RHEINISCH-WESTFÄLISCHE TECHNISCHE HOCHSCHULE AACHEN
Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen
Institutsleiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. Jeschke

Diplomarbeit

Grundlagenforschung an Turbomaschinen mittels bionischem Ansatz: Numerische Untersuchung der Auswirkung von Tuberkeln an einer Verdichterschaufel

von Andreas Weller

Betreuer:
Dr.-Ing. Kirsten Theobald
Dipl.-Ing. Mirko Restemeier
Dipl.-Ing. Jens Andreas

Wissenschaftliche Leitung:
Univ-.Prof. Dr.-Ing. P. Jeschke

Fakultät für Maschinenwesen
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Juli 2009

Danksagung

„Allen Ingenieuren gewidmet, die ihren Beruf
in Ehrfurcht vor der Schöpfung ausüben.“

W. Traupel

Das ungewöhnliche Thema dieser Diplomarbeit entstand durch viele spannende Gespräche mit Kirsten Theobald, in denen ich durch ihre außergewöhnliche Art, die Dinge zu betrachten, fasziniert wurde. Ihr gelang es, meine anfängliche Skepsis gegenüber einem völlig neuen Ansatz im Turbomaschinenbau, nämlich eine Verdichterbeschaufelung in Anlehnung an die Geometrie einer Buckelwalbrustflosse zu entwerfen und zu untersuchen, in Begeisterung und Forscherdrang zu wandeln.

Bei Mirko Restemeier bedanke ich mich für die kompetente Betreuung des numerischen Parts.

Über Jens Andreas entstanden Kontakte zu Buckelwalforschern in Australien, wodurch mir ein besonders tiefer Einblick in das Leben dieser beeindruckenden Tiere ermöglicht wurde.

Ihnen allen danke ich für ihre stete Hilfsbereitschaft während dieser Arbeit.

Prof. Peter Jeschke danke ich für die Ermöglichung, diese Arbeit am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen (IST) durchführen zu können, obwohl sie thematisch unabhängig von den derzeitigen Forschungsprojekten des IST ist.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern für ihre Unterstützung in allen Lebenslagen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis III

Tabellenverzeichnis V

Abbildungsverzeichnis VI

Nomenklatur XI

1 Einführung 1

1.1 Exkurs in die Biologie....2
1.1.1 Evolution der Wale....2
1.1.2 Buckelwale....6

1.2 Bisherige Untersuchungen....9

1.3 Bionik....12

2 Adaption auf einen Verdichterstator 14

2.1 Gitterauslegung....15

2.2 Referenzschaufel....18
2.2.1 NACA 65-(12)10....18

2.3 Tuberkelschaufel....21
2.3.1 Vorderkantengestaltung....21
2.3.2 Profilmodifikation....26

3 Strömungssimulation 29

3.1 Randbedingungen für das Verdichtergitter....30

3.2 Transitions- und Turbulenzmodellierung....33

3.3 Rechennetz....37

3.4 Problemlösung für hohe Inzidenzen....40

3.5 Rechenverlauf....42

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse 45

4.1 Eindimensionale Betrachtung....45
4.1.1 Auswerteebenen....45

4.1.2 Datenmittlung....46
4.1.3 Kennzahlen....47
4.1.4 Das h,s-Diagramm....47
4.1.4.1 Strömungseintritt....49
4.1.4.2 Strömungsaustritt....49

4.2 Nabenablösung....50

4.3 Radiale Verteilung ausgewählter Strömungsgrößen....55
4.3.1 Auswertung für 3° Inzidenz....55
4.3.2 Auswertung für 7° Inzidenz....58

4.4 Schaufelkräfte....63

4.5 Strömungsmechanische Besonderheiten....73
4.5.1 Theoretische Vorüberlegungen....73
4.5.2 Gerechnete Strömungsphänomene....76
4.5.2.1 Strömungsbesonderheiten oberhalb 50% Kanalhöhe....76
4.5.2.2 Strömungsbesonderheiten unterhalb 50% Kanalhöhe....78

5 Ausblick 82

6 Zusammenfassung 84

7 Quellen und Literaturverzeichnis 87

8 Anhang 89

8.1 Gegendruckregelung....89

8.2 Quantitative Stufenkenngrößen....91

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1-1: Geometrische Daten des verwendeten Statorringgitters.....17

Tabelle 3.1-1: Zuströmgeschwindigkeiten in Komponenten und entsprechende Massenströme..33

Tabelle 3.2-1: Turbulenz im Strömungseintritt.....35

Tabelle 3.5-1: Inkonvergente Solvereinstellung für instationäre Rechnung.....42

Tabelle 3.5-2: Konvergente Solvereinstellung für instationäre Rechnung.....43

Tabelle 3.5-3: Übersicht über stationäre und instationäre Simulationen.....44

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Die Brustflosse des Buckelwals hat eine Vorderkante mit Tuberkeln, [3].....1

Abbildung 1.1-1: Kartenausschnitt aus einer tektonischen Rekonstruktion der Erde vor 50,2 Millionen Jahren nach [8]. In weiß ist die heutige Kontinentallage eingezeichnet.....3

Abbildung 1.1-2: Pakicetus attocki, [1].....4

Abbildung 1.1-3: Ambulocetus natans, [12].....4

Abbildung 1.1-4: Evolution der Wale nach [12].....6

Abbildung 1.1-5: Zeichnung eines Buckelwals, [16].....7

Abbildung 1.1-6: Tuberkel mit Seepocken eines gestrandeten Buckelwals 8

Abbildung 1.1-7: Hand- und Fingerknochen eines Buckelwalskeletts im Museum für Naturwissenschaften in Brüssel.....8

Abbildung 1.2-1: Stalleigenschaften von Flossen bei unterschiedlicher Vorderkantengestaltung in Abhängigkeit von der Tuberkelamplitude η und dem Tuberkelabstand, [17]. (Durchgezogene Linien für 8 Tuberkel, Punkte für 4 Tuberkel).....10

Abbildung 1.2-2: Strömungssichtbarmachung durch Farbpartikel im Wasserkanal für die glatte Referenzflosse (links) und die mit 4 Tuberkeln modifizierte Flosse (rechts) für eine Zuströmung unter 24°, [17].....10

Abbildung 1.2-3: Oberflächenstromlinien auf der Buckelwalflosse bei Anströmung unter 10° Inzidenz in Wasser, [7].....11

Abbildung 1.3-1: Beluga-Wal links und Airbus Transporter „Beluga“ rechts, [21], [22].....12

Abbildung 1.3-2: Eine mit Tuberkeln modifizierte Rotorschaufel einer Windturbine der amerikanischen Firma WhalePower.....13

Abbildung 2.1-1: Verwendete Bezeichnungen von Geschwindigkeiten, Strecken und Winkeln im Statorgitter.....15

Abbildung 2.2-1: Skelettlinie für NACA 65-Profile und Näherung durch Kreisbogen, [27].....19

Abbildung 2.2-2: NACA 65-(12)10 „blower -section“ mit Skelettlinie.....20

Abbildung 2.2-3: Gerechneter Druckbeiwert cp im Mittelschnitt des verwendeten Gitters mit Referenzbeschaufelung im Auslegungspunkt.....20

Abbildung 2.3-1: Brustflosse eines Buckelwals (Skizze). Tuberkelhöhe Ht, Tuberkelabstand At, Länge der Mittelhand Lt, mittlere Sehnenlänge der Mittelhand St.....21

Abbildung 2.3-2: Verschiedene Tuberkelkonturen. Von oben nach unten: Auszug aus einer Skizze der „echten“ Tuberkelform (schwarz), Kosinus mit Argument höherer Ordnung n = 1,3 (grün) und zusammengesetzte Kreisbögen (rot).....22

Abbildung 2.3-3: Verschiedene Argumentverläufe (links) und resultierende Verläufe der halben Tuberkelfunktion (rechts, dimensionslose Darstellung) in Abhängigkeit vom Exponentialkoeffizienten n. Für n = 1,3 nähert die Tuberkelfunktion (rechts) die „echte“ Tuberkelkontur des Buckelwals gut an, vgl. Abbildung 2.3-2.....23

Abbildung 2.3-4: Seitenansicht der Referenzschaufel (schwarz) und der 4T-Schaufel (grün).....25

Abbildung 2.3-5: Längenmodifikation eines NACA 65-(12)10- Profils (schwarz) mit kreisförmiger Sehne in dimensionsloser Darstellung, Tuberkelprofil (rot), Talprofil (blau).....26

Abbildung2.3-6: Kosinussatz für ein all- gemeines Dreieck.....27

Abbildung 2.3-7: Vergrößerung der modifizierten Profilschintte in dimensionsloser Darstellung. Referenzprofil (schwarz), Tuberkelprofil (rot) Talprofil (blau). 28

Abbildung 3-1: V. l. n. r.: glatte Referenzschaufel, Tuberkelschaufel mit Tuberkeltal an der Nabe (4T-Modifikation), Tuberkelschaufel mit Tuberkelberg an der Nabe (3T-Modifikation).....29

Abbildung 3.1-1: Statorgitter mit 28 4T-Schaufeln.....30

Abbildung 3.2-1: Abklingverhalten des Turbulenzgrades im Einlaufbereich.....36

Abbildung 3.2-2: Turbulenzverteilung im Mittelschnitt.....36

Abbildung 3.3-1: Rechendomain mit Schaufel.....37

Abbildung 3.3-2: Netz für stationäre Simulation unter Verwendung des γ-θ-Transitionsmodells, Mittelschnitt.....38

Abbildung 3.3-3: Vernetzte Tuberkel.....39

Abbildung 3.3-4: Vernetzte Schaufelvorderkante (links) und Schaufelhinterkante (rechts).....39

Abbildung 3.4-1: Isoflächen für Axialgeschwindigkeit 0m/s. Sie stellen damit die Rückströmgebiete dar. (bei 9° Inzidenz, instationär, 3T-Beschaufelung links und Referenzbeschaufelung rechts).....41

Abbildung 3.5-1: Verlauf der maximalen Residuen bei instationärer Rechnung für die 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.....43

Abbildung 4.1-1: Lage der Auswertungsebenen 12mm vor und 15mm hinter der Schaufelreihe. 45

Abbildung 4.1-2: Periodisch schwankender instationärer Schaufelaustrittsdruck für die 3T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.....46

Abbildung 4.1-3: Das h,s-Diagramm der Schaufeldesigns in allen berechneten Betriebspunkten. 49

Abbildung 4.2-1: Rückströmgebiete, dargestellt durch Isoflächen für Axialgeschwindigkeit 0m/s für i = 3°. V. l. n. r.: Referenzschaufel, 4T-Schaufel, 3T-Schaufel.....51

Abbildung 4.2-2: Strömungsablösung für i = 5° an der Referenzbeschaufelung (links) und der 3T-Beschaufelung (rechts).....51

Abbildung 4.2-3: Strömungsablösung bei i = 5° an der 4T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).....52

Abbildung 4.2-4: Blick von oben auf die Schaufel und Auswerteebenen: Die Länge des Rückströmgebietes an der Nabe schwingt periodisch. Die linke Abbildung zeigt sie für minimalen und die rechte für maximalen Druckgewinn in der Austrittsebene der 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.....52

Abbildung 4.2-5: Strömungsablösung bei i = 7°. V. l. n. r.: Referenzbeschaufelung, 4T-Beschaufelung bei minimalem Austrittsdruck, 4T-Beschaufelung bei maximalem Austrittsdruck.....53

Abbildung 4.2-6: Strömungsablösung für i = 7° an der 3T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).....53

Abbildung 4.2-7: Strömungsablösung für i = 9° an der Refenzbeschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).....54

Abbildung 4.2-8: Strömungsablösung für i = 9° an der 3T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).....54

Abbildung 4.2-9: Strömungsablösung für i = 9° an der 4T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).....54

Abbildung 4.3-1: Dimensionsloser Totaldruckverlustbeiwert über dem dimensionslosen Radius; rechts die Vorderkantengeometrien der beiden Tuberkelschaufeln (auch nächste Diagramme).....55

Abbildung 4.3-2: Umlenkvermögen über dem dimensionslosen Radius.....56

Abbildung 4.3-3: Verzögerungsverhältnis über dem dimensionslosen Radius.....57

Abbildung 4.3-4: Verdichtungsvermögen über dem dimensionslosen Radius.....58

Abbildung 4.3-5: Dimensionsloser Totaldruckverlustbeiwert über dem dimensionslosen Radius. 59

Abbildung 4.3-6: Umlenkvermögen über dem dimensionslosen Radius.....60

Abbildung 4.3-7: Verzögerungsverhältnis über dem dimensionslosen Radius.....61

Abbildung 4.3-8: Verdichtungsvermögen über dem dimensionslosen Radius.....62

Abbildung 4.4-1: Schaufelkräfte sind entlang der Koordinatenachsen positiv definiert.....63

Abbildung 4.4-2: An der Schaufel angreifende Kräfte über dem dimensionslosen Radius für 3° Inzidenz.....64

Abbildung 4.4-3: An der Schaufel angreifende Axialkräfte über dem dimensionslosen Radius für 3° Inzidenz.....65

Abbildung 4.4-4: An der Schaufel angreifende Umfangskraft für 3° Inzidenz.....66

Abbildung 4.4-5: Dimensionsloser Druckbeiwert cp für Tuberkel- (rot), Tal- (blau) und Referenzschnitt (schwarz) bei 50% Kanalhöhe über der Sehnenlänge.....67

Abbildung 4.4-6: Dimensionsloser Druckbeiwert cp für den Tuberkelschnitt bei 50% span (lokales Kraftminimum) und einen Schnitt unmittelbar darunter bei 47,5% span (lokales Kraftminimum), vgl. Abbildung 4.4-4.....68

Abbildung 4.4-7: An der Schaufel angreifende Kräfte für 7° Inzidenz.....69

Abbildung 4.4-8: An der Schaufel angreifende Axialkraft für 7° Inzidenz.....70

Abbildung 4.4-9: An der Schaufel angreifende Umfangskraft für 7° Inzidenz.....71

Abbildung 4.4-10: Dimensionsloser Druckbeiwert cp für Tuberkel-, Tal- und Referenzschnitt bei 50% Kanalhöhe und 7° Inzidenz.....71

Abbildung 4.5-1: Zirkulationsverteilungen für 3° Inzidenz.....73

Abbildung 4.5-2: Skizzierter Betrag der bezogenen Zirkulationsverteilung im Zusammenhang mit der Lage der Tuberkel.....74

Abbildung 4.5-3: Skizzierte Wirbelverteilung durch die Tuberkel.....74

Abbildung 4.5-4: Schematisches Sekundärströmungsbild einer Ablösung im Tuberkeltal auf der Saugseite einer Tuberkelschaufel.....75

Abbildung 4.5-5: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der 3T- und Referenzbeschaufelung unter 5° Inzidenz, Strömungsrichtung von rechts.....76

Abbildung 4.5-6: Vergrößerung einer saugseitigen Tuberkelumströmung aus Abbildung 4.5-5.. 77

Abbildung 4.5-7: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz für minimalen (links) und maximalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts. 79

Abbildung 4.5-8: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten 3T-Beschaufelung unter 7° Inzidenz für maximalen (links) und minimalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts. 80

Abbildung 4.5-9: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten Referenzbeschaufelung unter 9° Inzidenz für minimalen (links) und maximalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts. 81

Abbildung 8.2-1: Räumlich und zeitlich gemitteltes Druckverhältnis über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).....91

Abbildung 8.2-2: Räumlich und zeitlich gemitteltes Verzögerungsverhältnis über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).....91

Abbildung 8.2-3: Räumlich und zeitlich gemittelter isentroper Wirkungsgrad über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).....92

Abbildung 8.2-4: Räumlich und zeitlich gemittelter Totaldruckverlustbeiwert über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).....92

Nomenklatur

Symbole

Symbol	*Einheit*	*Bedeutung*
A	[mm²]	(Querschnitts-) Fläche
A	[mm]	Amplitude, Abstand
a	[J/kg]	spezifische Arbeit
$c,\ \vec{c}$	[m/s]	Geschwindigkeit im feststehenden Koordinatensystem
c_A	[–]	Auftriebsbeiwert
c_p	[kJ/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_p	[–]	dimensionsloser Druckbeiwert
c_W	[–]	Widerstandsbeiwert
d	[mm]	Profildicke
D	[–]	Dehnkoeffizient
f	[–]	Strömungsgröße
F	[N]	Kraft
h	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie
h	[mm]	Schaufelhöhe
H	[mm]	Tuberkelhöhe
i	[°]	Inzidenz
k		Wirbeldichte
l	[mm]	Schaufellänge
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
Ma	[–]	Machzahl
n	[–]	Schaufelzahl
n	[–]	Polytropenkoeffizient
n	[–]	Exponentialkoeffizient
p	[Pa]	Druck
q	[Pa]	dynamischer Druck
Q	[W]	Wärmemenge
r	[mm]	Radius
Re	[–]	Reynoldszahl
s	[mm]	Schaufelsehne
s	[kJ/(kg K)]	spezifische Entropie
S	[K]	Sutherlandkonstante
$span$	[%]	relative Kanalhöhe $\mathrm{span} = \frac{(\mathrm{r} - \mathrm{r}_{Nabe})}{(\mathrm{r}_{Gehäuse} - \mathrm{r}_{Nabe})} \cdot 100\ \%$
T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
t	[mm]	Schaufelteilung
W	[W]	Arbeit
x, y, z	[mm]	kartesische Koordinaten
y^+	[–]	dimensionsloser Wandabstand

Griechische Buchstaben

Symbol	*Einheit*	*Bedeutung*
α, β, γ	[°]	Strömungswinkel
γ	[°]	Staffelungswinkel
θ	[°]	Umlenkwinkel
Γ	[m^2/s]	Zirkulation
η	[%]	isentroper Wirkungsgrad
η	[–]	Amplitude
μ	[kg/(m s)]	Viskosität
φ	[°]	Teilungswinkel
κ	[–]	Isentropenexponent
ρ	[mm]	Radius
ρ	[kg/m^3]	Dichte
σ	[–]	Teilungsverhältnis
τ	[kg/(m s^2)]	Schubspannung
χ, ζ	[mm]	kartesische Koordinaten im Inertialsystem
ω	[–]	Verlustbeiwert

Abkürzungen

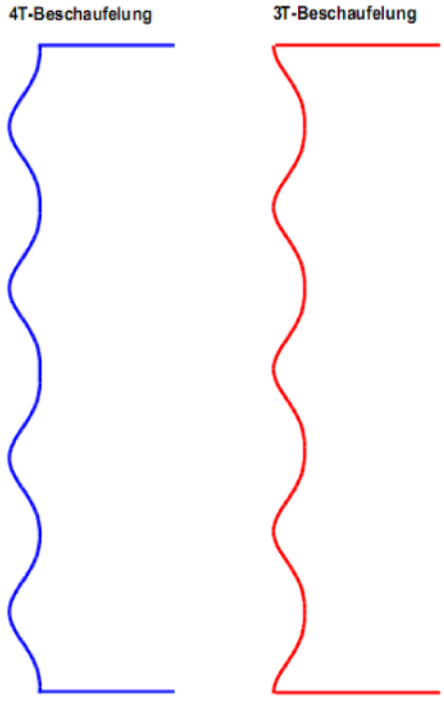
Abkürzung	*Bedeutung*
1D	eindimensional
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
3T	drei Tuberkel
4T	vier Tuberkel
CFD	computational fluid dynamics
DS	Druckseite
IST	Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen
GS	Grenzschicht
SS	Saugseite

Tiefgestellte Indizes

Index	*Bedeutung*
a	außen
abs	absolut / Absolutsystem
ax	axiale Richtung
c	Kompressor/ Verdichter
circ	Umfangsrichtung (engl.: circumferential)
diss	Dissipation
i	innen
in	Eintritt
H	Hinterkante
m	mittig
M	Mittelpunkt
out	Austritt
P	Punkt
r	radiale Richtung
red	reduzierte Größe
rel	relativ / Relativsystem
s	statische Größe
t	Totalgröße, Tuberkel
u	Umfangsrichtung
2	Statoreintritt
3	Statoraustritt

Schaufelbezeichnungen

Die Bezeichnung der Schaufeln richtet sich nach der Zahl der vollständigen Tuberkel. In dieser Arbeit wird zunächst eine Referenzbeschaufelung mit einer konventionell glatten Vorderkante und einem NACA 65 Schaufelprofil gewählt. Daraus werden durch eine Geometrieänderung die sogenannte 4T- und 3T-Beschaufelung generiert. Diese neuen Vorderkanten sind nebenstehend dargestellt.



1 Einführung

An moderne Turbomaschinen werden in der Praxis zwei sehr unterschiedliche Anforderungen gestellt: Auf der einen Seite existiert der Wunsch nach preiswerten, kompakten Maschinen, die bei Nennlast einen optimalen Wirkungsgrad aufweisen, auf der anderen Seite steht dem häufig die Forderung nach stabilem und effizientem Betrieb auch außerhalb des Auslegungspunkts entgegen. Die Suche nach Kompromisslösungen ist inzwischen so komplex geworden, dass entscheidende Verbesserungen selten geworden sind.

In der Natur findet man ebenfalls ein solches Anforderungsspektrum, wenn man das „Betriebsverhalten“ der Vortriebs- und Steuerorgane (d.h. der Flossen) einiger Meeressäugetiere untersucht. Diese müssen zum einen eine effiziente Langstrecken-Fortbewegung (→ cruise/ Auslegungspunkt) ermöglichen, zum anderen jedoch den anspruchsvollen strömungsmechanischen Anforderungen bei der Jagd nach Nahrung genügen (→ Off-Design).

Die Buckelwale (*megaptera novaeangliae*), die uns in der vorliegenden Arbeit besonders interessieren, sind ausgeprägte Langstreckenschwimmer, die jedes Jahr zwischen ihren sommerlichen Futtergründen in den Polarmeeren zu ihren Geburts- und Paarungsgründen in den wärmeren Gewässern in gemäßigten Breiten bis zu 25.000 km pro Jahr migrieren. Gleichzeitig sind sie trotz ihrer Größe (11,5-15m, 20-30t) sehr wendige und agile Jäger, [1], [2]. Bisherige Untersuchungen haben ergeben, dass die sogenannten Tuberkel (ugs. „Knubbel“) an den Vorderkanten ihrer überdurchschnittlich langen Brustflossen bei den ausgezeichneten Schwimmeigenschaften dieses Meeressäugers eine wichtige Rolle spielen.

Abbildung 1-1: Die Brustflosse des Buckelwals hat eine Vorderkante mit Tuberkeln, [3].

Experimentelle und numerische Untersuchungen zeigen, dass diese Tuberkel hier die Strömungsverluste infolge von Fehlanströmungen reduzieren, ohne dabei im Auslegungspunkt nennenswerte Verluste zu verursachen. Ein Strömungsabriss (Stall) setzt z.B. an einem mit Tuberkeln besetzten Tragflügel erst bei deutlich höheren Anströmungswinkeln ein und verläuft sehr viel gutmütiger als bei einem konventionellen Flügel ohne Tuberkel, [4], [5], [6], [7].

Derartige Eigenschaften sind im Turbomaschinenbau besonders für hoch belastete und wechselnden Anforderungen ausgesetzte Verdichterschaufelreihen interessant, wie sie etwa in Flugzeugtriebwerken oder Schwerlast-Gasturbinen Verwendung finden. Deshalb befasst sich auch die vorliegende Arbeit damit.

Mittels numerischer Simulationen sollen die strömungsmechanischen Auswirkungen von Tuberkeln an der Vorderkante einer Verdichterschaufel untersucht werden. Dazu soll zunächst eine geeignete Referenzbeschaufelung gewählt und anschließend mit Tuberkeln modifiziert werden. Sinnvolle Randbedingungen für Geometrie und Simulation sollen nach der Ähnlichkeitstheorie und typischen Werten für Turbomaschinen gewählt werden. Die Auswertung der numerischen Strömungssimulation soll im Hinblick auf die phänomenologische Beschreibung und Analyse der strömungsmechanischen Besonderheiten erfolgen, um einen grundlegenden Eindruck über den Einsatz von Tuberkeln in der Turbomaschine zu gewinnen. Abschließend sollen eine Bewertung für den Einsatz von Tuberkeln in Turbomaschinen sowie konkrete Optimierungsvorschläge auf Basis der gewonnen Erkenntnisse folgen.

1.1 Exkurs in die Biologie

Bevor auf die Adaption der Flossengeometrie des Buckelwals auf eine Verdichterbeschaufelung eingegangen wird, soll ein kurzer Exkurs über die Entwicklung des Urwals zum modernen Wal gegeben werden. Besonders ist hier die Entwicklung der Brustflossen des Buckelwals hin zu einem hochangepassten Antriebsorgan interessant. Anschließend soll der Buckelwal näher vorgestellt werden.

1.1.1 Evolution der Wale

Anhand fossiler Belege lässt sich die Entstehung der *Cetaceen* (Waltiere) heute bis in die Zeit vor etwa 53,5 Millionen Jahren (frühes *Eozän*[1]) zurückverfolgen, dennoch sind viele Fragen um die Entstehung der Wale offen und strittig. In Nordindien und Pakistan macht man seit den 70er Jahren bedeutsame Funde, die maßgeblich zur Klärung der Walentwicklung beigetragen haben.

Als der Kontinent Indien, aus südlicher Richtung durch das *Tethysmeer* kommend, auf Asien stößt, Abbildung 1.1-1, bilden sich dadurch zwischen beiden Landmassen zunächst die flachen Rand- und die abgeschlossenen Restbecken der *Tethys*. Es entsteht ein ausgedehntes Sumpfgebiet mit flachen Gewässern, an das sich die dort lebenden Tiere anpassen müssen. Der Zusammenprall der Kontinente führt später zur Erhebung des Himalayagebirges.

1 Das Eozän liegt innerhalb des Paläogens, begann vor 55,8 Millionen und endete vor 33,9 Millionen Jahren. Es wurde durch die Kommission für internationale Stratigraphie im Jahr 2000 zusammen mit dem Neogen an die Stelle des Terziärs gesetzt.

Abbildung 1.1-1: Kartenausschnitt aus einer tektonischen Rekonstruktion der Erde vor 50,2 Millionen Jahren nach [8]. In weiß ist die heutige Kontinentallage eingezeichnet.

Dass Wale von Landtieren abstammen, ist unstrittig, da im Körperinnern Rudimente eines Beckens und hinterer Extremitäten zu finden sind. Auch die Flossen moderner Wale deuten auf die Abstammung von Landbewohnern hin, da sie homolog[2] mit den Gliedmaßen landlebender Säugetiere sind. Die Suche nach den landlebenden Vorfahren der Wale spaltete die Forscher jedoch in zwei Lager:

Morphologisch[3] gesehen schien der Wal von der ausgestorbenen Huftiergruppe der *Mesonychiden* (Urhufer) abzustammen, worauf Zähne und Ohrknochen fossiler Funde hinwiesen, [1], [9]. *Mesonychiden* waren primitive fleischfressende Urhuftiere des *Eozäns*, die in ihrer Gestalt dem heutigen Wolf ähnelten und die Größe von Grizzlybären erreichen konnten. Sie wurden lange als Stammgruppe der *Cetaceen* (Waltiere) ausgegeben, bis die paläontologische Forschung[4] erwog, sie eher als eine Schwestergruppe der Wale anzusehen, mit denen sie gemeinsame Vorfahren in den ausgestorbenen *Arctocyoniden* haben könnten, [10].

Molekularbiologische[5] Untersuchungen an Gelenkknochen ließen jedoch vermuten, dass die Vorfahren der Wale nicht bei den *Mesonychiden*, sondern den *Artiodactyla* (Paarhufern) zu suchen seien.

Sowohl die morphologische als auch die molekularbiologische Argumentation erwies sich als unzureichend; für letztere wurde kein entsprechendes Fossil gefunden und erstere musste sich auf lückenhaftes und unvollständiges Fundmaterial stützen. Die Frage nach dem urtümlichen landlebenden Vorfahren der Wale blieb weiter offen.

2 homolog: grundsätzlich übereinstimmend, gemeinsamen Ursprung habend.

3 Morphologie (biologisch): Lehre von der Struktur und Form der Organismen, zunächst nur auf makroskopisch sichtbare Merkmale wie z. B. Organe oder Gewebe bezogen.

4 Paläontologie: Die Lehre vom alten Seienden- Wissenschaft von den Lebewesen vergangener Erdzeitalter.

5 Die Molekularbiologie befasst sich u.a. mit der Struktur, Biosynthese und Funktion von DNA und RNA auf molekularer Ebene und wie diese untereinander und mit Proteinen interagieren.

2001 veröffentlichten die Urwalforscher Johannes Thewissen und Philip Gingerich neue Forschungsergebnisse in den Fachmagazinen *„Science“* und *„Nature“*. Der Forschergruppe um Thewissen war es gelungen, rund 150 Knochen verschiedener Arten und Gattungen aus der Familie der *Pakicetidae* in Pakistan zu bergen und unter anderem das Skelett des *Pakicetus attocki* zu rekonstruieren.

Die Gruppe um Gingerich konnte an gefundenen Fußknochen belegen, dass bei den *Pakicetidae* eine enge Verbindung zu den Paarhufern bestand; sie weisen den für Paarhufer typischen Bau des Sprungbeins auf.

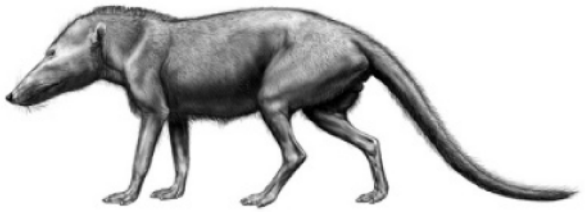


Abbildung 1.1-2: Pakicetus attocki, [1].

Mit diesen Erkenntnissen rückte der *Pakicetus attocki* wieder in den Blickpunkt des Interesses. Er war schon rund 20 Jahre zuvor auf Grund von Zahn und Kieferfunden als Urwal angenommen worden, da seine seitlichen Schneidezähne wie bei späteren Walfunden nicht nebeneinander, sondern hintereinander angeordnet waren. Weitere Schädelfunde gaben Aufschluss über Form und Lage der Mittelohrknochen, mit denen er bereits unter Wasser hören, die Richtung, aus der die Laute kamen, aber noch nicht feststellen konnte. Ein solcher Gehörapparat ist ebenfalls für Wale typisch und einzigartig.

Die Knochen dieses Wals waren deutlich dicker und schwerer als bei anderen Säugetieren, wahrscheinlich konnte er sich damit in den Flachwassergebieten des Thetysbecken besser und schneller fortbewegen, [11]. Abbildung 1.1-2 zeigt eine Rekonstruktion des *Pakicetus*. Er gilt mittlerweile als die älteste geologisch bekannte Walgattung und hat vor etwa 48 Millionen Jahren gelebt.

Abbildung 1.1-3: Ambulocetus natans, [12].

Nicht weniger bedeutend war 1992 der Fund eines *Ambulocetus*, ebenfalls in Pakistan, einer amphibisch lebenden echten Übergangsform[6] zwischen Land- und Wasserleben, Abbildung 1.1-3. Er wird auf einige hunderttausend Jahre jünger als *Pakicetus* geschätzt. 80% des Skelettes sind bekannt, so dass sich ein guter Eindruck von seinem Körperbau und seiner Fortbewegung an Land und im Wasser gewinnen lässt. Das Tier war etwa 4m lang und einige hundert Kilogramm schwer. Mit seinen großen Füßen bewegte sich *Ambulocetus* an Land vermutlich in einem Watschelgang, während seine Schwimmbewegungen denen eines heutigen Otters ähnelten, indem er nur mit den Hinterbeinen paddelte. Zusätzlichen Vortrieb konnten wellenförmige Auf- und Abbewegungen des Rumpfes und des Schwanzes liefern, der vermutlich noch keine breite Fluke trug, [10]. Er lebte in Küstenbereichen und fraß große Beutetiere, wobei er vielleicht eine Jagdtechnik heutiger

6 Von einer echten Übergangsform erwartet man eine langsame Veränderung der einzelnen Merkmale.

Krokodile anwendete. Sein Körperbau deutet jedenfalls nicht auf einen agilen Schwimmer hin, so dass er wohl eher aus dem Hinterhalt an Flussmündungen trinkende Tiere angriff.

Im weiteren Verlauf der Evolution erfolgte eine umfassende Anpassung an den neuen Lebensraum „Meer“. Zu diesen Anpassungen zählen im Wesentlichen:

- Entwicklung eines stromlinienförmigen Körpers
- Verlust des Haarkleides
- Ausbildung des *Blubbers* (Speckschicht)
- Umbildung der Vordergliedmaßen zu Flippern
- Neubildung von *Fluke* (Schwanzflosse) und *Finne* (Rückenflosse)
- Rückbildung von Hintergliedmaßen und Beckengürtel
- Verlängerung und Verbreiterung der Schnauze
- Spezialisierung des Gebisses (homodonte[7] Zähne bzw. Barten)
- Verlagerung der Nasenöffnungen auf den Hinterkopf
- Möglichkeit des aktiven Verschließens der Nasenlöcher
- Entkopplung der Ohren von der Schädelbasis
- Vergrößerung der Niere zum Ausscheiden überschüssigen Salzes
- Verbesserung der Sauerstoffbindung durch hohen Hämoglobingehalt im Blut
- Verringerung der Anfälligkeit für die Taucherkrankheit
- Möglichkeit, nicht lebensnotwendige Organe vom Blutkreislauf vorübergehend abzuklemmen und den Herzschlag zu verlangsamen

7 Gleichförmig.

Abbildung 1.1-4 gibt einen Überblick über die Evolution der Wale vom Urwal bis zu den modernen Walen.

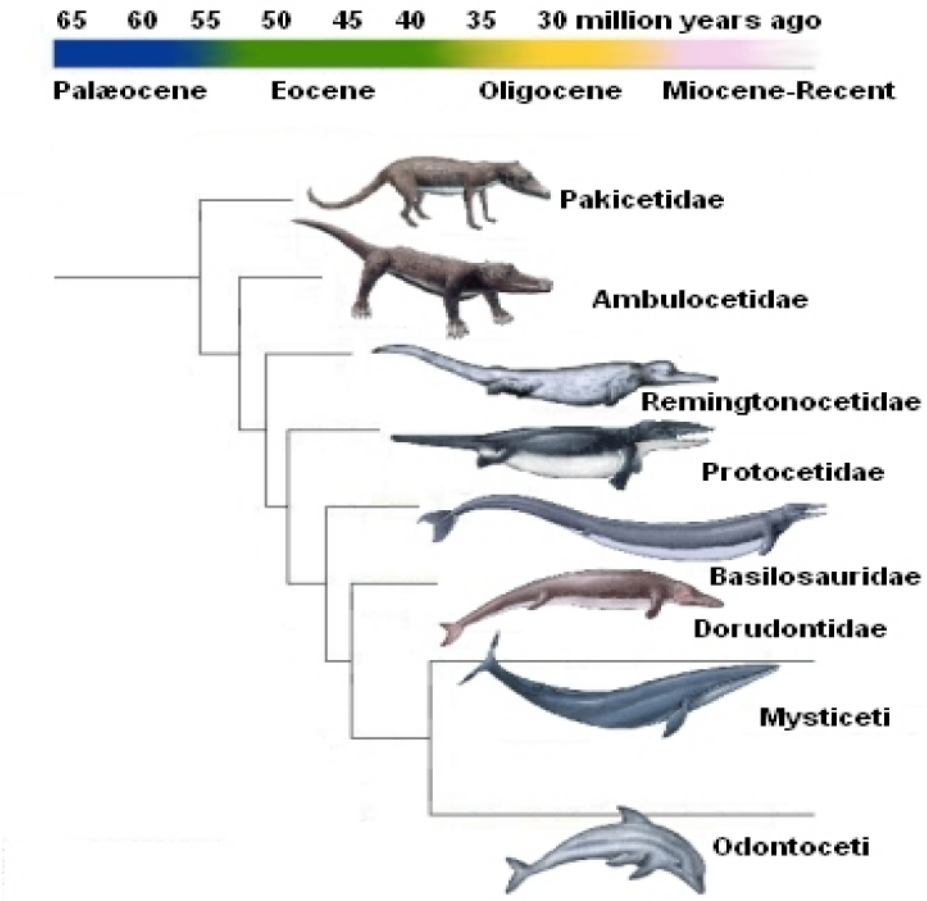


Abbildung 1.1-4: Evolution der Wale nach [12].

Für weiterführende Informationen sei an dieser Stelle auf [13] verwiesen.

1.1.2 Buckelwale

Man unterteilt die Ordnung der heute lebenden Waltiere nach [14] in zwei Unterordnungen, die der Zahnwale (*Odontoceti*), zu denen z.B. in der Überfamilie der Delfinartigen (*Delphinoidae*) Tümmler und Schwertwale gehören, sowie die Bartenwale (*Mysticeti*), deren bekannteste Vertreter der Blau- und der Buckelwal sind. Der Buckelwal ist in dieser Arbeit wegen seiner außergewöhnlichen Anpassung an das Leben im Meer von besonderem Interesse und soll an dieser Stelle genauer vorgestellt werden.

Der Buckelwal (*megaptera novaeangliae*) wird etwa 11,5-15m lang und 20-30t schwer. Im Gegensatz zu den schlanken und stromlinienförmigen Vertretern seiner Familie ist sein Körper eher gedrungen. Er ist im Alter von 9-10 Jahren ausgewachsen, [1], [2], seine Lebenserwartung wird auf 30 bis 50 Jahre geschätzt, [15]. Abbildung 1.1-5 zeigt eine Zeichnung eines ausgewachsenen Exemplars.

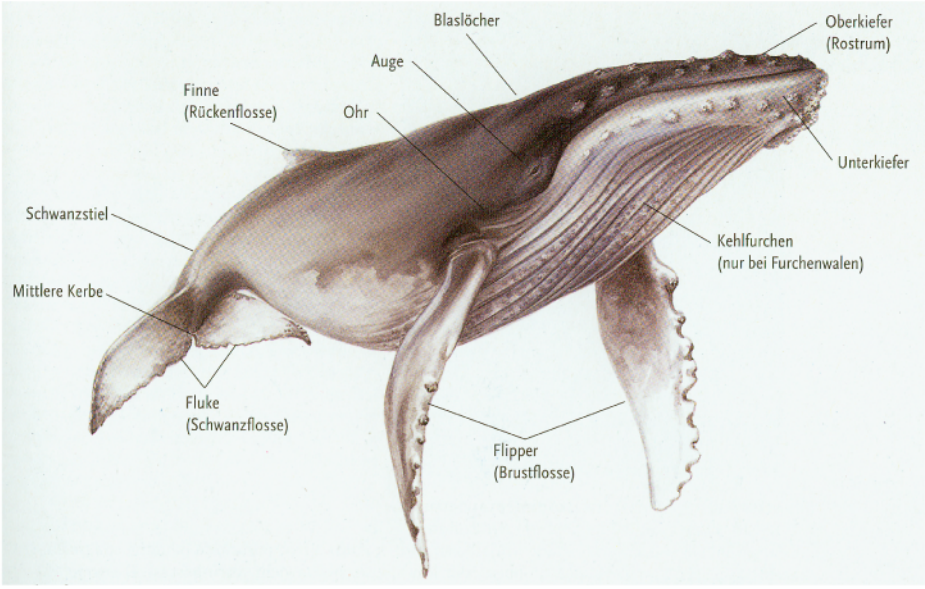


Abbildung 1.1-5: Zeichnung eines Buckelwals, [16].

Buckelwale beobachtet man in allen Ozeanen der Welt bis zu den Packeisgrenzen der Polarmeere. Die Gebiete der Nahrungsaufnahme und die für die Aufzucht der Jungen liegen weit auseinander: Die reichhaltigen Futtergründe liegen in kalten Gewässern der Polarmeere, wo sich die Buckelwale von Krill und kleinen Fischen ernähren. Für die Aufzucht der Jungen, denen die schützende Speckschicht der adulten Tiere fehlt, sind diese Gewässer jedoch viel zu kalt. Deswegen legen Buckelwale nach Schätzungen im Jahr etwa 25.000km zwischen den Polarmeeren und den warmen und flachen Gewässern in Äquatornähe zurück.

Bekannt sind Buckelwale besonders wegen ihrer Gesänge, die zu den komplexesten und längsten im gesamten Tierreich zählen und bis zu 24 Stunden dauern können. Innerhalb einer Population sind die Gesänge der Bullen sehr ähnlich, unterscheiden sich aber deutlich von denen anderer Buckelwalbestände. Scheinbar besteht jedoch kein Zusammenhang zwischen den gesanglichen und den genetischen Unterschieden der Walpopulationen, denn es wurde beobachtet, dass Tiere die Gesänge von abgewanderten Populationen übernommen hatten. Das Singen scheint also durch einen Lernvorgang weitergegeben zu werden.

Buckelwale ernähren sich auf der Nordhalbkugel überwiegend von Fisch und auf der Südhalbkugel von Krill. Beim Fressen nimmt der Wal eine große Menge Wasser in sein Maul auf, wobei sich die 14-24 Kehlfalten in der Kehl-Bauch-Gegend aufblähen. Dann schließt er das Maul und presst das Wasser durch seine 270-400 Barten heraus, während die Nahrung in den Fransen an den Innenkanten der Barten hängen bleibt.

Buckelwale haben erstaunliche Fangtechniken entwickelt. Sie können schnell mit offenem Maul durch Schwärme von Krill oder Fischen schwimmen und dabei eine Vielzahl von Beutetieren fangen. Es wird auch beobachtet, dass Buckelwale mit einem Schlag ihrer Schwanzfluke oder der Flipper ihre Beute betäuben. Die beeindruckendste Jagdtechnik sind die „Fangnetze“, die sie aus Luftblasen um ihre Beute aufbauen. Entdecken die Wale einen Schwarm kleiner Fische oder Krillkrebse, beginnen sie, ihn in Spiralen zu umrunden und dabei Atemluft in Blasen hochperlen zu lassen. Dieser Luftblasenvorhang kann ein „Netz“ von bis zu 45m Höhe bilden, das von Fischen und Krebsen nicht durchschwommen wird. Ist der Beuteschwarm in der Mitte des Blasennetzes konzentriert, schwimmen die Buckelwale mit geöffnetem Maul von unten durch das Zentrum des Beuteschwarms und fressen. Buckelwale sind die einzigen Bartenwale, die wendig genug sind, ihre Beute aktiv zu fangen, d.h. Jagd auch auf wenige Individuen zu machen.

Buckelwale sind anmutige Schwimmer und unter den Großwalen die akrobatischsten Wale. Oft springen sie mit dem ganzen Körper aus dem Wasser und lassen sich rücklings auf die Meeresoberfläche fallen. Mit einer durchschnittlichen Schwimmgeschwindigkeit von 7km/h sind sie eher langsame Schwimmer, ihre Spitzengeschwindigkeit kann jedoch etwa 27km/h betragen.

Besonders auffällig sind die Flipper in ihrer Form und Größe, vgl. Abbildung 1-1. Sie erreichen 1/3 der gesamten Körpergröße und sind damit die längsten Brustflossen in der Furchenwalfamilie. Die Vorderkante der Flipper ist mit Beulen und Scharten (sog. „Tuberkel“) versehen, die von Seepocken besetzt sein können, Abbildung 1.1-6. Diese Tuberkel werden durch die vorstehenden Gelenke der Finger gebildet, wie in Abbildung 1.1-7 das Handskelett des Buckelwals zeigt.

Abbildung 1.1-6: Tuberkel mit Seepocken eines gestrandeten Buckelwals

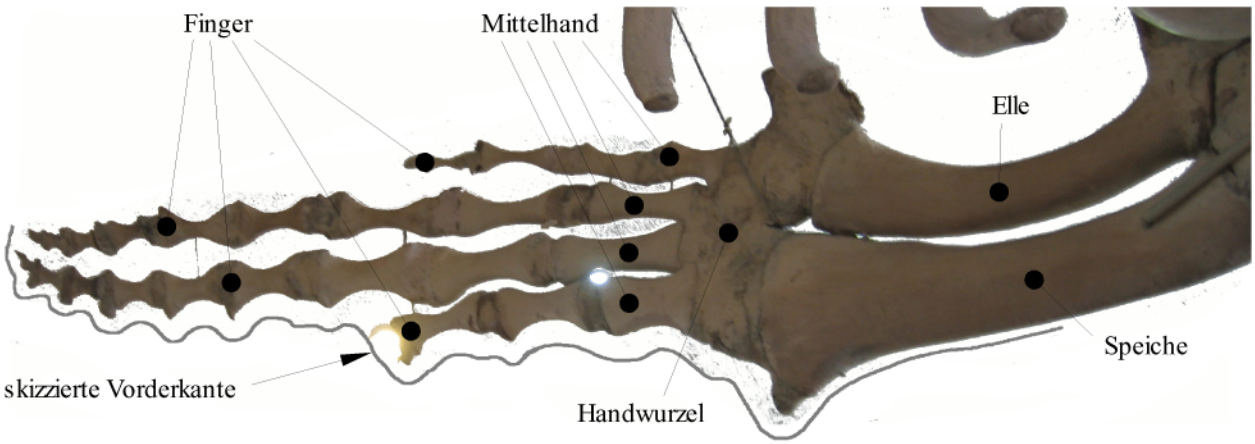


Abbildung 1.1-7: Hand- und Fingerknochen eines Buckelwalskeletts im Museum für Naturwissenschaften in Brüssel

Diese außergewöhnlichen Flossen haben in den letzten Jahren das Interesse der Strömungsforschung geweckt, da sie maßgeblich an den ausgezeichneten Schwimmleistungen des Buckelwals beteiligt zu sein scheinen. Das folgende Kapitel gibt einen kurzen Überblick über den Stand der Untersuchungen.

1.2 Bisherige Untersuchungen

Ergebnisse von Strömungsexperimenten an skalierten Buckelwalflossen im Windkanal veröffentlichte als erster der Biologe Frank Fish in *Physics of Fluids* 2004 , wobei ihm eine Flosse mit glatter Vorderkante ohne die für Buckelwale typischen Tuberkel als Referenzflosse diente. Das Flossenmodell mit Tuberkeln wies dabei einen um 4° höheren Stall-Winkel[8] bei einem um 6% erhöhten Maximalauftrieb und einen um 32% geringeren Widerstand in diesem Punkt auf als die glatte Referenzflosse. Er vermutete, dass die Funktion der Tuberkel der eines Vortex-Generators entspricht, wobei die Strömung in den Tuberkeltälern beschleunigt wird und damit länger anliegt, [4]. Spätere Arbeiten von Bruno Kerschgens [7] und die vorliegende Diplomarbeit zeigen, dass diese Erklärung nur bedingt richtig und jedenfalls sehr vereinfacht ist.

Es folgten erste numerische Untersuchungen von Fish an rechteckigen, mit Tuberkeln modifizierten Tragflügeln mit dem gleichen Resultat in Bezug auf Stall, Auftrieb und Widerstand, wobei auch hier der Wirkungsmechanismus der Tuberkel nicht richtig erklärt wurde, [5].

Erste systematische experimentelle Untersuchungen zu der Tuberkelgröße wurden im Jahr 2007 von Hamid Johari et al. angestellt, [17]. Er untersuchte eine Rechteckflosse bei verschiedenen Vorderkantenmodifikationen im Wasserkanal. Er konnte zeigen, dass sich die Stalleigenschaften generell durch den Einsatz von Tuberkeln derart verändern lassen können, dass der Strömungsabriss gutmütiger und später erfolgt. Dieser Effekt nahm im untersuchten Rahmen mit steigender Tuberkelgröße zu und ist interessanterweise für das Tuberkelgrößenverhältnis

$$\eta = \frac{Tuberkelhöhe}{Sehnenlänge} = 0{,}12 \tag{1.2-1}$$

des Buckelwals maximal, sodass im untersuchten Inzidenzbereich[9] kein Stall mehr auftritt. Abbildung 1.2-1 zeigt Joharis Ergebnisse über dem Anstellwinkel.

8 Der Stall-Winkel ist derjenige Winkel zwischen Anströmrichtung und Tragflächensehne (Flossen-, Schaufelsehne), bei dem die Strömung auf der Saugseite gerade nicht mehr anliegt. Die Auftriebskraft nimmt in diesem Punkt rapide ab und kann auch durch weitere Anstellwinkelvergrößerung nicht wieder hergestellt werden.

9 Der Inzidenzwinkel ist der Winkel zwischen Anströmrichtung und geometrischer Nullanströmrichtung des Tragflächenprofils (Flossen-, Schaufelprofils), vgl. Abbildung 2.1-1. Die geometrische Nullanströmrichtung entspricht der Richtung der Sehnentangente an der Profilvorderkante.

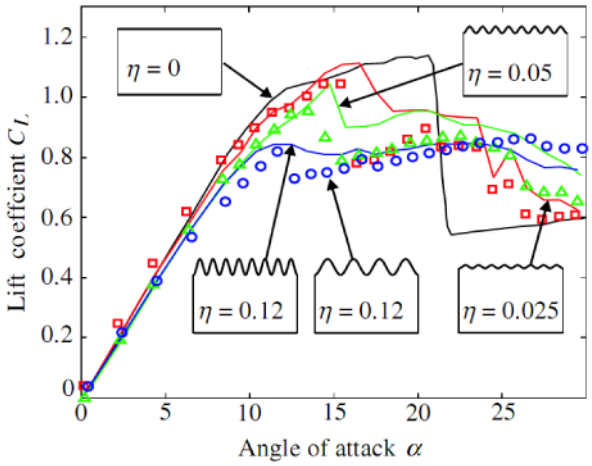


Abbildung 1.2-1: Stalleigenschaften von Flossen bei unterschiedlicher Vorderkantengestaltung in Abhängigkeit von der Tuberkelamplitude η und dem Tuberkelabstand, [17]. *(Durchgezogene Linien für 8 Tuberkel, Punkte für 4 Tuberkel)*

Außerdem visualisierte er den Strömungsverlauf auf der Saugseite der Flosse, den für 24° Inzidenz in Wasser Abbildung 1.2-2 zeigt.

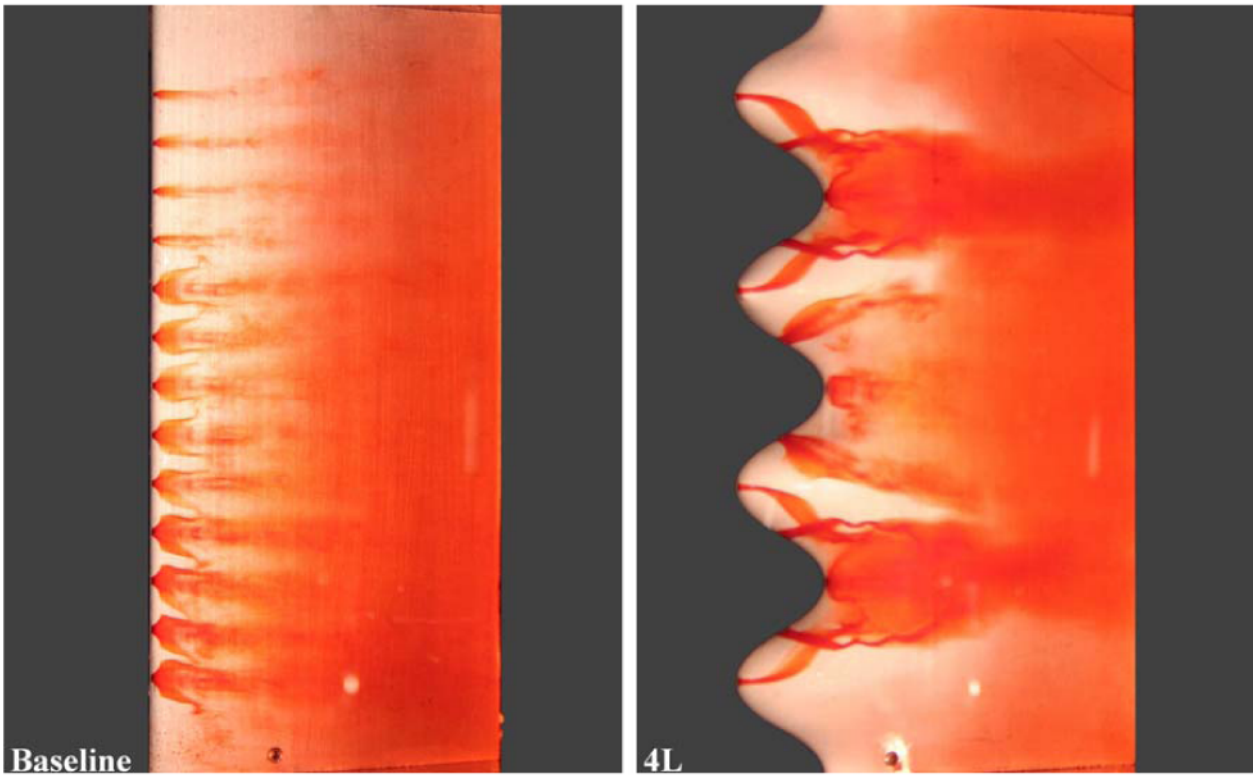


Abbildung 1.2-2: Strömungssichtbarmachung durch Farbpartikel im Wasserkanal für die glatte Referenzflosse (links) und die mit 4 Tuberkeln modifizierte Flosse (rechts) für eine Zuströmung unter 24°, [17].

Er beobachtete, dass bei einer Modifikation mit Tuberkeln der Talschnitt früher ablöst als der Tuberkelschnitt, wobei sich unter hohen Anstellwinkeln eine stabilere und tragkräftigere Strömung ausbildet als bei der Referenzflosse. Er erkannte bereits wesentliche, für Tuberkel typische Wirbelstrukturen, auf die in Kapitel 4.5.2 „Gerechnete Strömungsphänomene“ genauer eingegangen wird.

Am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen (IST) der RWTH Aachen wird seit 2004 im Rahmen von Studien und Diplomarbeiten das Wesen der Tuberkelumströmungen numerisch erforscht, [18]. Wesentlich trug 2007 die Studienarbeit von Bruno Kerschgens mit dem Thema „Ähnlichkeitstheoretische Adaption eines Buckelwal-Flossenprofils für den Einsatz in kompressiblen Medien und anschließende Untersuchung der resultierenden Geometrie mittels CFD“ [7] zu einer räumlichen Vorstellung der Strömung unter hohen Inzidenzen bei. Auch er fand, dass die Strömung zuerst in den Tuberkeltälern ablöst und dabei stabilisierend auf die Strömung im Bereich der Tuberkel wirkt, also eine Lastumverteilung zwischen den Profilschnitten stattfindet, vgl. Abbildung 1.2-3.

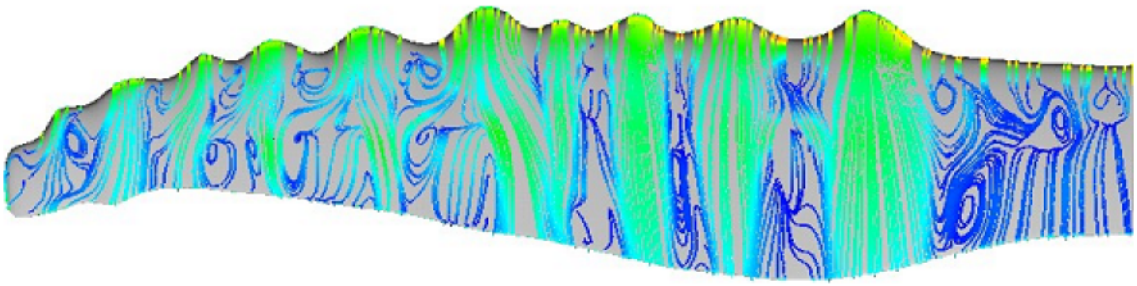


Abbildung 1.2-3: Oberflächenstromlinien auf der Buckelwalflosse bei Anströmung unter 10° Inzidenz in Wasser, [7].

Ob und wie sich dieser Effekt der Tragflügeltheorie jedoch in die Gittertheorie der Turbomaschine übertragen lässt, bleibt bis dahin unklar.

1.3 Bionik

Das Wort „Bionik“ ist ein Kunstwort und vereint die Begriffe Biologie und Technik. Als fachübergreifende Wissenschaft befasst sich die Bionik mit der Entschlüsselung von „Erfindungen der belebten Natur“ und deren Umsetzung in der Technik. Im Laufe der Evolution hat die Natur viele optimierte Lösungen für bestimmte mechanische, strukturelle oder organisatorische Probleme entwickelt. Die Bionik analysiert zunächst diese bereits vorhandenen natürlichen Lösungen. Anschließend können die gefundenen Prinzipien aufbereitet und in einer abstrahierten Form der Technik zugänglich gemacht werden [19]. Beispiele für Bionik aus dem Alltag sind etwa der Klettverschluss und der Lotuseffekt.

Bionik speziell in der Luftfahrt ist naheliegenderweise stark durch Anatomie und Flug verschiedener Vögel inspiriert. Erst verhältnismäßig spät wurde damit begonnen, strukturelle und strömungsmechanische Erkenntnisse von anderen Tierarten zu gewinnen und für das Fliegen zu nutzen.

Anfang der 90er Jahre entwickelten Berliner Wissenschaftler eine Oberflächenstruktur für Flugzeuge, die der Haut schnellschwimmender Haie nachempfunden ist. So ist der erste Airbus A 340, der im Liniendienst der Cathay Pacific Airways fliegt zu 30% mit dieser Oberfläche versehen. Er verbraucht dadurch nachweislich ein Prozent weniger Kerosin, [20].

Ein anderes Beispiel ist das 1995 von Airbus entwickelte Transportflugzeug „Beluga“, dessen Rumpfform dem gedrungenen Körper des Beluga-Wals nachempfunden ist, Abbildung 1.3-1.

Abbildung 1.3-1: Beluga-Wal links und Airbus Transporter „Beluga“ rechts, [21], [22].

Dass die ungewöhnliche Geometrie des Buckelwalflosse technisch nutzbares Potenzial birgt, wurde in den letzten Jahren erkannt. Mit dem wachsenden Verständnis um die Wirkungsweise der Tuberkel an der Brustflosse der Wale wurden bereits technische Verwendungen im Windenergiebereich möglich: Das amerikanische Windkraftunternehmen *WhalePower*, das 2004 von dem oben erwähnten *Frank Fish* mitbegegründet wurde, nutzt das gutmütige Stall-Verhalten und die hohen erzielbaren Schaufelkräfte für ihre Off-Shore-Windturbinen. Ihnen gelingt es damit, den Stall-Winkel von 16° auf 31° zu vergrößern. Damit lässt sich eine höhere Leistungsdichte bzw. ein kleinerer und damit höher belastbarer Rotor realisieren, was für die Off-Shore-Anwendung

einen Betrieb auch bei großer Böenlast ermöglicht, [23]. Abbildung 1.3-2 zeigt eine mit Tuberkeln modifizierte Rotorschaufel eines Windrads.

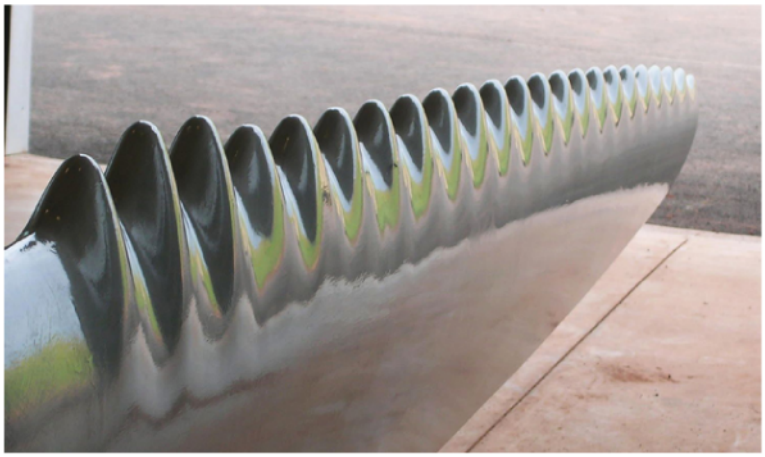


Abbildung 1.3-2: Eine mit Tuberkeln modifizierte Rotorschaufel einer Windturbine der amerikanischen Firma WhalePower.

In der vorliegenden Diplomarbeit soll nun das Prinzip der bionischen Adaption von der Buckelwalflosse auf eine Verdichterbeschaufelung angewendet werden und die grundlegenden Wirkungsmechanismen der Tuberkel auf die Strömung aufgezeigt werden.

2 Adaption auf einen Verdichterstator

Wie gezeigt wurde, lässt sich durch den Einsatz von Tuberkeln für den Tragflügel ein deutlich gutmütigeres Stall-Verhalten erzielen. Wenn es gelingt, dieses Verhalten und die dafür verantwortlichen Strömungsmechanismen in eine Turbomaschine zu übertragen, ist dieser Effekt von besonderem Interesse für axiale Verdichtergitter, da ihr Betriebsbereich neben Grenzen der Festigkeit strömungsmechanisch durch die Stall-Grenze beschränkt wird. (Die Schluckgrenze[10] ist für die vorliegenden Untersuchungen nicht von Interesse.)

Das axiale Verdichtergitter unterscheidet sich jedoch von einem Tragflügel durch:

- eine räumlich (und zeitlich) inhomogene Anströmung mit Gradienten in allen Strömungsgrößen,
- eine Ringform, wodurch geometrische und strömungsmechanische Größen eine Funktion des Radius werden,
- eine Kanalströmung mit begrenzenden Wänden (Nabe, Gehäuse, Schaufeln) und bleibender Strömungsumlenkung und
- einen axialen Gegendruck.

Wie sich diese Unterschiede auf eine Tuberkelumströmung auswirken, ist bisher ebenso unklar wie der Einfluss der Tuberkel auf die Gitterströmung.

Für erste Untersuchungen ist der Stator besonders geeignet, da hier im Gegensatz zum Laufrad keine bewegten Wände berücksichtigt werden müssen, keine zusätzlichen Radialkräfte durch Schaufelrotation auf die Strömung aufgeprägt werden und kein Spaltwirbel auftritt. Zu Gunsten einer zylindrische Beschaufelung soll auf moderne aufwändige Schaufeldesigns wie „lean“, „bow“, und „sweep“[11] verzichtet werden, um den Tuberkeleinfluss zunächst völlig unabhängig von anderen Optimierungsverfahren untersuchen zu können.

Erste Testrechnungen weisen interessanterweise auf eine bedeutende Abhängigkeit von der Tuberkellage am Nabenschnitt hin (vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“), so dass in dieser Arbeit ein Ringgitter mit insgesamt drei verschiedenen NACA-Beschaufelungen (vgl. Kapitel 2.2.1 „NACA 65-(12)10“) untersucht werden soll:

- eine Referenzbeschaufelung, mit der die Ergebnisse der Modifikationen verglichen werden können,
- eine Tuberkelmodifikation mit Tuberkeltal an der Seitenwand (4T-Konfiguration),
- eine Tuberkelmodifikation mit Tuberkelberg an der Seitenwand (3T-Konfiguration).

Die charakteristischen Größen des verwendeten Ringgitters bleiben in allen Fällen unverändert.

10 An der Schluckgrenze wird maximal möglicher Massendurchsatz durch eine Schaufelreihe erreicht, wenn im engsten Querschnitt der Schaufelpassage Schallgeschwindigkeit erreicht wird.

11 „lean“, „bow“, und „sweep“: verschiedene Verfahren, um das radiale Strömungsgleichgewicht in einer Kanalströmung zu verbessern und Verluste zu minimieren.

2.1 Gitterauslegung

Dieses Kapitel befasst sich mit der geeigneten Geometriefindung für das Ringgitter. Alle Parameter sind passend zu der im nächsten Kapitel beschriebenen Beschaufelung gewählt. Die verwendeten Schaufelmaße sind der Abbildung 2.1-1 zu entnehmen.

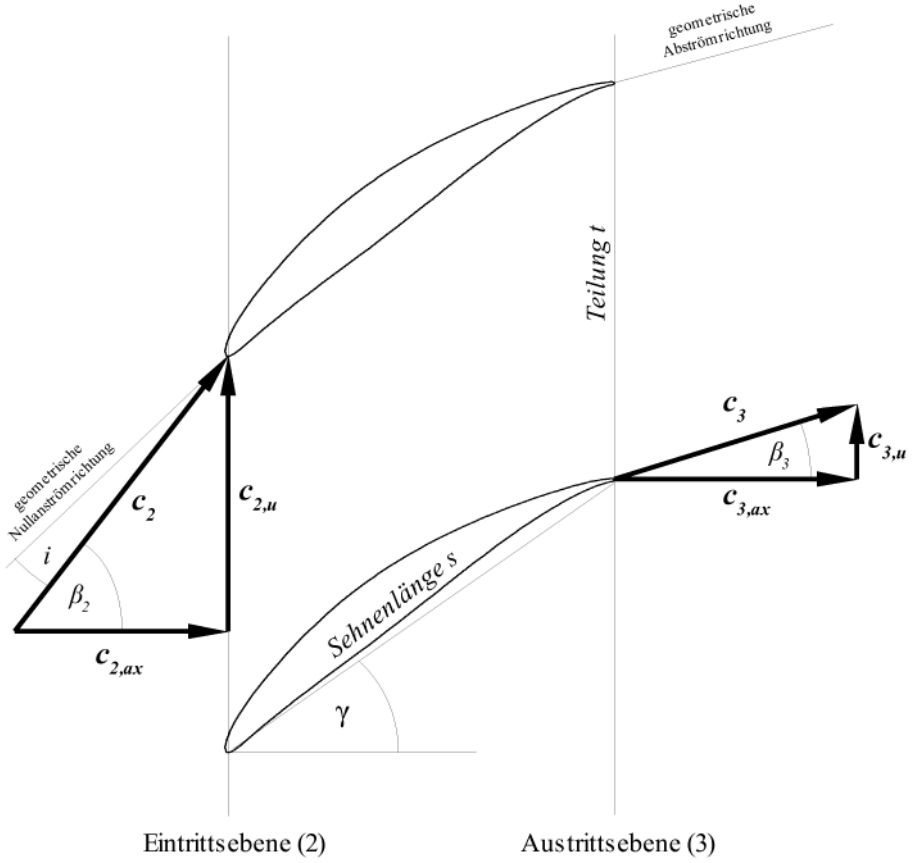


Abbildung 2.1-1: Verwendete Bezeichnungen von Geschwindigkeiten, Strecken und Winkeln im Statorgitter.

Es wird der Einfachheit halber ein kontraktionsfreier Strömungskanal mit konstanten Radien für Nabe und Gehäuse verwendet.

Der wechselseitige Potentialeinfluss zwischen den Schaufeln soll in diesem ersten Versuch, verglichen mit modernen Verdichtergittern, einigermaßen gering gewählt werden, da noch unklar ist, welchen Effekt die Gitterströmung auf den an Tragflügeln beobachteten Einfluss von Tuberkeln ausübt. Zu diesem Zweck soll der relative Schaufelabstand im Vergleich zu modernen Verdichtergittern groß ausfallen, damit die Tragflügeltheorie für den vorliegenden Fall zumindest ansatzweise Gültigkeit behält.

Die entsprechende Gitterkennzahl ist das Teilungsverhältnis σ, das im Mittelschnitt mit der Sehnenlänge s und der Teilung t gebildet wird:

$$\sigma = \frac{s}{t} \quad . \tag{2.1-1}$$

Es wird wie in älteren, mäßig belasteten Verdichtern üblich zu

$$\sigma = 1 \tag{2.1-2}$$

gewählt. Hierbei stellt sich nach [24] ein Optimum zwischen Reibungs- und Ablösewiderstand ein.

Es werden „lange“ Schaufeln mit

$$\frac{l}{s} = 2 \tag{2.1-3}$$

verwendet, wobei l die radiale Länge der Schaufel bezeichnet. Damit ist gewährleistet, dass die geometrische Ähnlichkeit der Tuberkel bezogen auf die Sehnen- und Schaufellänge erfüllt werden kann, wenn der Bereich der Mittelhandknochen als Referenz verwendet wird (vgl. Abbildung 2.3-1). Der Wandeinfluss von Gehäuse und Nabe auf die Kernströmung wird gering gehalten.

Des weiteren sei der Staffelungswinkel mit

$$\gamma = 30\,° \tag{2.1-4}$$

moderat gewählt. Dadurch bleibt die Umfangsgeschwindigkeit der Kanalströmung verhältnismäßig gering, was sich günstig auf den radialen Druckgradienten auswirkt; außerdem lassen sich für kleine Metallwinkel bessere Rechennetze erzeugen.

Die geometrischen Größen des Gitters sind so zu wählen, dass zum einen hinreichend viele Schaufeln verwendet werden, sich also das Teilungsverhältnis zwischen Naben- und Gehäuseschnitt innerhalb üblicher Größen ändert (vgl. Abbildung 3.3-1) und zum anderen die Reynoldsähnlichkeit zur Buckelwalflosse von etwa $Re = 10^6$ eingehalten werden kann, [7]. Auf letzteres wird detailliert in Kapitel 3.1 „Randbedingungen für das Verdichtergitter“ eingegangen.

Insgesamt betrachtet ergibt sich durch diese Randwerte ein typisches Statorgitter eines älteren Mitteldruckverdichters. Ähnliche geometrische Werte weist das Leitrad der zweiten Verdichterstufe des ATAR-Triebwerks am IST auf, das nach [25] vermutlich eine NACA 65-Beschaufelung mit etwa 10% relativer Profildicke hat und bei einer Reynoldszahl ebenfalls von ca. $Re = 10^6$ betrieben wird. Die Reynolds-Ähnlichkeit kann also unter praktisch sinnvollen Randbedingungen eingehalten werden und auch die Wahl der NACA-Schaufelprofilierung bietet für die vorliegende Untersuchung besondere Vorteile, auf die in Kapitel 2.2.1 „NACA 65-(12)10“ eingegangen wird. Eine leichte Anpassung der geometrischen Größen des ATAR-Triebwerks führt auf die Daten des verwendeten Ringgitters, die in Tabelle 2.1-1 zusammengefasst sind.

Tabelle 2.1-1: Geometrische Daten des verwendeten Statorringgitters.

Nabenradius r_i	225 mm
Gehäuseradius r_a	355 mm
Mittlerer Radius r_m	290 mm
Schaufelsehnenlänge s	65 mm
Schaufelteilung im Mittelschnitt t	65 mm
Schaufelzahl n	28
Teilungswinkel φ_t	12,842°
Teilungsverhältnis σ	Nabe: 1,287; Mittelschnitt: 1; Gehäuse: 0,816
Schaufelhöhe h	130 mm
Staffelungswinkel γ	30°

Dem nächsten Kapitel vorgreifend kann an dieser Stelle mit der sogenannten Belastungszahl die Belastung des gewählten Gitters geprüft werden. Sie ist eine Kenngröße, die die Strömungsablösung am Profil berücksichtigt und mit dem dimensionslosen Auftriebsbeiwert

$$c_A = \frac{2 \cdot F_A}{\rho \cdot c^2 \cdot A} \tag{2.1-5}$$

gebildet wird, wobei F_A die Auftriebskaraft, ρ die Dichte, c die Geschwindigkeit der Anströmung und A die Bezugsfläche darstellen. Zusammen mit dem Teilungsverhältnis σ wird für die Belastungszahl aus der Erfahrung empfohlen:

$$c_A \cdot \sigma \leq 1{,}6...2{,}5 \tag{2.1-6}$$

Die gewählte NACA-Profilierung hat einen über dem Radius konstanten Auftriebsbeiwert von $c_A = 1{,}2$ (vgl. Kapitel 2.2.1 „NACA 65-(12)10“). Das maximale Teilungsverhältnis wird im Nabenschnitt mit $\sigma = 1{,}287$ erreicht, so dass die Forderung an die Belastungszahl mit

$$c_A \cdot \sigma = 1{,}2 \cdot 1{,}287 = 1{,}54 \tag{2.1-7}$$

in jedem Fall erfüllt ist, [26].

2.2 Referenzschaufel

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Geometrie des Ringgitters festgelegt wurde, ist nun eine geeignete Profilierung für die Referenzbeschaufelung zu wählen, die anschließend mit Tuberkeln modifiziert wird.

Die Schaufel sei der Einfachheit halber zylindrisch, also nicht um die radiale Achse verwunden.

Das verwendete Profil soll ein gutmütiges Inzidenz- und Ablöseverhalten aufweisen, da mit signifikanter Veränderung der Profildruckverteilung durch die Tuberkel zu rechnen ist; auf Spitzenwirkungsgrad optimierte Profile sind damit prinzipiell für diese Grundlagenuntersuchungen ungeeignet. Die gesamte Strömung soll unterkritisch gehalten werden, um Wechselwirkungen mit Stößen außer acht lassen zu können.

Diese Anforderungen erfüllen Profile der NACA 65-Familie, die in den späten 50er Jahren von der NASA entwickelt und systematisch untersucht wurden. Der Stator der zweiten Verdichterstufe des ATAR-Triebwerks ist, wie oben bereits erwähnt, vermutlich mit Profilen der NACA 65-Familie versehen, so dass neben der Adaption der Gittergeometrie auch die Verwendung dieser Profilfamilie für diese Arbeit als geeignet scheint. Das hier verwendete Profil NACA 65-(12)10 wird im Folgenden vorgestellt.

2.2.1 NACA 65-(12)10

Das NACA 65-(12)10 ist ein älteres, gut dokumentiertes Verdichterprofil, das nach der NACA-Profilbezeichnungssystematik folgende spezifische Indizierung besitzt:

- 1. Ziffer „6“ bezeichnet die Profilserie.
- 2. Ziffer „5“ gibt die Lage des Ortes minimalen Druckes, der maximalen Geschwindigkeit bzw. den Ort des Dickenmaximums in Zehntel der Sehnenlänge an. Gemessen wird dieser Wert an einem symmetrischen Profil mit dem Auftriebsbeiwert $c_A = 0$ von der Profilnase in Richtung der Profilhinterkante.

Nach dem Bindestrich

- Die Zahl in Klammern „(12)“ gibt den Auslegungsauftriebsbeiwert des isolierten Profils in Zehnteln an.
- Die Zahl hinter der Klammer „10“ gibt das Verhältnis der maximalen Profildicke d zur Sehnenlänge s in Hundertsteln an.

Das Profil weist keine ausgeprägte Saug- oder Druckspitzen auf, was zu einer gutmütigen Druck- bzw. Geschwindigkeitsverteilung führt (vgl. Abbildung 2.2-3). Diese Eigenschaft ist für die vorliegenden Untersuchungen wichtig, da hier das Profil für die Tuberkelbeschaufelungen ohne Rücksicht auf die Druckverteilung geometrisch verändert werden soll.

Die Profile der NACA 65-Serie wurden für konstante Druck- bzw. Geschwindigkeitsverteilungen entworfen, da sich hierbei ein besonders günstiges Laminarverhalten bis etwa 50% Sehnenlänge einstellen lässt. Mit dieser Randbedingung lässt sich die Form der Skelettlinie[12] über die Zirkulationsverteilung mit der Wirbeldichte k und der Anströmgeschwindigkeit U_∞ zu

$$y(x)=\frac{-k}{2U_\infty}((1-x)\cdot\ln(1-x)+x\cdot\ln(x)) \tag{2.2-1}$$

herleiten. In der Praxis ist es jedoch üblich, die Skelettlinie in guter Näherung durch einen Kreisbogen zu ersetzen, vgl. Abbildung 2.2-1.

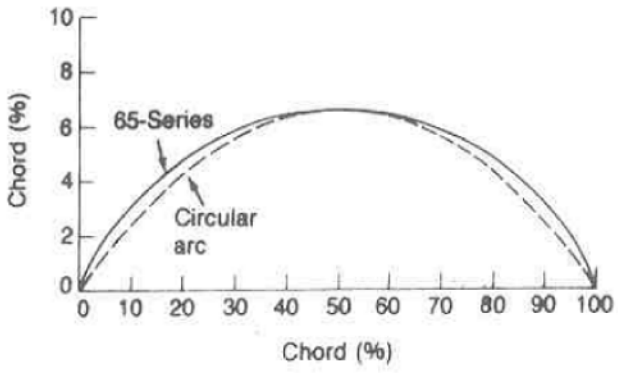


Abbildung 2.2-1: Skelettlinie für NACA 65-Profile und Näherung durch Kreisbogen, [27].

In dieser Arbeit bietet die Verwendung der Kreisbogennäherung einen besonderen Vorteil bei der Generierung der Tuberkel: Im Gegensatz zu der ursprünglichen Skelettlinie nach Gleichung (2.2-1) weist die Kreisbogenfunktion an den Definitionsenden 0% und 100% Sehnenlänge keine unendliche Steigung auf und kann damit über den Definitionsbereich hinaus für Tuberkelberg bzw. -tal strömungsmechanisch sinnvoll extrapoliert werden. (Die Problematik der unendlichen Steigung wird im Übrigen bei der Fertigung im Allgemeinen dadurch gelöst, dass die Steigung an den Enden konstant mit den Werten für x = 0,005 bzw. x = 0,995 gelassen wird.)

Ein weiteres Fertigungsproblem der NACA 65-Familie stellt die Dickenverteilung dar, die näherungsweise durch

$$y(x)=\frac{d}{s}(1-x)\frac{1{,}0675\sqrt{x}-0{,}2758\,x+2{,}4478\,x^2-2{,}8385\,x^3}{1-0{,}1760\,x} \tag{2.2-2}$$

beschrieben wird. Diese Verteilung weist jedoch eine unendlich dünne Hinterkante auf, weswegen unter anderem das Verfahren der „blower-section“ etabliert wurde: Das neue Profil, das auch in dieser Arbeit verwendet werden soll, entsteht aus einem Profiltropfen von 16% relativer Dicke, der auf die geforderten 10% verkleinert und um $y = \pm\,0{,}0015x$ vergrößert wird. Diese Veränderung hat strukturelle Vorteile, jedoch zu vernachlässigende aerodynamische Nachteile. Damit besteht ein einfacher analytischer Zusammenhang, der für die Modifikation des Profils mit Tuberkeln von Vorteil ist und den bereits bekannten Fertigungsproblemen Rechnung trägt.

12 Die Skelettlinie beschreibt die Mittellinie des Profils, vgl. Abbildung 2.2-2.

Das verwendete Profil ist in Abbildung 2.2-2 dargestellt. Es wurde mit dem online-Tool *JavaFoil* erstellt, [28].

Abbildung 2.2-2: NACA 65-(12)10 „blower -section" mit Skelettlinie

Die gerechnete Druckverteilung im Mittelschnitt des verwendeten Schaufelgitters ist vorwegnehmend in Abbildung 2.2-3 über der dimensionslosen Sehnenlänge *s* aufgetragen. Für die Definition des statischen Druckbeiwertes c_p sei an dieser Stelle auf Kapitel 4.1.3 „Kennzahlen", Gleichung (4.1-3) verwiesen.

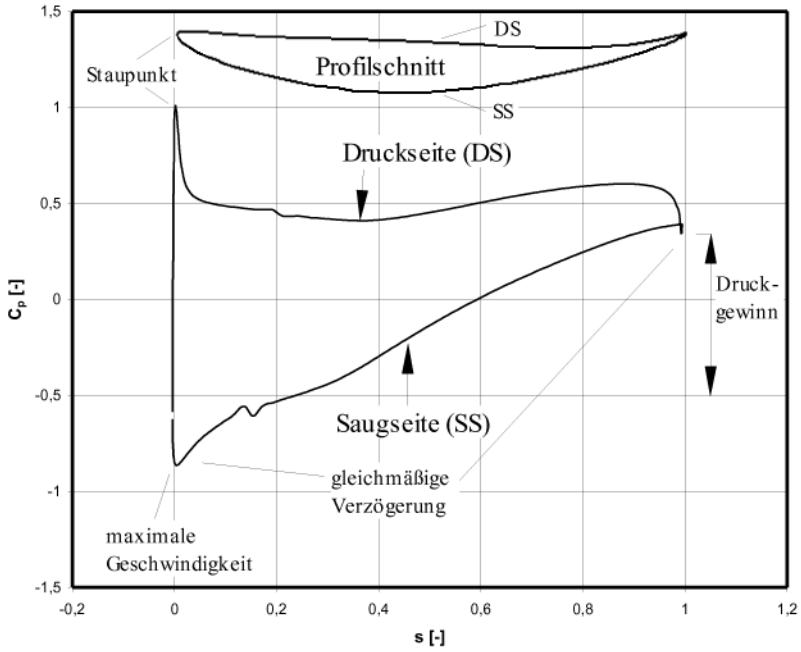


Abbildung 2.2-3: Gerechneter Druckbeiwert c_p im Mittelschnitt des verwendeten Gitters mit Referenzbeschaufelung im Auslegungspunkt

2.3 Tuberkelschaufel

Die noch tuberkellose Referenzschaufel soll nun so modifiziert werden, dass sie in ihrer Form einem Abschnitt einer Buckelwalflosse ähnelt. Die Grundfläche der dabei entstehenden Tuberkelschaufel soll nicht verändert werden, um die Vergleichbarkeit mit der Referenzschaufel zu gewährleisten.

2.3.1 Vorderkantengestaltung

Für die Gestaltung der Schaufelvorderkante muss zunächst eine geeignete Tuberkelgröße und eine geeignete Tuberkelform gefunden werden.

Ein repräsentativer Tuberkel beim Buckelwal hat eine relative Höhe H_t von 10% und einen relativen Abstand A_t von 50% bezogen auf die mittlere Sehnenlänge der Mittelhand S_t, wie Abbildung 2.3-1 skizziert (vgl. Flossenskelett Abbildung 1.1-7). Bei einem gewünschten Höhen-Sehnen-Verhältnis von 2 (vgl. Kapitel 2.1 „Gitterauslegung“) hat die modifizierte Schaufel also 4 Tuberkel.

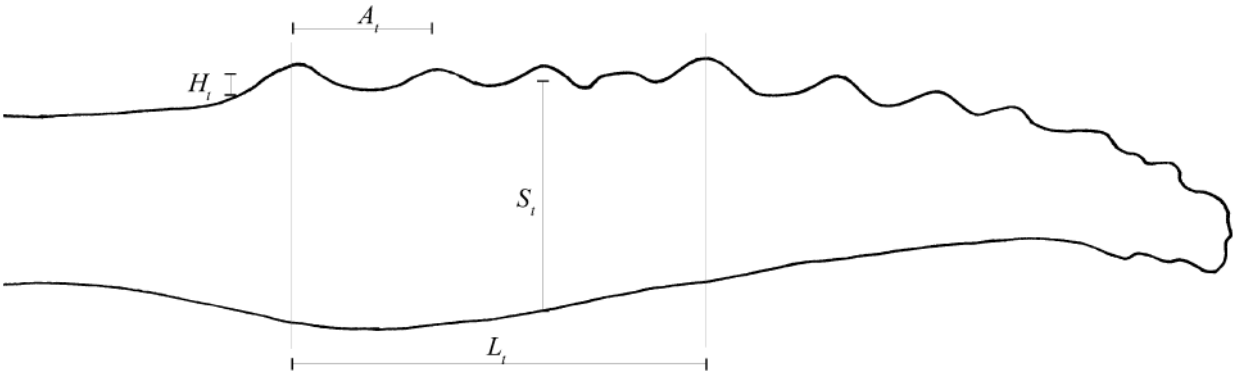


Abbildung 2.3-1: Brustflosse eines Buckelwals (Skizze). Tuberkelhöhe H_t, Tuberkelabstand A_t, Länge der Mittelhand L_t, mittlere Sehnenlänge der Mittelhand S_t.

Sieht man von experimentellen und numerischen Untersuchungen an dem Original nachempfundenen Brustflossenmodellen ab, wurde die Tuberkelform bisher in Theorie und Praxis nur durch eine einfache Sinusfunktion angenähert (vgl. Abbildung 1.2-2 und Abbildung 2.3-2). Tatsächlich haben Tuberkel jedoch eine komplexere Form, bei der die Täler größer als die Berge sind, vgl. Abbildung 2.3-1. Um der natürlichen Tuberkelform näherzukommen, kamen für die vorliegende Arbeit zwei Ansätze in Betracht:

1. ein Kreisansatz, bei dem die Tuberkel aus zusammengesetzten Kreisbögen verschiedener Radien ρ um einen Mittelpunkt χ_M, ζ_M synthetisiert werden:

$$t(\zeta)=\chi_M \pm \sqrt{\rho^2-(\zeta-\zeta_M)}, \tag{2.3-1}$$

2. ein Kosinusansatz höherer Ordnung, wobei das Argument mit einem Exponenten *n* größer eins zu versehen ist:

$$t(\zeta) = A \cdot \cos\left(\frac{\zeta^n}{\pi^{n-1}}\right). \tag{2.3-2}$$

   Das Argument muss durch π^{n-1} dividiert werden, damit die Kreisfrequenz der Funktion unabhängig von *n* ist (vgl.Abbildung 2.3-3, linke Darstellung).

Beide Ansätze führen zu stückweise definierten Funktionen, die, über geeignete geometrische Schließbedingungen aneinander gefügt, zu jeweils einer möglichen Variante der Tuberkelkontur führen. Es muss für beide Ansätze Stetigkeit und stetige Differenzierbarkeit erfüllt werden.

Der Kreisansatz trifft die Tuberkelkontur besser als die von Fish vorgeschlagene reine Sinusform, doch wirkt er unharmonisch. Tatsächlich werden nirgendwo in der Natur Formen gefunden, die sich durch aneinandergereihte Kreisbögen beschreiben lassen. Sein Verlauf ist in Abbildung 2.3-2 rot dargestellt, die echte Tuberkelkontur in schwarz.

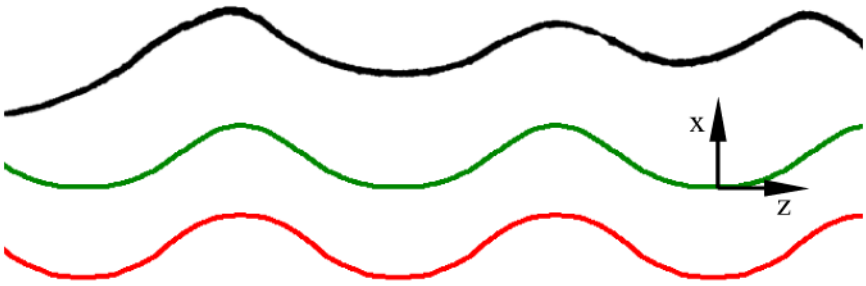


Abbildung 2.3-2: Verschiedene Tuberkelkonturen. Von oben nach unten: Auszug aus einer Skizze der „echten" Tuberkelform (schwarz), Kosinus mit Argument höherer Ordnung n = 1,3 (grün) und zusammengesetzte Kreisbögen (rot).

Die Erweiterung des Kosinusansatzes mit einem Argument höherer Ordnung bietet die gleichen Vorteile des Kreisansatzes, nämlich mit geringem mathematischem Aufwand die Tuberkelspitzen kleiner als die Tuberkeltäler zu gestalten. Die Tuberkelspitzen lassen sich bei diesem Ansatz schmaler als beim Kreisansatz gestalten, was der echten Tuberkelform näher kommt. Insgesamt wirkt diese Vorderkantenfunktion ästhetisch und schafft für $\zeta^{n=1,3}$ ein gutes Abbild der Natur, in Abbildung 2.3-2 grün dargestellt. Dieser Ansatz wird für die Modellierung gewählt. In Abbildung 2.3-3 sind einige mögliche Tuberkelkonturen nach diesem Ansatz in Abhängigkeit des Exponentialkoeffizienten *n* dargestellt.

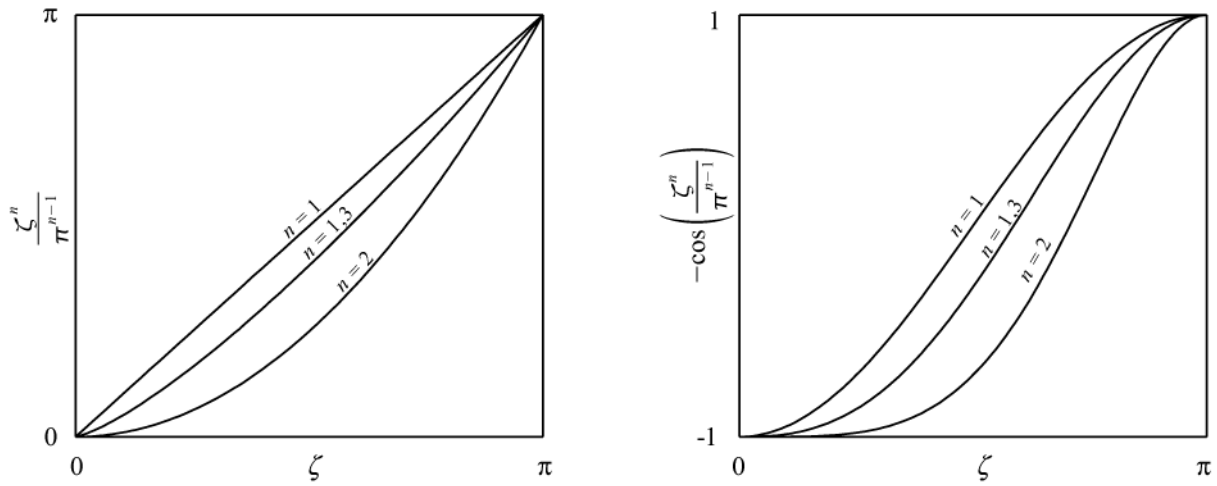


Abbildung 2.3-3: Verschiedene Argumentverläufe (links) und resultierende Verläufe der halben Tuberkelfunktion (rechts, dimensionslose Darstellung) in Abhängigkeit vom Exponentialkoeffizienten n. Für n = 1,3 nähert die Tuberkelfunktion (rechts) die „echte" Tuberkelkontur des Buckelwals gut an, vgl. Abbildung 2.3-2.

Die aus dem Kosinusansatz folgende Gleichung zur Beschreibung der mit Tuberkeln modifizierten Vorderkante wird im Folgenden hergeleitet.

Es sei zunächst der Koordinatenursprung gemäß Abbildung 2.3-2 in der Symmetriestelle des Tuberkeltals gewählt. Die z-Achse zeigt dabei nach rechts und die x-Achse nach oben.

Die Amplitude A der Tuberkelfunktion ergibt sich dann aus der Hälfte der Tuberkelhöhe H_t:

$$A = \frac{H_t}{2}. \tag{2.3-3}$$

Wenn die Funktion im Koordinatenursprung mit dem Tuberkeltal beginnen soll, erreicht sie nach einer halben Periode in z-Richtung den Tuberkelberg, so dass man für das Argument ζ findet:

$$\zeta = \frac{2 \cdot \pi \cdot z}{A_t}, \tag{2.3-4}$$

wobei z die dimensionsbehaftete z-Koordinate und A_t der Tuberkelabstand ist.

Die vorläufige Tuberkelfunktion $t(z)$ wird noch um die halbe Amplitude in x-Richtung verschoben und lautet danach:

$$t(z) = \frac{H_t}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\left[\frac{2 \cdot \pi \cdot z}{A_t} \right]^n}{\pi^{n-1}} \right) \right] = \frac{H_t}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\left[\frac{2 \cdot z}{A_t} \right]^n \cdot \pi \right) \right]. \tag{2.3-5}$$

Für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zwischen Tuberkel- und Referenzschaufel ist es notwendig, dass die Referenzschaufel und die mit Tuberkeln modifizierten Schaufeln die gleiche Auftriebsfläche besitzen (vgl. Abbildung 2.3-4). Als wesentliche Eigenschaft der Tuberkelfunktion $t(z)$ wird deswegen gefordert, flächensymmetrisch bezogen auf die z - Achse zu sein. Es muss also gelten:

$$\int_{Nabe}^{Gehäuse} t(z)\,dz = 0. \tag{2.3-6}$$

Nach Substitution lässt sich die Stammfunktion $T(z)$ bilden und man erhält:

$$T(z) = \frac{\frac{H_t}{2}\cdot\left[\pi\cdot\left(\frac{2\cdot z}{A_t}\right)^n - \sin\left(\pi\cdot\left(\frac{2\cdot z}{A_t}\right)^n\right)\right]}{\pi\cdot\left(\frac{2}{A_t}\right)^n\cdot n\cdot z^{n-1}}. \tag{2.3-7}$$

Es ist eine Strecke x_1 gesucht, um die die vorläufige Tuberkelfunktion $t(z)$ zu verschieben ist, um die Forderung von Gleichung (2.3-6) zu erfüllen. Es muss also gelten:

$$\left[T(z)\right]_0^{\frac{A_t}{2}} = -\int_0^{\frac{A_t}{2}} x\,dz \Leftrightarrow \frac{A_t\cdot H_t}{4n} = -\frac{A_t}{2}\cdot x_1 \tag{2.3-8}$$

und damit

$$x_1 = -\frac{H_t}{2n}. \tag{2.3-9}$$

Die endgültige Tuberkelfunktion $t(z)$ ist:

$$t(z) = \frac{H_t}{2}\cdot\left[1-\cos\left(\pi\cdot\left[\frac{2\cdot z}{A_t}\right]^n\right)-\frac{1}{n}\right] \quad \text{, mit} \quad z\in\mathbb{R}\,|\,0\le z<\frac{A_t}{2} \quad . \tag{2.3-10}$$

An den Intervallgrenzen wird die Funktion gespiegelt, so dass sich die geforderte Symmetrie ergibt. Damit ist Stetigkeit erfüllt.

Nunmehr ist die stetige Differenzierbarkeit an den Definitionsgrenzen zu prüfen:

$$\frac{dt(z)}{dz} = \frac{H_t}{2}\cdot\sin\left(\pi\cdot\left[\frac{2\cdot z}{A_t}\right]^n\right)\cdot\pi\cdot n\cdot\left[\frac{2\cdot z}{A_t}\right]^{n-1}. \tag{2.3-11}$$

Für die obere und die untere Intervallgrenze wird der Sinusterm zu Null. Die gefundene Funktion (2.3-10) erfüllt also alle geforderten Kriterien.

Wie oben bereits erwähnt und später gezeigt wird, hängt die Qualität der Verdichterströmung wesentlich von der Lage der Tuberkel zu den Seitenwänden und besonders von der Lage des ersten Tuberkels in Bezug auf die Nabe ab.

Deswegen werden neben der Referenzschaufel zwei verschiedene Tuberkelschaufeln erzeugt:

- eine Tuberkelschaufel mit Tuberkeltal an der Nabe (vier vollständige Tuberkel, 4T-Modifikation),
- eine Tuberkelschaufel mit Tuberkelberg an der Nabe (drei vollständige Tuberkel, 3T-Modifikation).

Die verwendete Nomenklatur richtet sich dabei nach der Zahl der vollständigen Tuberkel.

In Abbildung 2.3-4 sind die Referenzschaufel und die 4T-Modifikation mit Tuberkeltal an der Seitenwand dargestellt. Die Aufsicht auf die dreidimensionalen Modelle aller Konfigurationen ist in Kapitel 3 „Strömungssimulation“ in Abbildung 3-1 dargestellt.

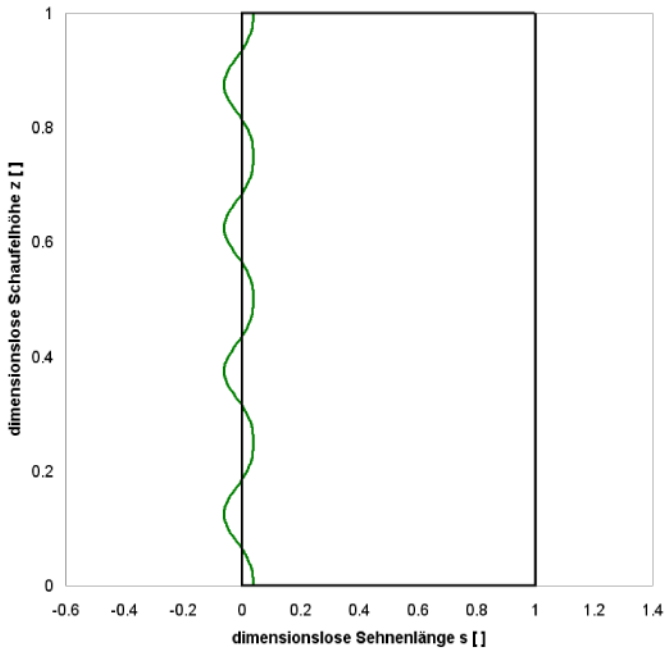


Abbildung 2.3-4: Seitenansicht der Referenzschaufel (schwarz) und der 4T-Schaufel (grün).

2.3.2 Profilmodifikation

Im vorangegangenen Kapitel wurde beschrieben, wie eine geeignete Vorderkantenfunktion $t(z)$ erzeugt werden kann. Daraus ergibt sich direkt eine Sehnenlängenverteilung $s(z)$ als Funktion von z und der Sehnenlänge der Referenzschaufel s_{ref}:

$$s(z) = s_{ref} + t(z) \tag{2.3-12}$$

Es gilt nun, das Referenzschaufelprofil so zu modifizieren, dass sich eine aerodynamisch sinnvolle Geometrie ergibt.

Dabei müssen die Skelettlinien der einzelnen Schaufelschnitte deckungsgleich sein, da sich sonst eine strukturell ungünstige „wellige“ Schaufelform ergeben würde.

In dieser Arbeit wird deswegen ein geometrisches Verfahren verwendet, das eine Profillängenmodifikation ermöglicht, ohne dabei die Profildicke und vor allem die Profilwölbung zu verändern, vgl. Abbildung 2.3-5.

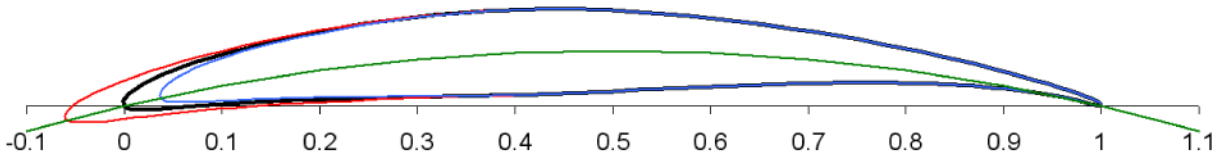


Abbildung 2.3-5: Längenmodifikation eines NACA 65-(12)10- Profils (schwarz) mit kreisförmiger Sehne in dimensionsloser Darstellung, Tuberkelprofil (rot), Talprofil (blau).

Das gelingt, wenn das ursprüngliche NACA 65-(12)10 (schwarz) entlang der Skelettlinie (grün) im Bereich 0-40% der Sehnenlänge für ein Tuberkeltal gestaucht (blau) bzw. für einen Tuberkelberg gedehnt wird (rot). Bei dieser selektiven Modifikation des Profils im vorderen Bereich (0 - 40% Sehnenlänge) bleibt der hintere Teil des Profils (40 - 100% Sehnenlänge) unverändert. Dadurch ist gewährleistet, dass die Geometrieänderung gleichmäßig ist, starke Gradienten vermieden werden und die Schaufel „wellenfrei“ ist. Im Folgenden soll nun das mathematische Vorgehen zur Profilmodifikation vorgestellt werden.

Prinzipiell lässt sich für jeden Punkt P_P eines Profils mit einem Kreisbogen als Skelettlinie ein Mittelpunktswinkel α_P zwischen ihm und der Profilhinterkante P_H über dem Kreisbogenmittelpunkt P_M bilden. Für das aus diesen drei Punkten gebildete allgemeine Dreieck (vgl. Abbildung2.3-6) ist der Mittelpunktswinkel über den Kosinussatz definiert:

$$\alpha_P = \arccos\left(\frac{r_H^2 + r_P^2 - s^2}{2 \cdot r_H \cdot r_p}\right) \qquad (2.3\text{-}13)$$

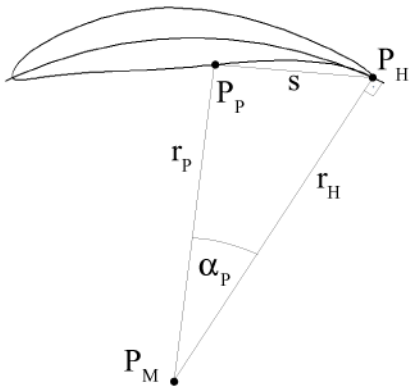


Abbildung2.3-6: Kosinussatz für ein allgemeines Dreieck

Es ist also eine Koordinatentransformation derart möglich, dass der Punkt P_P in Abhängigkeit von α_P und r_P dargestellt werden kann. Zur Modifikation des Profils kann nun P_P ohne großen Aufwand um P_M gedreht werden.

Wie oben beschrieben, sollen von der Transformation lediglich Punkte der vorderen 40% Sehnenlänge betroffen sein. Bei $\alpha_P = 0°$ beginnend (entspricht der Hinterkante), ist also der erste zu bewegende Profilpunkt P_P derjenige, der eine x-Koordinate von 0,4 hat. Über ihn wird nach Gleichung (2.3-13) der Startwinkel α_{Start} definiert. Ist der Winkel α_P eines beliebigen Punktes P_P größer als α_{Start}, wird er um P_M um einen Winkel α gedreht. Für alle Punkte, die nach der Drehung hinter der Vorderkante des Ursprungsprofils liegen, gilt dabei folgende Rechenvorschrift

$$\alpha = D(z) \cdot \left(\alpha_P - \alpha_{Start}\right), \qquad (2.3\text{-}14)$$

wobei die Dehn- bzw. Stauchrate $D(z)$ aus der Tuberkelfunktion $t(z)$ gemäß Gleichung (2.3-10) zu bestimmen ist. Unter Berücksichtigung, dass nur die ersten 40% des Profils verändert werden sollen, gilt:

$$D(z) = \frac{t(z)}{0{,}4}. \qquad (2.3\text{-}15)$$

Nach diesem Prinzip lassen sich alle Profilschnitte erzeugen, die im Tuberkeltal liegen, deren Sehnenlänge s also nach der Modifikation kleiner oder gleich 1 ist.

Für alle Profilschnitte des Tuberkelberges ist dieses Vorgehen zwar prinzipiell ebenfalls geeignet, in dieser Arbeit wird jedoch der Tuberkelberg linear gestaltet, d.h., dass die Skelettlinie im Bereich $x < 0$ eine Gerade ist. Damit wird eine saugseitige Inzidenz im Bereich des Auslegungspunkts vermieden, die hier die Umströmungseigenschaften verschlechtern würde.

Alle Punkte des Ursprungsprofils, die anschließend den Tuberkelberg bilden sollen, werden also zunächst bis zur Spitze des Referenzprofils gedreht und anschließend um den restlichen Dehnbetrag linear entlang der Sehnentangente der Schaufelvorderkante linear verschoben. Für den Rotationswinkel α_1 gilt:

$$\alpha_1 = \alpha_s - \alpha_P, \tag{2.3-16}$$

wobei α_S der Winkel zwischen Hinter- und Vorderkante ist. Dabei wird der Rotationsanteil

$$D_{Rotation} = \frac{\alpha_1}{\alpha - \alpha_P} \tag{2.3-17}$$

zurückgelegt. Der gedrehte Punkt habe nun die kartesischen Koordinaten $(X_1|Y_1)$. Es folgt eine Translation im kartesischen Koordinatensystem um die restliche Dehnung

$$D_{Translation} = 0{,}4 \cdot D \cdot \left(1 - D_{Rotation}\right) \tag{2.3-18}$$

entlang einer Geraden mit der Steigung der Sehnenfunktion $s(x)$ im Punkt (0|0), die sich über α_S berechnen lässt:

$$X_2 = X_1 - D_{Translation} \cdot \cos\left(\frac{\alpha_S}{2}\right) \quad \text{bzw.} \tag{2.3-19}$$

$$Y_2 = Y_1 - D_{Translation} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_S}{2}\right) \quad . \tag{2.3-20}$$

Wird dieses Verfahren auf das Referenzprofil angewendet, ergeben sich die in Abbildung 2.3-5 dargestellten Profilschnitte. In Abbildung 2.3-7 sind die Vorderkanten vergrößert. In grün ist die kreisförmige Skelettlinie des Referenzprofils dargestellt. Die Verlängerung des Tuberkelschnitts (rot) erfolgt wie gerade beschrieben entlang der Skeletttangente (grau) des Referenzprofils an dessen Vorderkante.

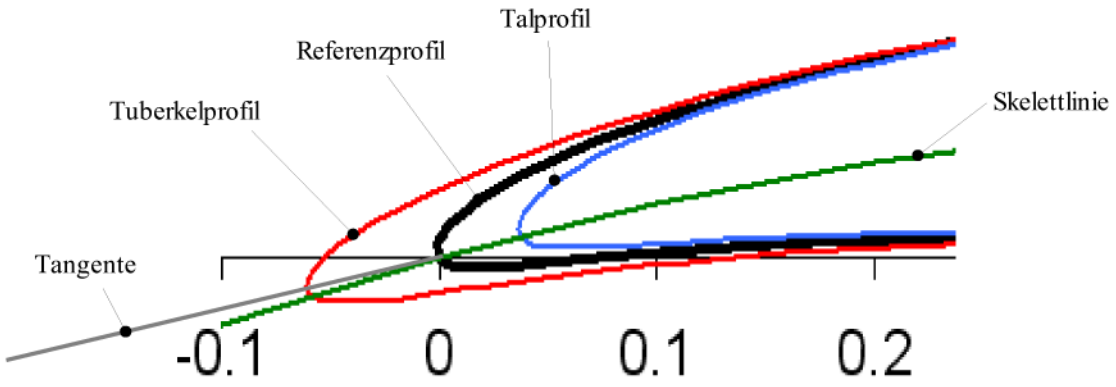


Abbildung 2.3-7: Vergrößerung der modifizierten Profilschintte in dimensionsloser Darstellung. Referenzprofil (schwarz), Tuberkelprofil (rot) Talprofil (blau).

3 Strömungssimulation

Nachdem die Profilschnitte nun parametrisiert sind, müssen sie zu einem Stator-Ringgitter zusammengesetzt werden. In der vorliegenden Arbeit wurde dazu *ANSYS TurboGrid* benutzt. Dieses Vernetzungstool wurde speziell für den Turbomaschinenbau entwickelt und bietet die Möglichkeit, die Geometrieteile Nabe, Schaufel und Gehäuse aus sogenannten Curve-Files zu generieren. Ein solches File kann z.B. für die Schaufel aus Profilschnitten bestehen, für Nabe und Gehäuse genügt bei der vorliegenden zylindrischen Ausführung die Angabe des Radius.

In *Microsoft Excel* wird zu diesem Zweck das im vorangegangenen Kapitel beschriebene Verfahren der Parametrisierung implementiert. *Excel* erledigt diese Aufgabe sicherlich deutlich langsamer als z. B. eine Implementierung in *C++* oder *Fortran*, doch lassen sich ohne großen Aufwand alle Zwischenergebnisse grafisch darstellen, wofür sonst ein deutlicher Mehraufwand nötig wäre. *Excel* liefert in Abhängigkeit der gewählten Parameter einen Datensatz von insgesamt 106 Profilschnitten über der Höhe z, wobei eine Schaufel praktisch aus 57 Profilschnitten gebildet wird. Die übrigen Profilschnitte dienen dem Kanalkrümmungsausgleich und der Gradientenbestimmung an den Schaufelenden und werden nach der Geometrieerzeugung abgeschnitten. Jeder Profilschnitt besteht wiederum aus 120 kartesischen Wertetriplets, die die Profilform beschreiben.

Die mit *TurboGrid* erzeugten Schaufeloberflächen sind in Abbildung 3-1 dargestellt:

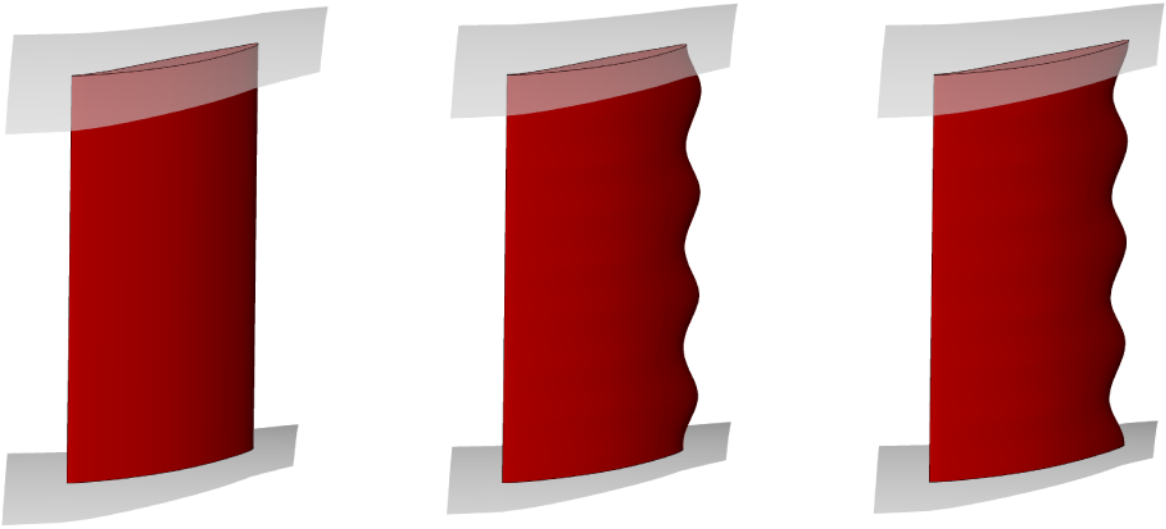


Abbildung 3-1: V. l. n. r.: glatte Referenzschaufel, Tuberkelschaufel mit Tuberkeltal an der Nabe (4T-Modifikation), Tuberkelschaufel mit Tuberkelberg an der Nabe (3T-Modifikation).

Das Statorgitter wird aus jeweils 28 Schaufeln eines Typs zusammengesetzt. Exemplarisch ist das Ringgitter mit der 4T-Beschaufelung in Abbildung 3.1-1 dargestellt.

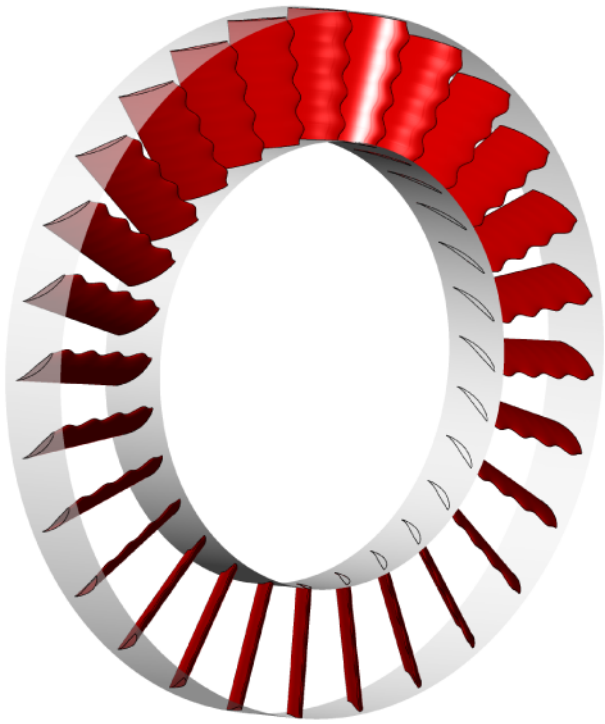


Abbildung 3.1-1: Statorgitter mit 28 4T-Schaufeln.

3.1 Randbedingungen für das Verdichtergitter

Als Strömungsgrößen in der Anströmung des Statorgitters werden typische Austrittswerte eines Niederdruckverdichters gewählt, der von einem Umgebungsdruck $p_{t1} = 1{,}013\text{bar}$ und einer Umgebungstemperatur $T_{t1} = 273{,}15\text{K}$ ansaugt. Er soll den Totaldruck auf $p_{t2} = 1{,}500\text{bar}$ anheben.

Mit einem typischen Polytropenexponenten von $n = 1{,}43$ ergibt sich über die Polytropenbeziehung die totale Statoreintrittstemperatur zu:

$$T_{t2} = T_{t1} \cdot \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 307{,}350\,K. \tag{3.1-1}$$

Eine geeignete Anströmgeschwindigkeit c_2 ist für den Stator so zu wählen, dass die Strömung kompressible Effekte aufweist, die maximalen Geschwindigkeiten jedoch deutlich unterhalb der Schallgeschwindigkeit liegen. Die Mach'sche Ähnlichkeit zur Umströmung der Buckelwalflosse im Wasser ist also nicht erfüllt, um den typischen Strömungsbedingungen in einem Verdichtergitter gerecht zu werden.

Da bei der Tuberkelumströmung viskose Strömungsphänomene untersucht werden sollen, muss für die Übertragbarkeit von der Buckelwalflosse die Reynoldszahl von der selben Größenordnung wie beim Wal sein. Bei Schwimmmanövern des Buckelwals liegt sie nach [7]bei etwa

$$Re_{Brustflosse} = \frac{c \cdot l_{Sehnenlänge\ der\ Brustflosse} \cdot \rho}{\eta} \approx 10^6 \quad . \tag{3.1-2}$$

Einsetzen typischer Werte für Luft in Gleichung (3.1-2) führt in dem hier verwendeten Verdichtergitter zu einer Strömungsgeschwindigkeit am Schaufeleintritt von c2 = 180m/s, wenn als Bezugslänge die Sehnenlänge der Schaufel s = 65mm gewählt wird. Testrechnungen zeigten, dass diese Geschwindigkeit jedoch zu Überschallgebieten auf der Schaufelsaugseite führt. Eine leicht geringere Geschwindigkeit von c2 = 155m/s hat sich als geeignet erwiesen, dieses Problem zu vermeiden. Damit können die fehlenden Zustandsgrößen am Statoreintritt bestimmt werden.

Aus der Energiebilanz ergibt sich die statische Eintrittstemperatur T_2 zu:

$$T_2 = T_{t2} - \frac{c_2^2}{2 \cdot R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 295{,}391\ K. \tag{3.1-3}$$

Aus der Isentropenbeziehung folgt der statische Druck p_2:

$$p_2 = p_{t2} \cdot \left(\frac{T_2}{T_{t2}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 1{,}314\ bar\,. \tag{3.1-4}$$

Die Anströmmachzahl Ma_2 ist mit

$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{(\kappa \cdot R \cdot T_2)}} = 0{,}445 \tag{3.1-5}$$

größer Ma = 0,3 und erfüllt damit die Forderung nach Kompressibilität.

Die Dichte im Eintritt beträgt:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} = 1{,}550\ Kg/m^3. \tag{3.1-6}$$

Die dynamische Zähigkeit von Luft lässt sich nach Sutherland [29], [30] zu

$$\eta_2 = \eta_{ref} \cdot \frac{S + T_{ref}}{S + T_2} \cdot \left(\frac{T_2}{T_{ref}} \right)^{\frac{3}{2}} = 1{,}75 \cdot 10^{-5} \tag{3.1-7}$$

berechnen, wobei die Sutherlandkonstante S = 123,6K und die Referenztemperatur T_{ref} = 273K sind.

Mit diesen Werten ist die tatsächliche Reynoldszahl für die Schaufel

$$Re = \frac{c_2 \cdot l_{Profilsehne} \cdot \rho_2}{\eta_2} = 8{,}5 \cdot 10^5 \approx 10^6 \tag{3.1-8}$$

von der geforderten Größenordnung.

Mit den oben berechneten Werten und der gewählten Statorgeometrie ergibt sich für einen Schaufelkanal der durchgesetzte Massenstrom in Abhängigkeit der Axialgeschwindigkeit zu:

$$\dot{m}_2 = \rho \cdot c_{2,ax} \cdot \pi \cdot \frac{r_a^2 - r_i^2}{28}. \tag{3.1-9}$$

Die Geschwindigkeitskomponenten im Eintritt folgen aus der Wahl des Anströmwinkels.

In der vorliegenden Arbeit werden Strömungsinzidenzen von -2°, 3°, 5°, 7° und 9° untersucht (Definition der Inzidenz vgl. Abbildung 2.1-1). Weil die Rechnungen verglichen mit Simulationen von konventionellen Schaufeln sehr aufwändig sind, mussten sie auf die aufgeführten Inzidenzen beschränkt werden. Diese sind so gewählt, dass ein guter Überblick über den typischen Betriebsbereich erzielt wird.

Anmerkung: Das tatsächliche Stallverhalten einer Beschaufelung ist allgemein mit den verwendeten Simulationsrandbedingungen nicht korrekt abbildbar, da nur eine einzige Schaufel simuliert wird. Die Vorgabe des Massenstroms wirkt sich bei Verwendung einer einzelnen Schaufel günstig auf das Ablöseverhalten aus, da ein großflächiges Rückströmen von Fluid durch den Schaufelkanal unterbunden wird. Um später den Tuberkeleinfluss auf den für Turbomaschinen typischen „rotating stall“ zu berechnen, ist es daher sinnvoll, mindestens einen halben Statorring (hier 14 Schaufeln) zu simulieren, da dann das Rückströmphänomen nicht unterdrückt wird.

Bei einem Staffelungswinkel von 30° und einer Nullanströmrichtung von 12° ergeben sich die in Tabelle 3.1-1 aufgeführten Komponenten und Massenströme in Abhängigkeit des Anströmwinkels β_2 gemäß

$$c_{2,ax} = \cos(\beta_2) \cdot c_2 \quad \text{und} \tag{3.1-10}$$

$$c_{2,u} = -\sin(\beta_2) \cdot c_2 \quad . \tag{3.1-11}$$

(Zu Definitionen der Ebenen, Winkel und Geschwindigkeitskomponenten vgl. Abbildung 2.1-1.)

Tabelle 3.1-1: Zuströmgeschwindigkeiten in Komponenten und entsprechende Massenströme.

Inzidenz i	Anströmwinkel β_2	c_2 [m/s]	$c_{2,ax}$ [m/s]	$c_{2,u}$ [m/s]	$c_{2,r}$ [m/s]	$\dot{m}_2$ [kg/s]
-2°	43°	155,00	113,36	-105,71	0,00	1,49
3°	48°	155,00	103,72	-115,19	0,00	1,36
5°	50°	155,00	99,63	-118,74	0,00	1,31
7°	52°	155,00	95,43	-122,14	0,00	1,25
9°	54°	155,00	91,11	-125,40	0,00	1,19

Der Strömungssimulation werden an Ein- und Austritt des Rechengebietes folgende Strömungsbedingungen vorgegeben:

Eintritt:

- Totaldruck p_{t2} = 1,5bar
- Totaltemperatur T_{t2} = 307,35K
- Strömungskomponenten gemäß Tabelle 3.1-1

Austritt:

- Flächengemittelter Massenstrom $\dot{m}_2$ gemäß Tabelle 3.1-1

Alternativ kann am Austritt der statische Druck vorgegeben werden. Er bedarf jedoch einer Regelung, um die geforderten Strömungsgrößen einzustellen. Eine Regelung bei hohen Inzidenzen führt jedoch mit dem im Anhang beschriebenen Verfahren nicht zum Erfolg, da der Solver die vorgegebene Stellgröße im jeweils folgenden Rechenschritt nicht hinreichend genau trifft. Das resultierende Delta zwischen Soll- und Istwert ist von einer höheren Größenordnung als die sinnvolle Änderungsrate der Stellgröße, was bei versuchsweise durchgeführten Rechnungen zu einem stetigen Anwachsen des Austrittsdruckes führte. Auf diese Art der Regelung wird deswegen zu Gunsten eines einfachen „Stellens“ der Strömungsgrößen verzichtet.

3.2 Transitions- und Turbulenzmodellierung

Um einen möglichst realistischen Eindruck der Strömungsvorgänge in allen Betriebspunkten zu erhalten, kommt einer geeigneten Transitions- und Turbulenzmodellierung eine besondere Bedeutung zu. Da mit steigender Qualität der Rechenmodelle nicht nur die Zahl der zu lösenden Gleichungen, sondern auch die Ansprüche an Güte und Feinheit des verwendeten Netzes zunehmen, ist wegen der begrenzten Rechenkapazität ein sinnvoller Kompromiss einzugehen.

In der vorliegenden Arbeit werden sowohl stationäre (-2°, 3° Inzidenz) als auch instationäre Rechnungen (5° - 9° Inzidenz) durchgeführt. Für die stationären Simulationen ist eine aufwändige Vernetzung der Geometrie möglich, da die zeitlich veränderlichen Größen nicht berechnet werden, wodurch nur ein einziger Datensatz als Ergebnis erzeugt wird. Für die stationären Rechnungen kann deswegen das γ-θ-Transitionsmodell verwendet werden, das auf dem

SST-Turbulenzmodell basiert. Für die instationären Rechnungen muss die Kompexität der Modellierung bei den zur Verfügung stehenden Rechenkapazitäten deutlich reduziert werden, da hier zum einen die Variablen zusätzlich zeitlich aufgelöst werden und zum anderen für jeden Auswertezeitpunkt mindestens ein Ergebnisdatensatz gespeichert werden soll. In den instationären Rechnungen wird deswegen auf das γ-θ-Transitionsmodell verzichtet, so dass das Rechennetz auf die Anforderungen des SST-Turbulenzmodells vergröbert werden kann. Beide Modelle sollen an dieser Stelle kurz vorgestellt werden.

Nach Reynolds lässt sich eine turbulente Strömungsgröße f durch eine gemittelte, quasistationäre Grundgröße $\bar{f}$ und eine Schwankungsgröße f' darstellen:

$$f(x,y,z,t)=\bar{f}(x,y,z,t)+f'(x,y,z,t). \tag{3.2-1}$$

Während die quasistationäre Grundgröße verhältnismäßig einfach berechnet werden kann, ist für die Schwankungsgröße eine Modellierung notwendig, wenn auf eine direkte numerische Simulation verzichtet werden soll. Diese Modellierung wird durch sogenannte Turbulenzmodelle geleistet, die auf empirischen Korrelationen beruhen.

Das k-ω-Modell nach Wilcox liefert für die Behandlung von Strömungen in der Nähe einer Wand bei niedrigen Reynoldszahlen zwei Transportgleichungen; eine für die turbulente kinetische Energie k

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U k)=\nabla\cdot\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right]+P_k-\beta'\rho k\omega \tag{3.2-2}$$

und eine für die turbulente Frequenz ω

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U k)=\nabla\cdot\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla \omega\right]+\alpha\frac{\omega}{k}P_k-\beta\rho\omega^2, \tag{3.2-3}$$

wobei α, β, β', σ_k und σ_ω Konstanten sind. P_k ist die Produktionsrate der Turbulenz.

Das SST-Turbulenzmodell (Shear Stress Transport) erweitert das k-ω-Modell durch die Berücksichtigung des Transports turbulenter Scherspannungen. Es liefert eine gute Vorhersagbarkeit von Strömungsablösungen unter ungünstigen Druckgradienten, was durch eine Limitierung der turbulenten Viskosität μ_t gelingt:

$$\frac{\mu_t}{\rho}=\frac{a_1 k}{max(a_1\omega, S F_2)}. \tag{3.2-4}$$

Die Blendfunktion F_2 begrenzt dabei den Limiter auf die Grenzschicht, da die hierfür getroffenen Annahmen nicht in der Freiströmung gelten und umgekehrt. S beschreibt die allgemeine Dehnrate.

Zusätzlich soll in den stationär durchgeführten Rechnungen das Transitionsverhalten der Strömung berücksichtigt werden. *ANSYS CFX* bietet hierfür das γ-θ-Transitionsmodell, das auf experimentell gewonnenen Korrelationen beruht. Es liefert zwei weitere Transportgleichungen: eine für die turbulente Intermittenz γ

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_j\gamma)}{\partial x_j}=P_{\gamma 1}-E_{\gamma 1}+P_{\gamma 2}-E_{\gamma 2}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu}{\sigma_\gamma}\right)\frac{\partial\gamma}{\partial x_j}\right] \tag{3.2-5}$$

und eine für die mit der Momentendicke der Grenzschicht gebildete transiente Reynoldszahl $Re_{\theta t}$:

$$\frac{\partial(\rho Re_{\theta t})}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_j Re_{\theta t})}{\partial x_j}=P_{\theta t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\sigma\left((\mu+\mu_t)\frac{\partial Re_{\theta t}}{\partial x_j}\right)\right]. \tag{3.2-6}$$

Hierbei sind $P_{\gamma 1}$, $E_{\gamma 1}$ und $P_{\gamma\theta}$ über Korrelationen gebildete Produktions- und $P_{\gamma 2}$ und $E_{\gamma 2}$ entsprechende Destruktionsterme, zu deren detaillierter Beschreibung auf [31] verwiesen sei. Alle Korrelationen zusammengenommen liefern ein Gleichungssystem, das sowohl den laminar-turbulenten Umschlag als auch das Ablöse- und Wiederanlegeverhalten einer Strömung an einen Körper zu beschreiben in der Lage ist.

Die Turbulenz am Eintritt ist nun so zu wählen, dass der Turbulenzgrad an der Schaufel ein akzeptables Niveau erreicht. CFX bietet für die Eintrittsturbulenz drei Standardkonfigurationen, die in Tabelle 3.2-1 zusammengefasst sind.

Tabelle 3.2-1: Turbulenz im Strömungseintritt.

	Tu	μ_t/μ
niedrige Turbulenz	1%	1
mittlere Turbulenz	5%	10
hohe Turbulenz	10%	100

Unter Berücksichtigung des Abklingverhaltens der Turbulenz gemäß

$$Tu=\left(Tu_{inlet}^2\left[1+\frac{3\cdot\rho\cdot V\cdot x\cdot\beta\cdot Tu_{inlet}^2}{2\cdot\mu\cdot(\mu_t/\mu)}\right]^{\frac{\beta^*}{\beta}}\right)^{0,5}, \tag{3.2-7}$$

ist für den Fall hoher Turbulenz von 10% am Eintritt bei den gewählten Strömungsbedingungen eine mittlere Turbulenz von etwa 2% an der Vorderkante der Schaufeln zu erwarten, vgl. Abbildung 3.2-1, was verglichen mit der Zuströmturbulenz in einer realen Maschine gering ist.

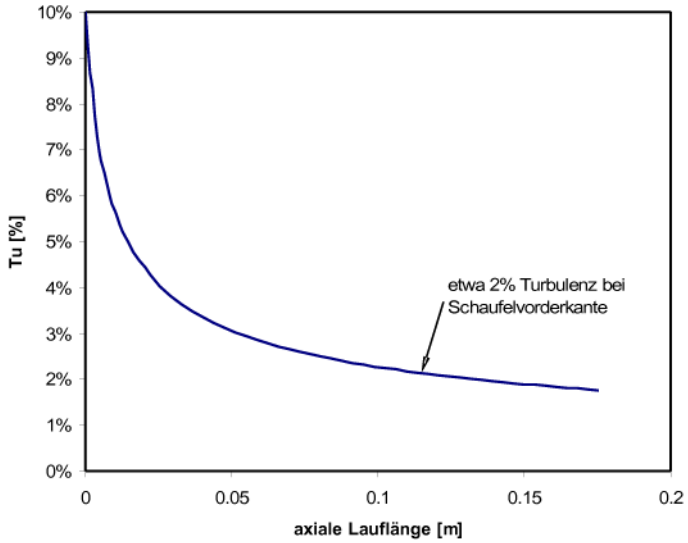


Abbildung 3.2-1: Abklingverhalten des Turbulenzgrades im Einlaufbereich.

Der Kurvenverlauf wird maßgeblich durch das Verhältnis von μ_t zu μ beeinflusst, ein größeres Verhältnis als 100 würde zu einem flacheren Abklingverhalten, also zu einer höheren Turbulenz an der Schaufel führen. *ANSYS* garantiert jedoch nicht, dass das verwendete Transitionsmodell in diesem Fall korrekte Ergebnisse liefert.

Der geringe an der Schaufel erreichbare Turbulenzgrad führt zu konvergenten Ergebnissen und ist deswegen für die vorliegenden Untersuchungen akzeptabel.

Die gerechnete Turbulenzverteilung für 0° Inzidenz ist im Mittelschnitt in Abbildung 3.2-2 dargestellt und bestätigt die Resultate der eindimensionalen Turbulenzbetrachtung, Abbildung 3.2-1.

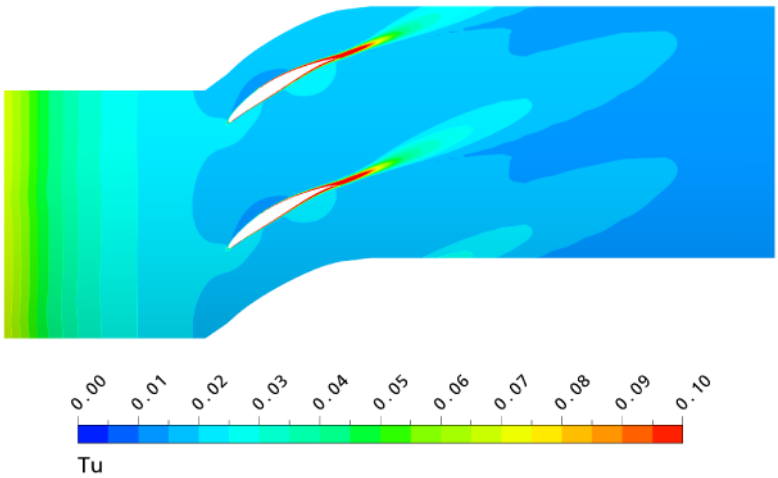


Abbildung 3.2-2: Turbulenzverteilung im Mittelschnitt.

Damit die Turbulenz- und Transitionsmodellierung zu realistischen Ergebnissen führt, müssen neben den allgemeinen Güterichtlinien zur Netzgenerierung zusätzliche Bedingungen für die Vernetzung von Wänden erfüllt werden. Diese gelten für den Wandabstand des ersten Knotens und die Expansionsrate des Netzes. Sie sind im folgenden Kapitel zusammengefasst. Die verwendeten Netze werden dort ebenfalls kurz vorgestellt.

3.3 Rechennetz

Für die oben generierten Schaufeln wird ein Rechennetz mit einem Einlaufblock von zweifacher und einem Austrittsblock von dreifacher Sehnenlänge mit Hilfe von *TurboGrid* erzeugt. In Abbildung 3.3-1 ist exemplarisch das Rechengebiet zusammen mit der Referenzschaufel dargestellt.

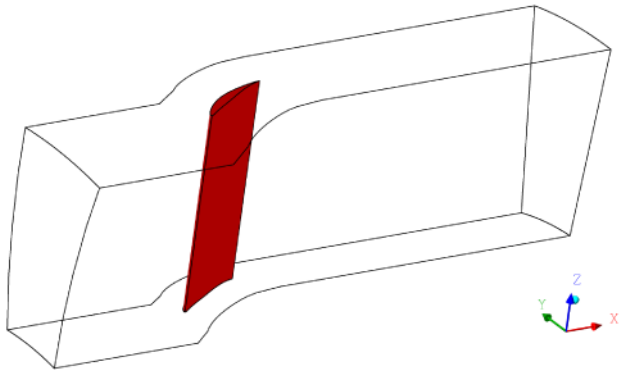


Abbildung 3.3-1: Rechendomain mit Schaufel.

Die zu erwartenden komplexen Strömungsvorgänge bedürfen einer angemessen feinen Netzauflösung im gesamten Strömungsgebiet. Die Modellierung der Strömung stellt besondere Anforderungen an das Netz in der Nähe der Wände, um das Grenzschichtverhalten richtig abzubilden. Dabei hängt eine erfolgreiche Simulation im Wesentlichen von der Vorgabe des dimensionslosen Wandabstandes des ersten Knotens y^+ und dem Expansionsverhältnis der Netzzellen orthogonal zur Wand ab. y^+ ist dabei als

$$y^+ = \frac{y}{\mu}\sqrt{\tau_W \cdot \rho} \tag{3.3-1}$$

definiert, worin y der Wandabstand des ersten Knotens und τ_W die Schubspannung an der Wand ist. Letztere ist Teil des Rechenergebnisses, so dass das Rechennetz an Hand erster Rechenresultate zum gewünschten y^+ hin anzupassen ist.

Die Anforderungen der Modelle an die Wandauflösung werden wie folgt erfüllt:

Rechnung mit Transitionsmodell:

- Dimensionsloser Wandabstand des ersten Knotens $y^+ \sim 1$
- Expansionsverhältnis 1,2

Rechnung mit SST-Turbulenzmodell:

- Dimensionsloser Wandabstand des ersten Knotens $y^+ \sim 1$
- Expansionsverhältnis 1,3

Durch eine J-Netz-Topologie kann eine unterschiedliche Knotenanzahl an Druck- und Saugseite verwirklicht werden. Damit wird es möglich, den Vorteil einer feinen Netzauflösung auf der Schaufelsaugseite zu nutzen, ohne dabei unnötig viele Knoten auf der Schaufeldruckseite anzuhäufen. Durch diese Knotenersparnis lässt sich wiederum die Gesamtauflösung verfeinern. Die J-Netz-Topologie gestattet eine eins-zu-eins-Verknüpfung der saug- und druckseitigen periodischen Domaingrenzen. In Abbildung 3.3-2 ist ein Auszug aus dem Netz für die Verwendung des γ-θ-Transitionsmodells im Mittelschnitt dargestellt.

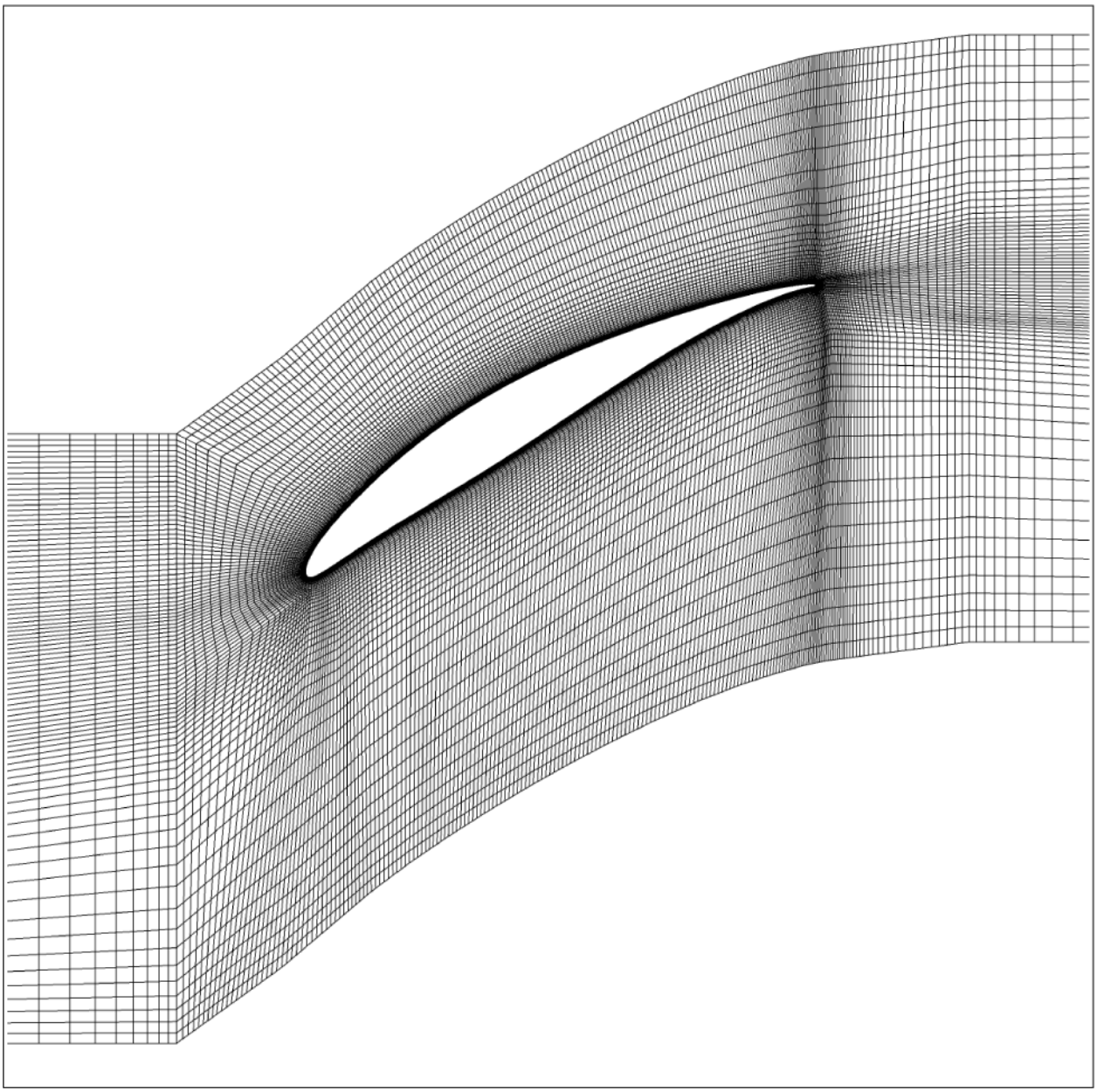


Abbildung 3.3-2: Netz für stationäre Simulation unter Verwendung des γ-θ-Transitionsmodells, Mittelschnitt.

Naben- und Gehäusewand sollen in dieser Arbeit als reibungsfrei angenommen werden. Der Einfluss der Tuberkel auf die Strömung kann somit isoliert von Sekundärströmungseffekten, die durch Kanalwandgrenzschichten hervorgerufen werden, untersucht werden.

In *TurboGrid* ist eine radiale Netzauflösung von bis zu 200 Knoten möglich, die für eine möglichst eckenfreie Abbildung der Tuberkel voll ausgeschöpft wird, vgl. Abbildung 3.3-3.

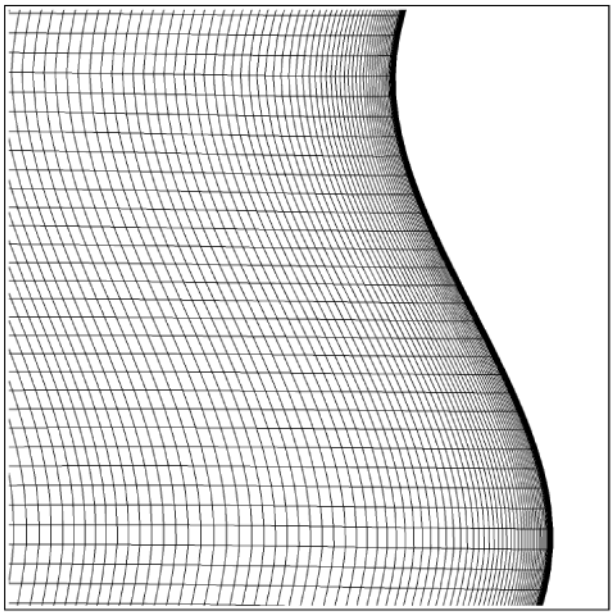


Abbildung 3.3-3: Vernetzte Tuberkel.

Abbildung 3.3-4 zeigt weitere ausgewählte Details des Rechennetzes, das nach den Anforderungen des γ-θ-Transitionsmodells angefertigt wurde und insgesamt 5,3 Mio. Zellen umfasst.

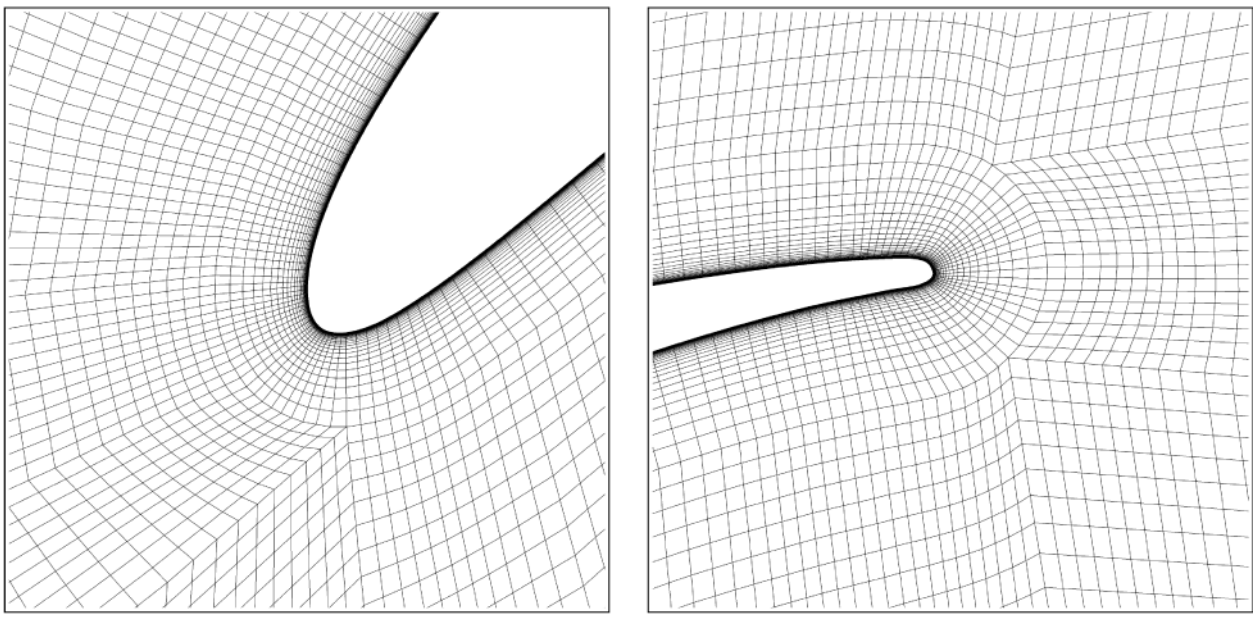


Abbildung 3.3-4: Vernetzte Schaufelvorderkante (links) und Schaufelhinterkante (rechts).

Dieses Netz für die stationären Rechnungen wird für die instationären Rechnungen auf 1,2 Mio. Zellen reduziert, indem das Expansionsverhältnis der Zellen an der Wand vergrößert, die Auflösung der Freiströmung leicht und die Auflösung des Nachlaufs stark verringert wird.

Beide Netze erfüllen die Herstelleranforderungen der jeweiligen Strömungsmodelle und bilden einen guten Kompromiss zwischen der makroskopischen Strömungsauflösung der entstehenden Wirbelsysteme und der verarbeitbaren Datenmenge. Die Ergebnis-Files sind bei den stationären Simulationen 3,8 Gigabyte groß, bei den instationären Rechnungen wird pro gespeichertem Zeitschritt ein Datensatz von 900 Megabyte erzeugt.

3.4 Problemlösung für hohe Inzidenzen

Inzidenzen von 3° und mehr erweisen sich bei den vorliegenden komplexen Schaufelgeometrien als nicht ohne Weiteres stationär berechenbar. Weder die Variation des Zeitschritts, der Relaxationsfaktoren, noch des Turbulenzmodells führen zu einer konvergenten und vor allem stabilen Lösung. Von den konvergierten Ergebnissen für -2° Inzidenz ausgehend, führt eine manuelle und damit sprunghafte Erhöhung der Inzidenz während der Rechnung ebenfalls zu Instabilität.

Aus diesem Grund wird für den Solver eine quasikontinuierliche gekoppelte Inzidenz- und Massenstromänderung über mehrere Zeitschritte t_{ramp} vorgesehen. Beispielhaft gilt für eine Anstellwinkelvergrößerung $\Delta\alpha$ um 5°:

$$\Delta\alpha = step(2\cdot citern - 2\cdot t_{ramp} + 1)\cdot 5° + step(2\cdot t_{ramp} - 2\cdot citern - 1)\cdot \frac{5°\cdot citern}{t_{ramp}}. \qquad (3.4\text{-}1)$$

Die *step*-Funktion ist eine Schaltfunktion, die folgende Werte annimmt:

- *step(arg)* = 0, für *arg* < 0,
- *step(arg)* = 0,5, für *arg* = 0 und
- *step(arg)* = 1, für *arg* > 0.

Sie gestattet damit die Realisation von diskontinuierlichen Funktionen.

Die Variable *citern* ist gleich dem „inneren Zeitschritt“, also der aktuellen Iterationsnummer. Sie startet zu jedem Rechenbeginn bei null, unabhängig von der Anzahl der zu einem früheren Zeitpunkt bereits gerechneten Zeitschritte.

Die frei wählbare Größe t_{ramp} ist diejenige Zahl Zeitschritte, während der die Winkeländerung durchgeführt werden soll. Für eine Inzidenzvergrößerung von -2° auf 3° haben sich 100 Zeitschritte als sinnvoll erwiesen; die gleiche Winkeländerung innerhalb von 50 Zeitschritten führt zu ähnlich instabilem Verhalten wie manuelles Eingreifen.

Die Gleichung (3.4-1) führt zu einer kontinuierlichen Vergrößerung von $\Delta\alpha$, bis *citern* so groß wie t_{ramp} ist. Ist das der Fall, wird der rechte Teil der Gleichung aus- und der linke Teil eingeblendet. Dieser liefert fortan den Wert 5° zurück.

Über die Gleichungen (3.1-10) und (3.1-11) werden damit für jeden Rechenschritt die jeweils neuen Richtungskomponenten der Eintrittsgeschwindigkeiten bestimmt. Da eine Vergrößerung der Inzidenz eine Reduzierung der Axialgeschwindigkeit und damit des Massenstroms bedeutet, muss auch dieser für jeden Zeitschritt nach Gleichung (3.1-9) neu bestimmt werden.

Mit diesem Verfahren lassen sich stationär konvergierte Ergebnisse auch für Inzidenzen bis 3° erzeugen. Eine weitere Vergrößerung des Eintrittsdralls führt jedoch auch hier zu Divergenz und Schwingung, vor allem bei den Tuberkelschaufeln. Da nun aber eine Resonanzanregung durch eine sprunghafte Änderung der Randbedingung ausgeschlossen werden kann, ist die Instabilität (Instationarität) in der der Strömung selbst zu suchen. Tatsächlich bilden sich durch die Nabenablösung ausgeprägte Rückströmgebiete auf den Schaufelsaugseiten, die durch ihre Gestalt das vergleichsweise schlechtere stationäre Konvergenzverhalten der Tuberkelschaufel erklären, wie Abbildung 3.4-1 vorwegnehmend zeigt (vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“). Während die glatte Referenzschaufel (rechts) eine homogene und vor allem zeitlich stabile Nabenablösung zeigt, ist der instationäre Ablösecharakter der Tuberkelschaufel (links) gut zu erkennen.

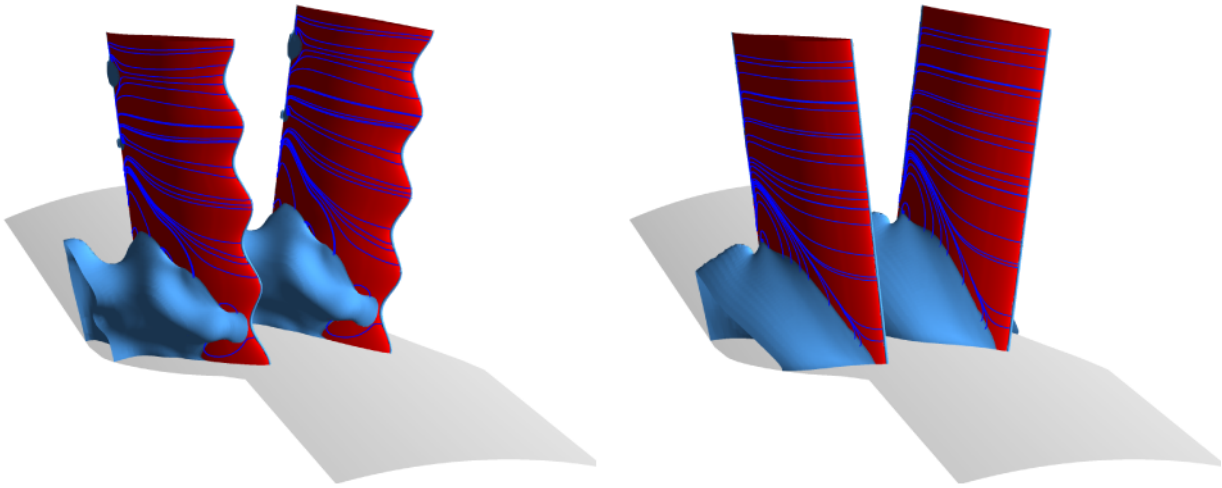


Abbildung 3.4-1: Isoflächen für Axialgeschwindigkeit 0m/s. Sie stellen damit die Rückströmgebiete dar. (bei 9° Inzidenz, instationär, 3T-Beschaufelung links und Referenzbeschaufelung rechts)

Aus diesem Grund werden alle weiteren Rechnungen mit höheren Inzidenzen instationär durchgeführt, wobei in Gleichung (3.4-1) die Funktion *citern*() durch das Komplement für instationäre Rechnungen *ctstep*() ersetzt wird:

$$\Delta\alpha = step(2\cdot ctstep - 2\cdot t_{ramp} + 1)\cdot 5° + step(2\cdot t_{ramp} - 2\cdot ctstep - 1)\cdot \frac{5°\cdot ctstep}{t_{ramp}}. \qquad (3.4\text{-}2)$$

3.5 Rechenverlauf

Für die stationären Rechnungen lassen sich unter Verwendung eines physikalischen Zeitschritts von 10^{-4}s mit etwa 700 Iterationen maximale Residuen kleiner 10^{-4} erreichen. Die mittleren Residuen sind besser 10^{-6}.

Ausgehend von der stationären Startlösung für 3° wird die Inzidenz in den instationären Rechnungen nach der oben beschriebenen Stellgleichung (3.4-2) um jeweils 2° auf 9° erhöht, so dass pro Schaufeldesign Datensätze für 5°, 7° und 9° erzeugt werden. Dabei wurden zunächst folgende Einstellungen verwendet, die jedoch nicht zu Konvergenz führten:

Tabelle 3.5-1: Inkonvergente Solvereinstellung für instationäre Rechnung.

Timestep	$5 \cdot 10^{-5}$s
Specified Blend Factor	0,75
Maximum Number of Coefficient Loops	5
Residual Target	10^{-5}
Residual Type	RMS

In Abbildung 3.5-1 ist exemplarisch für die 4T-Beschaufelung der Verlauf der maximalen Residuen der instationären Simulation bei 5° Inzidenz über dem Zeitschritt aufgetragen. Gut zu erkennen ist eine zunächst gutmütige Entwicklung ausgehend von der stationären Startlösung bei 3° Inzidenz (Zeitschritt 0) bis etwa Zeitschritt 500. Ab Zeitschritt 500 ist eine merkliche Verschlechterung im Residuenverlauf auszumachen, die in der nun einsetzenden instationären Strömungsentwicklung begründet ist: Eine Auswertung der Monitor-Points zeigt ein periodisches Schwingverhalten der Strömung, das später in Kapitel 4.1.2 „Datenmittlung“ genauer untersucht wird. Bis Zeitschritt 2000 wurden die Solvereinstellungen gemäß Tabelle 3.5-1 verwendet, mit denen keine Konvergenz zu erzielen ist, die maximalen Residuen liegen bei bei 10^{-1}.

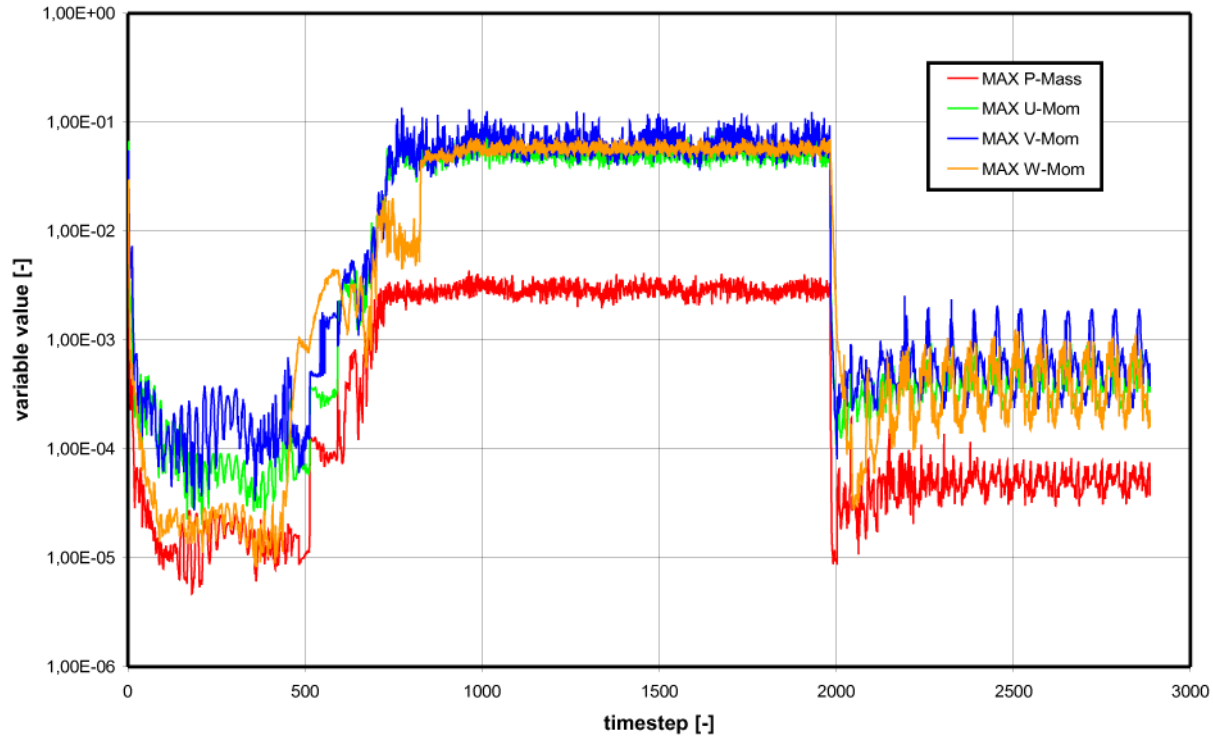


Abbildung 3.5-1: Verlauf der maximalen Residuen bei instationärer Rechnung für die 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.

Ab Zeitschritt 2000 wurden deswegen folgende Werte aus Tabelle 3.5-2 verwendet.

Tabelle 3.5-2: Konvergente Solvereinstellung für instationäre Rechnung.

Timestep	$2 \cdot 10^{-5}$s
Specified Blend Factor	0,75
Maximum Number of Coefficient Loops	6
Residual Target	10^{-3}
Residual Type	MAX

Mit diesen Einstellungen lassen sich gute Rechenergebnisse trotz schwingender Strömungsgrößen erzielen, die mittleren Residuen sind besser 10^{-5}.

Das Konvergenzverhalten der Referenz- und 3T-Beschaufelung ist deutlich gutmütiger. Es hat sich gezeigt, dass selbst bei der Wahl des Zeitschrittes zu $5 \cdot 10^{-5}$s Konvergenz erreicht wird, wenn ansonsten die Werte aus Tabelle 3.5-2 verwendet werden.

Es folgt eine kurze Zusammenfassung der Einstellungen für die Berechnungen. Als Randbedingungen wurde gemäß Kapitel 3.1 „Randbedingungen für das Verdichtergitter“ verwendet:

Eintritt:

- Totaldruck p_{t2} = 1,5bar
- Totaltemperatur T_{t2} = 307,35K
- Strömungskomponenten gemäß Tabelle 3.1-1
- Turbulenzgrad Tu = 10%, vgl. Kapitel 3.2 „Transitions- und Turbulenzmodellierung“.

Austritt:

- Flächengemittelter Massenstrom $\dot{m}$ gemäß Tabelle 3.1-1

Tabelle 3.5-3 gibt einen zusammenfassenden Überblick über die verwendeten Simulationsarten.

Tabelle 3.5-3: Übersicht über stationäre und instationäre Simulationen.

Inzidenz	Simulationsart	γ-θ-Transitionsmodell	Zeitschritt	MAX Residuen	RMS Residuen
-2°	stationär	ja	10^{-4}s	besser 10^{-4}	besser 10^{-6}
3°	stationär	ja	10^{-4}s	besser 10^{-4}	besser 10^{-6}
5°	instationär	nein	$2 \cdot 10^{-5}$s	besser 10^{-3}	besser 10^{-5}
7°	instationär	nein	$2 \cdot 10^{-5}$s	besser 10^{-3}	besser 10^{-5}
9°	instationär	nein	$2 \cdot 10^{-5}$s	besser 10^{-3}	besser 10^{-5}

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

Um einen guten Überblick über die Simulationsergebnisse zu gewinnen, beginnt die Auswertung mit der Analyse charakteristischer eindimensionaler Stufenkenngrößen. Sie werden aus Strömungsgrößen gebildet, die in den Auswerteebenen vor und hinter der Schaufel gemittelt werden.

Es folgt die Analyse der Nabenablösung, die als dominantes Strömungsphänomen wesentlich durch die Lage der Tuberkel beeinflusst wird.

Die Wirkungsweise der Tuberkel wird über die Analyse der umfangsgemittelten Strömungsgrößen über dem Radius geklärt, sowie ihr Einfluss auf die Profildruckverteilung beschrieben.

Das Kapitel schließt mit der phänomenologischen Beschreibung der durch die Tuberkel hervorgerufenen Sekundärströmung.

4.1 Eindimensionale Betrachtung

4.1.1 Auswerteebenen

In den vorliegenden Simulationen sollen die Positionen der Auswerteebenen an die Netzgrenzen der Schaufeldomain gebunden sein, da die eindimensionale Auswertung nicht im Post[13], sondern direkt im Solver[14] während der Simulation geschehen soll, vgl. Abbildung 4.1-1.

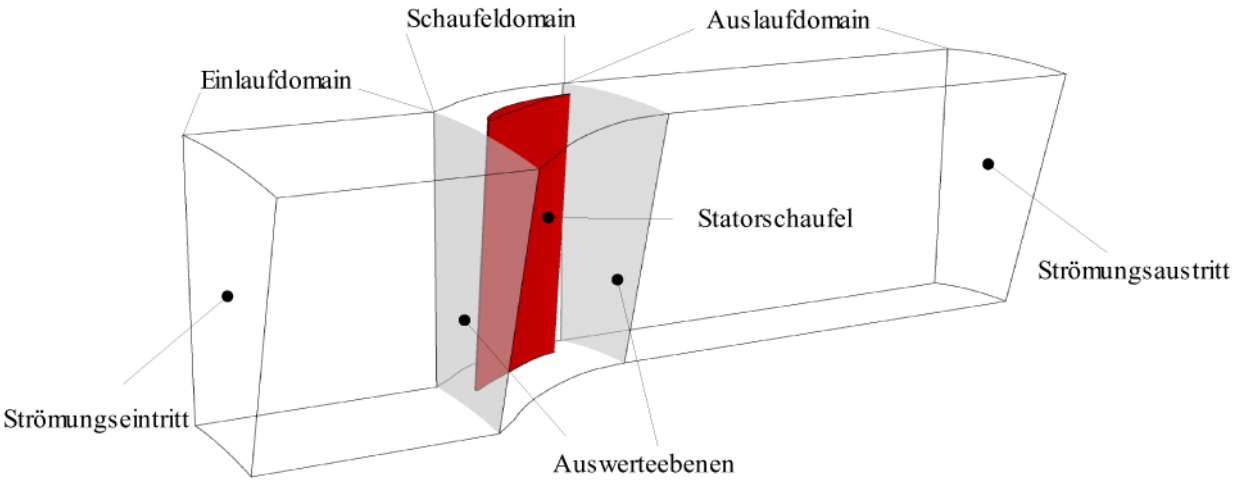


Abbildung 4.1-1: Lage der Auswertungsebenen 12mm vor und 15mm hinter der Schaufelreihe.

Der Solver bietet für ebene Domaingrenzen den gleichen Funktionsumfang wie das Post für eine beliebig gewählte Ebene. Der wesentliche Vorteil dieses Vorgehens liegt aber vor allem in der deutlich verbesserten Auswertbarkeit der instationären Rechnungen, da zu jedem instationären Rechenschritt die Berechnung der Kenngrößen in eben diesen Ebenen der Schaufeldomain erfol-

13 Programmteil von CFX, in dem normalerweise die Auswertung erfolgt.

14 Programmteil von CFX, in dem die Simulation durchgeführt wird.

gen kann. Damit steht zur anschließenden zeitlichen Mittlung der Kenngrößen eine repräsentative Datenmenge zu Verfügung, ohne den ressourcenaufwändigen Umweg über das Post machen zu müssen.

Die Positionen der Auswerteebenen werden damit für die Eintrittsebene auf 12mm vor der Schaufelvorderkante und für die Austrittsebene auf 15mm hinter der Schaufelhinterkante festgelegt; sie liegen also bei ~20% der Sehnenlänge.

4.1.2 Datenmittlung

Bei den instationären Rechnungen (vgl. Tabelle 3.5-3) ist eine Mittlung der Daten in den Auswerteebenen notwendig. Abbildung 4.1-2 zeigt beispielhaft für alle Strömungsgrößen einen Ausschnitt aus dem typischen Verlauf des zeitlich periodisch schwankenden Schaufelaustrittsdrucks für die 3T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.

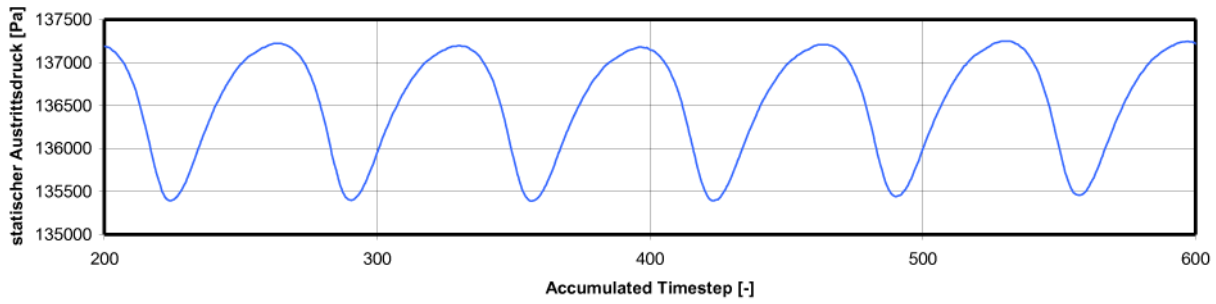


Abbildung 4.1-2: Periodisch schwankender instationärer Schaufelaustrittsdruck für die 3T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.

Sowohl Amplitude wie auch Schwingungsdauer sind in guter Näherung konstant. Es kann davon ausgegangen werden, dass die gefundene Strömungslösung stabil und von keiner niederfrequenten Schwingung überlagert ist. Andernfalls wäre ein Trend im Werteverlauf oder eine Schwebung zu erkennen.

Die dargestellte Rechnung wurde mit einem Zeitschritt von $5 \cdot 10^{-5}$s durchgeführt und führt zu einer Schwingungsfrequenz von 300Hz. Der annähernd harmonische Schwingungsverlauf zeigt, dass es sich hierbei um kein Geräusch, sondern um einen konkreten Ton im hörbaren Bereich handelt. Ist die Strömung einmal instationär, ist die Frequenz unabhängig von der Inzidenz.

Der Massenstrom durch den Stator schwankt in jedem Fall so wenig, dass der Unterschied zwischen einer arithmetischen und einer energetischen Mittlung stets kleiner 10^{-6} und damit vernachlässigbar ist. Eine zeitliche Mittlung ist also für eine allgemeine Strömungsgröße f in einem geeigneten Wertebereich durch

$$\overline{f} = \frac{\sum_{n} f}{n} \tag{4.1-1}$$

gewährleistet.

4.1.3 Kennzahlen

Folgende Kennzahlen werden verwendet:

das statische Druckverhältnis $\frac{\overline{p_3}}{\overline{p_2}}$ bzw. (4.1-2)

der allgemeine Druckbeiwert $c_p = \frac{p - \overline{p_2}}{\overline{q_2}}$ mit dem kinetischen Druck q, (4.1-3)

das Verzögerungsverhältnis $\frac{\overline{v_3}}{\overline{v_2}}$ (4.1-4)

und der Totaldruckverlustbeiwert $\omega = \frac{\overline{p_{t2}} - \overline{p_{t3}}}{\overline{q_2}}$. (4.1-5)

Aus den verschiedenen Möglichkeiten der Wirkungsgradbestimmung wird die Definition nach [32] verwendet, da sie die Entropieproduktion über der Stufe berücksichtigt. Die Definition gilt unter der Annahme, dass die statische Austrittstemperatur bei isentroper und realer Kompression näherungsweise konstant ist:

Verdichtungswirkungsgrad $\eta_c = 1 - \frac{\overline{T_3} \cdot (\overline{s_3} - \overline{s_2})}{\overline{h_3} - \overline{h_2}}$. (4.1-6)

4.1.4 Das *h,s*-Diagramm

Das *h,s*-Diagramm liefert eine umfassende und anschauliche Darstellung der Rechenergebnisse in einem einzigen Diagramm und ist damit besonders für den Einstieg in die Strömungsanalyse und Phänomenologie der drei Schaufeldesigns geeignet. Dabei ist die (statische) Enthalpie *h* ein Maß für die Energie des thermodynamischen Systems und lautet

$$h = u + p\,v \quad , \tag{4.1-7}$$

wobei die innere Energie *u* in Molekülbewegung und Atombindung gespeichert ist. Das Produkt aus statischem Druck *p* und spezifischem Volumen *v* wird Volumenarbeit genannt.

Die Entropie *s* ist ein Maß für die Unordnung eines thermodynamischen Systems. Der Begriff stammt von dem griechischen Wort *entropía* ab und bedeutet wörtlich übersetzt *Wendung* oder *Umwandlung* und wurde von Clausius für die Beschreibung von Kreisprozessen eingeführt. Sie ist für reversible (verlustfreie) Vorgänge als

$$ds = \frac{d\,Q_{rev}}{T} \tag{4.1-8}$$

definiert, wobei bei der absoluten Temperatur *T* die Wärmemenge Q_{rev} übertragen wird.

In einem realen (irreversiblen) Vorgang wird die Arbeit dW_{diss} dissipiert und es gilt:

$$ds = \frac{dQ}{T} + \frac{dW_{diss}}{T} \quad . \tag{4.1-9}$$

Da in der vorliegenden Arbeit adiabate Wände (Nabe, Gehäuse Schaufel) angenommen werden (vgl. Kapitel 3 „Strömungssimulation“), entfällt dQ an den Bilanzgrenzen des Rechengebietes (innerhalb wird dQ sehrwohl berücksichtigt!), so dass die Entropie damit ein Maß für die auftretenden Verluste ist.

Für eine beliebige Kontrollfläche lässt sich also nach einer räumlichen und zeitlichen Mittlung ein Wertepaar für Enthalpie und Entropie bilden und darstellen, das Auskunft über den reversiblen Energiegehalt und die irreversible Dissipation der Strömung gibt. Diese Auswertung erfolgt für den Stator in den oben beschriebenen Auswerteebenen (vgl. Abbildung 4.1-1) für die Ein- und Austrittszustände, Abbildung 4.1-3. Dabei hängt im *h*,*s*-Diagramm die Steigung der Verbindungslinie zwischen Ein- und Austritt nach Gleichung (4.1-6) direkt mit dem Verdichtungswirkungsgrad zusammen; je steiler sie verlaufen, desto besser ist er.

Zur besseren Anschaulichkeit sind auch die Isobaren gemäß

$$s - s_{ref} = c_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) \quad . \tag{4.1-10}$$

aufgetragen. Der divergente Verlauf der Isobaren im *h*,*s*-Diagramm ist im dargestellten Wertebereich nicht zu erkennen.

Im folgenden werden die Zustandspunkte im *h*,*s*-Diagramm genauer untersucht.

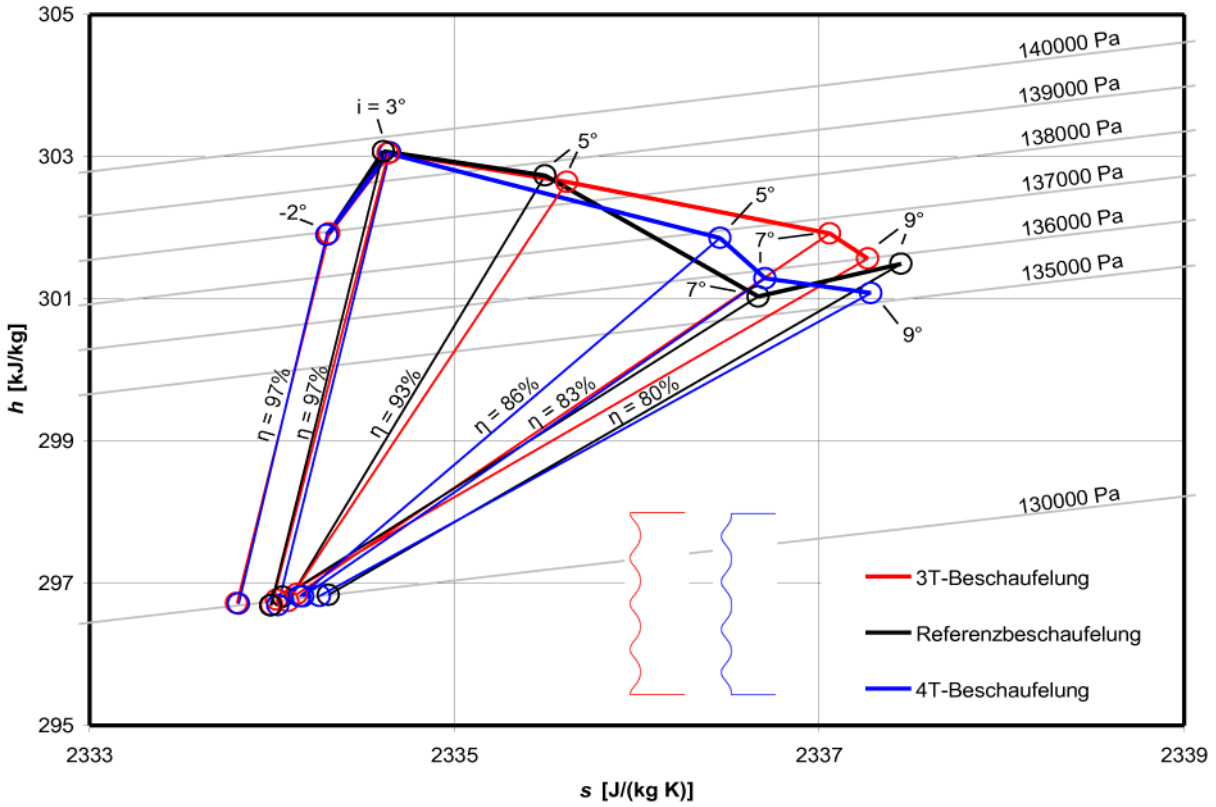


Abbildung 4.1-3: Das h,s-Diagramm der Schaufeldesigns in allen berechneten Betriebspunkten.

4.1.4.1 Strömungseintritt

Der Eintrittszustand ist eine Funktion des Anstellwinkels: Nimmt er zu, steigt die Entropie entlang der Isobaren 130.000Pa. Mit größer werdendem Winkel verlängert sich die effektive Einlaufstrecke zur Auswerteebene, so dass sich hier die steigende Dissipation der Einlaufturbulenz bemerkbar macht. Dieses Verhalten ist nicht konsequent für alle Rechnungen zu beobachten, da der Solver die Strömungsgrößen in gewissem Rahmen variiert und nicht präzise den Betriebspunkt trifft. Das ist bei der weiteren Auswertung des *h*,*s*-Diagramms zu berücksichtigen, weil sich eine Abweichung im Eintrittszustand zwangsläufig im Austrittszustand bemerkbar macht.

4.1.4.2 Strömungsaustritt

Die Austrittszustände bedürfen offenbar einer detaillierteren Betrachtung. Durch Verbinden der Austrittszustände in Abbildung 4.1-3 ergibt sich für jedes Schaufeldesign eine Kennlinie als Funktion des Anstellwinkels, das für kleine Inzidenzen von -2° bis +3° im Rahmen der Genauigkeit unabhängig vom Design quasi identisches und typisches Verhalten in Verdichtungsvermögen und Wirkungsgrad zeigt. Der kleine Abstand zwischen den Austrittspunkten für 3° ist in den leicht verschiedenen Eintrittszuständen begründet, vgl. vorangegangenes Kapitel. Die Strömung ist in allen Fällen stationär.

Erste signifikante Unterschiede sind für 5° Inzidenz auszumachen: Die Referenzbeschaufelung zeichnet sich sowohl durch besten Wirkungsgrad von 93% als auch durch höchstes Verdichtungsvermögen von 1,071 aus; leicht schlechter liegen die Werte der 3T-Beschaufelung mit einem Wirkungsgrad von 92% und einem Verdichtungsverhältnis von 1,069. Auffällig ist das Verhalten der 4T-Beschaufelung, das eine größere Ablösung vermuten lässt. Der Wirkungsgrad sinkt auf 86%, das Druckverhältnis auf 1,307. Tatsächlich ist diese Konfiguration stationär nicht mehr berechenbar, die Austrittsgrößen beginnen instationär periodisch zu schwingen, weswegen alle Rechnungen ab einschließlich 5° Inzidenz zur Vergleichbarkeit für alle drei Konfigurationen instationär durchgeführt werden mussten. Die Strömung der Referenz- und der 3T-Beschaufelung ist für Anströmung bis 5° weiter stationär.

Bezüglich der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist das Strömungsverhalten bei 7° Inzidenz von besonderer Bedeutung: Mit den gewählten Tuberkelmodifikationen ist es hier tatsächlich möglich, bei gleichzeitig höherem Wirkungsgrad von 83% für die 3T-Beschaufelung und 82% für die 4T-Beschaufelung ein höheres Druckverhältnis von 1,057 bzw. 1,053 als die Referenzbeschaufelung mit lediglich 1,050 bei einem Wirkungsgrad von 81% zu erzielen. Alle drei Konfigurationen weisen nun periodisch schwingende Austrittszustände auf, so dass bei allen von Ablösung auszugehen ist.

Das günstigste Verdichtungsverhalten weist die 3T-Beschaufelung auch bei 9° Inzidenz mit einem Druckverhältnis von 1,055 bei einer Güte von 80% auf. Interessanterweise steigt das Kompressionsvermögen der Referenzbeschaufelung bei ebenfalls 80% Wirkungsgrad auf 1,052 an. Insgesamt scheint sich hierbei eine Strömung ähnlicher Qualität einzustellen, die jedoch ein geringes Verzögerungsverhältnis besitzt. Die 4T-Beschaufelung schneidet mit einer Güte von 79% und einem Kompressionsverhältnis von 1,046 abermals schlechter ab. Alle charakteristischen Stufenkenngrößen sind für alle gerechneten Betriebspunkte im Anhang A8.2 „Quantitative Stufenkenngrößen“ zusammenfassend dargestellt.

4.2 Nabenablösung

Wesentlicher Verlustmechanismus scheint nach der 1D-Auswertung eine Ablösung zu sein, die sich je nach Beschaufelung zu unterschiedlichen Inzidenzen einstellt. Tatsächlich korreliert die Ausprägung der Nabenablösung auf der Schaufelsaugseite mit dieser gestellten These.

Bis 3° Anstellwinkel tritt bei keiner der untersuchten Beschaufelungen eine Nabenablösung auf, vgl. Abbildung 4.2-1. Hier lässt sich jedoch bereits ein Strömungsphänomen der Tuberkelmodifikationen an den Hinterkanten der Tuberkeltäler in Form einer lokalen Hinterkantenablösung beobachten, das in Kapitel 4.5 „Strömungsmechanische Besonderheiten“ genauer beschrieben wird. Festzuhalten ist jedoch an dieser Stelle, dass die Talschnitte offenbar höher als die Tuberkelschnitte belastet sind. Damit erfährt der generell hoch belastete Nabenschnitt bei der 4T-Beschaufelung eine zusätzliche Belastung durch die Lage des Tuberkeltals an der Seitenwand.

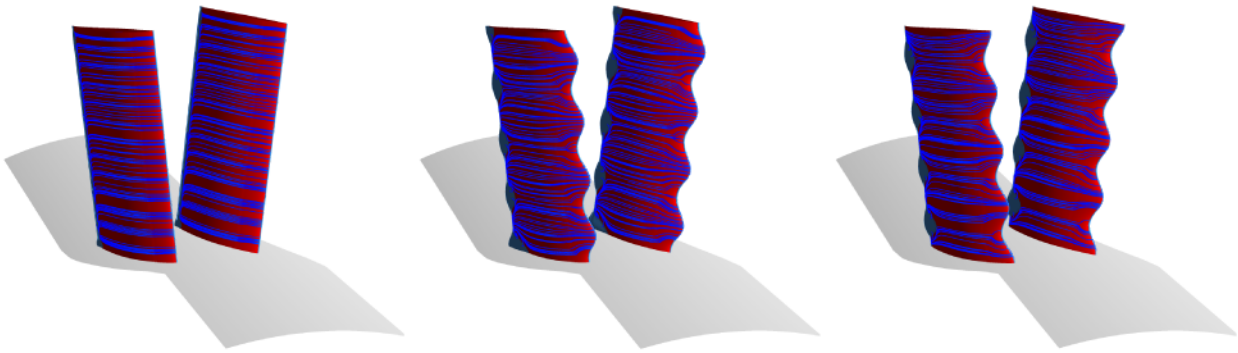


Abbildung 4.2-1: Rückströmgebiete, dargestellt durch Isoflächen für Axialgeschwindigkeit 0m/s für i = 3°. V. l. n. r.: Referenzschaufel, 4T-Schaufel, 3T-Schaufel.

Für 5° Inzidenz stellt sich in allen Konfigurationen eine Ablöseblase im Nabenbereich ein, die die Hauptursache für die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Verdichtungs- und Wirkungsgradeinbußen ist. Das Verhalten der Ablösung ist für die einzelnen Konfigurationen sehr unterschiedlich: Die Ablösung bei der Referenz- und die 3T-Beschaufelung ist stationär, d. h. sie verändert sich nicht und beeinflusst damit die Freiströmung nur mäßig, vgl. Abbildung 4.2-2.

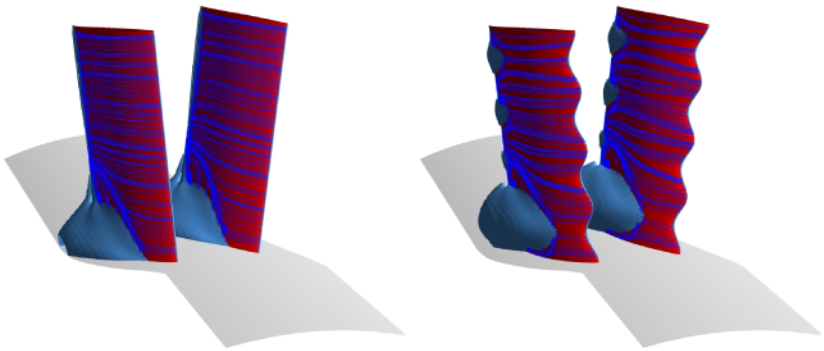


Abbildung 4.2-2: Strömungsablösung für i = 5° an der Referenzbeschaufelung (links) und der 3T-Beschaufelung (rechts).

Auffällig ist dabei, dass die Ablösung an der 3T-Schaufel weder bis zur Nabe reicht, noch an ihr beginnt, sondern zentrisch und symmetrisch im Talschnitt einsetzt. Es scheint also mit der vorliegenden Konfiguration die Entlastung des Nabenschnitts gelungen. Vorteilig scheint ebenfalls die im Vergleich geringe Kanalversperrung der Ablöseblase zu sein, gleichzeitig ist aber eine größere Fläche der Saugseite von der Ablösung betroffen. Zusammen mit den Hinterkantenablösungen in den weiteren Tälern ist der etwas schlechtere Wirkungsgrad erklärt.

Anders verhält sich die 4T-Beschaufelung. Hier bildet sich eine in den Austrittswerten periodisch schwingende Strömung, deren zeitlicher mittlerer Druckverlauf exemplarisch in Kapitel 4.1.2 „Datenmittlung“ in Abbildung 4.1-2 dargestellt wurde. Dieses Verhalten lässt sich mit dem instationären Verhalten der Nabenablösung erklären.

Um die 3D-Strömungsauswertung übersichtlich zu gestalten, wird jeweils für die repräsentativen Zeitpunkte minimalen und maximalen Austrittsdruckes ein vollständiges Ergebnisfile gespeichert und ausgewertet.

Gut zu erkennen ist in Abbildung 4.2-3 eine komplexe, periodisch veränderliche Struktur der Ablösung, die sich sowohl in Größe als auch in Form verändert. Links ist der Strömungszustand mit dem schlechtesten Kompressionsvermögen dargestellt. Die Ablösung ist im Vergleich zur rechten Darstellung für maximales Druckverhältnis im Bereich der Schaufel kleiner und bewirkt eine nur geringe Kanalversperrung. In der rechten Darstellung ist jedoch die Ausbildung eines großen Rückströmgebiets im vorderen Schaufelbereich zu erkennen, das nach hinten abschwimmt und zum Zeitpunkt der linken Darstellung die Auswerteebene durchdringt, vgl. auch Abbildung 4.2-4.

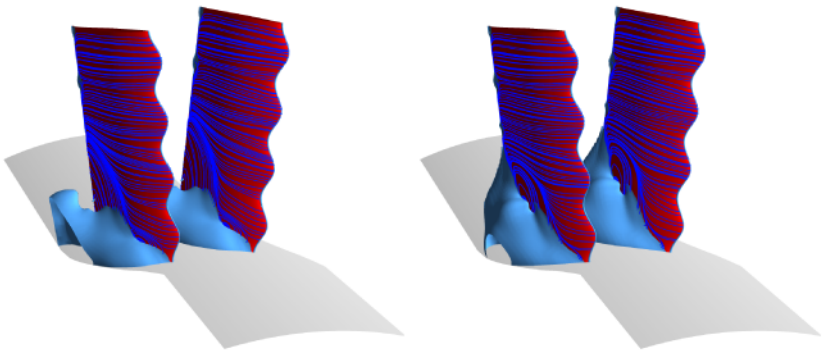


Abbildung 4.2-3: Strömungsablösung bei i = 5° an der 4T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).

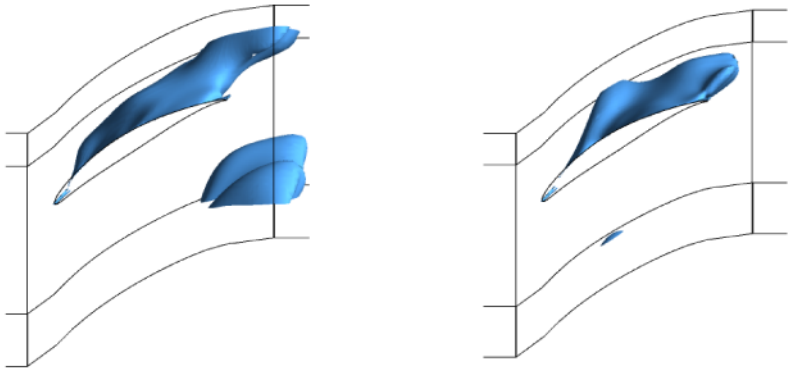


Abbildung 4.2-4: Blick von oben auf die Schaufel und Auswerteebenen: Die Länge des Rückströmgebietes an der Nabe schwingt periodisch. Die linke Abbildung zeigt sie für minimalen und die rechte für maximalen Druckgewinn in der Austrittsebene der 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz.

Das geringe Energieniveau innerhalb der Rückströmung bewirkt damit die über die Auswerteebene integral schlechtere Verdichtung zu diesem Zeitpunkt.

Anders als bei den Ablösungen der anderen beiden Beschaufelungen bei 5° Inzidenz löst die 4T-Beschaufelung im Nabenschnitt bereits unmittelbar hinter der Vorderkante ab, dafür fallen die Hinterkantenablösungen verglichen mit der 3T-Beschaufelung kleiner aus. Wie später gezeigt wird, wirkt sich eine instationäre Anregung der Strömung durch die Ablösung positiv auf das gesamte Ablöseverhalten aus.

Die Nabenablösung bleibt bei der Referenzbeschaufelung auch für 7° Inzidenz stationär, wie Abbildung 4.2-5 zeigt. Sie beginnt nun kurz hinter der Schaufelvorderkante, versperrt im Nabenbereich einen Großteil des Strömungskanals und erstreckt sich stromab in die Auswerteebene hinein, was die im *h,s*-Diagramm Abbildung 4.1-3 dargestellten hohen Verluste in diesem Betriebspunkt erklärt.

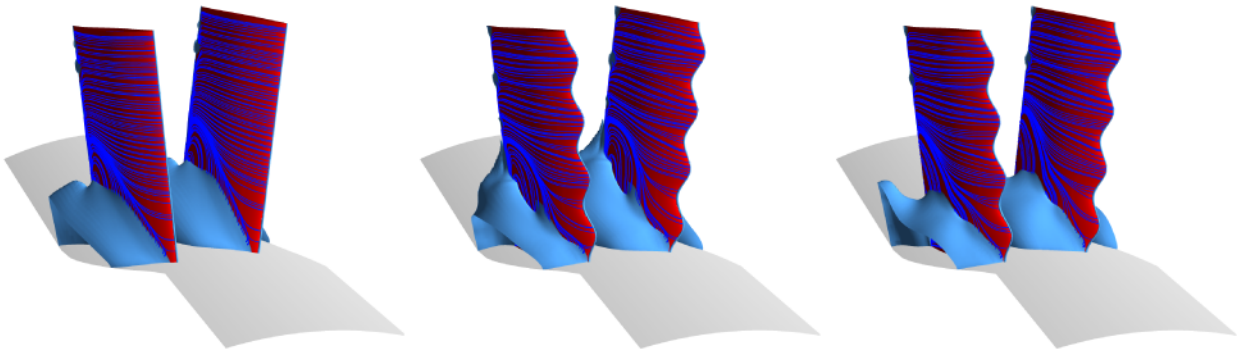


Abbildung 4.2-5: Strömungsablösung bei i = 7°. V. l. n. r.: Referenzbeschaufelung, 4T-Beschaufelung bei minimalem Austrittsdruck, 4T-Beschaufelung bei maximalem Austrittsdruck.

Beide Tuberkelbeschaufelungen weisen unter 7° Anströmung instationäres Ablöseverhalten auf, vgl. Abbildung 4.2-5 und Abbildung 4.2-6, wobei die Ablösestruktur der 3T-Beschaufelung tendenziell flacher und damit verlustärmer ist und ihr weiterhin gelingt, den Nabenschnitt zu stabilisieren.

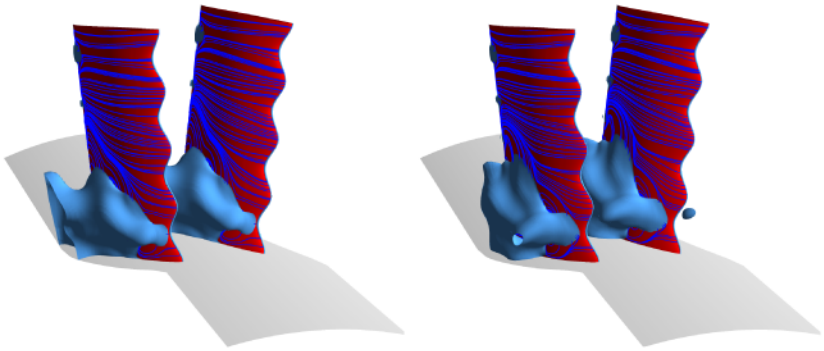


Abbildung 4.2-6: Strömungsablösung für i = 7° an der 3T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).

Unter 9° Inzidenz wird auch die Strömung der Referenzbeschaufelung instationär, Abbildung 4.2-7. Gut zu erkennen ist die deutliche Kanalversperrung im Vergleich zur 3T-Beschaufelung in Abbildung 4.2-8. Die Ablösung der 4T-Beschaufelung in Abbildung 4.2-9 ähnelt in ihrer Struktur der der Referenzbeschaufelung.

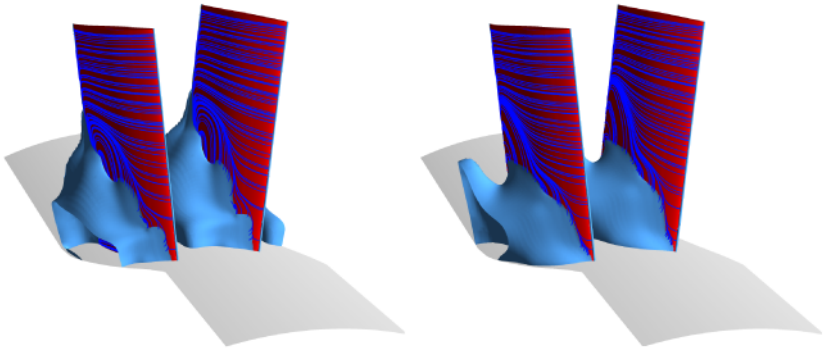


Abbildung 4.2-7: Strömungsablösung für i = 9° an der Refenzbeschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).

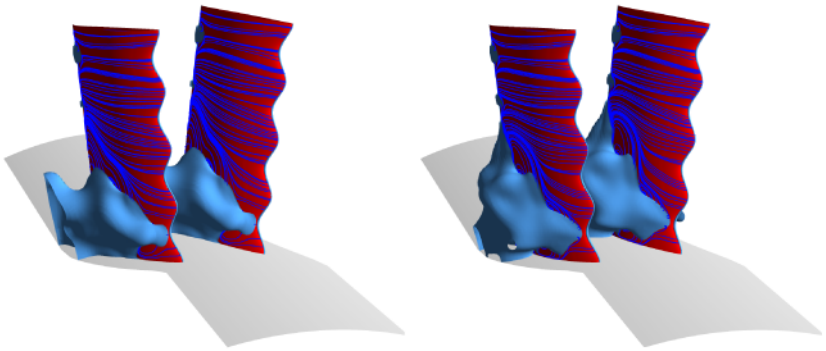


Abbildung 4.2-8: Strömungsablösung für i = 9° an der 3T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).

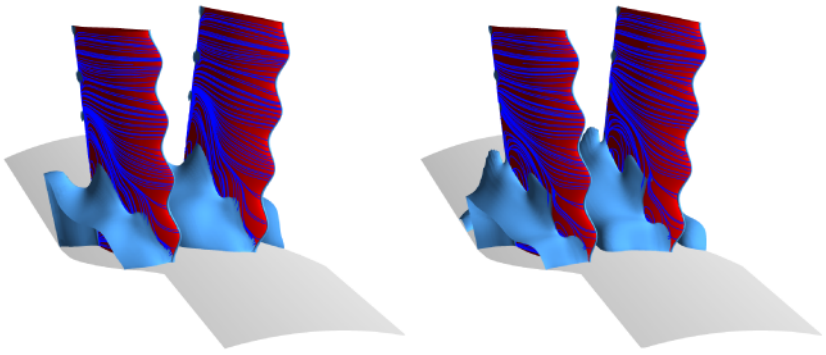


Abbildung 4.2-9: Strömungsablösung für i = 9° an der 4T-Beschaufelung bei minimalem (links), bei maximalem Austrittsdruck (rechts).

Auf weiterführende Auswertungen für 9° Inzidenz wird an dieser Stelle verzichtet, da die Phänomenologie der Tuberkelumströmung derjenigen bei 7° Inzidenz entspricht.

4.3 Radiale Verteilung ausgewählter Strömungsgrößen

Die vorangegangenen Kapitel 4.1 und 4.2 machen deutlich, dass die Tuberkel einen wesentlichen Einfluss auf die Entwicklung der Kanalströmung haben. Ein tieferer Einblick lässt sich durch die umfangsgemittelte Darstellung ausgewählter Strömungsgrößen über dem dimensionslosen Radius *span* gewinnen. Hierzu werden statische Drücke, Flächen- und Totaldrücke bzw. Geschwindigkeiten massenstromgemittelt, [33].

Als besonders interessant erscheint dabei die Untersuchung für die Inzidenzen von 3° und 7°: Für 3° Inzidenz liegen nämlich für alle Beschaufelungen stationäre Rechenergebnisse ohne instationäres Ablöseverhalten vor, so dass hieran ein übersichtlicher Eindruck der ungestörten Schaufelumströmung zu gewinnen ist. Die Anströmung unter 7° Inzidenz führt demgegenüber zu dem interessanten Fall, bei dem beide Tuberkelmodifikationen im Vergleich zur Referenzschaufel bei besserem Wirkungsgrad ein höheres Druckverhältnis liefern, vgl. Kapitel 4.1.4.2 „Strömungsaustritt“. Dies wird anschließend genauer untersucht.

4.3.1 Auswertung für 3° Inzidenz

Der Einfluss der Tuberkel auf den Totaldruckverlust ist in Abbildung 4.3-1 dargestellt. Wie bereits in der 1-D-Analyse festgestellt wurde, sind die mittleren Verluste der drei Beschaufelungen von ähnlicher Größe, was auch in der radialen Auftragung für die verschiedenen Konfigurationen zu erkennen ist.

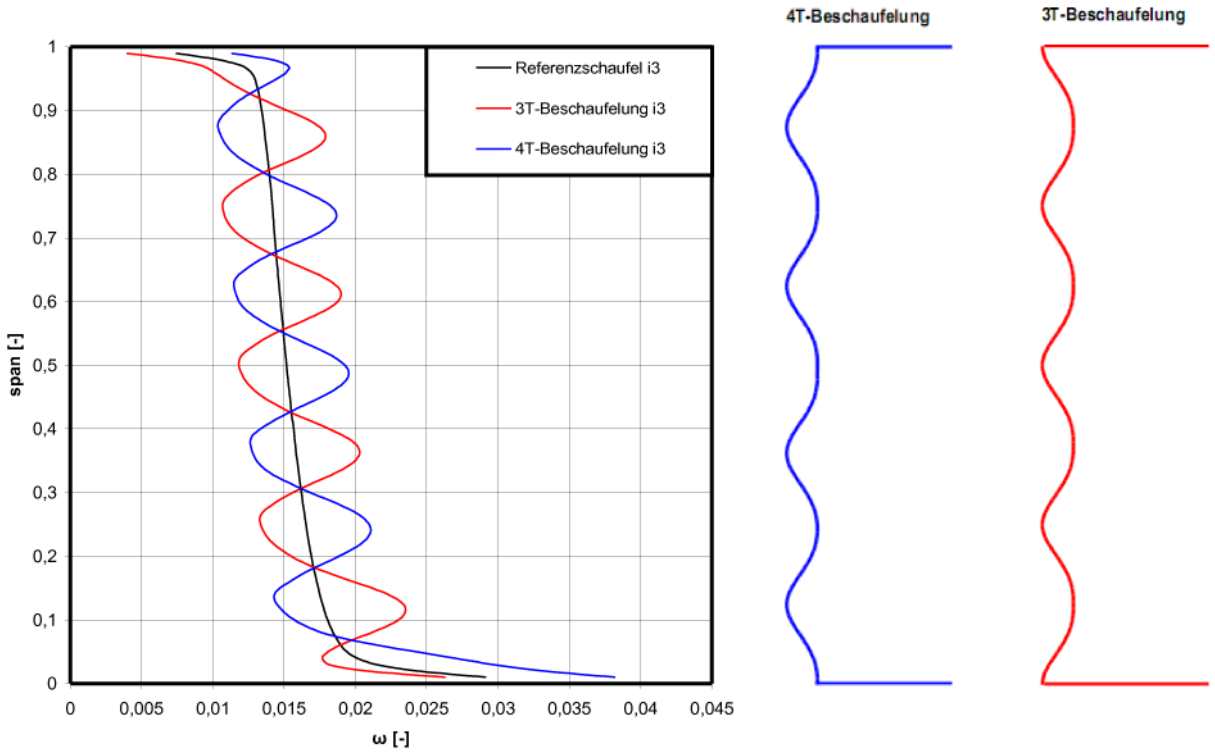


Abbildung 4.3-1: Dimensionsloser Totaldruckverlustbeiwert über dem dimensionslosen Radius; rechts die Vorderkantengeometrien der beiden Tuberkelschaufeln (auch nächste Diagramme).

Es existiert ein direkter Zusammenhang zwischen der Lage der Tuberkel und der Verteilung der Verluste: Diese werden unabhängig von der Tuberkelanordnung im Bereich der Täler größer im Vergleich zur Referenzschaufel und sinken im Bereich der Tuberkelspitzen um einen etwa gleichen Betrag unter das Niveau der Referenzschaufel.

Dieser Zusammenhang erklärt das unterschiedliche Ablöseverhalten im Nabenbereich zwischen 3T- und 4T-Berschaufelung, vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“. Ein ähnlicher Einfluss ist auch für die Strömung nahe dem Gehäuse auszumachen.

Korrelierend zu den Verlusten gestaltet sich die radiale Auflösung des Umlenkvermögens θ der unterschiedlichen Schaufeln in Abbildung 4.3-2.

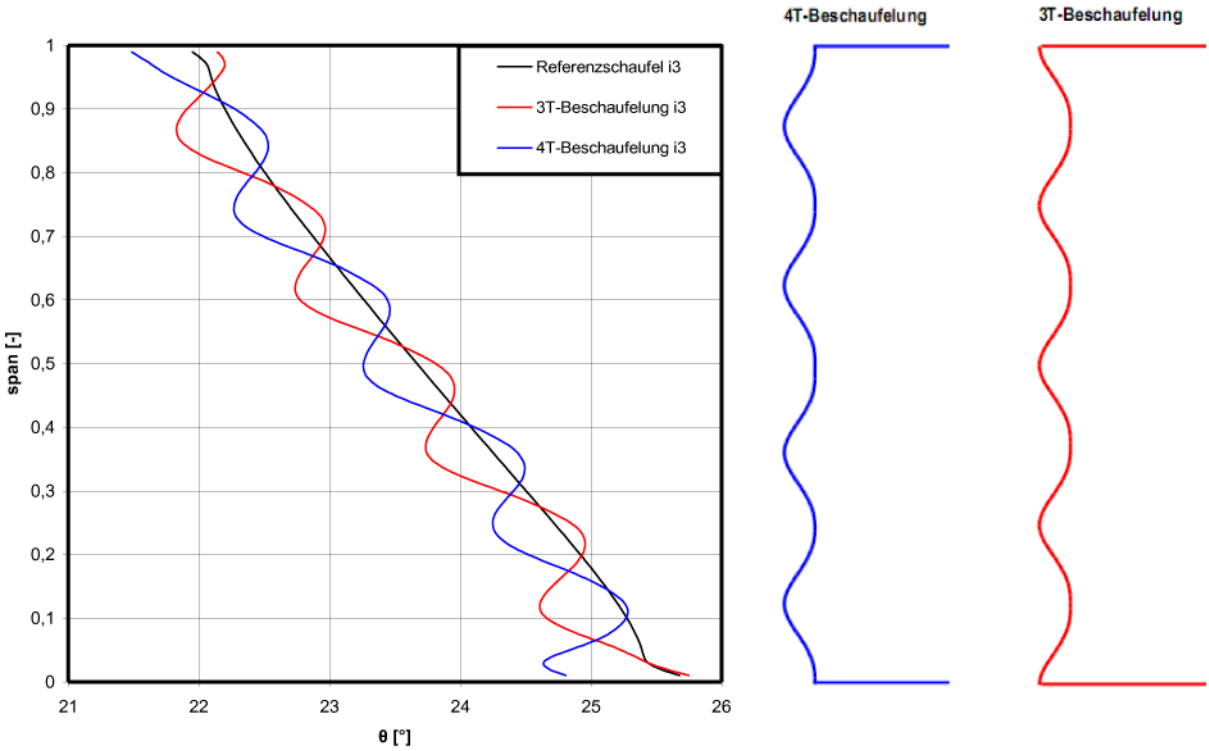


Abbildung 4.3-2: Umlenkvermögen über dem dimensionslosen Radius.

Beide Tuberkelmodifikationen werden von geringeren Umlenkungen im Bereich der Tuberkeltäler und größeren Umlenkungen im Bereich der Tuberkelspitzen mit einer gesamten Amplitude von etwa 0,7° überlagert und weisen im Mittel eine leicht geringere Umlenkleistung als die Referenzbeschaufelung auf.

In Abbildung 4.3-3 ist das Verzögerungsverhältnis über dem Radius aufgetragen.

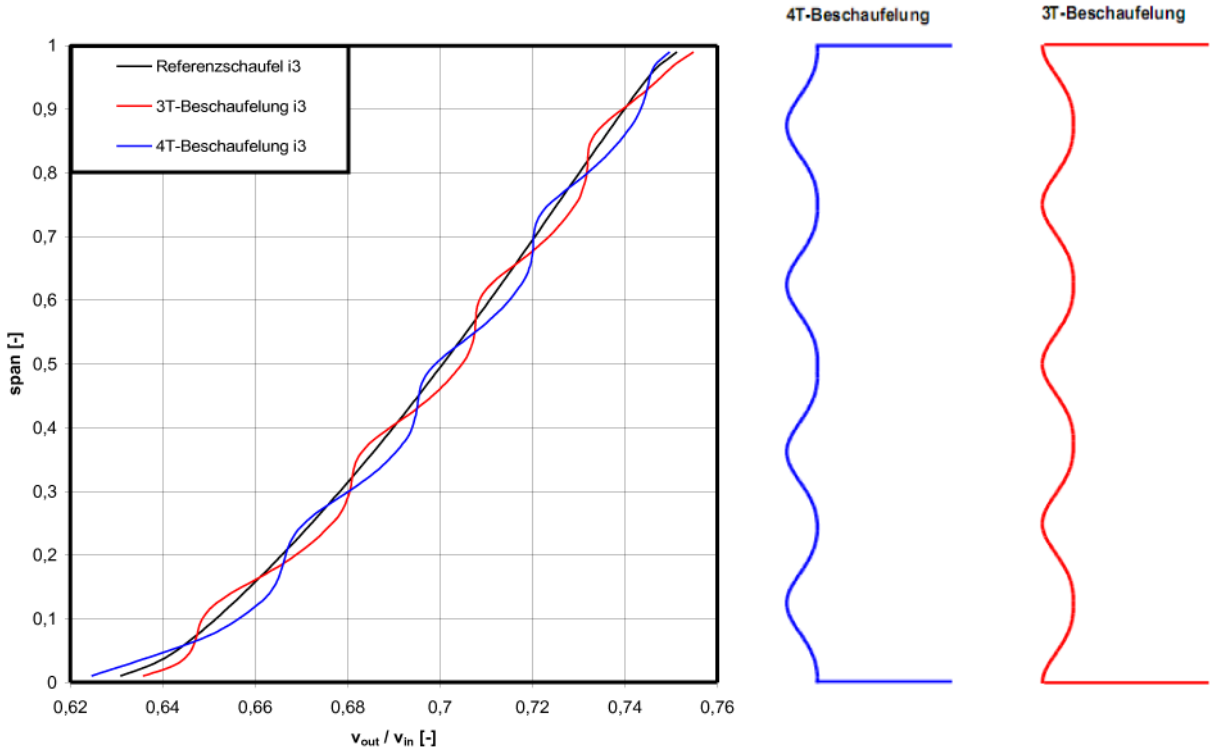


Abbildung 4.3-3: Verzögerungsverhältnis über dem dimensionslosen Radius.

Im Mittel verzögern die Gitter mit Tuberkelbeschaufelung unter 3° Inzidenz leicht weniger als die mit Referenzbeschaufelung. Lokal höhere Verzögerung wird im Bereich der Täler und geringere im Bereich der Tuberkelspitzen erzielt. Gebiete hoher Verzögerung sind identisch mit den Gebieten hoher Umlenkung und hoher Verluste. Im Nabenschnitt erreicht die 4T-Beschaufelung erwartungsgemäß die höchste Verzögerung,

Im Gegensatz zu den oben behandelten Strömungsgrößen liefert das in Abbildung 4.3-4 dargestellte Verdichtungsverhältnis keine wesentlichen Erkenntnisse. Wie in der 1-D-Auswertung ist auch hier ein minimal höherer Druckgewinn für die Referenzbeschaufelung zu beobachten, gefolgt von der 3T- und 4T-Beschaufelung.

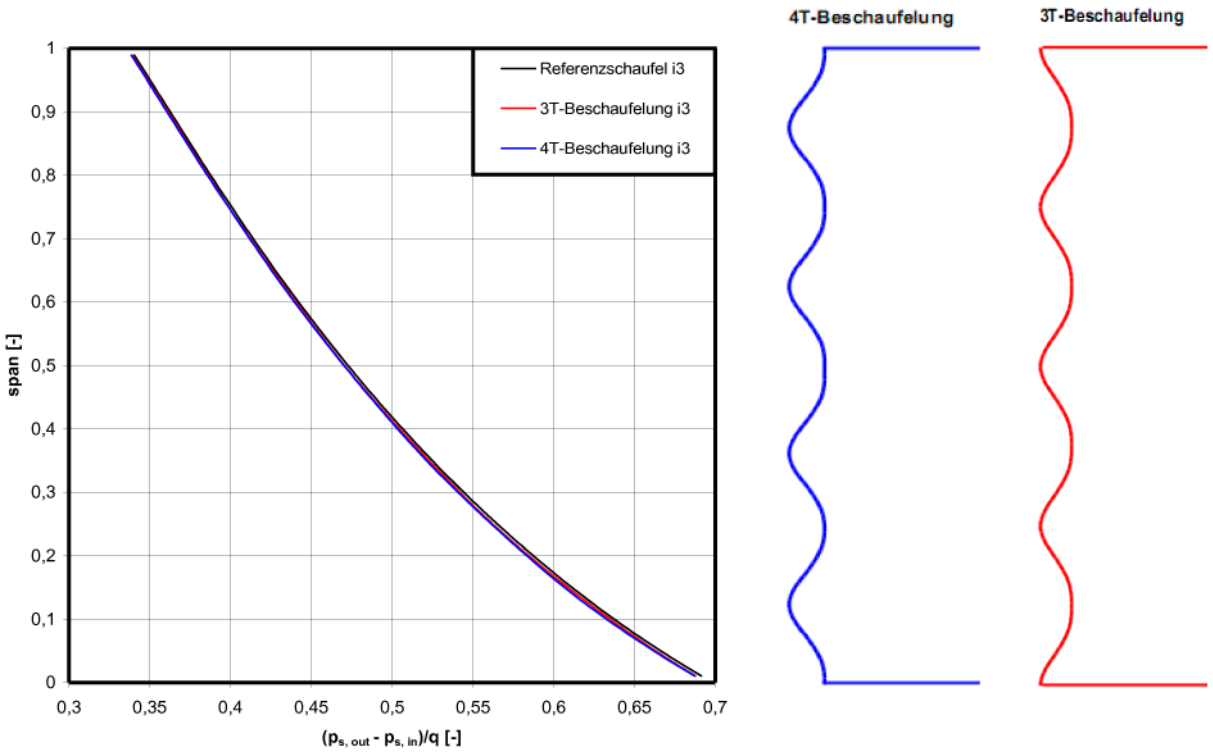


Abbildung 4.3-4: Verdichtungsvermögen über dem dimensionslosen Radius.

Ein Einfluss der Tuberkel auf die Druckverteilung ist nicht festzustellen. Die lokalen Unterschiede im Totaldruck (vgl. Abbildung 4.3-1) wirken sich bei 3° Inzidenz somit lediglich auf die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeiten (vgl. Abbildung 4.3-3) aus. Eine nachfolgende Laufschaufelreihe „sieht“ somit bei den hier untersuchten Strömungsbedingungen eine in sich stationäre Zuströmung mit homogener radialer statischer Druckverteilung und einer inhomogenen radialen Totaldruck- und Geschwindigkeitsverteilung.

4.3.2 Auswertung für 7° Inzidenz

Der Auswertung für 7° Inzidenz sei vorausgeschickt, dass beide Gitter mit Tuberkelbeschaufelung instationäres Betriebsverhalten aufweisen. Diesem wurde in der 1-D-Auswertung durch eine zeitliche Mittlung der Ergebnisse Rechnung getragen, was aber wegen des hohen Datenaufkommens im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr für die mehrdimensionale Auswertung umsetzbar ist. Wie in Kapitel 4.2 „Nabenablösung“ bereits beschrieben, werden deswegen exemplarisch die Strömungsverhältnisse für minimalen (im Folgenden gestrichelt dargestellt) und maximalen (im Folgenden durchgezogen dargestellt) mittleren statischen Austrittsdruck behandelt. Der korrekte Mittelwert liegt nicht genauer definiert dazwischen, kann aber auf Grund des nahezu harmoni-

schen zeitlichen Verlaufs der Strömungsgrößen (vgl. Abbildung 4.1-2) in erster Näherung in der arithmetischen Mitte zwischen beiden dargestellten Datensätzen angenommen werden.

Der zeitliche Verlauf von Austrittsdruck und Austrittsentropie zeigt ein genau gegenphasiges Verhalten, so dass maximaler Druck bei minimalen Verlusten und umgekehrt erzielt wird. Somit ist bei der vorliegenden Wahl der Resultfiles ebenfalls eine Aussage über das Verlustverhalten möglich.

Der Einfluss der Tuberkel auf den Totaldruckverlust ist für 7° Inzidenz in Abbildung 4.3-5 dargestellt. Im Vergleich zur 3° Inzidenz ist der Werteverlauf deutlich komplexer.

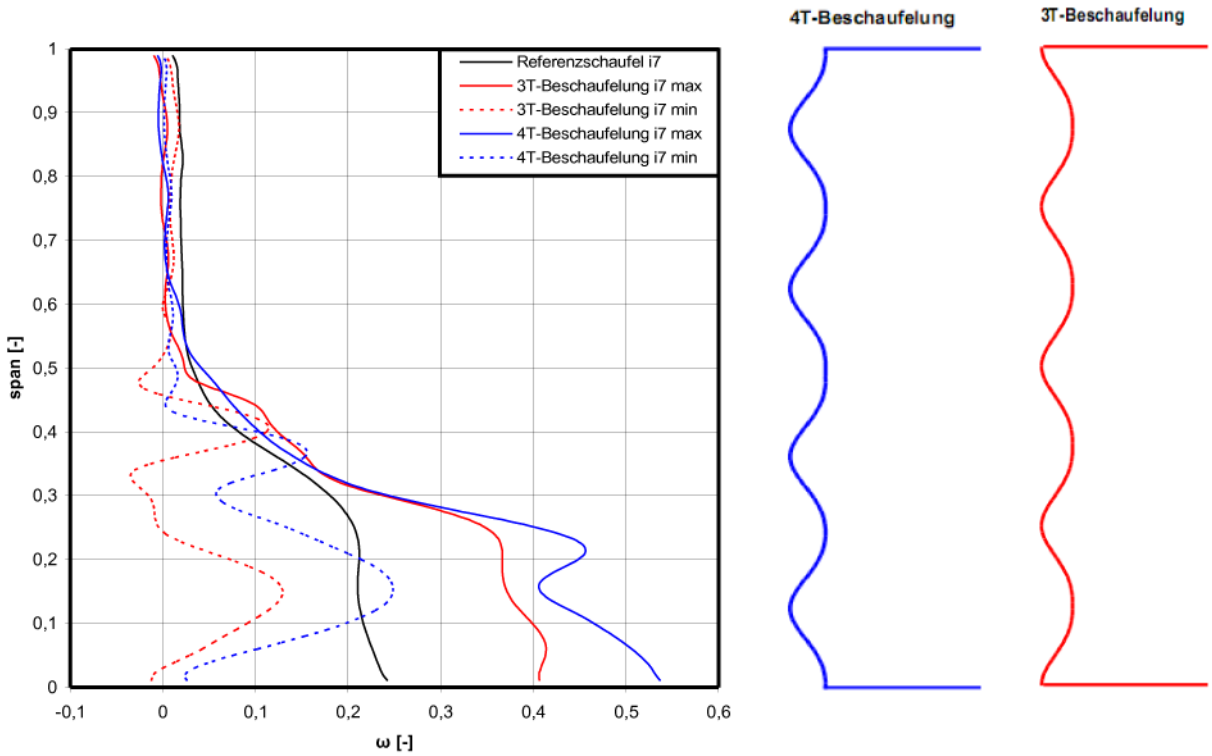


Abbildung 4.3-5: Dimensionsloser Totaldruckverlustbeiwert über dem dimensionslosen Radius.

Die Strömung wird durch die ausgeprägte Nabenablösung wesentlich beeinflusst, wobei die Verlustwerte der Tuberkelbeschaufelungen durch große Amplituden von bis zu 50% gekennzeichnet sind. Das Verlustniveau der 3T-Beschaufelung liegt dabei innerhalb der Ablösung im Mittel niedriger als das der Referenzbeschaufelung, was dem guten Gesamtwirkungsgrad in diesem Betriebspunkt entspricht. Das Verlustniveau der 4T-Beschaufelung liegt innerhalb der Ablösung erwartungsgemäß über dem der Referenzbeschaufelung. Die Auswertung der Massenstromverteilung in diesem Betriebspunkt zeigt, dass im Gebiet der Nabenablösung zwischen Nabe und 40% Kanalhöhe lediglich 20% des Massenstroms durchgesetzt werden, so dass die Verluste innerhalb der Ablösung einen wesentlich geringeren Einfluss auf den Wirkungsgrad haben, als nach Abbildung 4.3-5 zu vermuten wäre.

Hingegen passieren 80% des Massenstroms oberhalb einer relativen Kanalhöhe von 40%, wo beide Tuberkelmodifikationen deutlich geringere Verluste als die Referenzbeschaufelung aufweisen. Definitionsbedingt kann der Verlustbeiwert lokal negativ werden. Auffällig ist, dass sich ab etwa 60% Kanalhöhe die relative Lage zwischen den Verlustwerten bei maximalem Austrittsdruck mit denen bei minimalem Austrittsdruck vertauscht. Dies ist ein Hinweis dafür, dass dieser Bereich infolge der Kanalversperrung durch die Ablösung eine Totaldruckanhebung erfährt. Die radiale Verteilung der Verluste in diesem Bereich zwischen 60 und 100% Kanalhöhe entspricht den Erkenntnissen für 3° Inzidenz, vgl. Kapitel 4.3.1 „Auswertung für 3° Inzidenz“.

Korrelierend zu den Verlusten gestaltet sich auch für 7° Inzidenz die radiale Auflösung des Umlenkvermögens θ der unterschiedlichen Schaufeln in Abbildung 4.3-6.

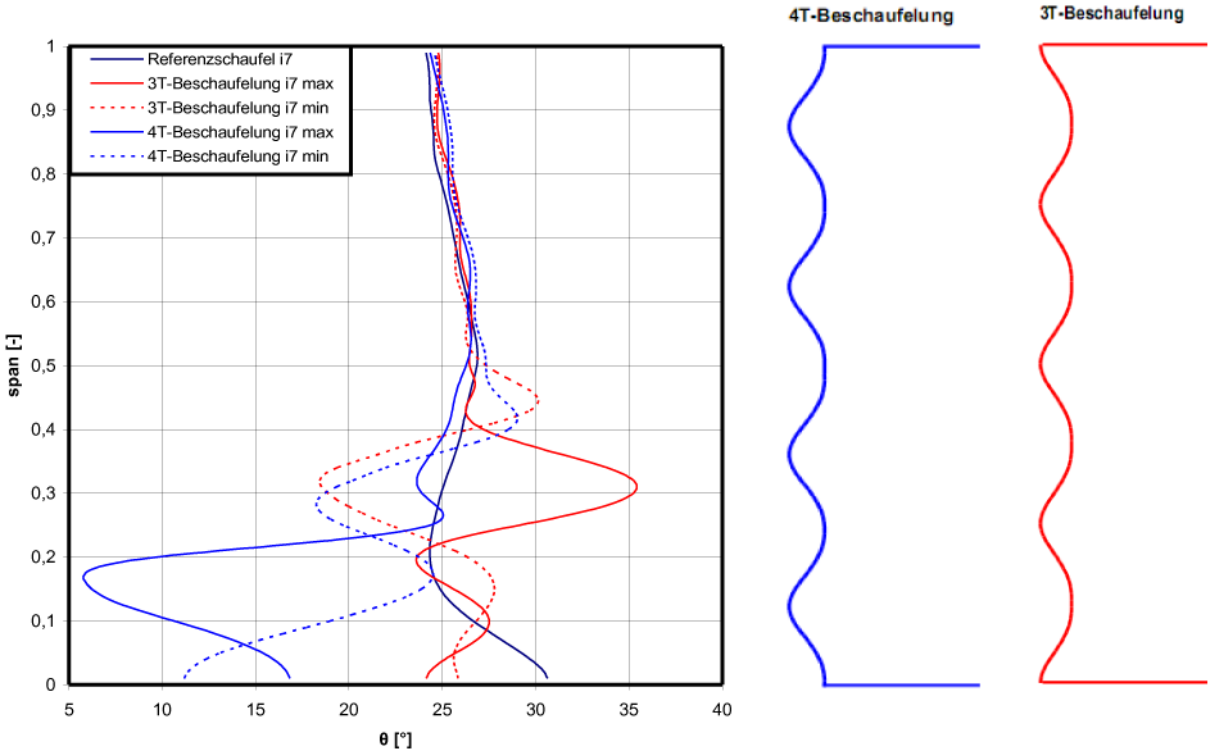


Abbildung 4.3-6: Umlenkvermögen über dem dimensionslosen Radius.

Bis 40% Kanalhöhe fällt die schwache Umlenkleistung der 4T-Beschaufelung durch deutlich niedrigeres Niveau und große Amplitude von 18° bei 18% Kanalhöhe auf, die durch die ausgebildete Ablösung hervorgerufen wird. Die Abströmung der 3T-Beschaufelung oszilliert bei 32% Kanalhöhe um 17° und entspricht mit ihrem mittleren Umlenkungsniveau mindestens dem der Referenzbeschaufelung, bei 45% Kanalhöhe leistet sie sogar 2° mehr. Da sowohl Maximum als auch Minimum der lokalen Schwankungen der Umlenkung auf derselben Kanalhöhe liegen, ist davon auszugehen, dass dort periodisch Wirbelballen abschwimmen, auf deren Mechanismus in Kapitel 4.5 „Strömungsmechanische Besonderheiten“ genauer eingegangen wird.

Oberhalb von 50% Kanalhöhe zeichnen sich beide Tuberkelmodifikationen durch höhere Umlenkung verglichen mit der Referenzbeschaufelung aus. Unter 7° Inzidenz ist die Umlenkung in den Tälern geringer als im Bereich der Tuberkelspitzen, was bereits für 3° Inzidenz festgestellt wurde.

In Abbildung 4.3-7 ist das Verzögerungsverhältnis über dem Radius aufgetragen.

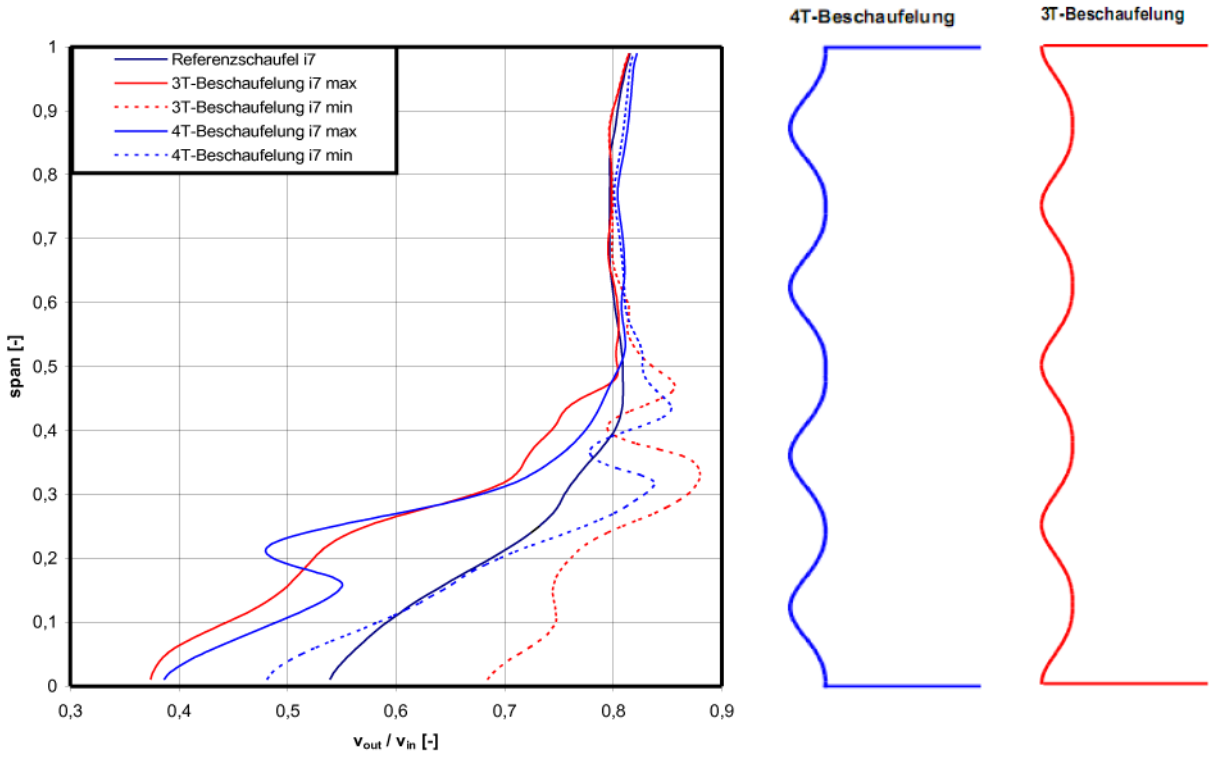


Abbildung 4.3-7: Verzögerungsverhältnis über dem dimensionslosen Radius.

Gut zu erkennen ist das geringe Verzögerungsverhältnis der 4T-Beschaufelung im Bereich der Nabenablösung. Der Kurvenverlauf deckt sich mit dem Verlauf des Totaldruckverlustes in Abbildung 4.3-5, wobei ein hohes Verzögerungsverhältnis durch hohe Verluste erkauft wird. Ein Vergleich zwischen Referenz- und 3T-Beschaufelung ist auf der vorliegenden Datenbasis (Datensatz für minimalen und maximalen Austrittsdruck) nicht weiter ausführbar, sie verzögern hier im Mittel ungefähr gleich stark.

Auch in der Freiströmung oberhalb von 50% Kanalhöhe verhalten sich Referenz- und 3T-Beschaufelung ähnlich und verzögern um etwa 0,8. Leicht weniger leistet hier die 4T-Beschaufelung.

In Abbildung 4.3-8 ist das Verdichtungsvermögen dargestellt.

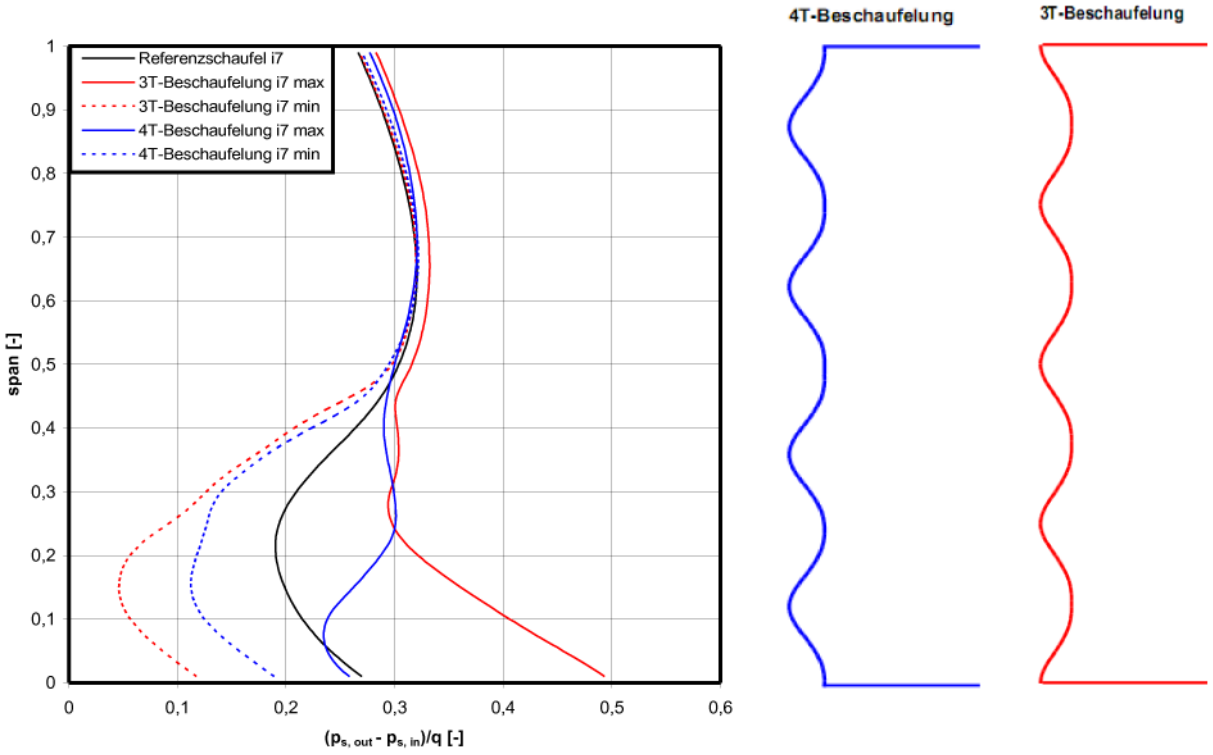


Abbildung 4.3-8: Verdichtungsvermögen über dem dimensionslosen Radius.

Im Bereich der Nabenablösung ist ein deutlicher Einfluss der Instationarität auf den Druckrückgewinn auszumachen, wobei der mittlere Verlauf des Druckgewinns, der von der 3T-Modifikation erreicht wird, dem der Referenzbeschaufelung ähnelt. Die 4T-Beschaufelung zeichnet sich durch geringere Druckschwankungen aus, verdichtet jedoch unterhalb 20% Kanalhöhe am wenigsten. Die Begründung für dieses Verhalten liefert das mit Abstand geringste Umlenkvermögen in diesem Bereich, vgl. Abbildung 4.3-6. Das gute Verzögerungsverhältnis dieser Beschaufelung (vgl. Abbildung 4.3-7) wird durch hohe Verluste erkauft (vgl. Abbildung 4.3-5) und steht nicht weiter für die Kompression des Fluids zur Verfügung.

Während die mittleren Verluste unterhalb 25% Kanalhöhe unabhängig von ihrem Niveau in etwa konstant bleiben (vgl. Abbildung 4.3-5), sinkt das Verzögerungsverhältnis zur Nabe hin kontinuierlich ab (vgl. Abbildung 4.3-7), womit ein Zuwachs im mittleren Druckaufbau ab etwa 20% Kanalhöhe bis hin zur Nabe verbunden ist. Das Druckminimum bei 20% Kanalhöhe korreliert mit dem Minimum in der Strömungsumlenkung, das ebenfalls bei etwa 20% Kanalhöhe liegt, vgl. Abbildung 4.3-6.

Oberhalb der Nabenablösung weisen alle Beschaufelungen in Abbildung 4.3-8 ein sehr ähnliches Kompressionsverhalten auf, das lediglich in Abhängigkeit des Ablösezustands leicht schwankt. Beide Tuberkelmodifikationen erreichen hier ein höheres Druckverhältnis als die Referenzbeschaufelung.

Zusammenfassend liegt der statische Druckgewinn für 7° Inzidenz bei der Verwendung der Tuberkelschaufeln höher, wie bereits die 1D-Auswertung in Kapitel 4.1.4 „Das h,s-Diagramm“ gezeigt hat, wobei die 3T-Beschaufelung über dem gesamten Radius am leistungsfähigsten ist. Nachteilig ist jedoch ihr ausgeprägt instationär oszillierender Austrittsdruck im Bereich der Nabenablösung.

4.4 Schaufelkräfte

Um dem Verständnis der Wirkungsweise der Tuberkel näherzukommen und eine Vorstellung davon zu gewinnen, wodurch die beobachteten Phänomene begründet werden, wird nun auf die Schaufelkräfte und ihre Komponenten in Axial- und Umfangsrichtung (F, F_{ax}, F_{circ}) eingegangen. Für die beiden ausgewählten Betriebspunkte 3° und 7° Inzidenz werden die Kräfte über kleine Schaufelscheibchen mit einer Höhe von 0,01*span* integriert.

Auch in diesem Kapitel beginnt die Auswertung für 3° Inzidenz, um unter stationären Strömungsverhältnissen ohne Ablösung einen Überblick zu gewinnen. Es wird für die Kraftkomponenten die Vorzeichenkonvention positiv entlang der Koordinatenachsen getroffen, Abbildung 4.4-1.

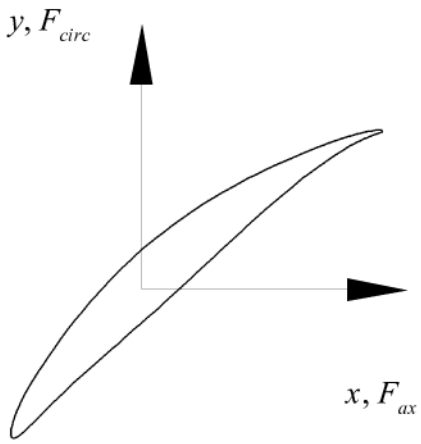


Abbildung 4.4-1: Schaufelkräfte sind entlang der Koordinatenachsen positiv definiert.

Die über dem Radius aufgetragenen Schaufelkräfte leisten eine unmittelbare Aussage über die absolute und relative Belastung aller Profilschnitte und insbesondere über die Belastungsumverteilung zwischen Berg- und Talschnitten. Der radiale Verlauf der Gesamtkraft ist in Abbildung 4.4-2 dargestellt.

Die Gesamtkraft wird für beide Tuberkelmodifikationen im Bereich der Tuberkel maximal und in den Tälern minimal, wobei ihr mittleres Niveau erwartungsgemäß unter dem der Referenzbeschaufelung liegt. Dabei erzielt die 3T-Beschaufelung besonders unterhalb 50% Kanalhöhe die größten lokalen Kräfte. Insgesamt sind die Kräfte zur Nabe hin größer, was zu einer größeren Umlenkung führt (vgl. Abbildung 4.3-2).

Auffällig ist eine ausgeprägte „Beule“ in der Kraftverteilung über den Tuberkelspitzen, deren Minimum exakt mit den geometrischen Schaufelspitzen zusammenfällt. Dieses Phänomen tritt unabhängig von der zu integrierenden Scheibchendicke und der Art der Kraftbestimmung auf. Da entlang der Schaufel in Strömungsrichtung von einer Massenstromumverteilung auszugehen ist, wird der Auslöser dieses Phänomens im Bereich der Schaufelvorderkante vermutet und wird am Ende dieses Kapitels genauer untersucht.

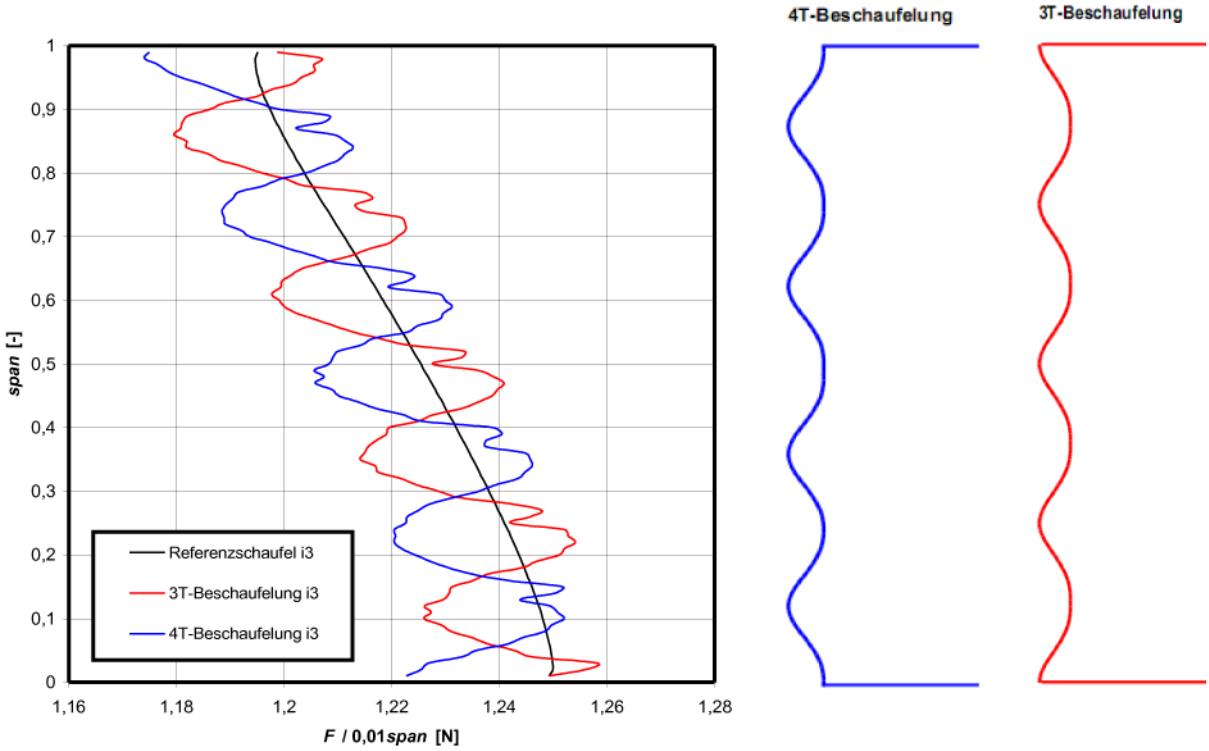


Abbildung 4.4-2: An der Schaufel angreifende Kräfte über dem dimensionslosen Radius für 3° Inzidenz.

In der Nähe des Nabenschnittes fällt die 4T-Beschaufelung im Gegensatz zur 3T-Beschaufelung deutlich unter das Niveau der Referenzbeschaufelung, was durch die signifikant ansteigenden Verluste (vgl. Abbildung 4.3-1) und das abfallende Umlenkvermögen (vgl. Abbildung 4.3-2) in diesem Gebiet zu begründen ist.

In Abbildung 4.4-3 sind für den Betriebspunkt bei 3° Inzidenz die zugehörigen Axialkräfte dargestellt.

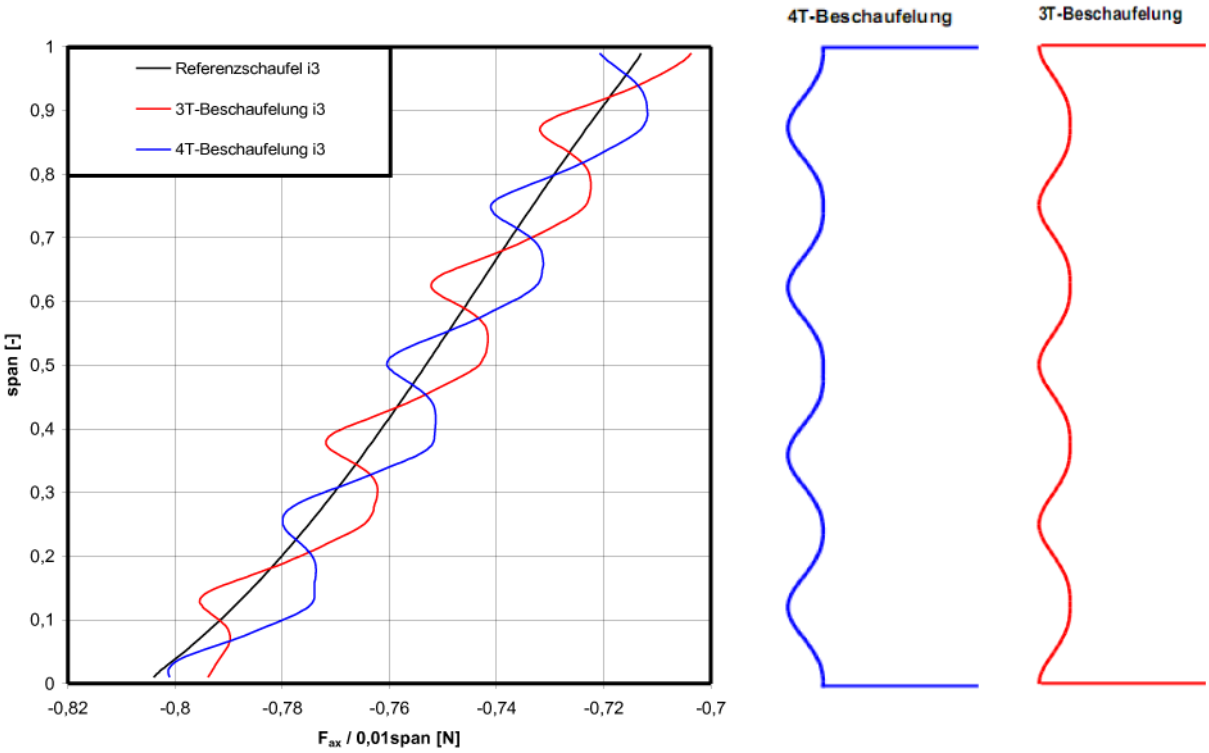


Abbildung 4.4-3: An der Schaufel angreifende Axialkräfte über dem dimensionslosen Radius für 3° Inzidenz.

Sie werden bei beiden Tuberkelmodifikationen in den Tälern maximal und im Bereich der Bergschnitte minimal. Ihr mittleres Niveau deckt sich mit der Auswertung des Druckgewinns im vorangegangenen Kapitel, so dass die Referenzbeschaufelung mit den höchsten Axialkräften das höchste Druckverhältnis erzielt, gefolgt von der 4T- und der 3T-Beschaufelung.

Wie nach der Umlenkverteilung in Abbildung 4.3-2 zu erwarten, liegen die Gebiete maximaler Umfangskraft und damit maximaler Umlenkung im Bereich der Tuberkel, diejenigen minimaler Kraft und Umlenkung in den Tälern, Abbildung 4.4-4. Auch hier sind die mittleren Kräfte an den Tuberkelschaufeln geringer im Vergleich zur Referenzbeschaufelung.

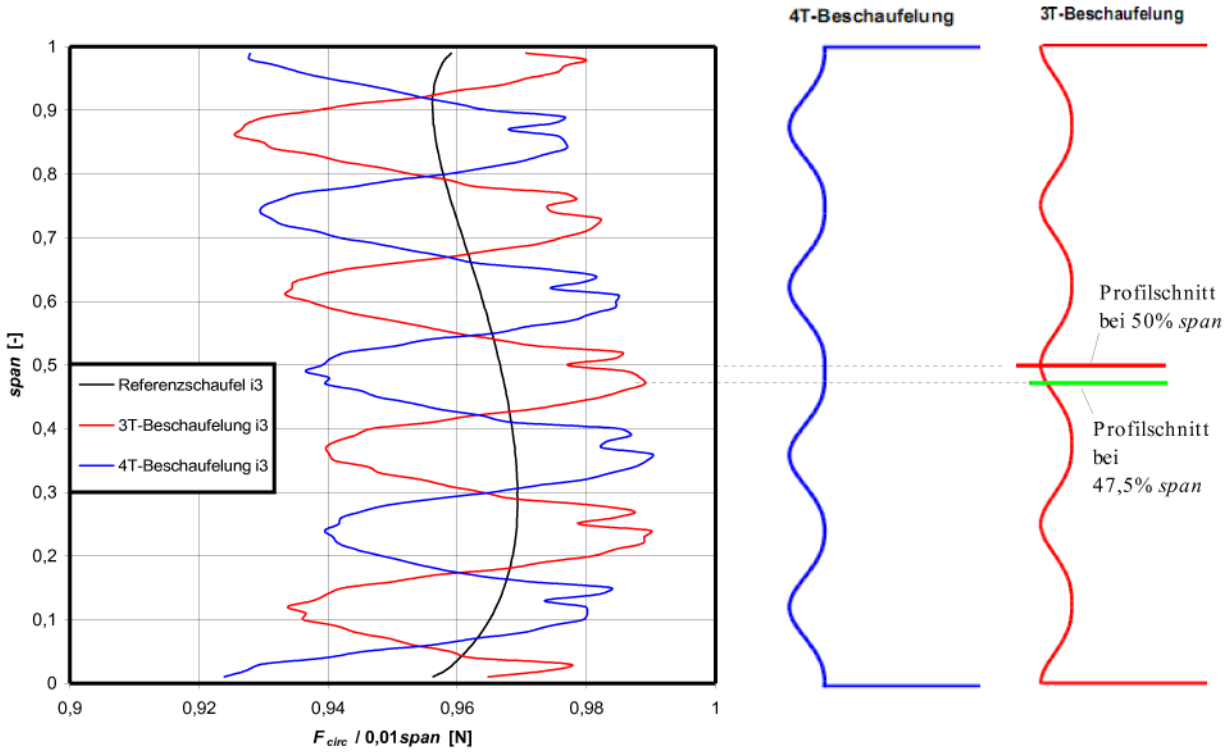


Abbildung 4.4-4: An der Schaufel angreifende Umfangskraft für 3° Inzidenz.

Ein radialer Einfluss auf die Umfangskraft ist in Form eines S-Schlages für alle Beschaufelungen zu erkennen, ist also keine tuberkeltypische Eigenschaft und deswegen hier nicht weiter von Interesse.

Nachdem die Auswertung der Kräfteverteilung unter stationären Strömungsbedingungen auf einen systematischen Zusammenhang mit der Umströmung der Tuberkel schließen lässt, bleibt die Ursache der radialen Kraftverteilung zu klären. Hierzu eignet sich im ersten Schritt besonders die Auswertung des Profildruckverlaufs bei 50% Kanalhöhe. Wie oben festgestellt, weichen die mittleren Kräfte der Tuberkelbeschaufelungen unter stationären Strömungsbedingungen nicht nennenswert von der Referenzbeschaufelung ab, so dass für diesen konstanten Radius ein Vergleich zwischen den Profildrücken des Tuberkel- (rot), Tal- (blau) und Originalprofils (schwarz) sinnvoll ist, vgl.Abbildung 4.4-5.

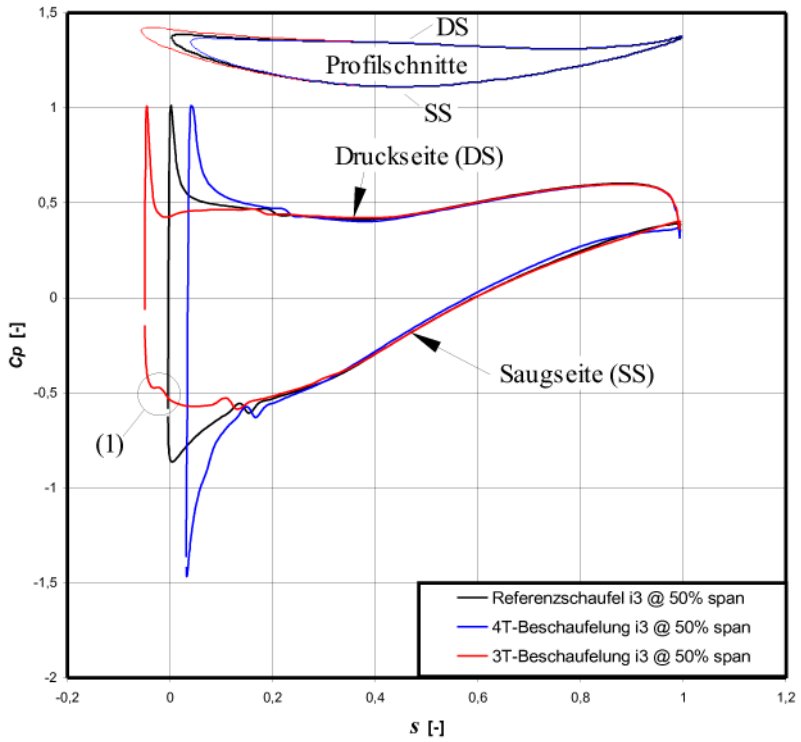


Abbildung 4.4-5: Dimensionsloser Druckbeiwert c_p für Tuberkel- (rot), Tal- (blau) und Referenzschnitt (schwarz) bei 50% Kanalhöhe über der Sehnenlänge.

Alle drei Profilschnitte besitzen einen Staupunkt an der Profilvorderkante ($c_p = 1$). Es findet also keine (nennenswerte) radiale Ablenkung des Fluids vor diesen Profilschnitten statt (im Gegensatz zu den übrigen Profilschnitten, wie später noch gezeigt wird). Der weitere Druckverlauf auf der Druckseite ist für alle Schnitte ähnlich, wobei mit zunehmender Schärfe der Profilnase (Tuberkelschnitt, 3T-Beschaufelung @ 50% *span*) ein steilerer Druckgradient auf die Strömung wirkt und diese stärker beschleunigt wird. Für eine stumpfe Vorderkante (Talschnitt, 4T-Beschaufelung @ 50% *span*) ist dieser Gradient flacher. Ab etwa 20% Sehnenlänge ist kein Unterschied der Druckverläufe auszumachen.

Einen wesentlich stärkeren Einfluss hat die Form der Vorderkante auf die Saugseitenströmung und besonders auf die Ausprägung der Saugspitze, die im Talschnitt besonders ausgeprägt und durch einen folgenden steilen Gradienten gekennzeichnet ist. Diese Eigenschaft ist prinzipiell ablösefreudig und für stark belastete Profilschnitte, wie z.B. den Nabenschnitt ungeeignet, vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“. Die Profilierung des Tuberkelschnitts hingegen ist durch ihre Druckverteilung eher für den Einsatz in hochbelasteten Gebieten geeignet, da ihr Saugmaximum ausgesprochen flach und ohne große Druckgradienten verläuft. Die Referenzbeschaufelung liegt mit einer mäßigen Saugspitze dazwischen.

An der saugseitigen Druckverteilung des Tuberkelschnitts fällt direkt hinter der Vorderkante eine kleine Welle im Kurvenverlauf (1) auf, die nicht für die anderen Profilschnitte auftritt. Vergleiche mit benachbarten Profilschnitten weisen auf einen Zusammenhang mit der geometrischen Erzeu-

gung der Vorderkante hin: die Skelettlinie der extrudierten Tuberkel ist für negative Sehnenlänge (also alles, was länger als die Referenzschaufel ist) linear und nicht kreisbogenförmig, vgl. Kapitel 2.3.2 „Profilmodifikation“. Dadurch ergibt sich direkt hinter der Vorderkante eine lokal höhere Saugbelastung der Schaufelvorderkante, da das Fluid weniger sanft um die Schaufel herumgeführt wird.

Der Abstand zwischen dem laminar-turbulenten Umschlagspunkt und der Schaufelvorderkante ist in allen Schnitten konstant.

Wird über den Schaufelschnitten der Druck aufintegriert, ergeben sich die in Abbildung 4.4-2 dargestellten Kraftverläufe. Dabei erzielt unter den hier verglichenen Profilschnitten das Tuberkelprofil trotz geringer Saugspitze die höchste Kraft, da es die Druckdifferenz über eine größere Sehnenlänge aufrechterhalten kann. Die großen Druckdifferenzen im vorderen Bereich des Talschnitts führen wegen seiner kleineren Sehnenlänge insgesamt zu einer kleineren Gesamtkraft.

Oben wurde bereits auf ein Phänomen direkt an den Tuberkelspitzen hingewiesen, wonach offenbar der Tuberkelschnitt geringere Kräfte hervorruft als seine unmittelbaren Nachbarschnitte, vgl. Abbildung 4.4-2. Exemplarisch sind deshalb die Druckverläufe der 3T-Beschaufelung bei 50% (lokales Kraftminimum in Abbildung 4.4-4, rot) und 47,5% Kanalhöhe (lokales Kraftmaximum in Abbildung 4.4-4, grün) in Abbildung 4.4-6 dargestellt.

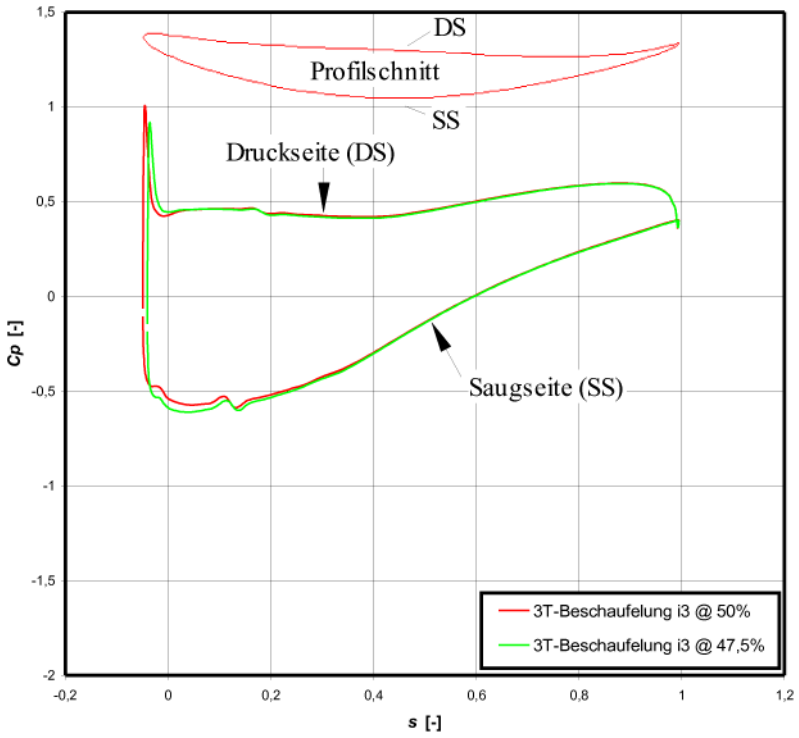


Abbildung 4.4-6: Dimensionsloser Druckbeiwert c_p für den Tuberkelschnitt bei 50% span (lokales Kraftminimum) und einen Schnitt unmittelbar darunter bei 47,5% span (lokales Kraftminimum), vgl. Abbildung 4.4-4.

Im Schnitt bei 47,5% Kanalhöhe existiert auf Grund der Pfeilung der Vorderkante und der daraus resultierenden Querströmung kein Staupunkt, so dass c_p an der Vorderkante kleiner 1 ist. Wie nach Abbildung 4.4-5 zu vermuten war, wird die Strömung durch die im Vergleich zur Tuberkelspitze stumpfe Vorderkantengeometrie stärker beschleunigt, wodurch auf der Saugseite der Druckbeiwert bis etwa 15% Sehnenlänge niedriger ausfällt (vgl. grüne Kurve Abbildung 4.4-6). Da die Änderung der Sehnenlänge zwischen beiden Schnitten jedoch gering ist, wirkt sich die Druckänderung merklich auf die Schaufelkraft aus. Unterhalb von 47,5% Kanalhöhe wird die Änderung der Sehnenlänge jedoch deutlich größer als der Gewinn durch steigende Druckdifferenz, so dass das Produkt zu einer insgesamt abnehmenden Gesamtkraft führt, vgl. Abbildung 4.4-2. Diese Kraftänderung tritt nach beiden Seiten der Tuberkel auf, wobei sie gehäuseseitig schwächer ausgeprägt ist.

Die in Abbildung 4.4-7 dargestellte Kraftverteilung für 7° Inzidenz ist wesentlich anders, was an der Ausbildung der Nabenablösung liegt.

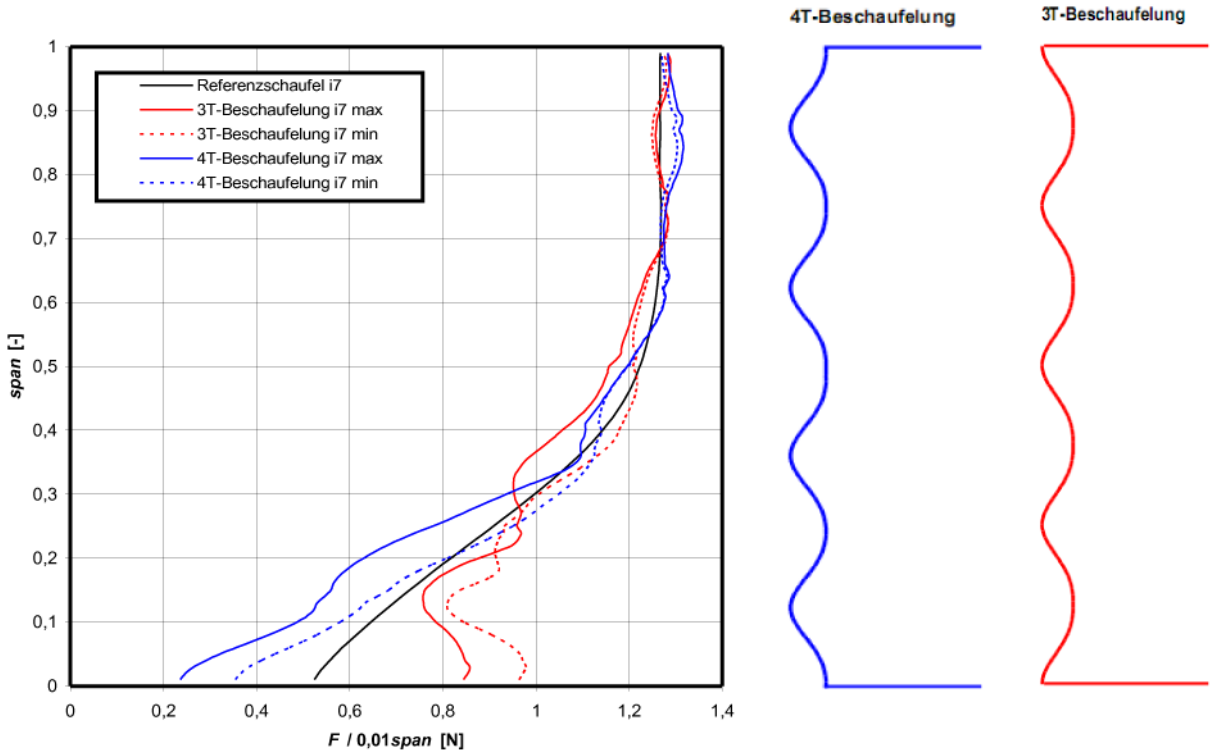


Abbildung 4.4-7: An der Schaufel angreifende Kräfte für 7° Inzidenz.

Die Gesamtkraft ist nun im Bereich des Gehäuses maximal und fällt unterhalb 50% Kanalhöhe deutlich ab. Für alle Beschaufelungen findet also eine Lastumverteilung von der Nabe weg in die Freiströmung statt. Die Phänomenologie der Kraftverteilung bleibt weitestgehend ähnlich zu derjenigen für 3° Inzidenz; Tuberkel entfalten eine größere Kraft, Täler eine geringere. Im Bereich der Tuberkel ist weiterhin das oben beschriebene Verhalten der abfallenden Kraft zur Tuberkelspitze hin festzustellen.

Ein enormer Einfluss der Tuberkel ist im Bereich der Nabe auszumachen, wo die 4T-Beschaufelung etwa die Hälfte und die 3T-Beschaufelung fast das doppelte an Kraftentwicklung bezogen auf die Referenzbeschaufelung zeigen. Für beide Tuberkelbeschaufelungen fällt in Hinblick auf Festigkeit die geringe instationäre Kraftamplitude (Differenz zwischen durchgezogener und gestrichelter Linie) positiv auf.

Der Vollständigkeit halber ist in Abbildung 4.4-8 die zugehörige Axialkraft und in Abbildung 4.4-9 die entsprechende Umfangskraft aufgetragen. Sie entsprechen der Darstellung der Gesamtkraft, so dass auf keine nennenswerte Änderung der Winkellage der resultierenden Gesamtkraft zu schließen ist.

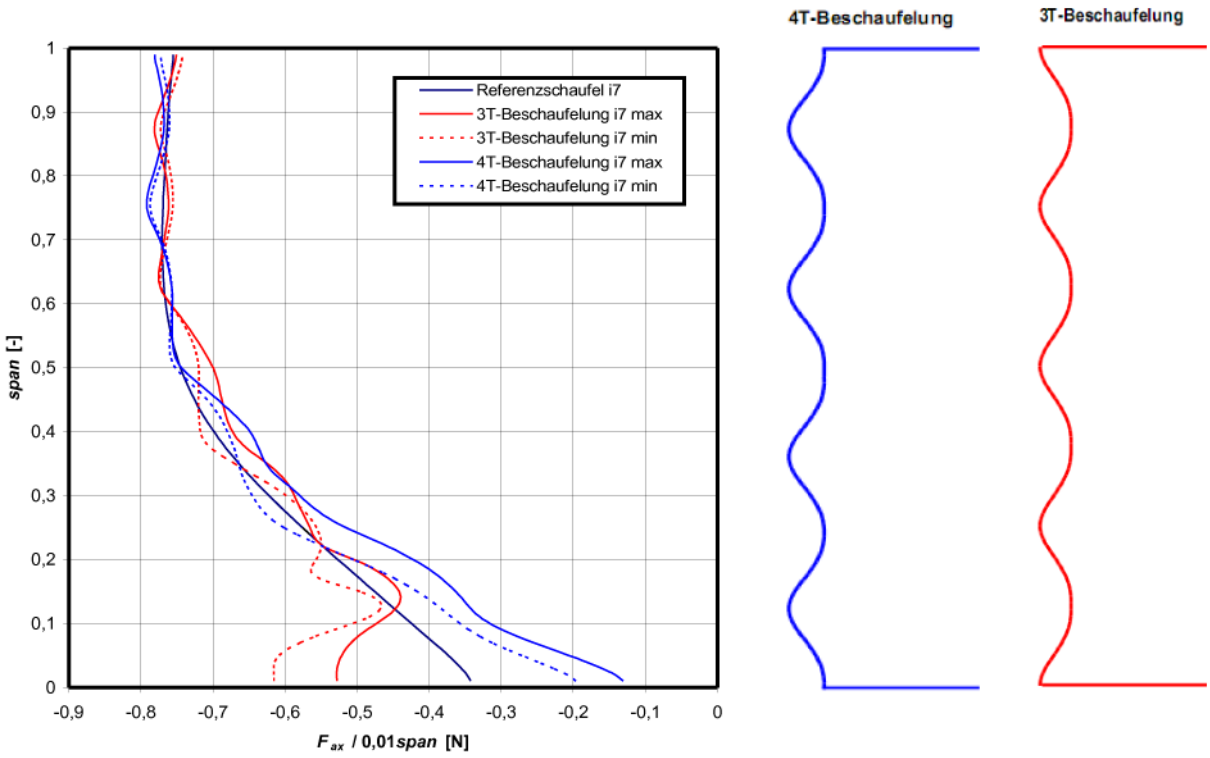


Abbildung 4.4-8: An der Schaufel angreifende Axialkraft für 7° Inzidenz.

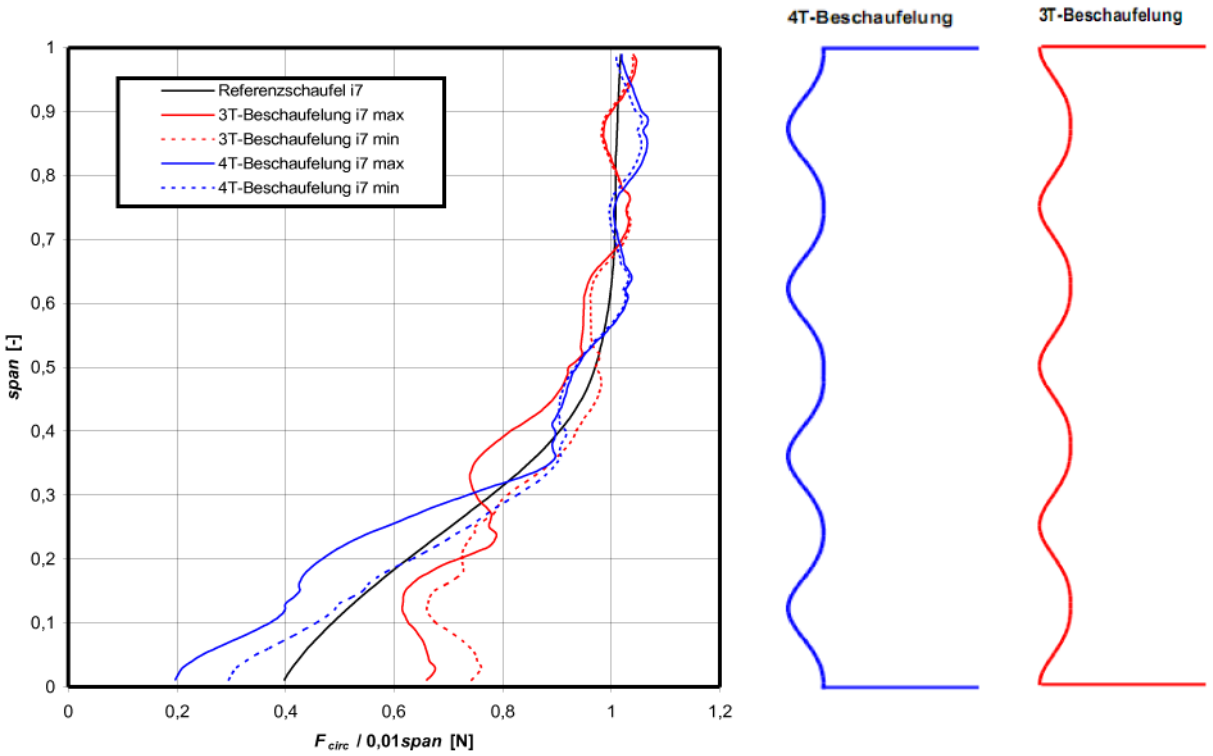


Abbildung 4.4-9: An der Schaufel angreifende Umfangskraft für 7° Inzidenz.

Die Profildruckverteilung im Mittelschnitt für 7° Inzidenz weist auf der Druckseite keine Besonderheiten auf, Abbildung 4.4-10.

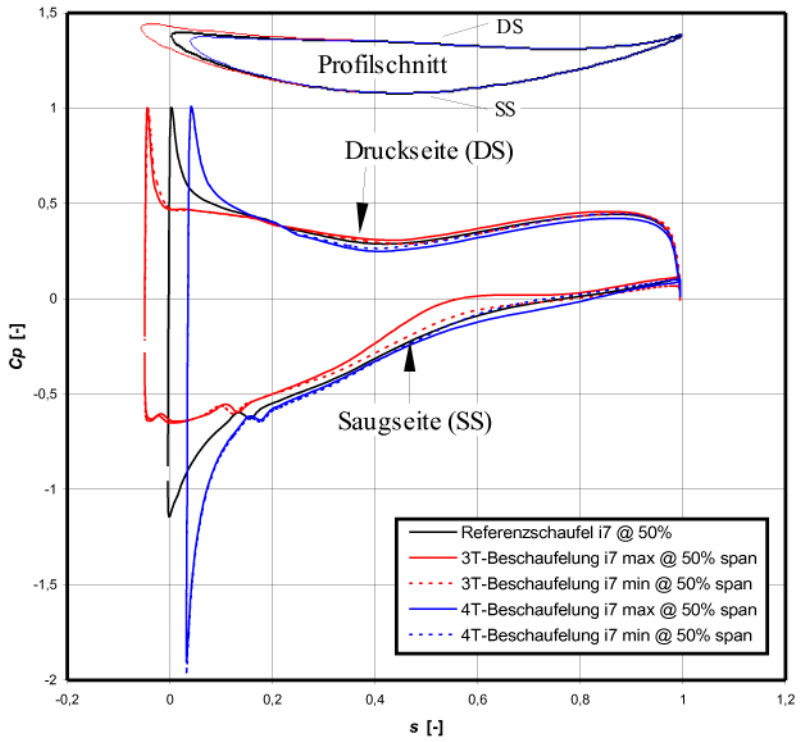


Abbildung 4.4-10: Dimensionsloser Druckbeiwert c_p für Tuberkel-, Tal- und Referenzschnitt bei 50% Kanalhöhe und 7° Inzidenz.

Auf der Saugseite fallen jedoch die ausgeprägten Saugspitzen für das Referenz- und besonders für das Talprofil der 4T-Beschaufelung auf, während der Druckverlauf im Bereich der Tuberkelspitze (3T-Beschaufelung) nahezu konstant bleibt. Allerdings ist für diesen Profilschnitt im weiteren saugseitigen Druckverlauf eine Abhängigkeit von der Instationarität auszumachen, wobei der Druckbeiwert bei etwa 60% Sehnenlänge auf Null absinkt. Dies tritt bei statischer Druckgleichheit bezogen auf den Eintrtittszustand ein, was hier durch die Ausbildung der Ablöseblase verursacht wird, die wegen der Anordnung der Tuberkel bei der 3T-Beschaufelung höher als bei den anderen beiden liegt, vgl. Abbildung 4.2-6. Der zu Grunde liegende Strömungsmechanismus wird im nächsten Kapitel beschrieben.

Zusammenfassend ist ein günstiger Einfluss für den Fall, dass der Tuberkelschnitt an der Nabenwand liegt, auf die Kraftentwicklung der Schaufeln festzustellen. Die Wahl eines Tuberkeltals als Nabenschnitt hingegen provoziert wegen des prinzipiell ungünstigen Profildruckverlaufs dort eine frühzeitige Ablösung. Allgemein entwickeln Tuberkelschnitte eine größere Kraft auf das Fluid als Talschnitte, so dass sich in radialer Richtung eine wellenförmige Kraftverteilung einstellt. Diese Verteilung hat einen stabilisierenden Einfluss auf das Betriebsverhalten der gesamten Schaufel unter hohen Inzidenzen.

4.5 Strömungsmechanische Besonderheiten

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln ein Überblick über die Auswirkung der Tuberkel auf die globale Statorströmung gewonnen wurde, sollen an dieser Stelle auf der Grundlage der bisherigen Erkenntnisse einige prinzipielle Vorüberlegungen über die Tuberkelumströmung vorangestellt werden. Ist der prinzipielle Strömungsmechanismus geklärt, erleichtert das anschließend das Verständnis bei der Auswertung der berechneten Vorgänge.

4.5.1 Theoretische Vorüberlegungen

An Hand von Abbildung 4.3-2, in der das Umlenkvermögen der verschiedenen Beschaufelungen unter 3° Inzidenz dargestellt war, konnte eine stärkere Umlenkung im Bereich der Tuberkelspitzen im Vergleich zu den Tuberkeltälern ausgemacht werden. Die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit war also eine Funktion vom Radius und korrelierte mit der Lage der Tuberkel. Nach [33] gilt für die lokale Zirkulation Γ in einem ebenen Profilschnitt mit der Teilung $t(r)$

$$\Gamma = t(r) \cdot (c_{u3} - c_{u2}) \quad , \tag{4.5-1}$$

die in Abbildung 4.5-1 exemplarisch für 3° Inzidenz dargestellt ist.

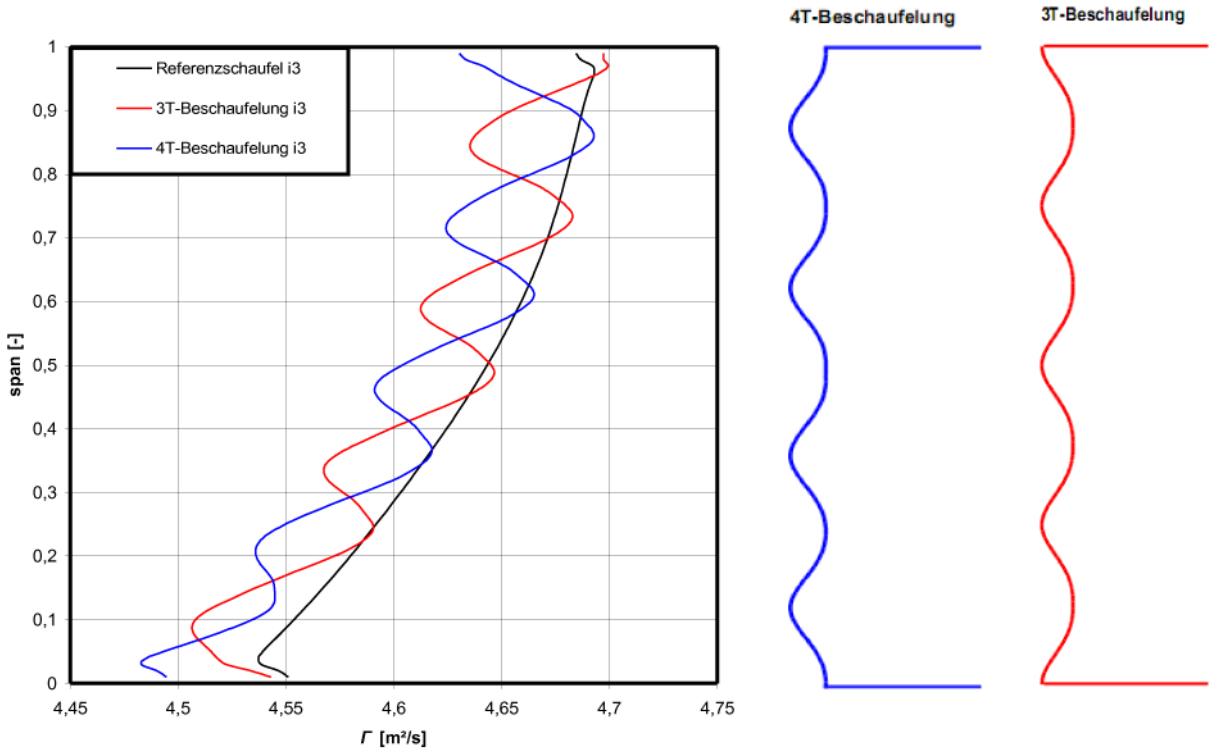


Abbildung 4.5-1: Zirkulationsverteilungen für 3° Inzidenz.

Die Zirkulation ist zunächst eine andere Darstellung des Umlenkvermögens, das oben bereits ausgewertet wurde. Sie ermöglicht jedoch darüber hinaus eine unmittelbare Aussage über die lokale Schaufelbelastung und bietet damit einen guten Einstieg in die Phänomenologie der Strö-

mung. Es ist ein mittlerer radialer Einfluss zu erkennen, der wesentlich mit der über dem Radius anwachsenden Teilung zusammenhängt. Dieser wird von einer Verteilung überlagert, die mit der Lage der Tuberkel korreliert, es stellt sich eine hohe Zirkulation im Bereich der Tuberkelspitzen und eine geringe im Bereich der Tuberkeltäler ein. Nach [34] lässt sich aus der Zirkulationsverteilung eine Aussage über die zu erwartende Phänomenologie treffen.

Vernachlässigt man an dieser Stelle den Radialeinfluss auf die Zirkulationsverteilung, bleibt eine Verteilung, die nur noch eine Funktion der Tuberkel ist. Definiert man weiter eine Bezugszirkulation Γ_{ref} als mittlere Zirkulation, ergibt sich eine Darstellungsmöglichkeit der Zirkulation im Inertialsystem der Abströmung, in der nur noch die lokale Zirkulationsänderung berücksichtigt

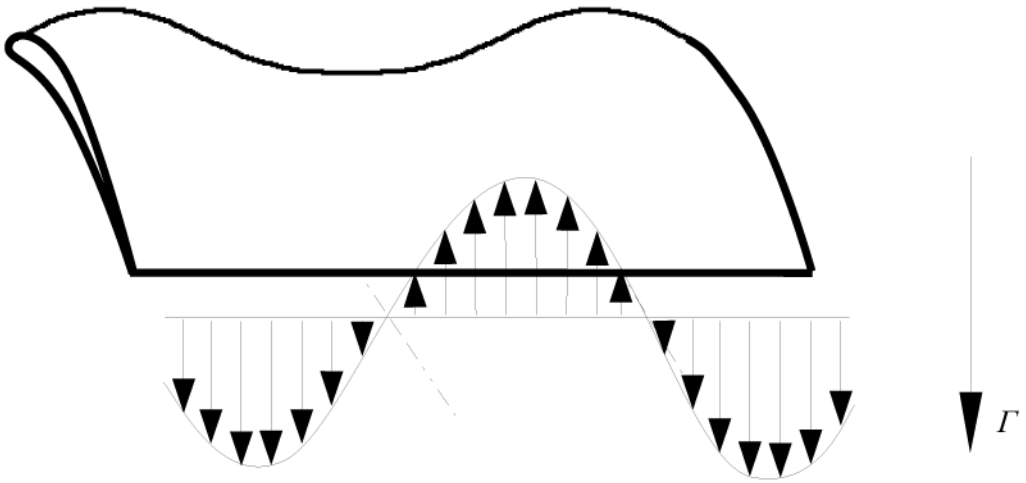


Abbildung 4.5-2: Skizzierter Betrag der bezogenen Zirkulationsverteilung im Zusammenhang mit der Lage der Tuberkel.

wird. In Abbildung 4.5-2 ist ein Auszug einer Tuberkelschaufel und der dazugehörige Betrag der Zirkulation skizziert.

Es ist aus dieser Darstellung leicht ablesbar, dass sich zwischen jedem Tuberkelberg und -tal ein Potenzialfeld aufbaut, das die Strömung in die in Abbildung 4.5-3 dargestellte Rotation versetzt. Die Rotationsachsen liegen dabei zwischen Tuberkelberg und -tal.

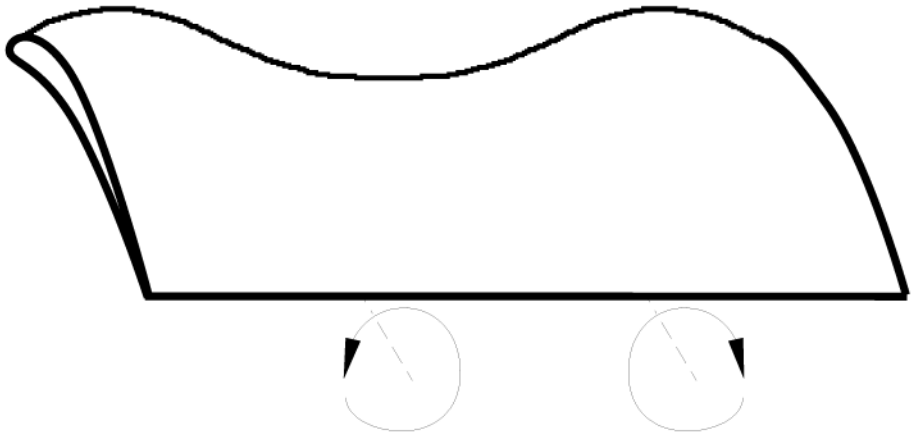


Abbildung 4.5-3: Skizzierte Wirbelverteilung durch die Tuberkel.

Für kleine Schaufelbelastungen werden diese Wirbel sehr klein sein und sich in einer Kontraktion der Stromlinien auf der Saugseite hin zu den Profilschnitten der Tuberkelspitzen äußern. Auf der Druckseite werden sich entsprechend die Stromlinien hin zu den Tuberkeltälern zusammenziehen..

Wird die Belastung vergrößert, kann der in Kapitel 4.2 „Nabenablösung“ vorgestellte Fall eintreten, dass der Talschnitt ablöst. Diese Ablösung ist nun ebenfalls der gerade beschriebenen Zirkulationsverteilung ausgesetzt. wobei sich das in Abbildung 4.5-4 skizzierte Sekundärströmungsbild einstellen wird.

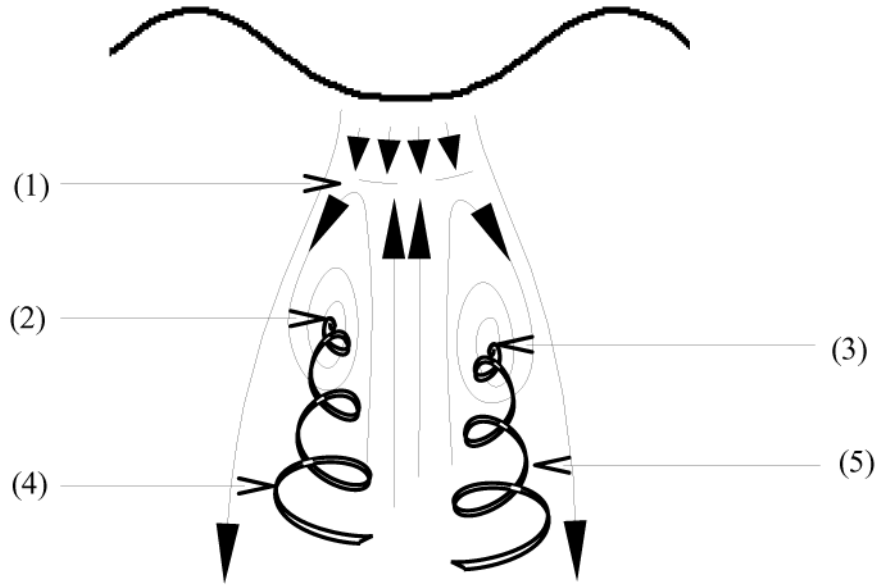


Abbildung 4.5-4: Schematisches Sekundärströmungsbild einer Ablösung im Tuberkeltal auf der Saugseite einer Tuberkelschaufel.

Die ankommende Strömung wird an der stumpfen Vorderkante des Talschnittes stark beschleunigt, vgl. Kapitel 4.4 „Schaufelkräfte“. Sie kann dem Druckgradienten nicht folgen und löst ab, (1). Von der Schaufelhinterkante strömt Fluid von hinten nach vorne in die Ablöseblase hinein und bildet dort zwei Ablösezentren (2) und (3), aus denen zwei gegensinnig rotierende Wirbel (4) und (5) im Drehsinn gemäß Abbildung 4.5-3 abgehen.

Im nächsten Kapitel werden nun die Strömungsphänomene aus der numerischen Simulation vorgestellt und gezeigt, dass die hier vorgestellte symmetrische Wirbelstruktur wesentliche Vorteile für die Stabilität und die räumliche Struktur der Ablösung bietet.

4.5.2 Gerechnete Strömungsphänomene

Die Auswertung der Strömungsrechnungen für unterschiedliche Inzidenzen zeigt die durch die Tuberkel hervorgerufenen Phänomene in unterschiedlicher Ausprägung, jedoch ändert sich ihr im vorangegangenen Kapitel vorgestellter prinzipieller Mechanismus nicht. Deswegen wird an dieser Stelle auf eine Auswertung aller Rechnungen verzichtet, statt dessen wird ein Einblick über die gefundenen strömungsmechanischen Besonderheiten gegeben.

Die Tuberkel zeigen keinen wesentlichen Einfluss auf die Strömungsentwicklung der Druckseite, jedoch wesentliche Veränderungen für die der Saugseite. Es wird zunächst auf das Verhalten oberhalb 50% Kanalhöhe eingegangen und anschließend der interessante Bereich der Nabenströmung vorgestellt.

4.5.2.1 Strömungsbesonderheiten oberhalb 50% Kanalhöhe

Wie in Kapitel 4.4 „Schaufelkräfte“ beschrieben, weisen die Talschnitte wegen ihrer stumpfen Vorderkante eine ausgeprägte Saugspitze auf, die im Allgemeinen eine erhöhte Ablösefreudigkeit mit sich bringt. In Abbildung 4.5-5 ist das exemplarisch an der 3T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz zu erkennen (1). Das Fehlen der Saugspitze am Tuberkelschnitt führt dazu, dass bis zur Hinterkante keine Ablösung auftritt, (2). Dadurch stellen sich in Abhängigkeit von der Tuberkellage abwechselnd Gebiete anliegender und abgelöster Strömung ein.

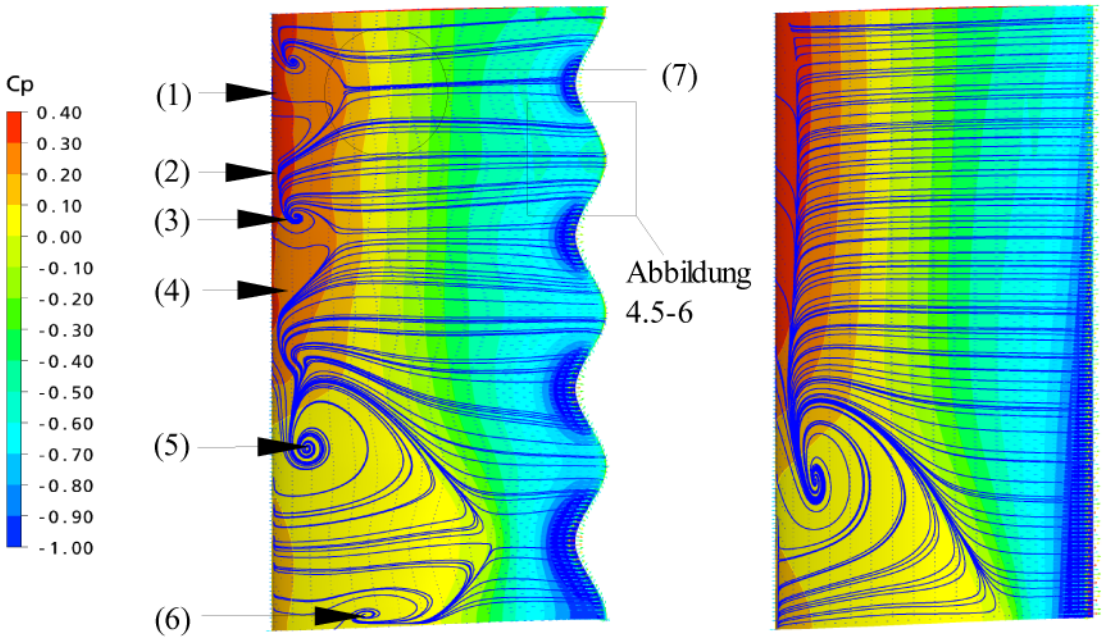


Abbildung 4.5-5: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der 3T- und Referenzbeschaufelung unter 5° Inzidenz, Strömungsrichtung von rechts.

Unter dem radialen Druckgradienten werden die langsamen Stromlinien der ablösenden Talschnitte stärker zur Nabe als zum Gehäuse hin abgelenkt, wo sie sich an der Schaufelhinterkante mit denen des Tuberkelschnitts vereinen und zusammen mit den radial auswärts abgelenkten Stromlinien der nächsten Talablösung einen Wirbel bilden (3). Der radiale Druckgradient ist offenbar die Ursache für diese Asymmetrie in der Wirbelbildung: Bevor sich ein entsprechender Wirbel unterhalb des Talschnitts bilden kann, wird das Fluid radial einwärts abtransportiert (4). Zum Vergleich ist die Referenzbeschaufelung im selben Betriebspunkt dargestellt, die im Hinterkantenbereich über dem Radius gleichmäßig ablöst.

Die Ablösung der Strömung im Tuberkeltal führt zu einer Kontraktion der Stromlinien vor der Ablösung (7) (Abbildung 4.5-5). Dieses Verhalten ist nicht durch eine Beschleunigung der Strömung zu begründen, im Gegenteil, der erhöhte c_p-Wert in diesem Bereich deutet auf eine Verzögerung der Strömung hin. Begründen lässt sich dieses Phänomen durch die Form der Ablöseblase (1), der die Strömung ausweichen muss. Dieses Ausweichen geschieht an der Schaufeloberfläche durch seitliches Umströmen. Fluid, das jedoch frontal auf die Blase trifft, weicht der Ablösung nach „oben“ in die Freiströmung aus. Dadurch „fehlt“ vor der Ablösung im Bereich (7) Massenstrom (Massendefekt), was in einer Stromlinienkontraktion resultiert.

Ein weiteres typisches Tuberkelphänomen ist die Ablenkung der Strömung an der Vorderkante hin zu den Tuberkelspitzen, vgl. Vergrößerung Abbildung 4.5-6 (2) und (4). Sie wurde bereits von Johari et al. [17] an Untersuchungen im Wasserkanal beobachtet (vgl. Abbildung 1.2-2).

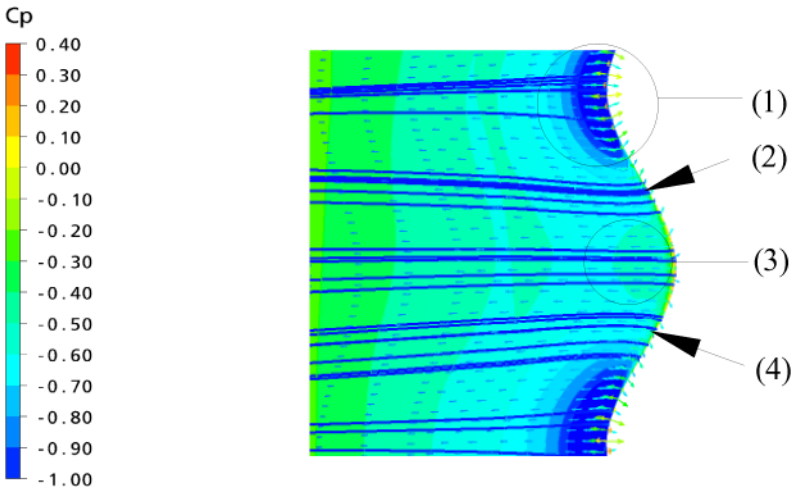


Abbildung 4.5-6: Vergrößerung einer saugseitigen Tuberkelumströmung aus Abbildung 4.5-5.

Für dieses Phänomen ist ein ähnlicher Mechanismus wie für (7) in Abbildung 4.5-5 verantwortlich: Die Tuberkel stellen für die Strömung zunächst einen stumpfen Widerstand dar, dem das Fluid der Freiströmung räumlich ausweicht. Der c_p-Wert in Abbildung 4.5-6 zeigt ein Gebiet hoher Geschwindigkeit hinter dem Tuberkeltal (1) und geringerer Geschwindigkeit hinter dem Tuberkelberg (3). Anschaulich kann (3) auch als nicht abgelöster „Windschatten“ verstanden werden. in den nun Fluid von den gepfeilten Flanken des Tuberkels eindringt, (2) und (4). Joharis Arbeit lässt vermuten, dass dieser Effekt durch schlanke Tuberkel und „dicke“ Profile begünstigt wird, vgl. Abbildung 1.2-2, [17]. Eine Abhängigkeit von der Inzidenz ist plausibel, was aber

auf der vorliegenden Datenbasis nicht bestätigt werden kann. Dominierend ist eindeutig der in Kapitel 4.5.1 „Theoretische Vorüberlegungen“ vorgestellte Effekt der Talablösung (vgl. Abbildung 4.5-4), auf den im Folgenden genauer eingegangen wird.

4.5.2.2 Strömungsbesonderheiten unterhalb 50% Kanalhöhe

Werden Tuberkel nun unterhalb einer Kanalhöhe von 50% eingesetzt, wird das gerade beschriebene Verhalten zwangsläufig mit der Nabenablösung interagieren, wobei zwei prinzipiell verschiedene Strömungsfälle unterschieden werden müssen:

- der symmetrische Fall, wenn ein Tuberkelschnitt an der Seitenwand liegt (3T) und
- der asymmetrische Fall, wenn ein Talschnitt an der Seitenwand liegt (4T).

Der symmetrische Fall: 3T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz

Der symmetrische Fall ist in Abbildung 4.5-5 dargestellt. Sein Strömungsbild ähnelt dem der Tuberkelumströmung oberhalb 50% *span*. Die Ablösung unterscheidet sich für die dargestellte Inzidenz von 5° nicht in ihrer radialen Ausdehnung, wohl aber in ihrer Struktur. Dem entlasteten Nabenschnitt gelingt eine Aufrechterhaltung der Strömung bis fast 50% Sehnenlänge, während die Referenzbeschaufelung bei etwa 20% Sehnenlänge ablöst. Durch die angrenzende Nabenwand kann sich hier der Nabenwirbel (6) als Pendant zu Wirbel (5) bilden, der für alle anderen Tuberkel radial einwärts gesaugt wird, vgl. (4). Die Ausbildung führt an dieser Stelle zu einer günstigen Stabilisierung der Wandströmung, da der Nabenwirbel energiearmes Grenzschichtfluid erfasst und von der Schaufeloberfläche abtransportiert. Dadurch entsteht im Vergleich zur Referenzbeschaufelung ein weiteres Wirbelzentrum innerhalb der Nabenablösung. Beide Wirbel nehmen jedoch insgesamt eine deutlich flachere räumliche Struktur als die klassische Ablöseblase ein, vgl. dazu Kapitel 4.2 „Nabenablösung“. Der symmetrische Fall gewinnt damit eine besondere Bedeutung für die Verwendung von Tuberkeln im Turbomaschinenbau.

Der asymmetrische Fall: 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz

In Abbildung 4.5-7 ist der asymmetrische Fall dargestellt, der unter 5° Inzidenz bereits ein instationäres Strömungsfeld provoziert.

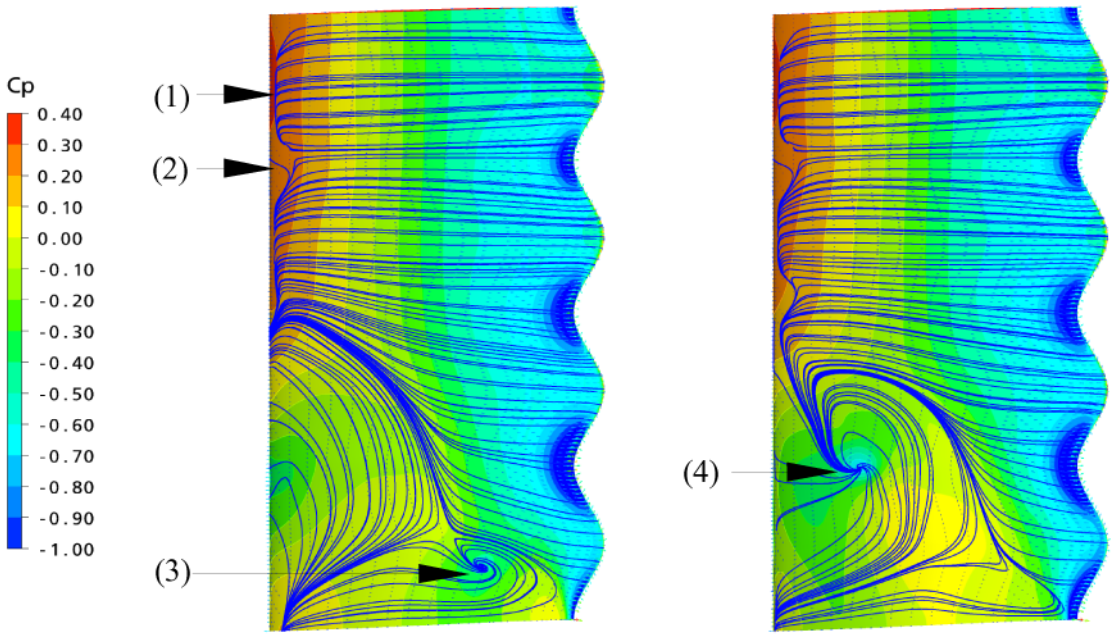


Abbildung 4.5-7: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten 4T-Beschaufelung unter 5° Inzidenz für minimalen (links) und maximalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts.

Oberhalb 50% Kanalhöhe zeichnet sich die Strömung durch eine ausgesprochene Stabilität aus und liegt sowohl für Tuberkelschnitte (1) als auch für Talschnitte (2) fast bis zur Hinterkante an. An dieser Stelle sei angemerkt, dass sich dieses Verhalten für alle Beschaufelungen in Korrelation mit der räumlichen und zeitlichen Struktur der Nabenablösung bringen lässt. Dabei wirkt sich eine instationäre Ablösung günstig aus, da die übrige Grenzschicht durch die periodische Anregung stabilisiert wird, vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“.

Im Nabenschnitt ist die Strömung fast vollständig abgelöst, so dass sich kurz vor dem Zeitpunkt der linken Darstellung ein Wirbelzentrum (3) einstellt, das im weiteren zeitlichen Verlauf nach hinten abschwimmt und dabei an Größe gewinnt, (4). Anschließend bildet sich zwischen Naben- und erstem Tuberkelschnitt ein neuer Wirbel (3). Dieser Wirbel entspricht in seinem Mechanismus (5) beim symmetrischen Fall, vgl. Abbildung 4.5-5. Durch das in Abbildung 4.5-7 beobachtete Wandern von (3) nach (4) entsteht ein ungleichförmiges, periodisches Rückströmgebiet, vgl. Kapitel 4.2 „Nabenablösung“.

Der asymmetrische Fall erweist sich damit für die Ausbildung der Nabenablösung als hinderlich, da die ungünstige Profildruckverteilung des Talprofils in dem hochbelasteten Nabenschnitt liegt. Der entlastende symmetrische Strömungsmechanismus kann sich wegen der angrenzenden Nabenwand nicht einstellen, es wird sogar die Nabenablösung zu früheren Inzidenzen verschoben, was den ungünstigen Kennlinienverlauf im *h*,*s*-Diagramm in Abbildung 4.1-3 ab mittleren Inzidenzen von 5° erklärt.

3T-Beschaufelung unter 7° Inzidenz

Im Gegensatz zur 4T-Beschaufelung, die bereits bei 5° Inzidenz instationäres Strömungsverhalten zeigt (vgl. Abbildung 4.5-7), ist die Strömung der 3T-Beschaufelung erst bei 7° (vgl. Abbildung 4.5-8) und die der Referenzbeschaufelung erst bei 9° Inzidenz instationär (vgl. Abbildung 4.5-9).

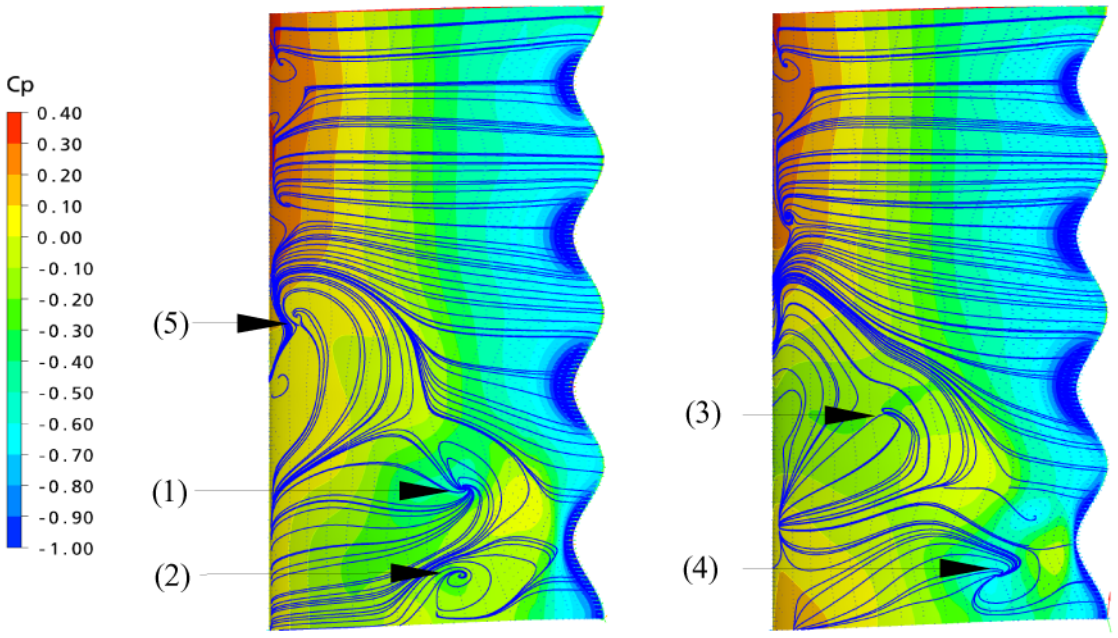


Abbildung 4.5-8: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten 3T-Beschaufelung unter 7° Inzidenz für maximalen (links) und minimalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts.

Für die 3T-Beschaufelung stellt sich bei 7° Inzidenz ein komplexes Strömungsbild innerhalb der Ablösung ein, das sich jedoch nach den oben gewonnenen Erkenntnissen gut in Abbildung 4.5-8 nachvollziehen lässt: Auch unter hoher Inzidenz bildet sich das Wirbelpaar (1) und (2), wobei es mit wachsender Inzidenz näher zur Schaufelvorderkante gewandert ist. Während der instationären Schwingung ändert sich die Lage des unteren Wirbels (2) und (4) nicht. Der obere Wirbel (1) wandert auf der Saugseite entlang (3) und schwimmt schließlich ab, (5). Anschließend bildet er sich bei (1) neu.

Referenzbeschaufelung unter 9° Inzidenz

Der Vollständigkeit halber wird kurz das instationäre Strömungsfeld der Referenzschaufel vorgestellt, das durch eine periodische Ablösung unter 9° Inzidenz klassisch durch die Bildung eines Wirbelzentrums an der Nabe (1) gekennzeichnet ist (Abbildung 4.5-9), das von der Strömung kanaleinwärts getragen wird, an Größe gewinnt und etwa auf halber Kanalhöhe abschwimmt, (2). Anschließend bildet es sich an der Nabe neu, (3).

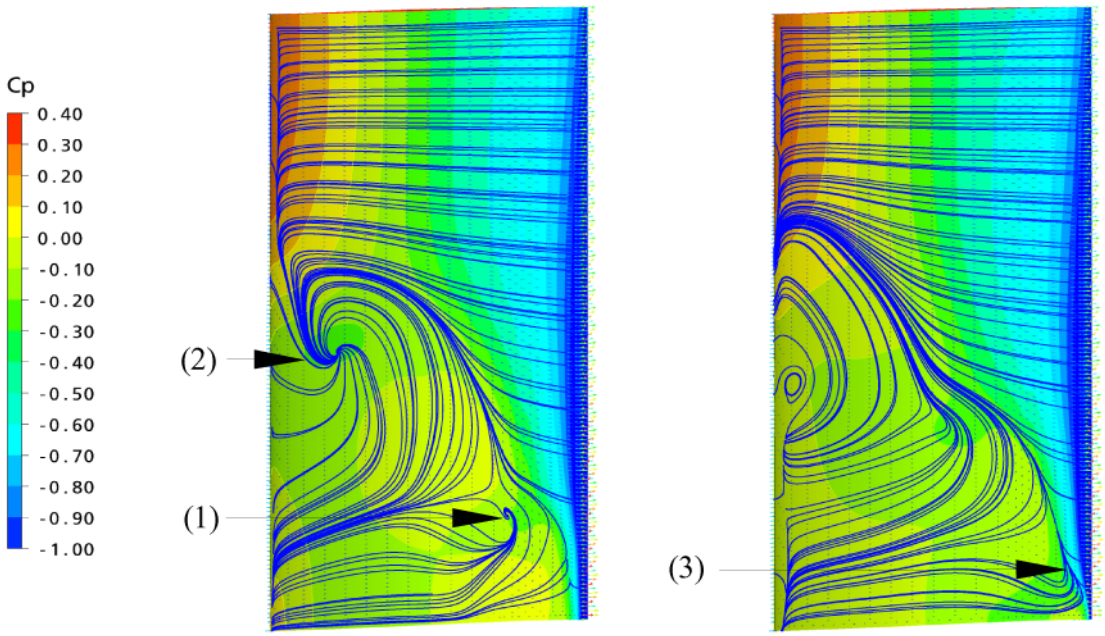


Abbildung 4.5-9: Stromlinien und Druckbeiwert für die Saugseite der instationär umströmten Referenzbeschaufelung unter 9° Inzidenz für minimalen (links) und maximalen (rechts) Austrittsdruck, Anströmung von rechts.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Strömung in einem Ringgitter mit Tuberkelbeschaufelung phänomenologisch ähnlich zu der Umströmung der Buckelwalflosse [7] (vgl. Abbildung 1.2-3) und Versuchen im Wasserkanal verhält, [17] (vgl. Abbildung 1.2-2). Die eingangs gestellte Frage nach der Übertragbarkeit der Tuberkeleffekte in eine Triebwerkskomponente kann hiermit positiv beantwortet werden. Quantitative Aussagen über das Potenzial können hier noch nicht gemacht werden, jedoch ist die Tauglichkeit der Flossengeometrie des Buckelwals für einen Verdichterstator nachgewiesen. Auf weiterführende Ansätze wird im folgenden Kapitel eingegangen.

5 Ausblick

Folgende Fragestellungen bzw. Verbesserungsvorschläge für das Tuberkeldesign in der Triebwerkstechnik sollten ausgehend von den Bedingungen und Erkenntnissen dieser Arbeit weiterführend untersucht werden:

Geometrie und Druckverteilung

- Die Tuberkel wurden entlang einer linearen Skelettlinie extrudiert. Dadurch entsteht eine kleine „Delle“ im saugseitigen Druckverlauf. Die Skelettlinie sollte im nächsten Iterationsschritt für Tuberkel modifiziert werden.
- Die Vorderkante der Talschnitte liegt geometriebedingt hinter dem der Referenzbeschaufelung. Dadurch ergibt sich bei Verwendung einer gekrümmten Sehne eine zusätzliche druckseitige Inzidenz und damit eine erhöhte Belastung für diesen Bereich. Es ist zu untersuchen, wie sich die unterschiedliche Nullinzidenz auf das Strömungsverhalten auswirkt und ob sich im Talschnitt eine Anpassung der Sehnenform hin zu einer stärkeren Krümmung positiv auf die gesamte Schaufelströmung auswirkt. Eventuell kann damit der Betriebsbereich abermals vergrößert werden.
- Die Talschnitte wurden durch eine geometrische Stauchung des Referenzprofils erzeugt. Zusammen mit dem vorangegangenen Punkt zur zusätzlichen Inzidenz stellt sich eine ungünstige Saugspitze im Vorderkantenbereich ein. Es ist bisher ungeklärt, wie stark der Talschnitt im Vergleich zum Tuberkelschnitt belastet sein muss, um die beobachteten Phänomene zu erzeugen. Unabhängig von der Geometrie der echten Buckelwalflosse wird an dieser Stelle der Vorschlag für eine Entschärfung der Saugspitze gemacht mit dem Ziel, das Ablöseverhalten dieses Profilschnitts zu verbessern. Das kann zunächst durch eine Vergrößerung des Dehnbereichs geschehen (derjenige Bereich des Schaufelprofils, der geometrisch verändert wird; in der vorliegenden Arbeit 40% Sehnenlänge). In einem zweiten Schritt sollte untersucht werden, ob sich für den Talschnitt generell eine Profilierung mit leicht höherer Saugkraft ohne ausgeprägte Saugspitze finden lässt. Sind diese beiden grundlegenden Probleme gelöst, stellt sich die Frage nach einer generellen Auslegungsempfehlung für eine Tuberkelbeschaufelung, die die radial unterschiedliche Schaufelbelastung berücksichtigt.
- In dieser Arbeit wurde eine homogene Verteilung der Tuberkel entlang der Schaufelvorderkante angenommen. Es erscheint sinnvoll, die jeweilige Ausprägung der Tuberkel der lokalen Schaufelbelastung anzupassen, um z.B. hochbelastete Schaufelschnitte zu entlasten.

Reibungseffekte

- Alle Ergebnisse dieser Arbeit wurden unter der Annahme reibungsfreier Kanalwände erstellt. Der Einfluss der Tuberkel auf Sekundärströmungseffekte ist bisher nicht untersucht.
- Durch den Einsatz von Tuberkeln kann die Kanalströmung mit einer spezifischen und gezielten Wirbelverteilung überlagert werden. Es besteht damit die Möglichkeit, ohne Aufbauten (Wirbelgeneratoren), Wirbel-(paare) derart zu platzieren, dass sie günstig mit Hufeisen-, Kanal- und Spaltwirbel interagieren. Neben der hier bereits nachgewiesenen Betriebsbereichserweiterung besteht damit die Möglichkeit, Sekundärströmungsverluste zu reduzieren.
- Wie Tuberkel für mikroskopische Grenzschichtoptimierungen eingesetzt werden können, ist bisher nicht untersucht.

Rotor-Stator-Interaktion

- In einer realen Maschine wird die Tuberkelschaufel mit einem instationären Strömungsfeld (groß- und kleinballige Turbulenz) konfrontiert, dessen Einfluss auf die Strömungsentwicklung bisher ungeklärt ist. Hierzu sind zunächst Grundlagenuntersuchungen ohne spezielle Optimierungen zu empfehlen, um die Mechanismen zu verstehen.
- Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse sollten auf eine Laufradbeschaufelung übertragen und unter diesen neuen Bedingungen untersucht werden.

6 Zusammenfassung

In früheren experimentellen und numerischen Untersuchungen von Buckelwalflossen wurde gefunden, dass der funktionelle Inzidenzbereich der mit Tuberkeln übersäten Flossen größer als bei Vergleichsflossen ohne Tuberkel ist. In der vorliegenden Arbeit wurde dieses verbesserte Verhalten für einen Axialverdichterstator bestätigt. Dazu wurde ein Referenzstator mit einer NACA 65-Beschaufelung mit gutmütigen Strömungseigenschaften ausgelegt und die Schaufelvorderkanten in zwei Ausführungen mit Tuberkeln modifiziert, so dass in der einen eine Tuberkelspitze (3T-Beschaufelung) und in der anderen ein Tal (4T-Beschaufelung) an die Nabenwand angrenzt. Die Tuberkelgeometrie wurde dabei der Buckelwalflosse nachempfunden, wobei mit einer Sinusfunktion mit einem Argument höherer Ordnung ein im Vergleich zu früheren Arbeiten verbesserter analytischer Ansatz gefunden werden konnte.

Es wurden numerische Strömungssimulationen im Sinne der Ähnlichkeitstheorie für eine Reynoldszahl von $Re = 10^6$ unter verschiedenen Inzidenzen von -2° und 3° stationär durchgeführt. Für höhere Inzidenzen von 5°, 7° und 9° war jeweils für mindestens eine Beschaufelung keine stationäre Konvergenz erzielbar, so dass zur konsistenten Vergleichbarkeit diese drei Fälle für alle Beschaufelungen instationär berechnet wurden.

Die verglichen mit herkömmlichen Beschaufelungen komplexe Schaufelgeometrie der Tuberkelmodifikationen erfordert ein verhältnismäßig aufwändiges Netz. In den vorliegenden stationären Untersuchungen wird das hochwertige γ-θ-Transitionsmodell auf Basis des SST-Turbulenzmodells verwendet, das ein Netz mit etwa 5 Millionen Zellen erfordert. Wegen der begrenzten Rechenkapazität wurde für die instationären Rechnungen auf das Transitionsmodell verzichtet, so dass hierfür ein verkleinertes Netz mit nur etwa 1 Million Zellen verwendet werden konnte.

Um kompressible Effekte in Turbomaschinen zu berücksichtigen, wurde die Machzahl zu $Ma = 0{,}445$ gewählt, der totale Anströmdruck entspricht mit $p_t = 1{,}5$bar dem einer typischen Laufradabströmung. Die Betriebspunkte wurden durch die Vorgabe des Einströmwinkels und des Austrittsmassenstrom eingestellt. Damit der Einfluss der Tuberkel auf die Statorströmung isoliert von den übrigen Sekundärströmungseffekten wie etwa Kanalwirbeln untersucht werden konnte, wurden eine reibungsbehaftete Schaufel und reibungsfreie Kanalwände angenommen.

Die eindimensionale Auswertung der Strömung ist besonders für instationäre Simulationen unter Berücksichtigung aller gerechneten Zeitschritte über Monitor-Points im Solver möglich. Monitor-Points können auf alle Domaingrenzen gelegt werden, wie sie z.B. Eintritt, Austritt und die Schaufel darstellen. Wie im Post ist auch im Solver die Mittlung von Daten in diesen Grenzen sowohl flächen- als auch massenbezogen möglich.

Die eindimensionale Auswertung bietet einen übersichtlichen Einstieg in die Auswertung, wobei in dieser Arbeit der Darstellung im *h*,*s*-Diagramm eine besondere Bedeutung zukommt. Das *h*,*s*-Diagramm leistet eine kompakte und anschauliche Darstellung der drei Beschaufelungen für alle Betriebspunkte, wobei sowohl eine absolute wie auch eine relative Aussage über Druckgewinn und Wirkungsgrad getroffen werden kann. Man findet, dass alle drei Beschaufelungen für -2° und 3° Inzidenz nahezu identische Druckverhältnisse und Wirkungsgrade aufweisen. Wesentliche Unterschiede lassen sich für 5° Inzidenz ausmachen, in der die Referenzbeschaufelung den höchsten Druckgewinn bei bestem Wirkungsgrad erzielt, gefolgt von der 3T-Beschaufelung. Deutlich fällt die 4T-Beschaufelung ab, deren Umströmung durch eine ausgeprägte Nabenablösung gestört wird. Ein besonderer Betriebspunkt konnte für 7° Inzidenz gefunden werden, da hier beide Tuberkelbeschaufelungen bei besserem Wirkungsgrad ein höheres Druckverhältnis erzielen, was der 3T-Beschaufelung auch für 9° Inzidenz gelingt.

Die Untersuchung der radialen Verteilung ausgewählter Strömungsgrößen gibt unabhängig von der Art der Modifikation und des Anstellwinkels zu erkennen, dass ein Tuberkelschnitt verglichen mit einem Talschnitt eine größere Umlenkung sowie eine größere Schaufelkraft und eine geringere Verzögerung bei geringerem Totaldruckverlust erzielt. Dabei stehen Verzögerung und Totaldruckverlust in direktem Zusammenhang.

Als wesentliches Ergebnis konnte ein direkter Zusammenhang zwischen der Vorderkantengestaltung, der Profildruckverteilung und dem damit verbundenen Ablöseverhalten nachgewiesen werden: Die stumpfe Profilnase der Talschnitte erzeugt eine ausgeprägte Saugspitze, während der weitere Druckverlauf dem der Referenzbeschaufelung entspricht. Die Saugspitze wirkt sich derart negativ auf die weitere Strömungsentwicklung aus, dass der Talschnitt deutlich früher an der Schaufelhinterkante ablöst. Der Tuberkelschnitt hingegen erzeugt einen sehr gleichmäßigen Druckverlauf im Vorderkantenbereich, so dass dieser Profilschnitt selbst bei hohen Inzidenzen belastbar bleibt. Insgesamt findet also eine Lastumverteilung zwischen den Profilschnitten statt.

Den größten Einfluss auf die Gesamtströmung hat die Gestaltung des Nabenschnitts, wobei es sich als vorteilhaft erwiesen hat, den Tuberkelschnitt an die Nabenwand zu legen. Dabei lassen sich zwei Effekte beobachten: Da der Nabenschnitt prinzipiell am höchsten belastet ist, wirkt zunächst die gleichmäßige Profildruckverteilung des Tuberkels unmittelbar günstig auf die Ablösefreudigkeit. In Verbindung mit dem angrenzenden Tal und dem folgenden Tuberkel bildet sich in diesem Bereich ein besonderes, nämlich symmetrisches Strömungsbild. Es wird durch zwei gegensinnig rotierende Wirbel bestimmt, die sich durch die unterschiedliche Profilbelastung zwischen Tuberkel-, Tal- und dem nächsten Tuberkelschnitt einstellen. Ihre Lage in Strömungsrichtung auf der Schaufel ist dabei abhängig vom Belastungsgrad der Schaufel, mit zunehmender Last wandern sie Richtung Vorderkante. Dieses Wirbelpaar beeinflusst die Ablösung derart, dass zwar für Inzidenzen bis 7° ein größerer Bereich der Schaufelsaugseite ablöst, die Ablöseblase jedoch räumlich flacher ausfällt. Für 9° Inzidenz fällt sogar das Ablösegebiet selbst kleiner als das der glatten Referenzbeschaufelung aus. Für beide Tuberkelbeschaufelungen fällt positiv in Hinblick auf Festigkeit die geringe instationäre Kraftamplitude für alle Betriebspunkte auf.

Die verwendete Beschaufelung und das Tuberkeldesign erwiesen sich als durchaus geeignet, um einen ersten Eindruck über den Einfluss von Tuberkeln in der Turbomaschine zu gewinnen. Die Geometriefindung in diesem Ansatz genügte dabei der geometrischen Ähnlichkeit zum Buckelwal, es wurde also keine Optimierung im Sinne einer günstigen Profildruckverteilung vorgenommen. Alle Erkenntnisse dieser Arbeit wurden unter der Annahme reibungsfreier Seitenwände gefunden, wodurch eine isolierte Betrachtung des Tuberkeleinflusses möglich wurde. Die Ergebnisse sind somit als Grundlagenforschung zu sehen. In der realen Maschine werden die gefundenen Strömungsvorgänge mit denjenigen überlagert, die durch die Kanalreibung hervorgerufen werden. Im Wesentlichen sind das der Hufeisen- und der Kanalwirbel, die unmittelbar mit dem Tuberkelmechanismus, besonders im Bereich der Nabenablösung, interagieren werden. Über das entstehende Sekundärströmungsbild ist auf Basis der aktuellen Rechnungen keine Aussage zu treffen.

Die vorliegende Diplomarbeit gibt einen ersten Eindruck über das hohe technische Potenzial der Buckelwalgeometrie für den axialen Turbomaschinenbau. Die bionische Forschung steht hier erst am Anfang und es ist zu hoffen, dass nach weiteren Grundlagenuntersuchungen erste Anwendungen im Triebwerksbau realisiert werden können.

7 Quellen und Literaturverzeichnis

[1] http://www.wale.info/, Stand vom: 18.09.2008

[2] http://www.wdcs-de.org/, Stand vom: 20.06.2009

[3] http://www.spiegel.de, Stand vom: 20.06.2009

[4] *Miklosovic, D. S., Murray, M. M., Howle, L. E., Fish, F. E.:* Leading-edge tubercles delay stall on humpback whale (Megaptera novaeangliae) flippers, Physics of Fluids, Volume 16, Issue 5, pp. L39-L42, 2004

[5] *Watts, P., Fish, F. E.:* The Influence of Passive, Leading Edge Tubercles on Wing Performance, Autonomous Undersea Systems Inst., Lee, NH, 2001

[6] *van Nierop, E. A., Alben, S., Brenner, M. P.:* How Bumps on Whale Flippers Delay Stall: An Aerodynamic Model, School of Engineering and Applied Sciences, Harvard University, Cambridge, Massachusetts, 2008

[7] *Kerschgens, B.:* Ähnlichkeitstheoretische Adaption eines Buckelwal-Flossenprofils für den Einsatz in kompressiblen Medien und anschließende Untersuchung der resultierenden Geometrie mittels CFD , Studienarbeit 2007, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH-Aachen

[8] http://www.lothar-beckmann.de, Stand vom: 18.09.2008

[9] http://www.zum.de/Faecher/Materialien/beck/13/wal.htm, Stand vom: 18.09.2008

[10] http://www.cetacea.de/, Stand vom: 20.01.2009

[11] http://www.neoucom.edu/DEPTS/ANAT/Thewissen, Stand vom: 18.09.2008

[12] http://nohaycomolodeuno.blogspot.com/2008/01/ambulocetus-natans.html, Stand vom: 18.09.2008

[13] http://www.edwardtbabinski.us/whales/evolution_of_whales/, Stand vom: 18.09.2008

[14] http://www.tierseiten.com/wale/walsystematik.html, Stand vom: 18.09.2008

[15] http://www.tierenzyklopaedie.de/, Stand vom: 20.06.2009

[16] *Lemke, E. /Rochè, J.C.:* Wale - Giganten der Meere, 2002

[17] *Johari, H., Henoch, C., Custodio, D., Levshin, A.*: The Effect of Humpback Whale-like Leading Edge Protuberances on Hydrofoil Performance, AIAA J. 45 2634, 2007

[18] http://pectoralfin.org/, Stand vom: 24.06.2009

[19] http://www.biokon.de/, Stand vom: 18.09.2008

[20] http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/projekte/umsetzung/fischhaut.html, Stand vom: 18.09.2008

[21] http://www.invisiblegreen.com/, Stand vom: 18.09.2008

[22] http://www.luftfahrt.net/, Stand vom: 18.09.2008

[23] http://www.whalepower.com/, Stand vom: 29.05.2009

[24] *Schobeiri, Meinhard:* , 2005

[25] *Vinnemeier, F.:* Analyse der Strömung in einem mehrstufigen Axialverdichter, Dissertation 1989, RWTH Aachen

[26] *Bräunling, W. J. G.:* Flugzeugtriebwerke, 2004

[27] *Cumpsty, N. A.:* Compressor Aerodynamics, 1989

[28] http://www.mh-aerotools.de/airfoils/jf_applet.htm, Stand vom: 22.09.2008

[29] *Schlichting, H. / Gersten, K.:* Grenzschichttheorie, 2006

[30] *Truckenbrodt, E.:* Strömungsmechanik - Grundlagen und technische Anwendungen, 1968

[31] ANSYS, CFX 11 Solver Theory Guide, 2009

[32] *Denton, J. D.:* Loss Mechanics in Turbomachines, 1993

[33] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen Band 1, 2001

[34] *Schlichting, H., Truckenbrodt, E.:* Aerodynamik des Flugzeuges, 2001

[35] *Abel, D.:* Mess- und Regelungstechnik und höhere Regelungstechnik, Vorlesungsumdruck, Institut für Mess- und Regelungstechnik, RWTH-Aachen, 2006

8 Anhang

8.1 Gegendruckregelung

Als Randbedingung an der Austrittsfläche kann neben der Vorgabe des Massenstroms der statische Austrittsdruck gewählt werden. Da das Druckverhältnis über dem Stator Teil des Rechenergebnisses ist und stark von den Strömungsbedingungen innerhalb des Stators abhängt, lässt sich der Austrittsdruck als Randbedingung für das Strömungsfeld nur grob abschätzen. Es ist also erforderlich, ihn iterativ mit fortschreitendem Rechenschritt anzupassen.

In der Regelungstechnik ist das Verfahren der Linearisierung üblich, das bei kleinen Regelabweichungen mit geringem Aufwand umzusetzen ist, [35]. Im vorliegenden Fall ist der lineare Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit am Eintritt und statischem Druck am Austritt gesucht. Man bedient sich hierbei der Taylorreihenentwicklung im Auslegungspunkt A, so dass für den funktionalen Zusammenhang zweier Größen y und u über die Proportionalitätskonstante K gilt:

$$y = \left[\frac{dY}{dU}\right]_A \cdot u = K \cdot u. \tag{8.1-1}$$

Zunächst gilt für den statischen Druck am Leitradeintritt nach Bernoulli:

$$p_2 = \frac{p_{t2}}{\left(1 + \frac{c_2^2}{2 \cdot R \cdot T_2}\right)} \tag{8.1-2}$$

bzw. nach Linearisierung

$$\Delta p_2 = \frac{-p_{t2,A}}{\left(1 + \frac{c_{2,A}^2}{2 \cdot R \cdot T_{2,A}}\right)^2 \cdot R \cdot T_{2,A}} \cdot \Delta c_2 = K \cdot \Delta c_2, \tag{8.1-3}$$

wobei alle mit „A“ gekennzeichneten Größen gemäß Auslegungspunkt einzusetzen sind. Mit „Δ“ gekennzeichnete Größen beschreiben die Differenz für eine kleine Abweichung vom Auslegungspunkt.

In der realen Stufe wird sich ein komplexer Zusammenhang zwischen Austrittsdruck und den oben beschriebenen Eintrittsgrößen einstellen, der z.B. von Verzögerungsvermögen und Strömungsverlusten abhängt. Letztere lassen sich beispielsweise als dem Geschwindigkeitsniveau proportional beschreiben. Insgesamt liegt für das Verhalten der Strömung zwischen Ein- und Austritt jedoch kein geschlossenes 1D-Modell vor, so dass auch die partielle Nachbildung einzelner Phänomene, wie z.B. des Totaldruckverlustes in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, wenig sinnvoll ist.

Als markante Eigenschaft der Regelstrecke Eintritt-Austritt über dem Stator ist jedoch das Totzeitverhalten zu nennen. Eine Änderung der Austrittsbedingung wird erst nach einigen Rechenschritten einen Einfluss auf den Strömungseintritt nehmen. Nach [MRT Abels] eignet sich für die Regelung einer Strecke mit Totzeitcharakteristik eine Regelung mit integrierendem Verhalten. Für die Stellgröße y gilt:

$$y = K_I \int x(t)\,dt\,, \tag{8.1-4}$$

wobei $x(t)$ die Regelgröße ist. Bei einem sogenannten I-Regler ist es letztendlich unerheblich, ob detaillierte Erkenntnisse über die Differentialgleichung der Regelstrecke vorliegen. Sofern der Regelfaktor K_I hinreichend klein gewählt ist, wird der I-Regler die Stellgröße y so anpassen, dass sich das System aperiodisch dem gesuchten Zielwert nähert.

Für eine numerische Strömungssimulation ist es notwendig, diesen I-Regler zeitlich zu diskretisieren. Das Integral geht dabei in eine Summenbildung über, wobei zu einem Rechenzeitschritt i ein noch zu bestimmender Wert Δp_i auf den Austrittsdruck zu addieren ist.

Druckinformationen breiten sich bei einer axialen Strömungsgeschwindigkeit von etwa 120m/s stromauf mit etwa 220m/s aus. Bei einer Domainlänge von 470mm dauert es bei den gewählten Randbedingungen also rund 20 Zeitschritte, bis sich die Gegendruckregelung auf die Strömung im Eintritt auswirkt. K_I ist hinreichend klein zu wählen, um ein Überschwingen zu verhindern.

Daraus erweist sich folgende Regelgleichung als sinnvoll:

$$p_{3,i+1} = p_{3,i} + K_I \cdot T \cdot \Delta\, p_{2,i} = p_{3,i} + 1\,s^{-1} \cdot 10^{-4}\,s \cdot \Delta\, p_{2,i}. \tag{8.1-5}$$

T ist dabei die Zeitschrittdauer (vgl. Kapitel 3.5 „Rechenverlauf“) und K_I die Integrationskonstante.

In der vorliegenden Arbeit stellte sich diese Regelung des Betriebspunktes jedoch als ungeeignet heraus. Wesentlicher Hinderungsgrund ist das Verhalten des Solvers. Wird als Austrittsbedingung ein statischer Druck vorgegeben, beginnen die Eintrittsgrößen selbst bei stationärer Rechnung zu schwanken. Dabei ist die Schwankung von einer höheren Größenordnung als die sinnvolle Änderung durch die Regelgleichung. Damit stellt sich ein Driften des Betriebspunktes ein, das für das vorliegende Rechengebiet über eine Regelung nicht zu beheben war.

Sehr gut funktioniert jedoch das „Stellen“ von Strömungsgrößen: Da über das gesamte Rechengebiet die Kontinuitätsgleichung erfüllt sein muss, ist ein direkter und vor allem von der Strömung unabhängiger Zusammenhang zwischen Eintritts- und Austrittszustand über die Vorgabe des Austrittsmassenstroms möglich, vgl. Kapitel 3.1 „Randbedingungen für das Verdichtergitter“.

8.2 Quantitative Stufenkenngrößen

Die folgenden Abbildungen zeigen die räumlich und zeitlich gemittelten quantitativen Stufenkenngrößen bei allen gerechneten Betriebspunkten.

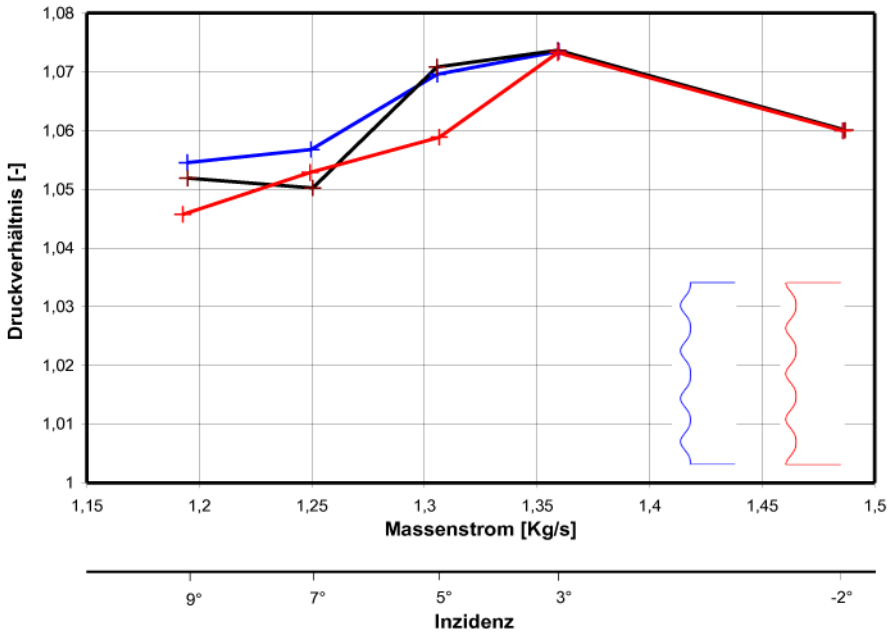


Abbildung 8.2-1: Räumlich und zeitlich gemitteltes Druckverhältnis über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).

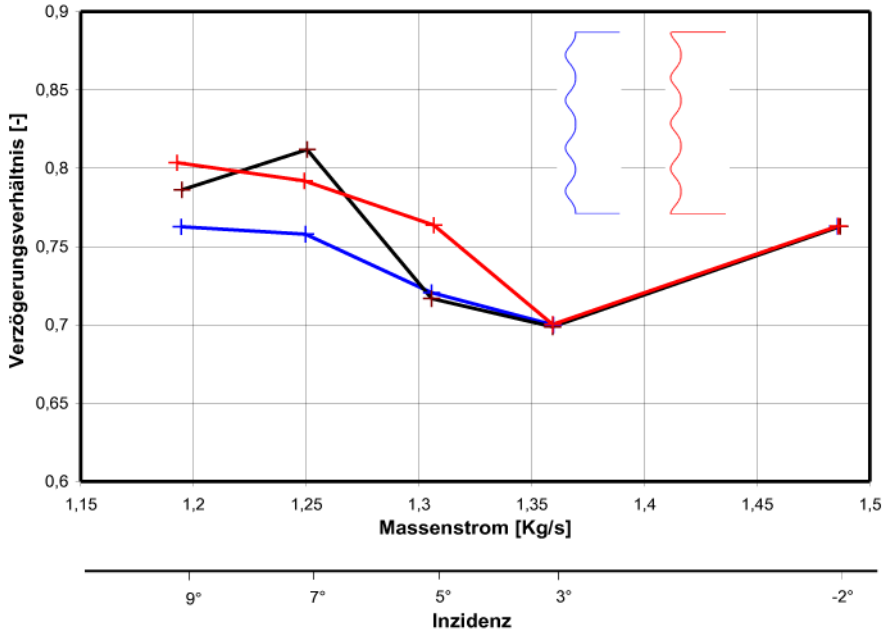


Abbildung 8.2-2: Räumlich und zeitlich gemitteltes Verzögerungsverhältnis über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).

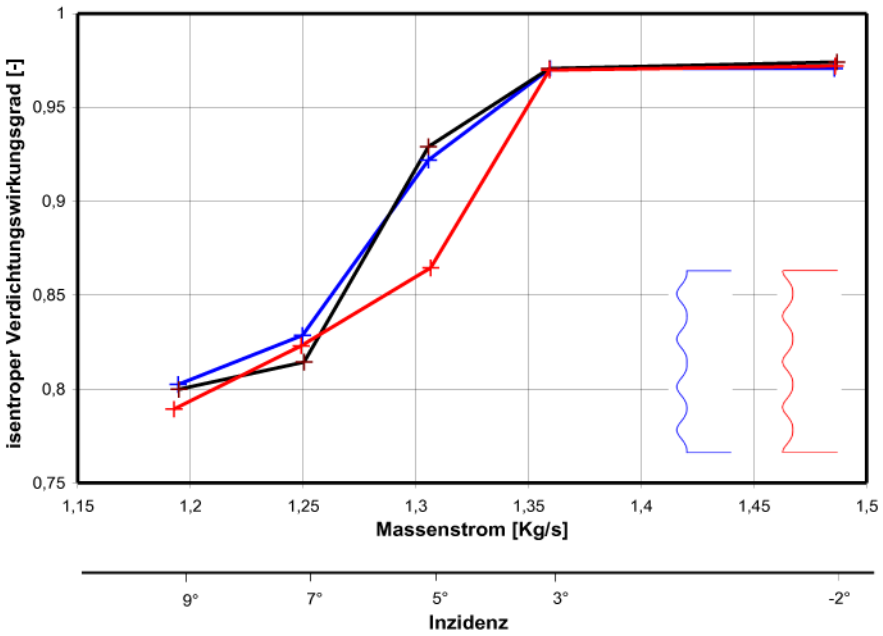


Abbildung 8.2-3: Räumlich und zeitlich gemittelter isentroper Wirkungsgrad über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).

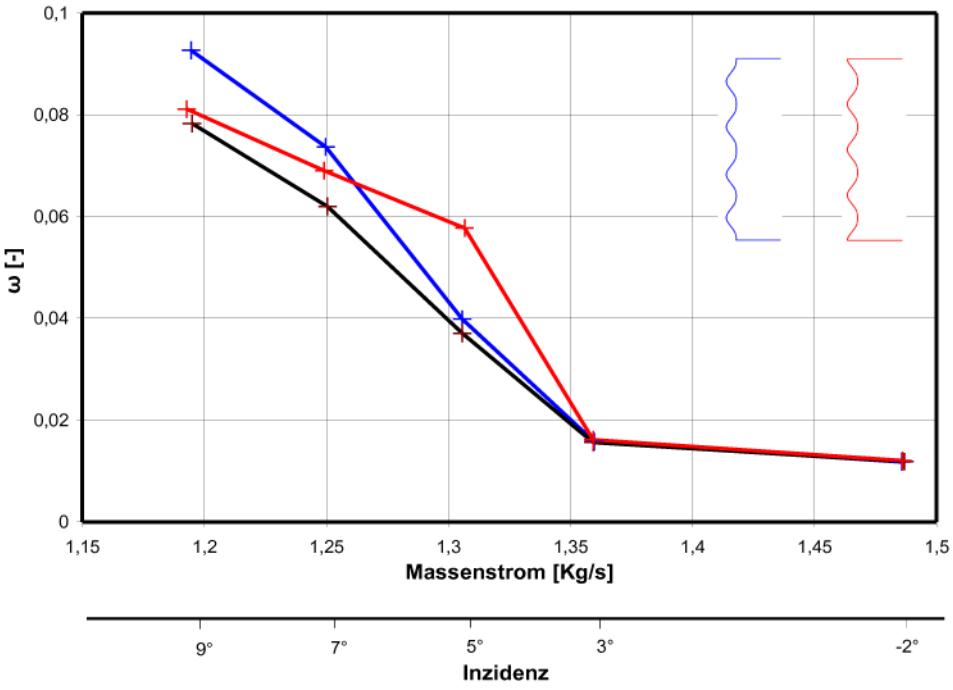


Abbildung 8.2-4: Räumlich und zeitlich gemittelter Totaldruckverlustbeiwert über dem Stator für Referenzbeschaufelung (schwarz), 3T-Beschaufelung (rot) und 4T-Beschaufelung (blau).

Dokumentstatistik

Seiten:	112
Absätze:	1260
Wörter:	20528
Zeichen:	157732
Tabellen:	78
Abbildungen:	134