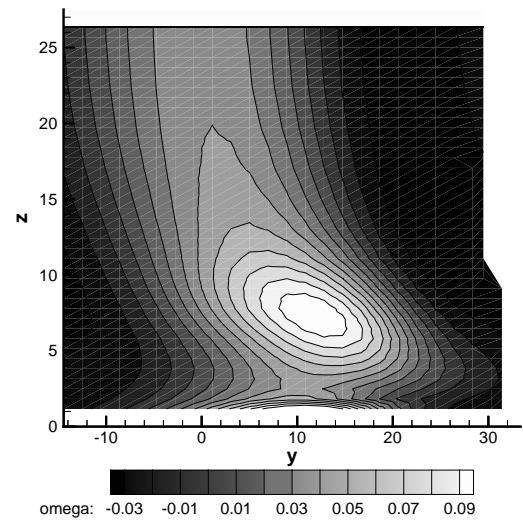
zylindrische Schaufel



Compound Lean Nozzle 5°

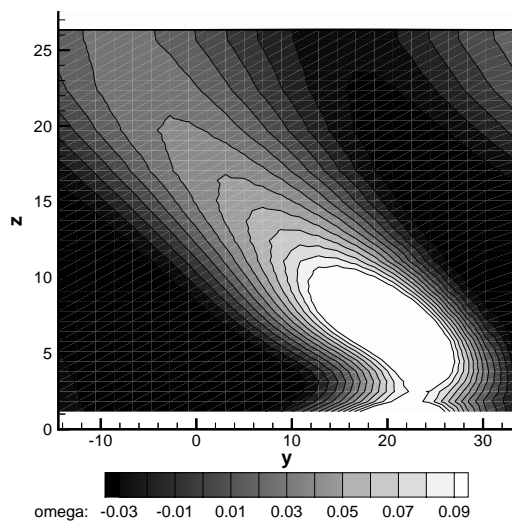


Compound Lean Nozzle 10°

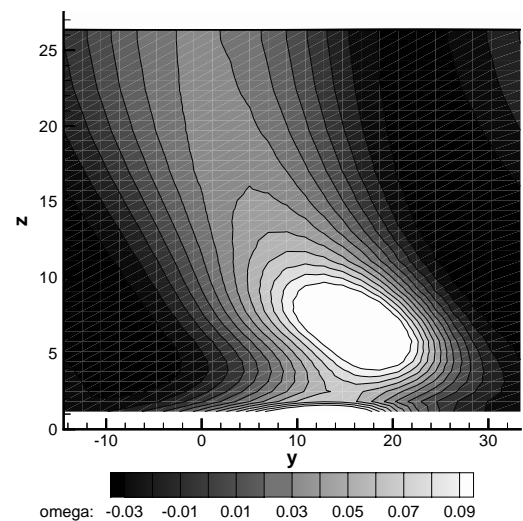


Compound Lean Nozzle 15°

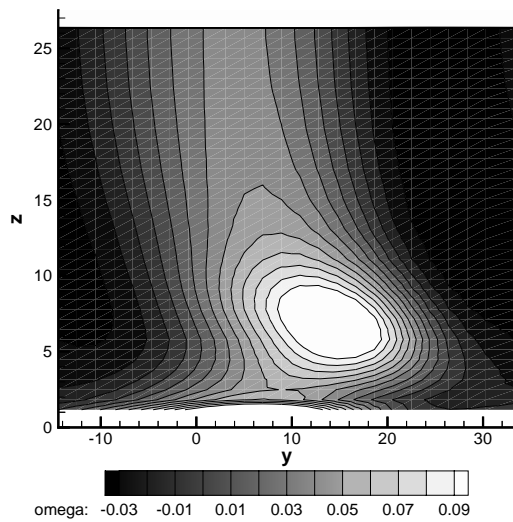
Abbildung 10.17: Konturplot Totaldruckverlustverteilung *Compound Lean Nozzles*



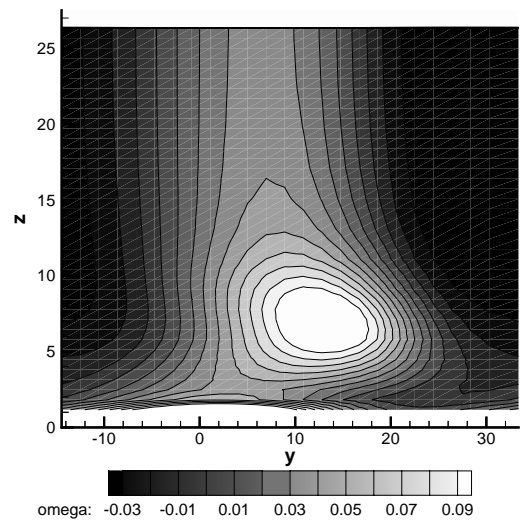
Controlled Flow Nozzle -5°



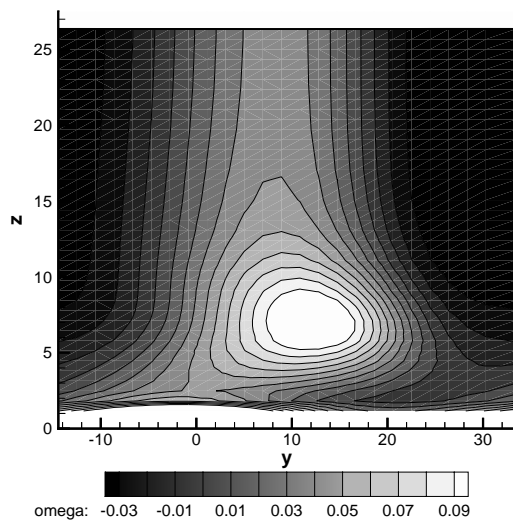
Controlled Flow Nozzle -2.5°



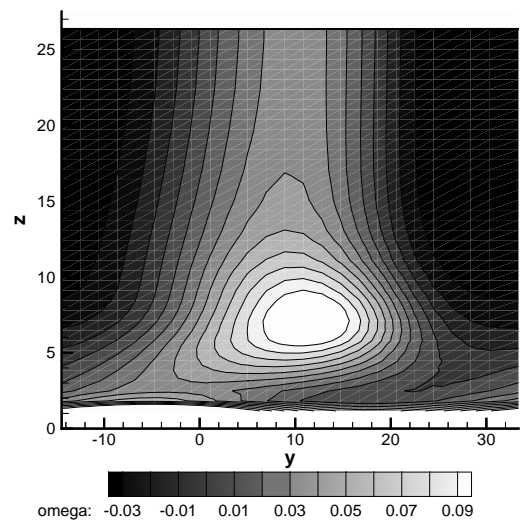
Controlled Flow Nozzle -1°



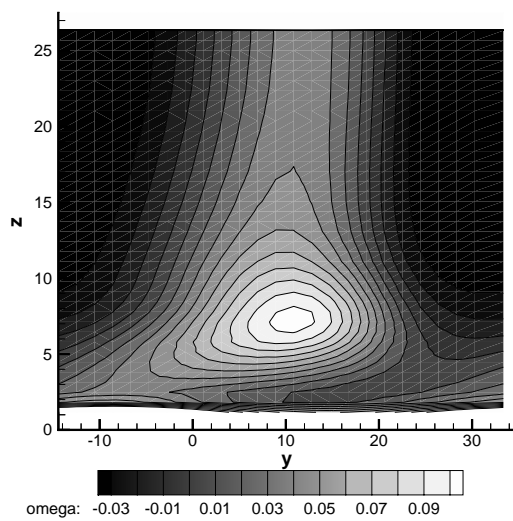
zylindrische Schaufel



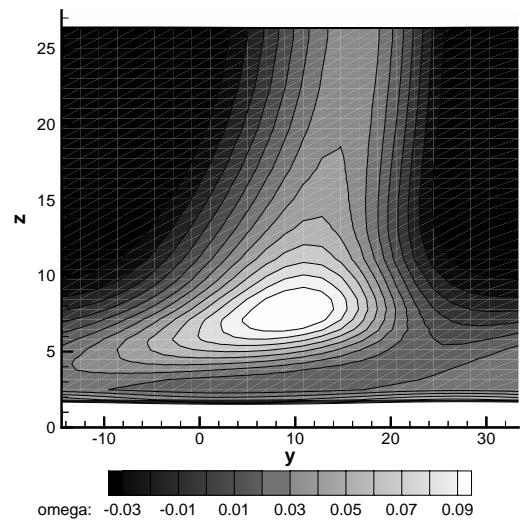
Controlled Flow Nozzle 0.8°



Controlled Flow Nozzle 1.6°



Controlled Flow Nozzle 2.5°



Controlled Flow Nozzle 5°

Abbildung 10.18: Konturplot Totaldruckverlustverteilung *Controlled Flow Nozzles*

10.12 Abströmwinkel

Der Abströmwinkel α_1 ist durch

$$\alpha_1 = \text{atan2}(w, u) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (10.30)$$

gegeben.

10.12.1 Mittlerer Abströmwinkel

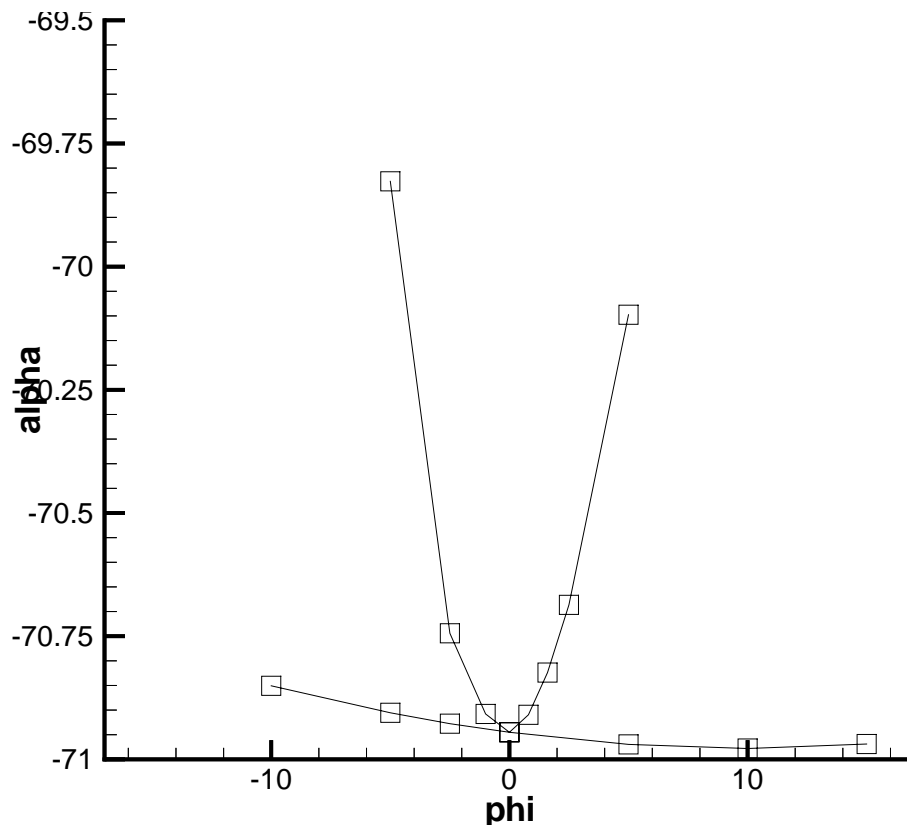


Abbildung 10.19: Abströmwinkel α für verschiedene Nozzles

Die mittlere Umfangsarbeit sollte nach Kapitel 8.2 einigermaßen konstant bleiben. Wenn man Abbildung 10.19 anschaut, ist dies gelungen, da eine konstante mittlere Umfangsarbeit, einen konstanten Abströmwinkel α_1 zur Folge hat. Es sind bei *Controlled Flow Nozzles* nur geringe Änderungen des Abströmwinkels α_1 zu beobachten. Dies sind gute Ergebnisse für das einfach gewählte Modell, um die mittlere Umfangsarbeit konstant zu halten..

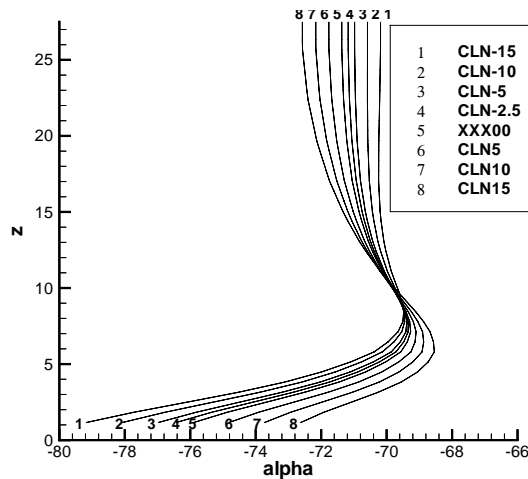
10.12.2 Mittlerer Abströmwinkel über Schaufelhöhe

Abbildung 10.20 zeigt den in Umfangsrichtung gemittelten Abströmwinkel α über der Schaufelhöhe. In unmittelbarer Nähe zur Seitenwand ist ein Bereich mit Mehrumlenkung (overturning) während auf der anderen Seite des Wirbelzentrums ein Bereich mit Minderumlenkung

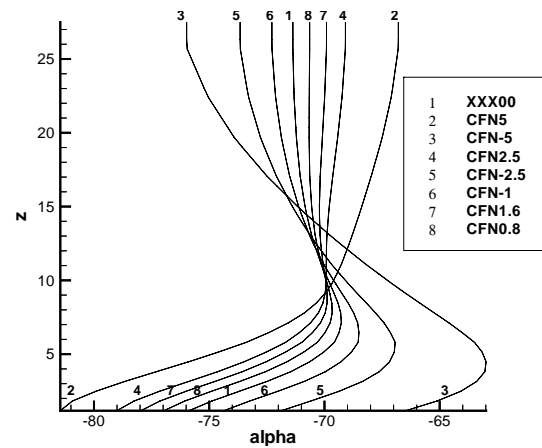
(underturning) vorliegt, wenn man sich das Gebiet durch $\bar{\alpha}$ geteilt denkt.

Man erkennt dass bei positiven *Compound Lean Nozzles* die Abströmwinkeldifferenz größer ist als bei der zylindrischen Schaufel.

Bei *Controlled Flow Nozzles* ist im Bereich der Seitenwand eine Mehrumlenkung. Es ist bei Kurve 7 erkennbar, dass der Abströmwinkel in einem großen Bereich nahezu konstant ist, was eine günstigere Anströmung der Leitreihe, verbunden mit geringeren Profilverlusten was wiederum geringere Profilverlusten durch Falschanströmung zur Folge hat.



Abströmwinkel *Compound Lean Nozzles*

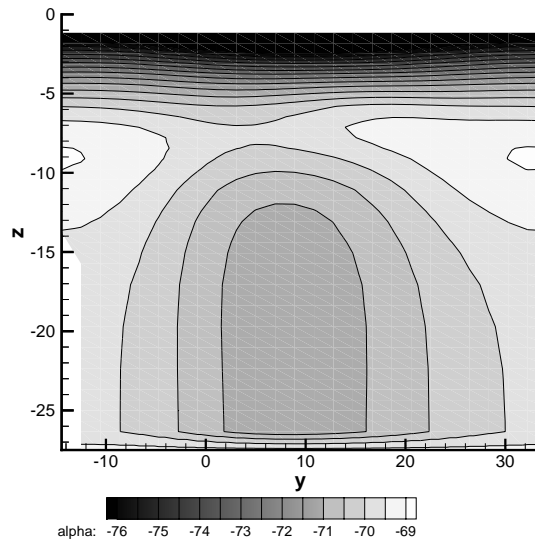


Abströmwinkel *Controlled Flow Nozzles*

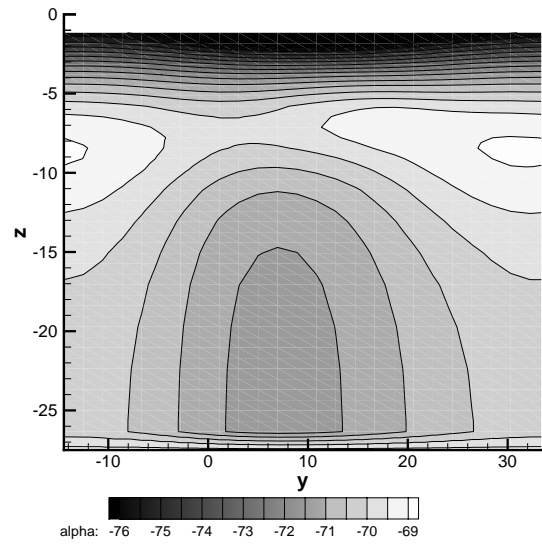
Abbildung 10.20: Abströmwinkel über Schaufelhöhe

10.12.3 Abströmwinkelfelder

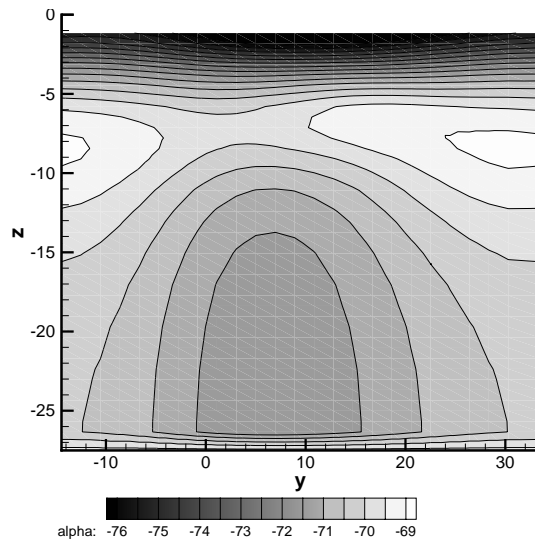
In den Abbildungen 10.21 und 10.22 kann man erkennen, dass mit wachsendem Parameter bei *Compound Lean Nozzles* der Abströmwinkel im Bereich der Seitenwand größer und im Bereich der Schaufelmitte kleiner wird. Man erkennt, dass bei den *Controlled Flow Nozzles* der Abströmwinkel über einen großen Bereich relativ konstant gehalten werden kann.



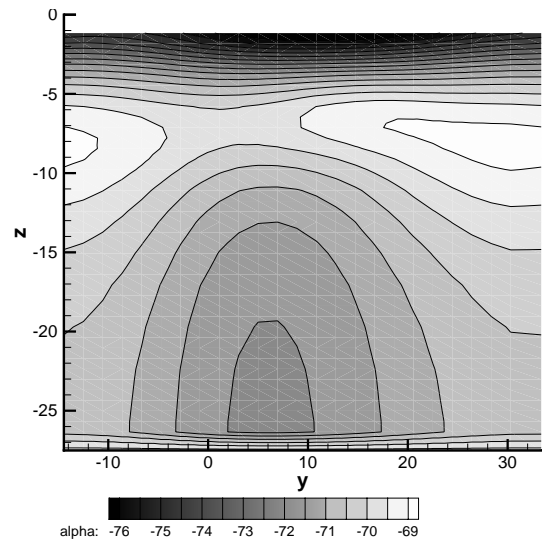
Compound Lean Nozzle -15°



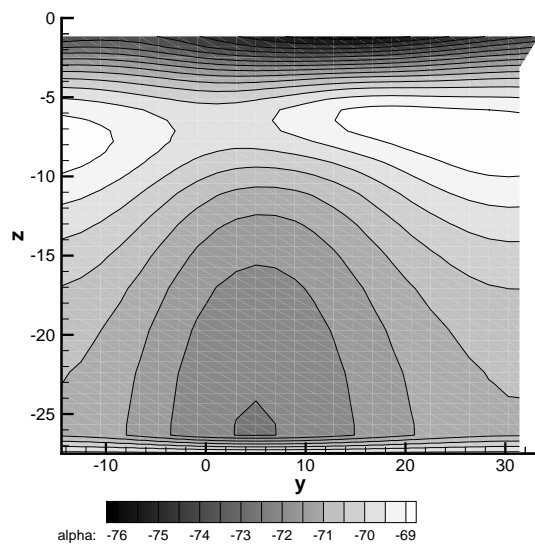
Compound Lean Nozzle -5°



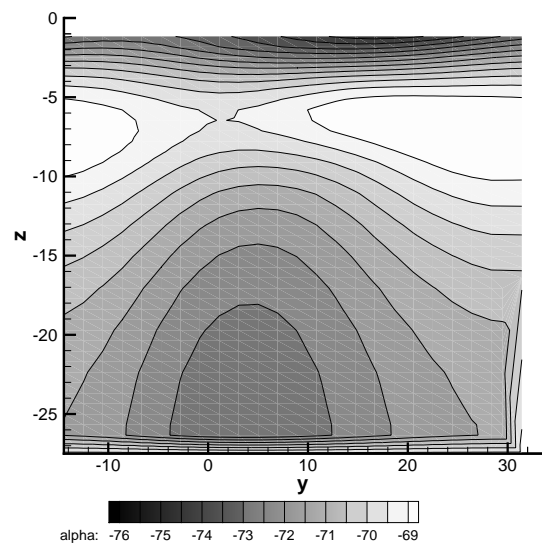
Compound Lean Nozzle -2.5°



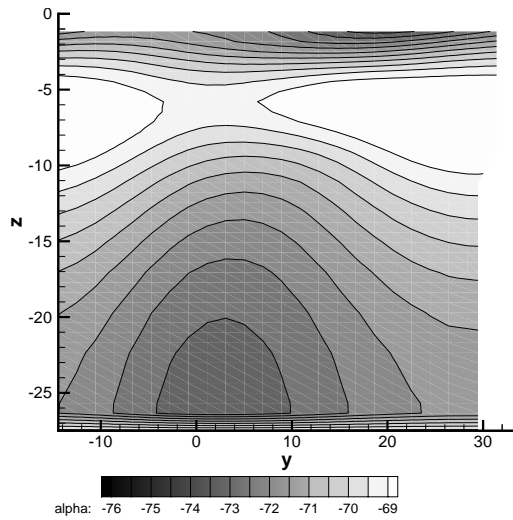
zylindrische Schaufel



Compound Lean Nozzle 5°

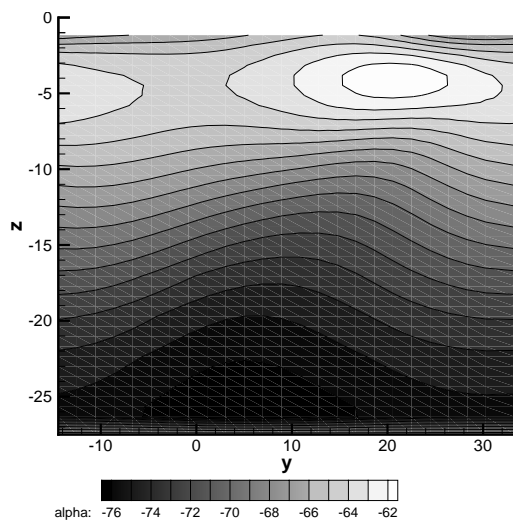


Compound Lean Nozzle 10°

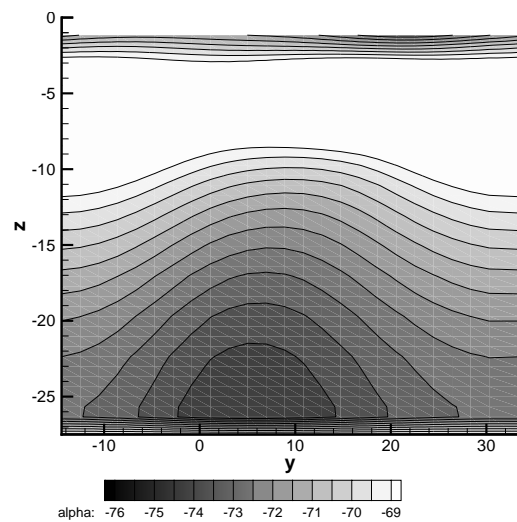


Compound Lean Nozzle 15°

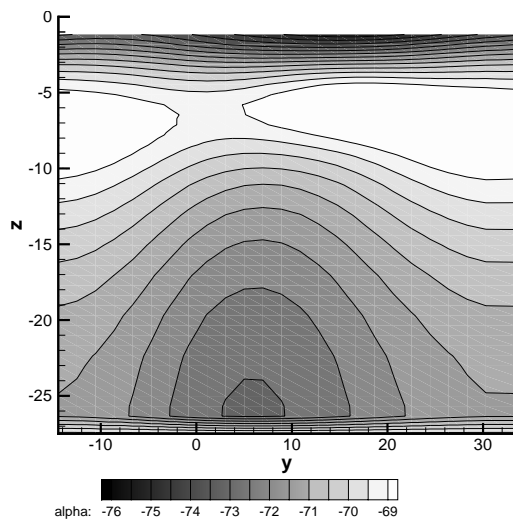
Abbildung 10.21: Konturplot Abströmwinkelverteilung *Compound Lean Nozzles*



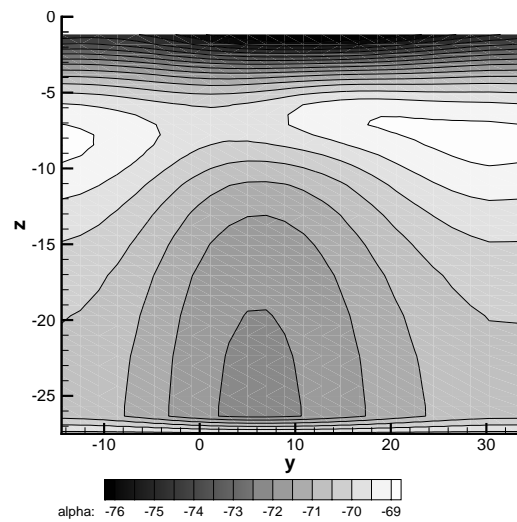
Controlled Flow Nozzle -5°



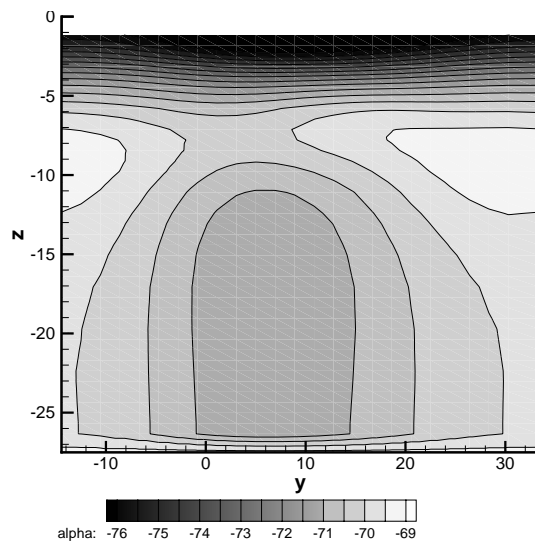
Controlled Flow Nozzle -2.5°



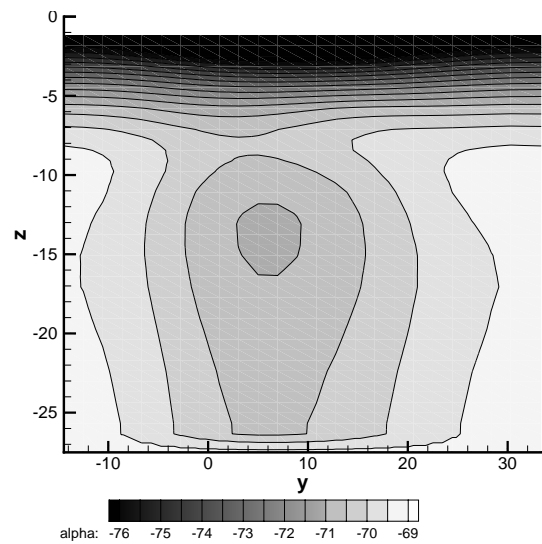
Controlled Flow Nozzle -1°



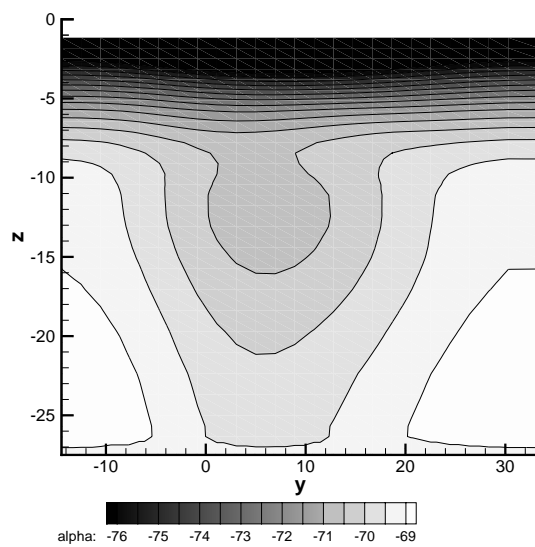
zylindrische Schaufel



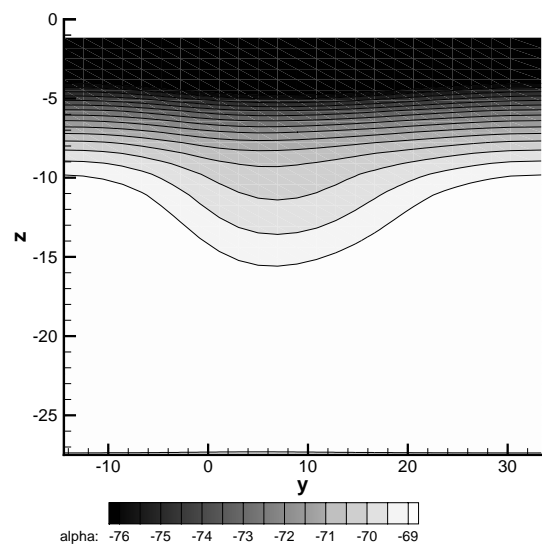
Controlled Flow Nozzle 0.8°



Controlled Flow Nozzle 1.6°



Controlled Flow Nozzle 2.5°



Controlled Flow Nozzle 5°

Abbildung 10.22: Konturplot Abströmwinkelverteilung *Controlled Flow Nozzles*

10.13 Strömungswinkel in radialer Richtung

Der Strömungswinkel in radialer Richtung γ berechnet sich nach

$$\gamma = \text{atan2}(w, u) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (10.31)$$

10.13.1 Mittlerer Strömungswinkel in radialer Richtung über Schaufelhöhe

Bei positiven *Compound Lean Nozzles* wirkt eine Kraft auf das Fluid. Deshalb ist der Druck im Bereich der Wände höher als in Schaufelmitte. Bei *Controlled Flow Nozzles* ist der Massenstrom im Bereich der Seitenwand geringer, woraus die aerodynamische Entlastung der Schaufel im Seitenwandbereich resultiert.

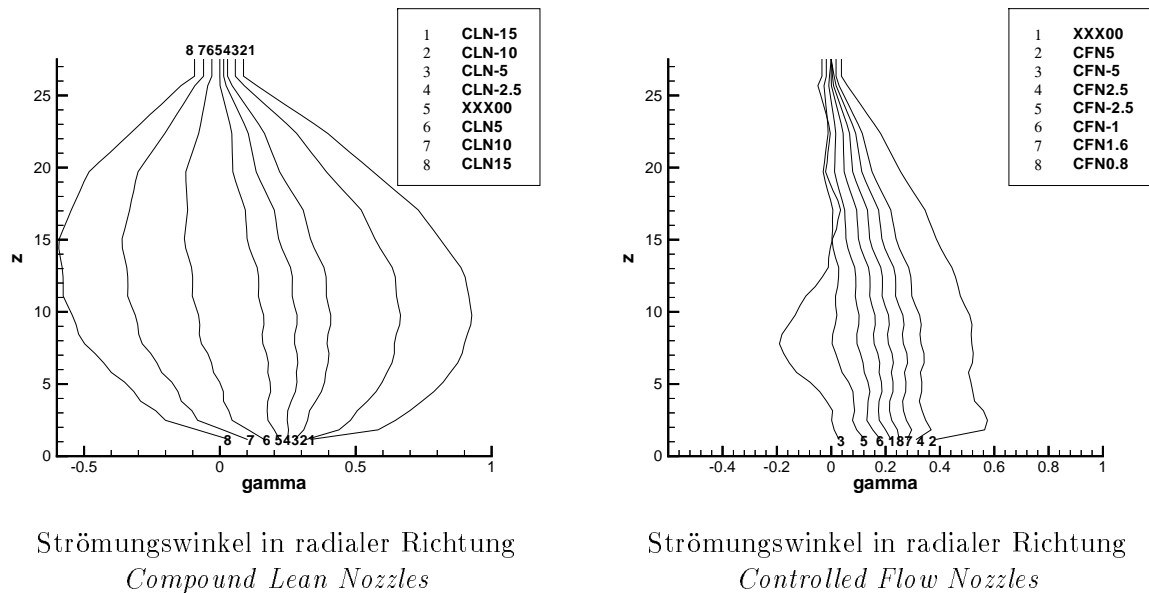
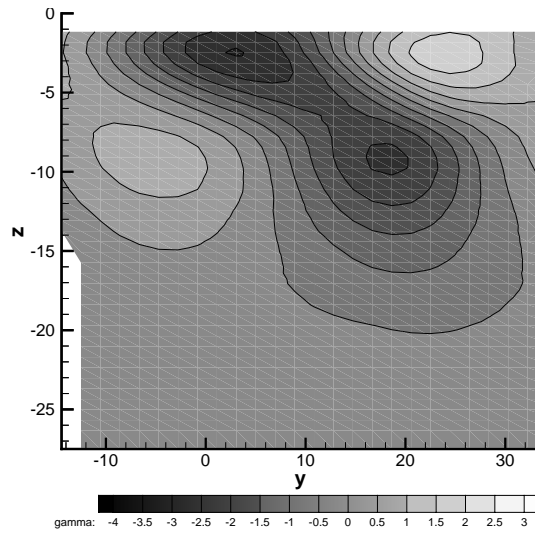


Abbildung 10.23: Strömungswinkel in radialer Richtung

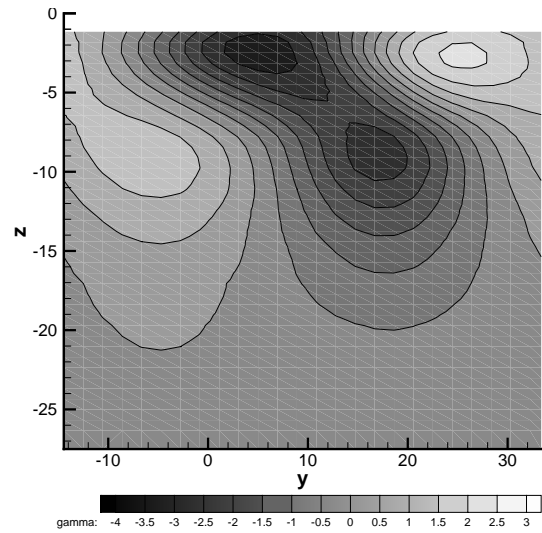
10.13.2 Feld des Strömungswinkels in radialer Richtung

Mit den Abbildungen aus 10.21, 10.22 und 10.24, 10.25 kann man die Position der Wirbelzentren bestimmen. Man müsste die Bereiche mit Minima und Maxima verbinden, und der Schnittpunkt ergibt die ungefähre Lage der Wirbelzentren.

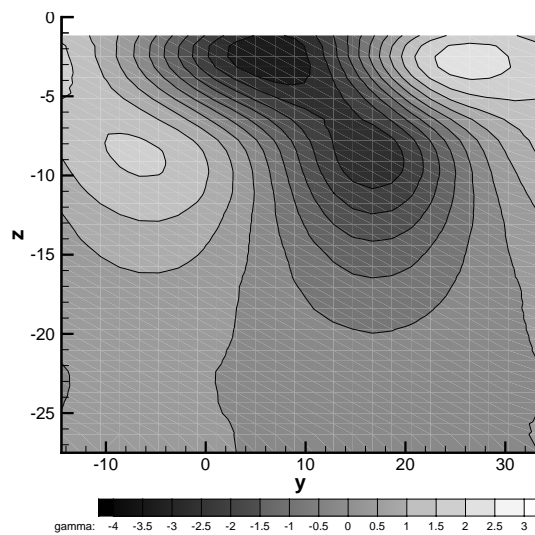
Abbildung ?? ist ein Beweis dafür, dass die Wahl der Primärgeschwindigkeit bei der Berechnung der Sekundärgeschwindigkeit ungeeignet war, denn im Gegensatz zu den Abbildungen der Sekundärgeschwindigkeit kann man bei den *Controlled Flow Nozzles* zwei Wirbel entdecken.



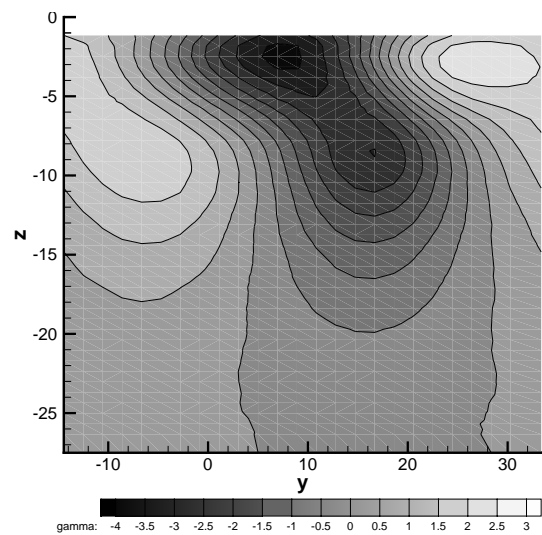
Compound Lean Nozzle -15°



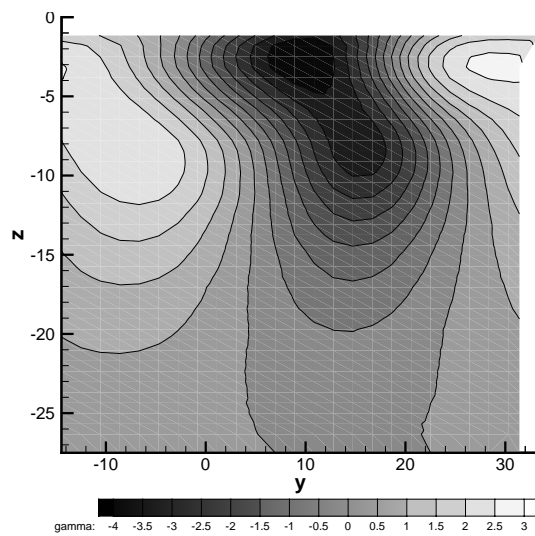
Compound Lean Nozzle -5°



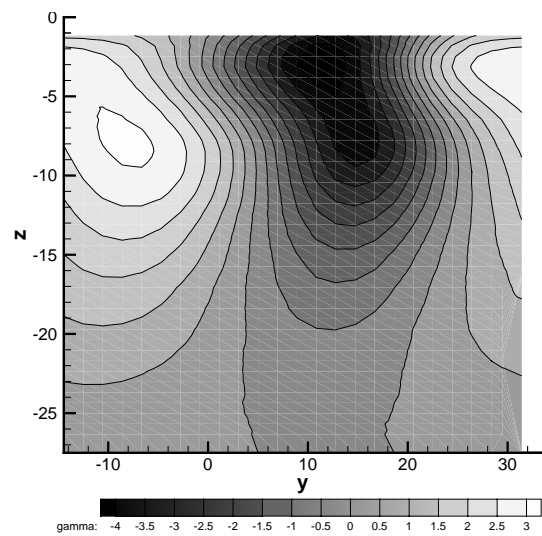
Compound Lean Nozzle -2.5°



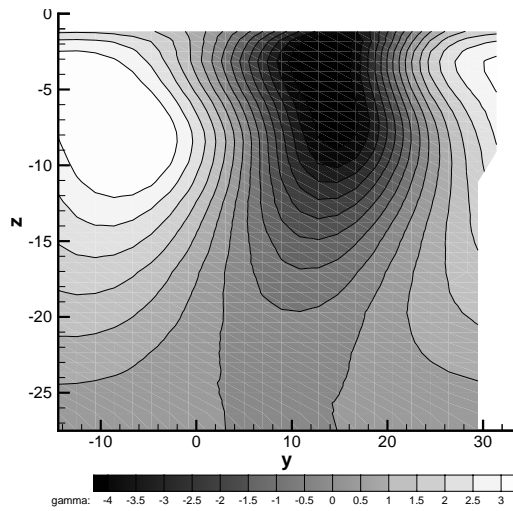
zylindrische Schaufel



Compound Lean Nozzle 5°

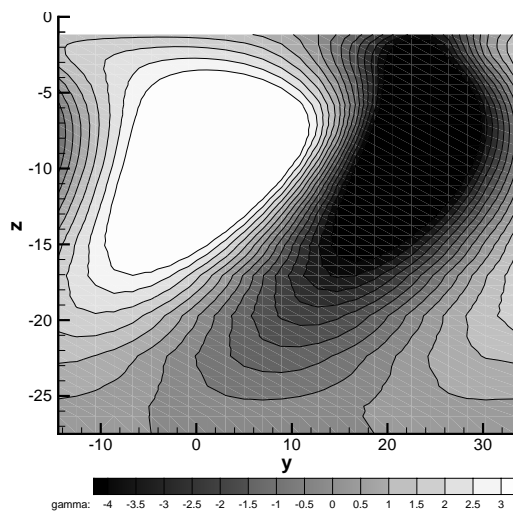


Compound Lean Nozzle 10°

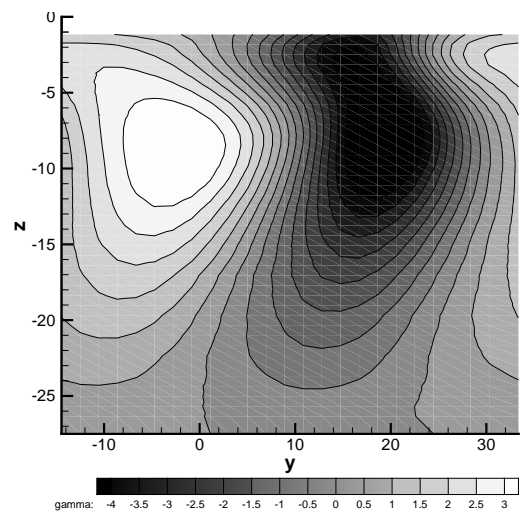


Compound Lean Nozzle 15°

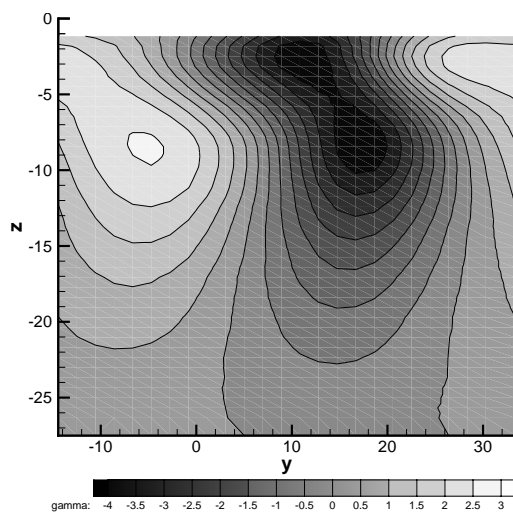
Abbildung 10.24: Konturplot Strömungswinkelverteilung in radialer Richtung *Compound Lean Nozzles*



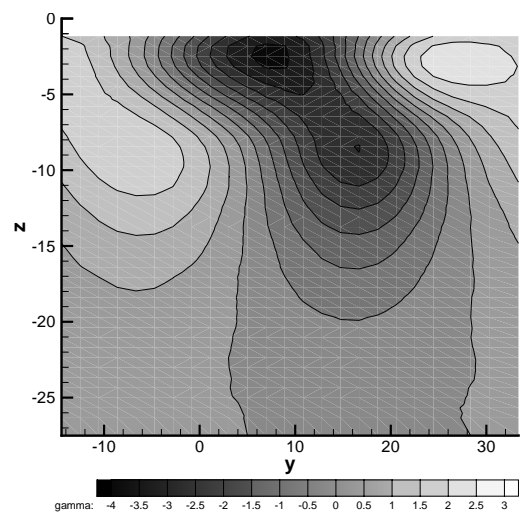
Controlled Flow Nozzle -5°



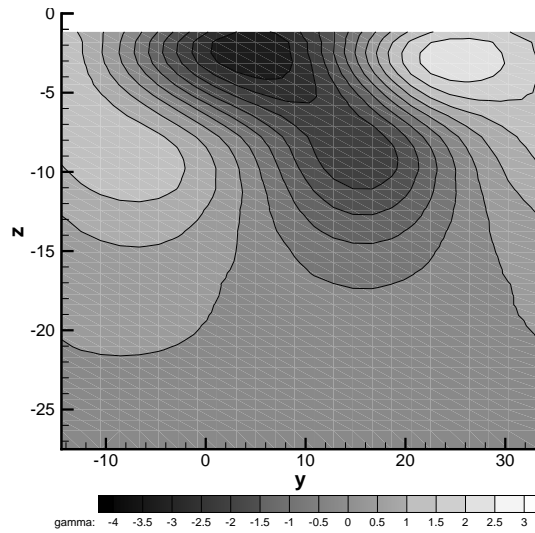
Controlled Flow Nozzle -2.5°



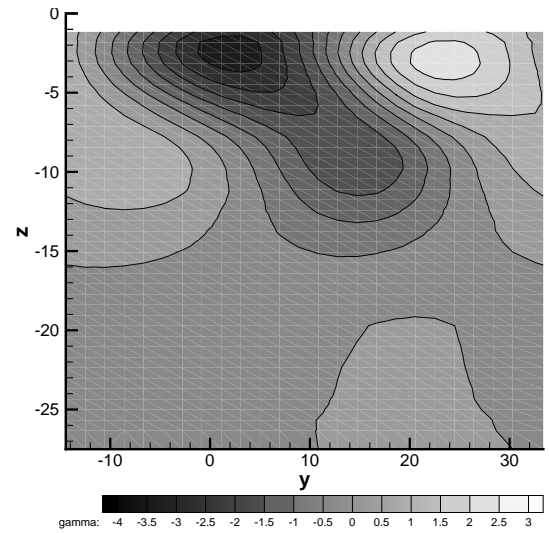
Controlled Flow Nozzle -1°



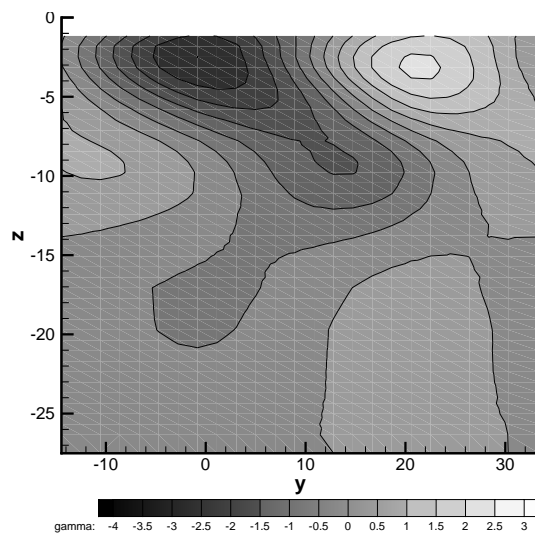
zylindrische Schaufel



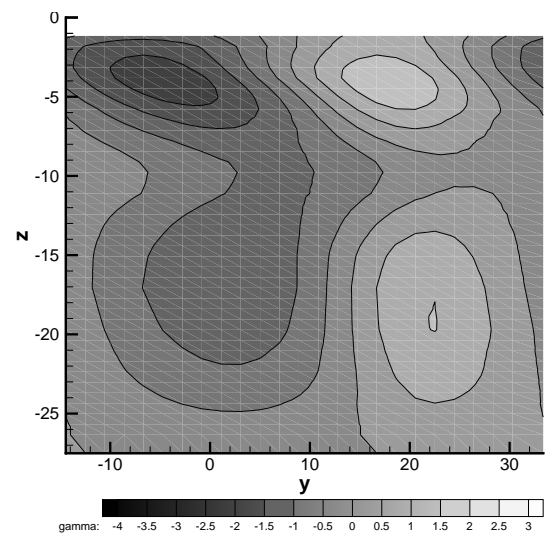
Controlled Flow Nozzle 0.8°



Controlled Flow Nozzle 1.6°



Controlled Flow Nozzle 2.5°



Controlled Flow Nozzle 5°

Abbildung 10.25: Konturplot Strömungswinkelverteilung in radialer Richtung *Controlled Flow Nozzles*

Kapitel 11

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Abschließend kann man sagen, dass durch eine dreidimensionale Beschaukelung mit *Compound Lean Nozzles* und *Controlled Flow Nozzles* Verbesserungen in Hinblick auf die Verluste erreicht werden können. In dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass sich *Compound Lean Nozzles* besser dafür eignen. Durch eine geeignete Anordnung der Profile entlang der Schaufelhöhe können die verschiedenen Verluste und Wirbeln breiter verteilt und ihre Lage geändert werden. Ein Grund, dass die *Controlled Flow Nozzles* in dieser Arbeit keinen besonderen Vorteil vom Standpunkt der Verluste aus zeigen, könnte sein, dass durch das langsame Abklingen des Druckgradienten stromab des Maximums das Fluid unmittelbar nach der Schaufel kaum in Richtung Nabe beziehungsweise Gehäuse strömt. In einer kompletten Turbinenstufe müssten die Vorteile in Bezug auf die Verluste von *Controlled Flow Nozzles* deutlicher sichtbar sein.

Ausblick

Für ein weiteres Vorgehen auf diesem Gebiet kann man sagen, dass auf jeden Fall ein Ringgitter berechnet werden muss, um den radialen Druckgradienten im Leitgitter berücksichtigen zu können. Im weiteren sollten die Daten anhand von Versuchen in Windkanälen, oder in Versuchsturbinen validiert werden, weil die Ergebnisse aus CFD Berechnungen alleine kritisch zu bewerten sind, da die Verluste im allgemeinen zu hoch berechnet, und/oder nicht exakt wiedergegeben werden.

Auch kann man die Gitterdrehung mit Hermite-Polynome weiter überarbeiten, so dass die Gitterstruktur erhalten bleibt, und der Löser auch im Stande ist, größere Verdrehungen bei *Controlled Flow Nozzles* zuzulassen.

Zusätzlich könnte der Versuch gestartet werden, eine optimale Schaufel, durch gleichzeitige Verwendung der *Compound Lean Nozzle* und der *Controlled Flow Nozzle* Philosophie zu finden.

Literaturverzeichnis

- [1] **Willinger R., Haselbacher H.:** *The rate of rotor tip clearance on the aerodynamic interaction of a last gas turbine stage and an exhaust diffuser.* ASME 98-GT-94
- [2] **Denton J.D., Xu L.:** *The Exploitation of three- dimensional Flow in Turbomachinery Design.* VKI Lecture Series (1999-02)
- [3] **Müller, K.J., Willinger, R.:** *Vorlesungen über Grundzüge der thermischen Turbomaschinen.* Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, Technische Universität Wien (2000)
- [4] **Nowi, A., Haller, B.R.:** *Wirkungsgradiententwicklung bei Dampfturbinen.* VGB Kraftwerkstechnik 97, Heft 7, pp.551-555 (1997)
- [5] **Novi A., Walker P.J.:** *Erste Messergebnisse an Turbinen mit neuer Schaufelgeneration.* VGB Kraftwerkstechnik 12/99. pp.60-65 (1999)
- [6] **Kreitmeier F.:** *Integralbehandlung inhomogener Strömungsfelder Teilbericht1: Theorie.* Technischer Bericht, ABB Baden, Schweiz (1977)
- [7] **Wüst, W.** *Strömungssonden.* ATM-Archiv für technisches Messen, V116-9 bis V116-12. (Dez. 1960 bis Feb. 1962.)

Abbildungsverzeichnis

3.1	Schaufelprofil	3
7.1	Gitter des Strömungsgebietes um die gerade Schaufel, normal auf die Schaufelachse	15
7.2	Blocknummerierung und Richtung	15
7.3	Verteilung entlang der Schaufelachse	16
7.4	Gitter in der Nähe der Hinterkante	17
7.5	Grenzschichtvorgabe Eintritt	19
8.1	Profilanordnung einer <i>Compound Lean Nozzle</i> positive <i>Compound Lean Nozzles</i> links, negative rechts	23
8.2	Parabel für eine <i>Compound Lean Nozzle</i> über Schaufelhöhe	24
8.3	Profilanordnung einer <i>Controlled Flow Nozzle</i> (positive <i>Controlled Flow Nozzle</i> links, negative rechts)	25
8.4	Abbildung zur Berechnung der Mündungsweite a	28
8.5	Abbildung zur Gitterdrehung mit Hermite-Polynom	29
8.6	Seitenansicht der Leitreihen	31
10.1	FE-CFD Cluster	37
10.2	Lage der Auswertungsebenen	38
10.3	Konvergenzverhalten	40
10.4	Sekundärströmungen im Schaufelkanal	41
10.5	Projektion der Sekundärströmung	42
10.6	Sekundärgeschwindigkeitsvektorplots <i>Compound Lean Nozzles</i>	45
10.7	Sekundärgeschwindigkeitsvektorplots <i>Controlled Flow Nozzles</i>	46
10.8	Ausgleichsprozess	48
10.9	Wirkungsgradverlauf	49
10.10	Ausmischverluste	50
10.11	Verteilung des statischen Druckkoeffizienten bei <i>Compound Lean Nozzles</i>	51

10.12	Verteilung des statischen Druckkoeffizienten bei <i>Controlled Flow Nozzles</i> . . .	52
10.13	mittlerer Totaldruckverlust	53
10.14	Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe	54
10.15	Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe <i>Compound Lean Nozzles</i>	55
10.16	Totaldruckverlust entlang der Schaufelhöhe <i>Controlled Flow Nozzles</i>	55
10.17	Konturplot Totaldruckverlustverteilung <i>Compound Lean Nozzles</i>	57
10.18	Konturplot Totaldruckverlustverteilung <i>Controlled Flow Nozzles</i>	58
10.19	Abströmwinkel α für verschiedene Nozzles	59
10.20	Abströmwinkel über Schaufelhöhe	60
10.21	Konturplot Abströmwinkelverteilung <i>Compound Lean Nozzles</i>	62
10.22	Konturplot Abströmwinkelverteilung <i>Controlled Flow Nozzles</i>	63
10.23	Strömungswinkel in radialer Richtung	64
10.24	Konturplot Strömungswinkelverteilung in radialer Richtung <i>Compound Lean Nozzles</i>	66
10.25	Konturplot Strömungswinkelverteilung in radialer Richtung <i>Controlled Flow Nozzles</i>	67

Tabellenverzeichnis

1.1	Symbolverzeichnis	x
6.1	Konstanten des RNG- k,ϵ -Turbulenzmodells	12
7.1	Zellanzahl in den einzelnen Blöcken	16
10.1	Koordinaten der Ebenen	39
10.2	Parameter der Rechnungen	39
10.3	Under Relaxation Factors	40
10.4	dimensionsloser Wandabstand y^+	41

Anhang A

Anhang

A.1 CFX4 Commandfile

Der Anhang zeigt ein typisches CFX4 Commandfile.

```
>>CFX4
  >>OPTIONS
    THREE DIMENSIONS
    BODY FITTED GRID
    UNMATCHED GRIDS
    CARTESIAN COORDINATES
    TURBULENT FLOW
    HEAT TRANSFER
    COMPRESSIBLE FLOW
    STEADY STATE
    USER SCALAR EQUATIONS 3
  >>USER FORTRAN
    USRDMP
    USRINT
    USRWRK
    USRBCS
    USRGRD
    USRPRT
  >>VARIABLE NAMES
    USER SCALAR1  'YPLUS'
    USER SCALAR2  'YAW ANGLE'
    USER SCALAR3  'EPSILON LOG RES'
    U VELOCITY  'U VELOCITY'
    V VELOCITY  'V VELOCITY'
    W VELOCITY  'W VELOCITY'
    PRESSURE    'PRESSURE'
    K  'K'
    EPSILON  'EPSILON'
    TEMPERATURE 'TEMPERATURE'
  >>MODEL TOPOLOGY
  >>CYCLIC CONNECTIONS
```

```
Y CYCLE LENGTH 0.0478
>>GLUE PATCHES FOR UNMATCHED GRIDS
  FIRST PATCH NAMES  'Periode5' +
                      'Periode6' 'Periode7' +
                      'Periode8'
  SECOND PATCH NAMES 'Periode1' +
                      'Periode2' 'Periode3' +
                      'Periode4'
>>MODEL DATA
  >>DIFFERENCING SCHEME
    ALL EQUATIONS 'HYBRID'
  >>SET INITIAL GUESS
    >>SET CONSTANT GUESS
      U VELOCITY    51.878
      V VELOCITY    0.
      W VELOCITY    0.
      PRESSURE      1.5E+05
      K              50.
      EPSILON       1000.
      TEMPERATURE   304.860
  >>RHIE CHOW SWITCH
    IMPROVED
    LINEAR EXTRAPOLATION
    MULTIPHASE DAMPING
    MODIFIED RESISTANCE TREATMENT
    HARMONIC AVERAGING OF COEFFICIENTS
  >>TITLE
    PROBLEM TITLE '3D-STATOR - KOMPRESSIBEL, TURBULENT, RNG'
  >>WALL TREATMENTS
    WALL PROFILE 'LOGARITHMIC'
    NO SLIP
  >>PHYSICAL PROPERTIES
    >>SCALAR PARAMETERS
      >>DIFFUSIVITIES
        ALL USER SCALARS 1.0
    >>FLUID PARAMETERS
      VISCOSITY 1.52600E-05
    >>HEAT TRANSFER PARAMETERS
      THERMAL CONDUCTIVITY          0.02603
      FLUID SPECIFIC HEAT           1007.0
      ENTHALPY REFERENCE TEMPERATURE 273.15
    >>COMPRESSIBILITY PARAMETERS
      FULLY COMPRESSIBLE
      UNIVERSAL GAS CONSTANT      8314.00
      FLUID MOLECULAR WEIGHT       28.79
      REFERENCE PRESSURE          101300.0
      MINIMUM REAL PRESSURE        100000.0
      MINIMUM TEMPERATURE          273.15
      HIGH MACH NUMBER SIMPLE ALGORITHM
  >>TURBULENCE PARAMETERS
```

```
>>TURBULENCE MODEL
    TURBULENCE MODEL 'RNG K-EPSILON'
>>SOLVER DATA
>>PROGRAM CONTROL
    MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS 7000
    MAXIMUM CPU TIME 1000000
    MASS SOURCE TOLERANCE 1.0000E-06
    ITERATIONS OF TURBULENCE EQUATIONS 1
    ITERATIONS OF VELOCITY AND PRESSURE EQUATIONS 1
    ITERATIONS OF TEMPERATURE AND SCALAR EQUATIONS 1
    ITERATIONS OF HYDRODYNAMIC EQUATIONS 1
>>DEFERRED CORRECTION
    K START          1000
    K END             2500
    EPSILON START    1000
    EPSILON END      2500
>>EQUATION SOLVERS
    U VELOCITY 'BLOCK STONE'
    V VELOCITY 'BLOCK STONE'
    W VELOCITY 'BLOCK STONE'
    PRESSURE   'BLOCK STONE'
    K          'BLOCK STONE'
    EPSILON    'BLOCK STONE'
    ENTHALPY   'BLOCK STONE'
>>PRESSURE CORRECTION
    SIMPLEC
>>REDUCTION FACTORS
    U VELOCITY 2.5000E-01
    V VELOCITY 2.5000E-01
    W VELOCITY 2.5000E-01
    PRESSURE 1.000E-01
    K 2.5000E-01
    EPSILON 2.5000E-01
>>UNDER RELAXATION FACTORS
    U VELOCITY 0.60
    V VELOCITY 0.60
    W VELOCITY 0.60
    K          0.60
    EPSILON    0.60
    ENTHALPY   0.60
>>MODEL BOUNDARY CONDITIONS
>>INLET BOUNDARY CONDITIONS
    VELOCITY SPECIFIED
>>INLET BOUNDARIES
    PATCH NAME 'Eintritt'
    TURBULENCE INTENSITY 5.0000E-02
    DISSIPATION LENGTH SCALE 4.7800E-04
    DENSITY 1.9096
    TEMPERATURE 304.41
    U VELOCITY 51.878
```

```
>>PRESSURE BOUNDARIES
  PATCH NAME 'Austritt'
  PRESSURE 1.4648E+05
  STATIC PRESSURE SPECIFIED
>>WALL BOUNDARIES
  PATCH NAME 'Wand1'
>>WALL BOUNDARIES
  PATCH NAME 'Wand2'
>>WALL BOUNDARIES
  PATCH NAME 'Wand3'
>>WALL BOUNDARIES
  PATCH NAME 'Wand4'
>>OUTPUT OPTIONS
>>DUMP FILE OPTIONS
  ALL VARIABLES
  GEOMETRY DATA
>>LINE GRAPH DATA
  RESIDUAL
  EACH ITERATION
  FILE NAME 'RESIDUEN.RES'
  U VELOCITY
  V VELOCITY
  W VELOCITY
  PRESSURE
  DENSITY
  VISCOSITY
  K
  EPSILON
  ENTHALPY
>>STOP
```

A.2 Profilkordinaten

```
112
0.000000000 0.000000000 0.000000000
0.0000789 0.0000387 0.000000000
0.000151417 0.0000883 0.000000000
0.000215996 0.000147922 0.000000000
0.000271298 0.000216221 0.000000000
0.000316166 0.000291782 0.000000000
0.000349655 0.000373027 0.000000000
0.000371071 0.000458255 0.000000000
0.000379959 0.000545684 0.000000000
0.000376137 0.000633476 0.000000000
0.000359688 0.000719803 0.000000000
-0.000619785 0.00439064 0.000000000
-0.001619785 0.008138412 0.000000000
-0.002619785 0.011553951 0.000000000
-0.003619785 0.014696262 0.000000000
```

-0.004619785	0.017614311	0.000000000
-0.005619785	0.020384571	0.000000000
-0.006619785	0.02302197	0.000000000
-0.007619785	0.025555711	0.000000000
-0.008619785	0.027995231	0.000000000
-0.009619785	0.03034291	0.000000000
-0.010619785	0.032597212	0.000000000
-0.011619785	0.034650971	0.000000000
-0.012619785	0.036545011	0.000000000
-0.013619785	0.038247261	0.000000000
-0.014619785	0.039797121	0.000000000
-0.015619785	0.041240439	0.000000000
-0.016619785	0.042555672	0.000000000
-0.017619785	0.043759129	0.000000000
-0.018619785	0.044858677	0.000000000
-0.019619785	0.045842887	0.000000000
-0.020619785	0.046740379	0.000000000
-0.021619785	0.047534893	0.000000000
-0.022619785	0.048223044	0.000000000
-0.023619785	0.048809356	0.000000000
-0.024619785	0.049304577	0.000000000
-0.025619785	0.049718436	0.000000000
-0.026619785	0.050053542	0.000000000
-0.027619785	0.05031012	0.000000000
-0.028619785	0.050485983	0.000000000
-0.029619785	0.050583714	0.000000000
-0.030619785	0.0506099	0.000000000
-0.031619785	0.050580166	0.000000000
-0.032619785	0.050495723	0.000000000
-0.033619785	0.050344392	0.000000000
-0.034619785	0.050131305	0.000000000
-0.035619785	0.049866794	0.000000000
-0.036619785	0.04954629	0.000000000
-0.037619785	0.049155596	0.000000000
-0.038619785	0.048746075	0.000000000
-0.039619785	0.048238762	0.000000000
-0.040619785	0.047583712	0.000000000
-0.041619785	0.046897806	0.000000000
-0.042619785	0.046063493	0.000000000
-0.04324129	0.045416428	0.000000000
-0.043508379	0.045034372	0.000000000
-0.043615347	0.044323972	0.000000000
-0.04351267	0.043602942	0.000000000
-0.043248102	0.043255037	0.000000000
-0.042619785	0.042637014	0.000000000
-0.041619785	0.041865516	0.000000000
-0.040619785	0.041216642	0.000000000
-0.039619785	0.040639874	0.000000000
-0.038619785	0.040108531	0.000000000
-0.037619785	0.039603581	0.000000000

-0.036619785	0.039164761	0.000000000
-0.035619785	0.038719051	0.000000000
-0.034619785	0.038301461	0.000000000
-0.033619785	0.037895121	0.000000000
-0.032619785	0.037487251	0.000000000
-0.031619785	0.037072391	0.000000000
-0.030619785	0.036645351	0.000000000
-0.029619785	0.036200921	0.000000000
-0.028619785	0.035733511	0.000000000
-0.027619785	0.035235691	0.000000000
-0.026619785	0.034707301	0.000000000
-0.025619785	0.034147131	0.000000000
-0.024619785	0.033545591	0.000000000
-0.023619785	0.032897901	0.000000000
-0.022619785	0.03220404	0.000000000
-0.021619785	0.03146985	0.000000000
-0.020619785	0.030700052	0.000000000
-0.019619785	0.02989137	0.000000000
-0.018619785	0.029035101	0.000000000
-0.017619785	0.02812083	0.000000000
-0.016619785	0.027151661	0.000000000
-0.015619785	0.026099142	0.000000000
-0.014619785	0.024978651	0.000000000
-0.013619785	0.023795791	0.000000000
-0.012619785	0.022510252	0.000000000
-0.011619785	0.021141441	0.000000000
-0.010619785	0.01968259	0.000000000
-0.009619785	0.018135749	0.000000000
-0.008619785	0.016525222	0.000000000
-0.007619785	0.014818561	0.000000000
-0.006619785	0.013047729	0.000000000
-0.005619785	0.011154712	0.000000000
-0.004619785	0.009181701	0.000000000
-0.003619785	0.007071041	0.000000000
-0.002619785	0.004814232	0.000000000
-0.001619785	0.002366481	0.000000000
-0.000789261	0.000333564	0.000000000
-0.000746555	0.000248687	0.000000000
-0.000691135	0.000171508	0.000000000
-0.000624355	0.00010392	0.000000000
-0.000547847	0.000047577	0.000000000
-0.000463489	0.00000385	0.000000000
-0.000373344	-0.0000262	0.000000000
-0.000279617	-0.0000418	0.000000000
-0.000184604	-0.0000426	0.000000000
-0.0000906	-0.0000285	0.000000000
0.000000000	0.000000000	0.000000000