

**Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter
Turbinenschaufeln mit umfangsunsymmetrischen Plattformen –
Entwicklung, Anwendung und Validierung**

von der
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München

zur Erlangung des Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Marc G. Nagel

Vorsitzender: Prof. Dr. sc. math. Kurt Marti
1. Berichterstatter: Prof. Dr.-rer. nat. Michael Pfitzner
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Martin Lawerenz

Tag der Einreichung: 03.03.2004
Tag der Annahme: 24.03.2004
Tag der Promotion: 14.09.2004

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München.

Mein herzlicher Dank gilt dem Leiter des Instituts Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner. Er gab die Anregung zu dieser Themenstellung und trug mit der mir gewährten wissenschaftlichen Freiheit maßgeblich zum Gelingen der Arbeit bei. Für alle unerwartet verstarb er kurz vor Vollen- dung dieser Arbeit. Ich bedanke mich bei Herrn Prof. Dr.-rer. nat. Michael Pfitzner, der auf unkomplizierte Weise meinen ehemaligen Chef vertreten hat und die Rolle des ersten Bericht- erstatters übernahm. Prof. Dr.-Ing. Martin Lawerenz danke für die Übernahme des Koreferats und die angenehme Zusammenarbeit während der Arbeit. Für die freundliche Durchführung des Vorsitzes danke ich Prof. Dr. sc. math. Kurt Marti.

Den Mitarbeitern der Entwicklungsabteilung Turbinenaerodynamik der MTU Aero Engines München danke ich für die stete Begleitung der Arbeit, insbesondere bei Herrn Dipl.-Ing. H.-J. Dietrichs und Herrn Dr. Ralf-Dietmar Baier für das große Interesse an der Arbeit und die vie- len fruchtbaren Gespräche.

Aufgrund der Komplexität des Themas wäre eine erfolgreiche Arbeit nicht ohne die vielfältige Unterstützung meiner Kollegen und des technischen Personals des Instituts möglich gewesen. Für das sehr kollegiale Klima, die angenehme und freundliche Atmosphäre und die vielen fachlichen und nichtfachlichen Gespräche bin ich allen, insbesondere meinem Bürokollegen Peter Stadtmüller, sehr dankbar. Bedanken möchte ich mich besonders bei Herrn Wolfgang Lorz und Herrn Wilfried Ehrlich, ohne die eine erfolgreiche Umsetzung der Arbeit in die Pra- xis nicht möglich gewesen wäre. Ein besonderes Lob gebührt auch meinem Kollegen Lars Homeier für die Durchsicht meiner Arbeit. Dem Rechenzentrum vertreten durch Herrn Neu- mann, danke ich für die Hilfe bei Computerproblemen jeglicher Art.

Für die stetige Unterstützung, den menschlichen Rückhalt und die Geduld danke ich schließ- lich meiner Familie und meinen Freunden. Ohne die vielen schönen Ablenkungen und Aktivi- täten und das Auslüften in der Natur wären viele Ideen dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Wolfratshausen, im September 2004

Marc G. Nagel

Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangsunsymmetrischen Plattformen – Entwicklung, Anwendung und Validierung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung dreidimensional gestalteter axialer Turbomaschinenbeschaufelungen. Bei heutigen Auslegungen werden sehr hohe Anforderungen an die Turbokomponenten gestellt. Zum einen sollen die Herstellungs- und Wartungskosten durch eine möglichst geringe Bauteilanzahl reduziert werden, die allerdings zu einer hohen Bauteilbelastung führt, und zum anderen sollen die Betriebskosten, und dabei besonders der Treibstoffverbrauch, durch hohe Wirkungsgrade gesenkt werden.

Ein Ansatzpunkt stellt die Reduzierung der aerodynamischen Verluste dar. Dabei sind wiederum die Sekundärströmungen von besonderem Interesse, da sie ca. 30 - 40 % der aerodynamischen Gesamtverluste erzeugen. Die Sekundärströmungen sind stark dreidimensional geprägte Strömungsvorgänge, deren effiziente Beeinflussung den Einsatz dreidimensional gestalteter Beschaufelungen mit dazu angepaßten dreidimensionalen Naben- und Gehäusekonturen erfordert. Dies führt zu einer deutlichen Anhebung der Komplexität des aerodynamischen Auslegungsvorgangs, was vor dem Hintergrund des heutigen Kosten- und besonders Zeitdiktats zu einem Interessenkonflikt führt.

Das Ziel dieser Arbeit war der Aufbau eines automatisierten Auslegungswerkzeugs, das die vollständige dreidimensionale Gestaltung von Schaufelblatt und Plattformen ermöglicht. Zur Bewältigung der hohen Parameteranzahl ist die dreidimensionale Auslegungskette mit Hilfe eines numerischen Optimierungsalgorithmus zu einem automatisierten Kreislauf geschlossen worden. Ein wesentlicher Aspekt der Arbeit ist die dreidimensionale Parametrisierung der Geometrie, die in die Module axiale Merdionalkanalmodifikation, dreidimensionale Gestaltung des Schaufelblatts und eine umfangsunsymmetrische Plattformgestaltung aufgeteilt wurde. Zur Modellierung der dreidimensionalen Strömungseffekte wurde ein dreidimensionaler Navier-Stokes-Strömungslöser mit eingebautem Transitionskriterium eingesetzt. Die Evaluierung der Geometrieconfigurationen erfolgte durch integrale Kennzahlen, nach Kriterien die aus umfangsgemittelten Größen in der Abströmebene abgeleitet sind und Kennzahlen zur Beurteilung der einzelnen Profilschnitte. Als Optimierungswerkzeug kam ein gradientenbasiertes SQP-Verfahren zum Einsatz.

Mit dem Verfahren wurde eine numerische Auslegungsoptimierung auf der Basis des Niederdruckturbinenprofils T106D mit divergenten Seitenwänden durchgeführt. Zur notwendigen Validierung der Auslegungssystematik wurde das optimierte Gitter T106Dopt im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal experimentell untersucht. Das Auslegungsziel einer deutlichen Reduzierung der integralen Verluste und Sekundärströmungsphänomene, bei Einhaltung der vorgegebenen Enthalpieumsetzung, wurde im Rahmen der Optimierung erreicht.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Bezeichnungen	III
Abbildungsverzeichnis	VI
1. Einleitung und Problemstellung	1
2. Untersuchungen zu Sekundärströmungen	6
2.1 Profilgrenzschichten	7
2.2 Sekundärströmungsphänomene und -modelle	9
2.3 Beeinflussungsmaßnahmen	16
2.4 Ziele der vorliegenden Arbeit	29
3. Geometrische Darstellung und Parametrisierung eines dreidimensional gestalteten Schaufelprofils mit dazugehörigen Seitenwänden	30
3.1 Definition des Strömungskanals und Bestimmen der Stromlinien	33
3.2 Axiale Seitenwandkonturierung	35
3.3 Parametrisierung der Profilschnitte auf Stromlinien	37
3.4 Parametrisierung des Schaufelblatts aus Schaufelschnitten in radialer Richtung zur Erzeugung einer strakenden Schaufel	40
3.5 Geometrische Darstellung einer Umfangskonturierung auf der Seitenwand zwischen Profilverderkante und Profilhinterkante	42
4. Numerische Strömungslösung und Auswertung	44
4.1 Vernetzung des Strömungsraumes	44
4.2 Numerische Strömungslösung und Turbulenzmodellierung	45
4.3 Strömungsauswertung und Bewertung der Geometrie	52
5. Numerische Optimierung	54
5.1 Arten von Optimierungsalgorithmen	55
5.2 Auswahl und Anwendung des eingesetzten Optimierungsalgorithmus ..	60
6. Optimierung eines Turbinengitters zur Reduzierung der Sekundärströmungen und Verluste	65
6.1 Auslegungsdaten des Turbinengitters T106D	66
6.2 Optimierung des Gitters T106D	69
7. Versuchsaufbau, Meßwerterfassung und Auswertungsmethoden	76
7.1 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal	76
7.2 Meßstrecke	78
7.3 Instrumentierung	79

7.4	Fehlerbetrachtung	83
8.	Ergebnisse der Optimierung	84
8.1	Turbulenzgradmessung	84
8.2	Profildruckverteilungen	84
8.3	Ölanstrichbilder	93
8.4	Totaldruckverluste in der Abströmebene	97
8.5	Umfangsgemittelter Abströmwinkel in Umfangsrichtung	99
8.6	Umfangsgemittelte Totaldruckverlustbeiwerte in Umfangsrichtung ..	100
8.7	Integrale Beurteilung	101
9.	Diskussion und Ausblick	102
10.	Zusammenfassung	108
11.	Literaturverzeichnis	110
	Lebenslauf	118

Abkürzungen und Bezeichnungen

a) Bezeichnungen:

A / D	analog / digital
bump	umfangunsymmetrische Seitenwandkonfiguration
CAD	(computer added design) rechnergestützte Konstruktion
CDA	(controlled diffusion airfoils)
CFD	(computational fluid dynamics) numerische Strömungssimulation
DESIGN	Programm zur Profilvergenerierung aus Parametern
DNS	(direct numerical simulation) direkte numerische Simulation
DOE	(design of experience) wissenschaftliche mehrdimensionale Parameterstudie
Eulerverfahren	reibungsfreier numerischer Strömungslöser
iges	Graphikdatenformat
LE	(leading edge) Vorderkante
LES	(large eddy simulation)
Ma	Mach-Zahl
MDO	(multi disciplinary optimisation) multidisziplinäre Optimierung
MTU	Motoren- und Turbinenunion
NASTRAN	strukturmechanischer kommerzieller Löser
NACA	national advisory committee for aeronautics
NGV	(nozzle guide vane) Düsen- oder Statorgitter
PS	(pressure side) Druckseite
RANS	(Reynolds-averaged Navier-Stokes solver) Reynolds-gemittelter N-S Löser
RB	Randbedingung
Re	Reynolds-Zahl
SKE	(secondary kinetic energy) Energieanteil der Sekundärströmung
SMP	(shared memory parallelisation) Parallelisierung mit gemeinsamen Speicher
SQP	sequentielle quadratische Programmierung
SS	(suction side) Saugseite
TE	(trailing edge) Hinterkante
Tu	Turbulenzgrad

b) Größen:

α	Strömungswinkel in Schaufelhöhenrichtung, geometrischer Winkel
β	Strömungswinkel in Umfangsrichtung, geometrischer Winkel
γ	Keilwinkel
c	Absolutgeschwindigkeit, Beiwert, (chord) Sehnenlänge
d	Dicke
δ	Winkel

ε	Winkel, Dissipation
F	Funktion, Fluß
g	Ungleichheitsrestriktion
h	Enthalpie, Höhe, Gleichheitsrestriktion
φ	Umfangskoordinate
kr	Krümmung
κ	kinetische Energie
λ	Winkel
μ	dynamische Viskosität
p	Druck
P	Leistung
π	Normalspannung
q	Staudruck
ρ	Streckungsparameter der Steigung (1. Ordnung), Dichte
st	Steigung
σ	Streckungsparameter der Krümmung (2. Ordnung)
u	innere Energie
r	Radius
R	Reibungsterm
S1, S2	Stromlinien- oder Stromflächen-Bezeichnung
t	Zeit, Teilung
T	Temperatur
τ	Schubspannung, Fädelungskordinate
U	Zustandsvektor
w	Relativgeschwindigkeit, Winkel
ω	Winkelgeschwindigkeit, Frequenz
x	kartesische Koordinate
y	Funktionswert, kartesische Koordinate
y^+	dimensionsloser Wandabstand
z	kartesische Koordinate

c) Indizes und Hochzeichen

1	Eintrittsebene
2	Austrittsebene
ax	axial
D	Druckseite
G	Gehäuse
H	Hinterkante
krit	kritisch

K	Kammer
m	meridional, massengemittelt
N	Nase, Nabe
p	Druck
r	rückwärts
rot	rotatorisch
s	Staffelung
S	Saugseite
t	total
th	theoretisch (isentropen Strömungszustand)
Umg	Umgebung
v	vorwärts
x	kartesische Koordinatenrichtung
y	kartesische Koordinatenrichtung
z	kartesische Koordinatenrichtung

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1:	Sekundärströmungsphänomene, <i>Fottner 1989 [24]</i>	3
Abb. 2.1:	Reynolds-Zahlabhängigkeit der Profilhenschicht, <i>Hourmouziadis 1989 [38]</i>	7
Abb. 2.2:	Transitionsphänomene über eine Ablöseblase, <i>Fottner 1989 [24]</i>	8
Abb. 2.3:	Hufeisenwirbel, <i>Abdullah-Altaii et al. 1994 [1]</i>	11
Abb. 2.4:	Sekundärströmungsphänomene, <i>Wang et al. 1995 [78]</i>	13
Abb. 2.5:	System der Ablöse- und Wiederanlegelinien der Sekundärströmung, <i>Sieverding 1984 [66]</i>	14
Abb. 2.6:	Radiale Verteilung der Sekundärströmungsverluste bei wachsender Schaufelbelastung von a) bis d), <i>Sieverding 1984 [66]</i>	15
Abb. 2.7:	Ideale Geschwindigkeitsverteilung für Beschleunigungsgitter, <i>Hoheisel et al. 1986 [37]</i>	16
Abb. 2.8:	Turbinenprofile T104, T105 und T106, <i>Hoheisel et al. 1986 [37]</i>	17
Abb. 2.9:	Schaufelkonfigurationen lean und bow, <i>Wanjin et al. 1993 [79]</i>	18
Abb. 2.10:	Seitenwandgrenzschichtzäune, <i>Doerffler et al. 1994 [15]</i>	19
Abb. 2.11:	Sekundärströmungseffekte in der Schaufelgitterabströmung für zwei Konfigurationen von Grenzschichtzäunen, <i>Doerffler et al. 1994 [15]</i>	20
Abb. 2.12:	Krümmungsmotivierte Seitenwandgestaltung, <i>Bischoff 1983 [8]</i>	22
Abb. 2.13:	Gesamtansicht der Seitenwandkonturierung, <i>Harvey et al. 1999 [34]</i>	23
Abb. 2.14:	Ansicht der Seitenwandkonturierung als Schnitt in Umfangsrichtung im vorderen Schaufeldrittel, <i>Harvey et al. 1999 [34]</i>	24
Abb. 2.15:	Optimierte Seitenwand im ebenen Kanal, <i>Pioske et al. 1999 [56]</i>	26
Abb. 2.16:	Meridionale Ansicht der Gitterkonfigurationen mit eingeklappten Profilschnitten, <i>Duden et al. 1998 [20]</i>	28
Abb. 2.17:	Verlustkoeffizienten der Gitterkonfigurationen in der Abströmebene $x / l_{ax} = 1.5$, <i>Duden et al. 1998 [20]</i>	29
Abb. 3.1:	Schaufelblattgestaltung 3D durch Auslenkung der Fädellinie	31
Abb. 3.2:	Prinzipielle Formen der Ringraumgestaltung	32
Abb. 3.3:	Lage der S1- und S2-Stromflächen, <i>Wu 1952 [82]</i>	33
Abb. 3.4:	Quasi orthogonale Rechenebene in v-Richtung im schaufelfreien Raum, <i>Happel 2000 [31]</i>	34
Abb. 3.5:	Anwendungsgebiet des Stromlinien-Geometrie-Verfahrens in Parameterdarstellung, <i>Happel 2000 [31]</i>	35

Abb. 3.6:	B-Splines der axialen Seitenwandkonturierung: Darstellung zweier Modifikationen	36
Abb. 3.7:	Geometrische DESIGN-Parameter	38
Abb. 3.8:	DESIGN-Parameter in den Profilaufpunkten	39
Abb. 3.9:	Einfluß der Streckungsparameter auf den Kurvenverlauf eines Splinesegments durch a) ρ und b) σ	40
Abb. 3.10:	Steuerung des Polynoms zur radialen Parametrisierung der DESIGN-Parameterwerte	41
Abb. 3.11:	Rechnerisch aufgespannte Fläche zur Definition der umfangunsymmetrischen Seitenwandkonturierung	42
Abb. 3.12:	Konfigurationsbeispiel eines Seitenwandbumps	43
Abb. 5.1:	Konvergenzverlauf verschiedener Optimierungsalgorithmen einer Verdichteroptimierung, Schwarz 1992 [64]	61
Abb. 5.2:	Ablaufschema des Auslegungsverfahrens	64
Abb. 6.1:	Turbinengitter T106D im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal	68
Abb. 6.2:	Rechennetz der Optimierung - OH-Topologie	70
Abb. 6.3:	Rechennetz der Optimierung - Meridionalansicht	71
Abb. 6.4:	Optimiertes Turbinengitter T106Dopt	74
Abb. 6.5:	Gefertigtes Windkanalgitter T106Dopt	75
Abb. 7.1:	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal	77
Abb. 7.2:	Turbulenzsieb VI K	78
Abb. 7.3:	Lage der Profildruckverteilungsbohrungen, Projektion in die Seitenwandebene	80
Abb. 7.4:	Lage der instrumentierten Schnitte mit statischen Druckbohrungen	81
Abb. 8.1:	Profilgeometrie Schnitt 1: T106D - T106Dopt	85
Abb. 8.2:	Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 1: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	86
Abb. 8.3:	Profilgeometrie Schnitt 2: T106D - T106Dopt	87
Abb. 8.4:	Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 2: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	88
Abb. 8.5:	Profilgeometrie Schnitt 3: T106D - T106Dopt	89
Abb. 8.6:	Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 3: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	90
Abb. 8.7:	Profilgeometrie Schnitt 4: T106D - T106Dopt	91
Abb. 8.8:	Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 4: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	92

Abb. 8.9:	Ölanstrichbilder T106Dopt: Schaufelblatt im Auslegungspunkt	94
Abb. 8.10:	Ölanstrichbild T106Dopt: Seitenwand im Auslegungspunkt	95
Abb. 8.11:	Strömungssituation T106Dopt	96
Abb. 8.12:	Lokale Totaldruckverlustbeiwerte in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	98
Abb. 8.13:	Umfangsgemittelter Abströmwinkel in Umfangsrichtung in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	99
Abb. 8.14:	Umfangsgemittelter Totaldruckverlustbeiwert in Umfangsrichtung in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.	101

1. Einleitung und Problemstellung

Die weltweit zur Verfügung stehende hochwertige Primärenergie in Form von Erdöl bzw. -gas ist begrenzt. Durch Neuerschließungen, die zum Teil heute schon umstritten sind, wird die Gesamtmenge zwar immer wieder angehoben, ein maßvoller Umgang mit diesem wichtigen Rohstoff in Industrie, Verkehr, Stromerzeugung, Haushalten und weiteren Verbrauchern ist trotzdem notwendig. Dem gegenüber steht ein jährlich wachsender Energiebedarf mit den verbundenen Umweltproblemen durch vermehrten CO₂-Ausstoß und anderen Emissionen. Der CO₂-Ausstoß gilt als eine der treibenden Kräfte für den Treibhauseffekt und die damit zu erwartenden Klimaveränderungen. Um dem entgegenzuwirken, ist dabei neben Energieeinsparungsmaßnahmen eine möglichst effiziente Energieumwandlung von hochwertiger, transportabler Primärenergie in nutzbare mechanische Energie entscheidend. Die Problematik des Energiehaushalts hat auch eine starke politische Dimension, wie es sich z. B. bei den Verhandlungen und der Ratifizierung des *Kyoto-Protokolls 1997* [7] zwischen den stark wachstumsorientierten Industrienationen und den sich entwickelnden Ländern abzeichnet.

Der Flugverkehr und der damit verbundene Verbrauch hochwertiger Primärenergie, der sich bis jetzt noch nicht durch Alternativen ersetzen läßt, steigt dem Trend der wachsenden Globalisierung folgend jährlich um ungefähr fünf Prozent an. Im zivilen und militärischen Flugverkehr werden heute als Antriebsaggregate fast ausschließlich Fluggasturbinen eingesetzt. Die Fluglinien, als Hauptbetreiber von Flugtriebwerken, stellen einen Forderungskatalog an heutige und besonders an zukünftig zu entwickelnde Triebwerke. Zu den früher geltenden Entwicklungsmaximen „höher, schneller, weiter“ hat sich „bezahlbar“ ergänzt (siehe *Raj 1998* [58]). Die Triebwerke werden mittlerweile sogar maßgeblich unter Kostengesichtspunkten beurteilt. Die Wirkungsgrade und damit die Effizienz der Energieumsetzung der Triebwerke soll möglichst hoch sein, um die Betriebskosten durch die Senkung des Treibstoffverbrauchs zu reduzieren. Das Eigengewicht der Triebwerke soll klein sein, um die Nutzlast des gesamten Flugzeugs nicht einzuschränken. Gleichzeitig sollen auch die Herstellungs- und Wartungskosten reduziert werden. Schon bei der Entwicklung werden durch Einsparung ganzer Turbinen- bzw. Verdichterstufen und von anderen Bauteilen des Triebwerks direkt die Kosten reduziert. Eine Reduzierung der Bauteilanzahl in einem Triebwerk führt zu einer Verringerung möglicher Fehlerquellen und damit zu einer Steigerung der Verlässlichkeit des Gesamtsystems. Kosteneinsparungen bei der Wartung erfolgen durch verbessertes Monitoring und Lebensdauerprognosen der verschiedenen Werkstoffe und daran angepaßte Wartungsintervalle. Diese Forderungen lassen besonders bei der Niederdruckturbine noch ein hohes Einsparpotential erwarten. Die Niederdruckturbine muß, eventuell über ein Getriebe, die Antriebsleistung des Fans, d. h. des Bläasers oder Propellers, bereitstellen. Durch die hohe Anzahl an Stufen ist sie für etwa ein Drittel des Gesamtgewichts eines Triebwerks verantwortlich. Die Beschau felung ist dabei für ca. 30 – 50 % der Kosten dieser Komponente verantwortlich (*Ardey et al. 2000*

[4]). Die Umweltaspekte gewinnen neben den Kosten in letzter Zeit immer mehr an Bedeutung, dabei besonders die Abgas- und Lärmemissionen. An vielen Orten sind mittlerweile Gebühren bei Überschreitung zulässiger Höchstgrenzen für die Lärmemissionen festgesetzt worden. Die Triebwerkshersteller versuchen, diesen Forderungen nachzukommen. Ihr Ziel ist es deswegen, entsprechend dem Anforderungskatalog leichte, kostengünstige Triebwerke mit hohem Wirkungsgrad zu produzieren, um als Wettbewerber am Markt bestehen zu können.

Eine Steigerung des thermischen Wirkungsgrads läßt sich durch eine Erhöhung der Turbineneintrittsbedingungen Druck und Temperatur erreichen, um die Divergenz der Isobaren im Enthalpie-Entropie-Diagramm effizienter auszunutzen (*Traupel 1988 [72]*). Durch moderne Kühlkonzepte können die Turbineneintrittstemperaturen bereits weit über die Schmelztemperaturen heutiger Turbinenwerkstoffe angehoben werden. Ein wünschenswerter größerer Erhöhungsschritt ist derzeit nur durch eine bessere Kühlungstechnologie und verbesserte Werkstoffeigenschaften möglich. Ein anderer Ansatz zur Erhöhung der Effizienz der Energieumsetzung besteht in der Verringerung der aerodynamischen Verluste im Triebwerk. Dieser Punkt gewinnt durch die geforderte Reduzierung der Bauteile und die damit verbundene Belastungserhöhung noch zusätzlich an Bedeutung. In Turbomaschinen gibt es eine Vielzahl von Mechanismen, durch die aerodynamische Verluste entstehen. Ein Überblick über diese Mechanismen wurde von *Denton 1993 [13]* zusammengestellt. Durch die Erhöhung der Stufenbelastung verstärkt sich die Ausbildung komplexer dreidimensionaler Strömungsphänomene, sogenannter Sekundärströmungen. Diese Sekundärströmungen erhöhen die Verluste der einzelnen Schaufelreihen und ziehen gleichzeitig auch noch eine Inhomogenisierung der Abströmung und dadurch eine Fehlanströmung der nächsten Schaufelreihe nach sich. Sekundärströmungen stellen in modernen Triebwerken etwa ein Drittel¹ der aerodynamischen Verluste dar, siehe Abb. 1.1. Ein Ziel einer aerodynamischen Auslegung ist es, neben der Erfüllung der geforderten Enthalpieumsetzung, unter anderem diesen Verlustmechanismen, durch Veränderungen der geometrischen Berandung des Strömungskanals, bestehend aus Schaufelblatt und Seitenwänden, entgegenzuwirken. Bei bisherigen und aktuellen Auslegungsmethoden wird die Geometrie noch meistens durch zweidimensional definierte Schnitte, wie sie in S1 / S2² Untersuchungen verwendet werden, definiert. Einen guten Überblick über die grundlegenden Auslegungskriterien kann den Literaturstellen *Hourmouziadis 1989 [38]*, *Fottner 1989 [24]* und *Starken 1989 [69]* entnommen werden. Um die verlustintensiven Sekundärströmungseffekte effektiv reduzieren zu können, muß jedoch die geometrische Form der Turbinengitter und Seitenwände dreidimensional den aerodynamischen Erfordernissen angepaßt werden, siehe dazu auch *Denton 1994 [14]*. Der Übergang zu dreidimensional definierten Geometrien führt zu einer starken Zunahme der die Geometrie beschreibenden Freiheitsgrade

1. *Sharma et al. 1986 [65]*: Die Sekundärströmungsverluste können in Rotor- oder Statorgittern bis zu 30-50 % der aerodynamischen Verluste darstellen, in Eintrittsgittern mit geringerer Umlenkung bis zu 20 %.

2. Lage der S1 und S2 Flächen siehe Abb. 3.3

und damit der Komplexität der gesamten Auslegung. Die Fokussierung auf dreidimensionale Strömungsphänomene erfordert Auslegungswerkzeuge, mit denen die Strömungseffekte realitätsnah modelliert werden können. Daraus entsteht das Mißverhältnis zwischen steigender Komplexität durch den erhöhten Detaillierungsgrad der Auslegung und der Entwicklungszeit und den dafür aufzuwendenden Entwicklungskosten.

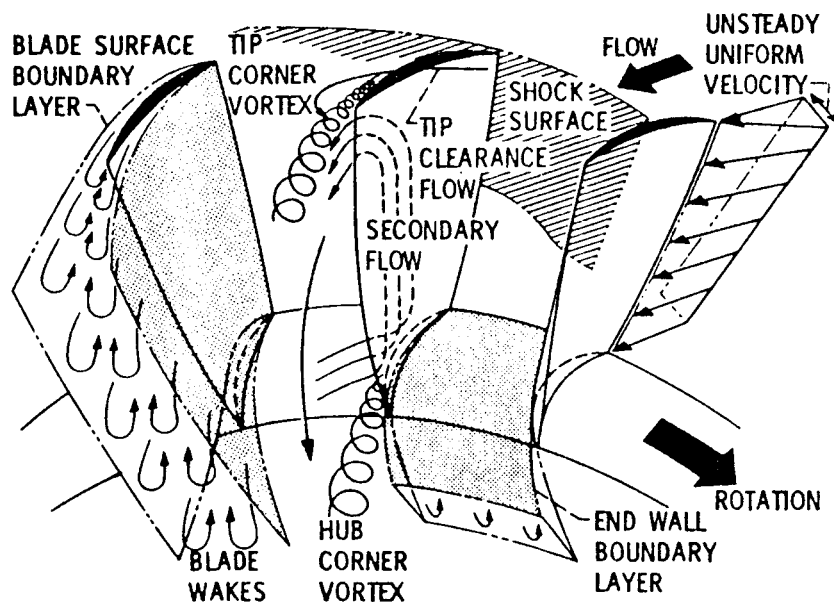


Abb. 1.1: Sekundärströmungsphänomene, Fottner 1989 [24] .

Die zur Verfügung stehenden Werkzeuge einer Beschauelungsauslegung (siehe Meauzé 1989 [49]) sind in erster Linie aus experimentellen Untersuchungen gewonnene Korrelationen und seit einigen Jahren auch vermehrt die numerische Simulation der Strömungsvorgänge mittels CFD. Beide Ansätze haben gewisse Vor- und Nachteile. Durch ein Experiment kann ein Strömungszustand weitgehend beobachtet werden. Experimente sind allerdings sehr teuer und zeitaufwendig. Das exakte Einstellen aller für die zu untersuchenden Strömungsverhältnisse geltenden Ähnlichkeitskennzahlen wie z. B. Mach-Zahl (Einfluß der Kompressibilität) und Reynolds-Zahl (Einfluß der Viskosität) ist oft nur schwer möglich. Aufgrund der endlichen Ausdehnung von Meßaufnehmern und der damit verbundenen Beeinflussung der Strömung entziehen sich einige Strömungsphänomene sogar gänzlich der experimentellen Erfassung. Interessierende Strömungsvorgänge werden deswegen oft in stark vergrößertem Maßstab an einzelnen Gittern im Modell detailliert untersucht. Mit numerischen Simulationen lassen sich Strömungsverhältnisse, im Bereich validierter Strömungssituationen, mittlerweile in deutlich kürzerer Zeit und einem geringen Teil der experimentellen Kosten verlässlich simulieren. Eine analytische mathematische Darstellung der Strömungsphänomene, wie sie in Turbomaschinenbeschauelungen auftreten, ist leider (noch) nicht möglich. In letzter Zeit wurden aber große Fortschritte auf dem Gebiet der Entwicklung von Rechenverfahren insbesondere bei der Stabi-

lität und Beschleunigung der Konvergenz der iterativen Lösungsalgorithmen erzielt. Zur Verbreitung der numerischen Simulation hat außerdem die stark gestiegene zur Verfügung stehende Rechenleistung beigetragen. Alle 18 Monate verdoppelt sich in etwa die Leistung der aktuellen Hardware bei gleichbleibenden Kosten. Alle 15 Jahre ergibt sich dadurch eine Steigerung der Rechenleistung um einen Faktor von ungefähr 1000. Strömungsvorgänge können numerisch mittlerweile mit vertretbarem Aufwand ausreichend fein aufgelöst werden, auch und gerade in Bereichen, in denen keine oder kaum Messungen möglich sind. Durch die Flexibilität bei der Festlegung der Strömungsrandbedingungen sind Parameterstudien für verschiedene Geometrien und Betriebszustände ohne großen Aufwand durchführbar. Ein Hauptproblem der numerischen Strömungssimulation ist noch immer die physikalische Modellierung der Turbulenz. Dies tritt besonders in Bereichen stark turbulenzgeprägter Strömungsvorgänge wie an Profil- und Seitenwandgrenzschichten mit laminar-turbulenter Transition auf. Ohne eine Validierung der numerischen Verfahren und Modelle durch den Vergleich mit experimentellen Ergebnissen ist eine verlässliche Vorhersage bisher noch nicht möglich.

Ein Zurückgreifen auf viele nacheinander ausgelegte und erprobte Versuchsträger bis zum Erreichen des gewünschten Entwicklungsziels ist heute unter dem Diktat des Zeit- und Kostendrucks nicht mehr möglich. Die Auslegung selbst findet mittlerweile nahezu vollständig numerisch statt. Die aktuelle Vorgehensweise ist die üblicherweise wiederholte experimentelle Validierung eines numerischen Auslegungswerkzeugs für die verschiedenen vorkommenden Strömungssituationen. Mit Hilfe experimenteller Daten werden die verwendeten numerischen Algorithmen und Methoden angepaßt und deren Verwendung für die jeweilige Strömungssituation festgelegt. Eine experimentelle Überprüfung einer Auslegung wird normalerweise erst mit dem experimentellen Leistungsnachweis einer kompletten Baugruppe durchgeführt. Nur wenn experimentell gravierende Abweichungen zu den numerisch berechneten Ergebnissen festgestellt werden, werden weitere Versuchsträger bzw. Modelle erprobt. Der Fokus der numerischen aerodynamischen Beschauelungsauslegung auf dreidimensionale Strömungsphänomene erfordert dafür numerische Auslegungswerkzeuge, deren physikalische Modellbildung die dreidimensionalen Effekte möglichst realitätsnah abbilden. Hierfür kommt nur ein dreidimensionaler auf der Diskretisierung der Navier-Stokes-Gleichungen beruhender Strömungslöser in Frage.

Durch die stark gestiegene Rechnerleistung ist heute die Schwelle erreicht, dreidimensionale Navier-Stokes-Strömungslöser in normalen aerodynamischen Beschauelungsauslegungen zur Nachrechnung entworfener Geometrien einzusetzen. Mit der geforderten Verwendung von dreidimensional definierten und modifizierbaren Beschauelungen, Naben- und Gehäusekonturen steigt die Anzahl der Parameter stark an, die die Geometrie festlegen. Die Beherrschung der vielen Freiheitsgrade durch den Entwicklungsingenieur wird dabei zum Problem. Psychologische Untersuchungen haben ergeben, daß es nur möglich ist, gleichzeitig ungefähr sieben

unabhängige Variablen im Kurzzeitgedächtnis zu variieren. Eine dreidimensionale Parametrisierung der gesamten Geometrie, bestehend aus Schaufelblatt und Seitenwänden, übersteigt diese Zahl jedoch bei weitem. Ausgehend von einer Startgeometrie muß es aber weiterhin das vorrangige Ziel eines Entwicklungsingenieurs bleiben, in vorgegebener Zeit die maximale Verbesserung der Aerodynamik durch Änderungen der Geometrie zu erreichen. Ein Hilfsmittel zur zielgerichteten Suche nach der optimalen Geometrie stellt die numerische Optimierung dar. Die vom Entwicklungsingenieur angewendeten Entscheidungskriterien zur Beurteilung eines Entwurfs, der sogenannte „ingenieurmäßige Blick“, müssen dabei in ein künstliches System übertragen werden. Die Anzahl an Freiheitsgraden stellt bei einer numerischen Optimierung eine geringere Limitierung als bei einer manuellen Auslegung dar. Die Anwendung numerischer Optimierung muß im Bereich dreidimensionaler Strömungsberechnung allerdings sinnvoll gesteuert werden, um die erforderliche Rechenleistung und Datenmenge nicht intolerabel ansteigen zu lassen. Es muß insbesondere berücksichtigt werden, daß die Zielfunktion nicht durch eine mathematische Abbildungsvorschrift, sondern mit Hilfe iterativer Verfahren bestimmt wird und deswegen numerisch rauh ist. Durch Optimierungsnebenbedingungen muß bei der Anwendung der Optimierung sichergestellt werden, daß im Verlauf der iterativen Optimierung der zulässige aerodynamisch und geometrisch sinnvolle Bereich nicht verlassen wird.

Aus dieser Problematik heraus ergab sich die Idee der vorliegenden Arbeit. Nach einem Überblick über die bisherigen Untersuchungen der Sekundärströmungsphänomene und Beispielen angewandter Optimierung soll ein Auslegungsverfahren aufgebaut werden, das auf der Methodik der numerischen Optimierung unter Verwendung eines transitionalen³, dreidimensionalen Navier-Stokes-Lösers basiert. Mit diesem Verfahren soll es möglich sein, die dreidimensionalen Strömungsvorgänge gezielt zu beeinflussen, in dem die Geometrie von Schaufelblatt und Plattformen variiert wird. Durch strukturierte und volle Parametrisierung der dreidimensionalen strömungsberandenden Geometrie und der Möglichkeit, die gewünschten Auslegungsziele wählen zu können, soll ein Werkzeug entwickelt werden, welches es dem Entwicklungsingenieur bei der Auslegung erlaubt, seine bisherige Erfahrung einzubringen. Gleichzeitig sollen durch die Methodik der Optimierung im Rahmen der gesetzten Einschränkungen die Möglichkeiten der komplexen dreidimensionalen Gestaltung kosten- und zeitsparend umgesetzt werden. Mit dem Werkzeug soll eine dreidimensionale Auslegungsoptimierung eines bestehenden Niederdruckturbinengitters⁴ zur Erzielung geringerer integraler Verluste und Sekundärströmungen durchgeführt werden. Anhand experimenteller Untersuchung des dreidimensional ausgelegten optimierten Gitters wird die notwendige Validierung des Verfahrens erfolgen. Aufgrund der Erkenntnisse aus der numerischen Auslegung und der experimentellen Untersu-

3. Bei einem transitionalen Navier-Stokes-Löser wird der Transitionspunkt, also der Beginn der Turbulenzproduktion, durch ein Kriterium selbst bestimmt und nicht etwa als Vorgabe gesetzt.

4. Zur Anwendung kam das Gitter T106A mit divergenten Seitenwänden, im folgenden mit T106D bezeichnet.

chung des optimierten Gitters können Auslegungskriterien für zukünftige Auslegungen von Niederdruckturbinen abgeleitet werden.

2. Untersuchungen zu Sekundärströmungen

In diesem Kapitel wird nach einer theoretischen Einführung ein kurzer Überblick über die bisher in der Literatur veröffentlichten Studien zu den in dieser Arbeit relevanten strömungsmechanischen Themenbereichen gegeben, die zur Durchführung der Optimierung eines Niederdruckturbinengitters benötigt werden. Dafür werden die im Rahmen einer geometrischen Modifizierung beeinflussbaren Verlustmechanismen und im Anschluß daran mögliche Verbesserungspotentiale kurz vorgestellt. Die Niederdruckturbinen stellen als Baugruppe in einem zivilen Triebwerk die zuletzt durchströmte Turbokomponente dar. Sie hat die Aufgabe, den Niederdruckverdichter oder den Propeller des Triebwerks anzutreiben. Der Niederdruckverdichter⁵ ist bei zivilen Triebwerken dabei normalerweise für über 80 % der Schuberzeugung verantwortlich. Aufgrund des großen Durchmessers kann der Fan nicht mit der hohen Drehzahl⁶ betrieben werden, die für den Wirkungsgrad und Arbeitsbereich der Niederdruckturbinen optimal ist. Neue Studien versuchen deswegen, das Konzept eines zwischen Niederdruckturbinen und Fan bzw. Propeller gesetzten Getriebes umzusetzen. Die Drehzahlen für beide Komponenten können somit in einem Bereich besseren Wirkungsgrads gewählt werden. Die Wärmeableitung aus dem Getriebe, auch bei sehr hohen Getriebewirkungsgraden, stellt momentan allerdings noch eine besondere konstruktive Herausforderung dar. Das Getriebe führt außerdem zu einer erhöhten Teilezahl, mit den damit verbundenen Problemen des erhöhten Gewichts, Ausfallwahrscheinlichkeit und Wartungskosten.

Niederdruckturbinen bei Triebwerken mit einem großen Nebenstromverhältnis bestehen meistens aus mehreren Stufen mit einem stark divergenten Meridionalkanal. Die Einsparung einer ganzen Stufe bewirkt neben der Gewichtseinsparung unter anderem eine kleinere axiale Baulänge, günstigere Fertigungs- und Wartungskosten und eine geringere Ausfallwahrscheinlichkeit und ist deswegen ein bevorzugtes Auslegungsziel. Die einzelnen Stufen der Niederdruckturbinen sind normalerweise hoch belastet. Die Erhöhung des Wirkungsgrades bei kleinst möglicher Schaufel- und Stufenanzahl ist Ziel der aerodynamischen Auslegung. Die Abströmungen der Schaufelreihen sollen dabei möglichst geringe Inhomogenitäten aufweisen, um die Zuströmungsbedingungen der darauffolgenden Gitter nicht zu beeinträchtigen, bzw. um die kaum nutzbare Energie der Sekundärströmungen in Grenzen zu halten.

5. Das erste Rotorgitter des Niederdruckverdichters wird normalerweise als Fan bezeichnet, wenn es auch den äußeren kalten Kreis des Triebwerks abdeckt.

6. Begrenzend wirkt sich das Erreichen der Schallgeschwindigkeit an den Blattspitzen aus.

2.1 Profilgrenzschichten

Auf allen strömungsberandenden Oberflächen gilt aufgrund der Reibung die Haftbedingung, d. h. die Geschwindigkeit des strömenden Fluids auf der Oberfläche ist Null. Senkrecht zur Oberfläche bildet sich ein charakteristisches Geschwindigkeitsprofil bis zum Erreichen der Außenströmung aus, das sogenannte Grenzschichtprofil. Als Grenzschichttrand wird üblicherweise der Punkt definiert, an dem 99 % der Außenströmungsgeschwindigkeit erreicht ist. Die Profilverluste sind stark von den Profilgrenzschichten abhängig (Abb. 2.1).

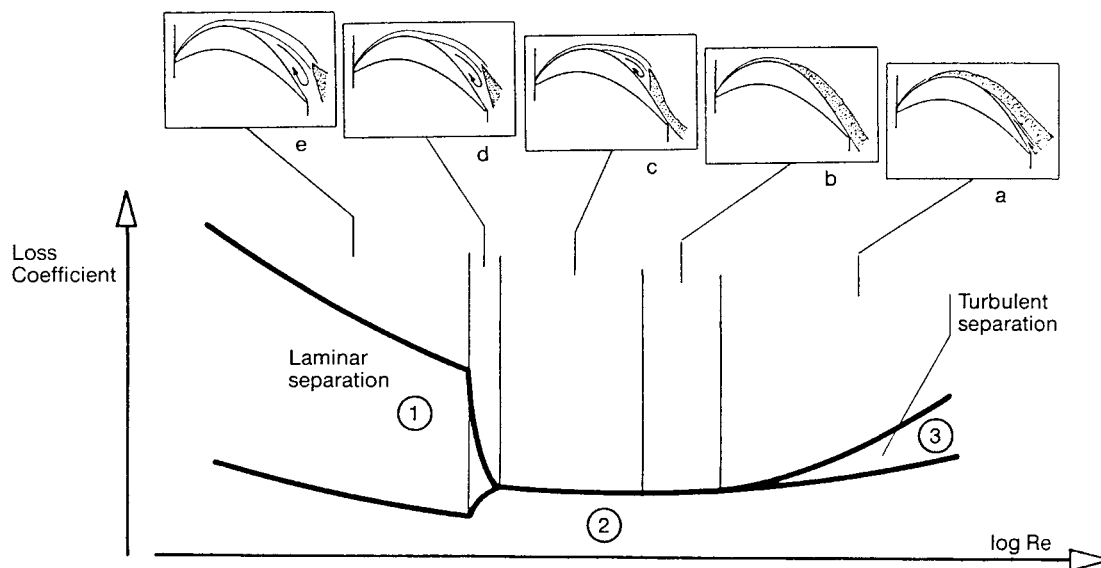


Abb. 2.1: Reynolds-Zahlabhängigkeit der Profilgrenzschicht, Hourmouziadis 1989 [38].

Bei der Umströmung eines Turbinenprofils bildet sich auf dem vorderen Teil der Saugseite eine stark beschleunigte Grenzschicht aus. Die Geschwindigkeits- und Impulsaustauschvorgänge in der Grenzschicht finden vorwiegend in einer Ebene normal zur Schaufeloberfläche in Strömungsrichtung statt. Dieser Grenzschichtzustand wird als laminar bezeichnet. Mit zunehmender Reynolds-Zahl steigen die Geschwindigkeits- und Impulsaustauschvorgänge quer zur Strömungsrichtung stark an. Ab einer Grenz-Reynolds-Zahl ist die Stabilität der Grenzschicht gegenüber kleinen Störungen durch die starke Durchmischung so gering, daß es zu einem Umschlag in eine turbulente Grenzschicht kommt. Dieser Umschlag wird als Transition bezeichnet. Die Transition erfolgt auf der Saugseite normalerweise am Ende der Beschleunigung und mit dem Einsetzen des negativen Druckgradienten in Strömungsrichtung. Dies erfolgt über unterschiedliche Mechanismen an unterschiedlichen Positionen. Der Grenzschichtzustand wird dabei maßgeblich durch den Betriebspunkt, der durch die zwei Hauptkennzahlen Mach- und Reynolds-Zahl⁷ festgelegt wird, und den Freistrahlturbulenzgrad

7. Mach-Zahl: dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung des Geschwindigkeitszustandes einer Strömung
Reynolds-Zahl: Kennzahl zur Beschreibung des Viskositäts- bzw. Reibungseinflusses

bestimmt. Durch den geringeren Impuls- und Energieaustausch quer zur Hauptströmungsrichtung wächst die laminare Grenzschicht deutlich langsamer als die turbulente Grenzschicht an, hat ein geringeres Entropiewachstum und erzeugt damit kleinere Verluste. Bei Turbinenbeschleunigungen ist deswegen auf der Saugseite ein weit hinten liegender Transitionsunkt, also eine lange laminare und damit verlustarme Grenzschichtlänge erwünscht. Solche Profile mit einer langen Beschleunigung der Grenzschicht und einem sehr weit hinten liegenden Geschwindigkeitsmaximum werden als hinten belastete (aft-loaded) Profile bezeichnet.

Mit Blick auf die gesamte Flugenvolpe wirkt es sich nachteilig auf den Wirkungsgrad aus, daß bei hoch belasteten Gittern die saugseitige Grenzschicht bei größeren Flughöhen, durch die geringere Reynolds-Zahl, meist ablöst. Die laminar-turbulente Transition findet dann durch den Mechanismus der Transition über eine Ablöseblase am Punkt der größten Verdrängungsdicke über der Ablöseblase statt. Nach der Transition soll die Grenzschicht mit ausreichendem Abstand zur Hinterkante wieder anlegen, um die Umlenkungsaufgabe zu erfüllen. Wird dies nicht erreicht, d. h. es besteht eine offene Ablösung, steigen die Profilverluste dramatisch an (Abb. 2.2).

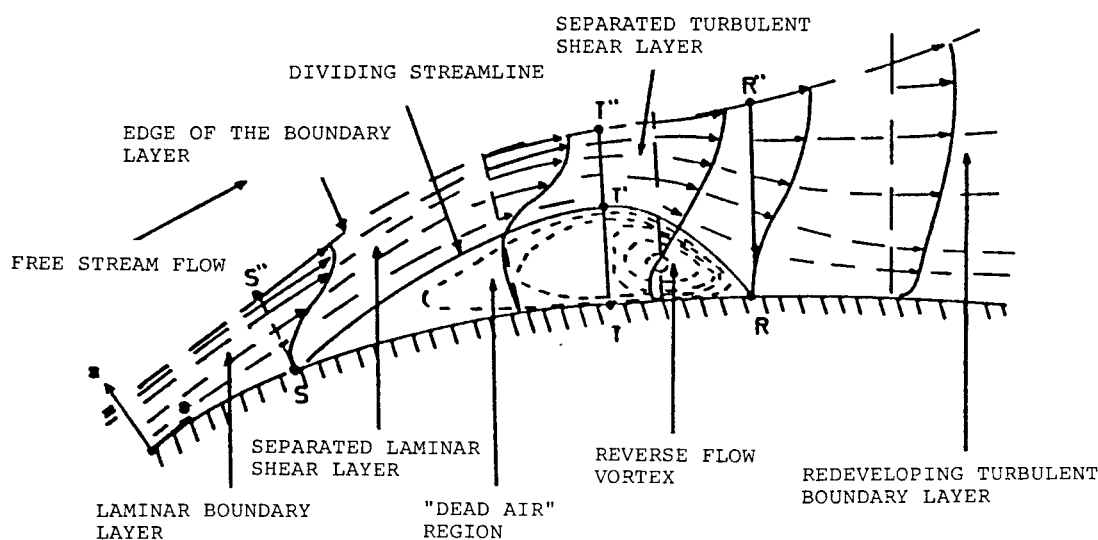


Abb. 2.2: Transitionsphänomene über eine Ablöseblase, Fottner 1989 [24].

Die Grenzschicht auf der Druckseite schlägt üblicherweise sehr nahe der Vorderkante um und bleibt im weiteren Verlauf turbulent. Aufgrund des höheren Geschwindigkeitsniveaus sind die Verluste auf der Saugseite jedoch höher als auf der Druckseite (Denton 1993 [13]).

In der Literatur wird zwischen drei verschiedenen Transitionsarten unterschieden: natürliche Transition, bypass-Transition und Transition über eine Ablöseblase. Der Mechanismus der natürlichen Transition unter Ausbildung sogenannter Tollmien-Schlichting-Wellen findet nur bei kleinen Turbulenzgraden statt und kommt deswegen in realen Turbomaschinen-Grenz-

schichten nicht vor. Der Umschlag erfolgt hier über den Mechanismus der bypass-Transition und als Transition über einer Ablöseblase. Eine detaillierte Betrachtung dieser Mechanismen soll hier aber nicht erfolgen (siehe dazu *Mayle 1991 [48]* und *Walker 1992 [76]*). Die komplexen Transitionsmechanismen werden aufgrund der einfacheren Durchführung der Experimente oft an ebenen Plattengrenzschichten untersucht. Die Haupteinflußparameter dieser Mechanismen sind der Druckgradient in Strömungsrichtung, die Oberflächenkrümmung, die Stromröhrenkontraktion, die Oberflächenbeschaffenheit, die Turbulenz benachbarter Strömungsgebiete, Wärmeflüsse und Vibrationen. Die Lage des Punktes des laminar-turbulenten Grenzschichtumschlags ist für die Bestimmung der Verluste von maßgeblicher Bedeutung.

Der Totaldruckverlust durch die Profilgrenzschichten führt im Nachlauf zu einem Geschwindigkeitsverlust. Bei einer Traversierung in Umfangsrichtung im Nachlauf zeigt sich eine charakteristische Delle im Geschwindigkeitsverlauf, die durch Integration dem Profilverlust in diesem Schaufelschnitt entspricht.

2.2 Sekundärströmungsphänomene und -modelle

In dem Forschungsbereich der Sekundärströmungen in Turbomaschinen werden schon seit geraumer Zeit intensive Untersuchungen durchgeführt. Die große Anzahl an Veröffentlichungen kann im Rahmen dieser Arbeit nicht annähernd umfassend dargestellt werden. Dieser Abschnitt beschränkt sich deswegen darauf, zunächst ausgewählte Sekundärströmungsphänomene darzustellen und geht anschließend auf deren Beeinflussungsmöglichkeiten ein. Die Beeinflussungsmöglichkeiten lassen sich dabei in aktive und passive Möglichkeiten untergliedern. Eine aktive Sekundärströmungsbeeinflussung ist gekennzeichnet durch Massentransportvorgänge, wie z. B. Einblasung oder Grenzschichtabsaugung. Aktive Maßnahmen sind im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgesehen und werden daher hier nicht näher betrachtet. Ebenso wird auf eine Darstellung der Phänomene in Spaltströmungen verzichtet. Um eine passive Sekundärströmungsbeeinflussung handelt es sich bei geometrischen Modifikationen der Strömungsberandung, welche sich aus dem Schaufelblatt und den Seitenwänden zusammensetzt. Der folgende Überblick soll hier besonders auf neuere Arbeiten eingehen, die dreidimensionale geometrische Modifikationen thematisieren.

Durch Krümmungen der umströmten Oberflächen, durch Druckgradienten und Spalte zwischen den einzelnen Bauteilen, wie sie charakteristisch in Turbomaschinenbeschaufelungen auftreten, kommt es zu komplexen dreidimensionalen Strömungsphänomenen und Wirbeln⁸.

8. *Langston 2001 [46]* definiert den Wirbel für Turbinenkonstruktionszwecke wie folgt: „In Turbinenauslegungen stellt ein Wirbel eine Strömungseigenschaft im Strömungskanal dar, der sich aus einer Ansammlung von durchgehenden Stromlinien, die sich spiralförmig um das Zentrum einer statischen Drucksenke bewegen, welche einfache geschlossene Isobaren (statischen Drucks) in zum Durchgangstrom orthogonalen Ebenen bilden.“

Diese von der idealen Durchströmung, die als primäre Strömung bezeichnet wird, abweichenden Phänomene werden als Sekundärströmungen bezeichnet. Eine Quantifizierung der Sekundärströmung ist meistens aufgrund des dreidimensionalen Charakters des Strömungsfeldes nicht exakt möglich. Experimentell ergeben sich sekundärströmungsfreie Gebiete, also reine Primärströmung, nur bei Schaufeln mit hohem Schaufel-Seitenverhältnis. Die Strömung im Bereich des Mittelschnitts zeigt dabei keine dreidimensionalen Effekte und kann in guter Näherung als reine zweidimensionale Strömung angesehen werden. Numerisch können Rückschlüsse auf die Sekundärströmungen z. B. aus den Differenzen in den Abströmungen zwischen einer dreidimensional reibungsbehafteten Navier-Stokes-Strömungslösung und einer zweidimensionalen reibungsfreien S2-Strömungslösung gezogen werden.

Schon in den 50er Jahren wurde die Bedeutung der Sekundärströmungsphänomene erkannt. Seit Anfang der 70er Jahre werden vermehrt Forschungsprogramme in bezug auf die Sekundärströmung durchgeführt, um eine Datenbasis zu erarbeiten, welche benötigt wird, um fundierte Modelle der Sekundärströmungen für die theoretische Analyse zu erstellen. Die Veröffentlichung von *Sieverding 1984 [66]* ist ein Versuch, die Resultate aus experimentellen Sekundärströmungsuntersuchungen bis 1984 zusammenzufassen. *Langston 2001 [46]* führt diese Zusammenfassung bis 2001 fort. Diese Arbeiten stellen den Wissensstand und die noch ungeklärten Aspekte der grundlegenden Sekundärströmungsaspekte dar. Die Sekundärströmung läßt sich in verschiedene Phänomene untergliedern:

Der Kanalwirbel entsteht aus dem energiearmen Grenzschichtmaterial der Seitenwand im Kanal zwischen Profildruckseite und -saugseite der nächsten Schaufel. Durch die Umlenkung des Strömungskanals bildet sich zwischen Druck- und Saugseite ein radiales⁹ Druckgleichgewicht aus. Auf das Grenzschichtfluid, welches gegenüber der Hauptströmung eine geringere Geschwindigkeit aufweist, bewirkt die gleiche umlenkende Zentrifugalkraft eine Überumlenkung des Fluids an der Seitenwand. Das Grenzschichtmaterial wird von der Druck- zur Saugseite transportiert. Aus Kontinuitätsgründen kommt es von der Seitenwand in Schaufelhöhenrichtung weiter entfernt zu einer konvexeren Umlenkung des Fluids. Daraus bildet sich ein geschlossener Wirbel aus, der Kanalwirbel genannt wird. In Schaufelhöhenrichtung kommt es dadurch im Nachlauf, entfernend von der Seitenwand, erst zu einer Überumlenkung, dann zu einer Minderumlenkung der Gitterabströmung. Der Kanalwirbel hängt stark von der Grenzschicht im Gittereintritt ab. Die Belastung des Seitenwandprofilschnitts, d. h. die Druckdifferenz zwischen Profildruck- und Profilsaugseite im vorderen Bereich stellt dabei den maßgeblichen anfachenden Mechanismus des Kanalwirbels dar. Der Kanalwirbel vereinigt sich meistens mit dem gleichsinnig rotierenden druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels¹⁰. Er ist der normalerweise größte Wirbel unter den Sekundärströmungsphä-

9. Radial bezieht sich hierbei auf die Umlenkung und nicht auf die Koordinatenrichtung.

nomenen. Bei Gittern mit kleinem Schaufelseitenverhältnis treffen die Kanalwirbel von Nabe und Gehäuse aufeinander, so daß sich keine ungestörte zweidimensionale Mittelschnittströmung ausbilden kann.

Der Hufeisenwirbel entsteht, wenn grenzschichtbehaftete Strömung, z. B. auf der Seitenwand, auf ein Hindernis, hier die Schaufelvorderkante, stößt. Durch das Hindernis ergibt sich eine stromaufwirkende Potentialwirkung. Der Druckgradient in Strömungsrichtung führt zum Ablösen und Aufrollen der Seitenwandgrenzschicht. Der dann entstandene Wirbel fließt beidseitig von der Staupunktstromlinie hufeisenförmig um das Hindernis. Der Wirbel kann isoliert beim Auftreffen von grenzschichtbehafteter Strömung auf einen Zylinder oder ein nicht umlenkendes Profil beobachtet werden (Abb. 2.3).

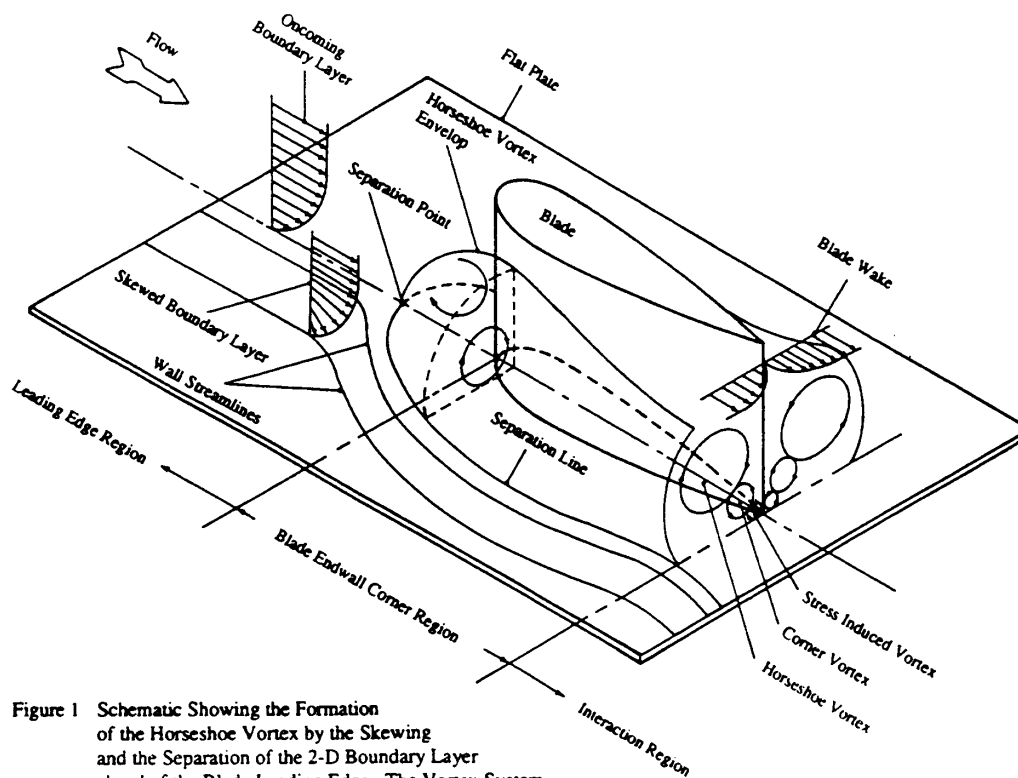


Figure 1 Schematic Showing the Formation of the Horseshoe Vortex by the Skewing and the Separation of the 2-D Boundary Layer ahead of the Blade Leading Edge. The Vortex System at the Trailing Edge is Suggested by Hazarika and Raj (1987).

Abb. 2.3: Hufeisenwirbel, *Abdullah-Altai et al. 1994 [1]* .

In Turbinenbeschaufelungen trifft der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels im vorderen Drittel auf die Saugseite. Dieser Ast des Hufeisenwirbels wird meist von dem entgegengesetzt rotierenden¹¹ Kanalwirbel von der Seitenwand abgehoben und auf der Profilsaugseite in Richtung

10. Der Hufeisenwirbel wird in der Literatur auch oft als Staupunktwirbel bezeichnet. Der Hufeisenwirbel wird direkt im Anschluß erläutert.

11. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels wird in der Literatur deswegen oft mit counter vortex bezeichnet.

Mittelschnitt transportiert. In einigen Fällen wird der saugseitige Hufeisenwirbelast auch in einer spiralförmigen Bahn um den Kanalwirbel geführt. Der druckseitige Hufeisenwirbelast läuft meist auf der Seitenwand Richtung Kanalmitte. Dort wird er von dem mit gleicher Rotationsachse rotierenden Grenzsichtmaterial des Kanalwirbels umschlossen, bzw. vereint sich mit dem Kanalwirbel. Die Bedeutung des Hufeisenwirbels auf die Sekundärströmungsphänomene wurde erst vor kurzem erkannt. Die Ausprägung des Hufeisenwirbels ist stark von dem Druckfeld, welches durch die Form und Größe der Profilverdickung bestimmt wird, und dem auftreffenden Grenzsichtmaterial abhängig. Ein starker Einflußparameter ist außerdem der Inzidenzwinkel der Zuströmung zum Schaufelprofil. Bis jetzt gibt es noch kein quantitatives Kriterium zur Bestimmung der Sattelpunktlage¹². Durch die Verscherung der Grenzsicht führt der Hufeisenwirbel zu einem erhöhten Wärmeübergang in der Nähe der Eintrittskante an der druck- und saugseitigen Schaufeloberfläche. Der Hufeisenwirbel läßt sich z. B. in Wasserkanälen durch eine Visualisierung mit Tintenspuren oder in Windkanälen durch Rauch nachweisen.

Der Eckenwirbel entsteht normalerweise nur bei starker Belastung des Seitenwandprofil-schnitts und einem dadurch stark ausgeprägten Kanalwirbel. Wenn das zum Kanalwirbel gehörende Grenzsichtmaterial auf der Seitenwand stark beschleunigt unter einem stumpfen Winkel auf die Profilsaugseite auftrifft, kommt es zum gleichen Mechanismus wie bei der Entstehung des Hufeisenwirbels. In der Ecke zwischen Profilsaugseite und Seitenwand bildet sich dadurch unter dem Kanalwirbel ein zum Kanalwirbel entgegengesetzt rotierender Wirbel, der Eckenwirbel, aus. Der Eckenwirbel ist normalerweise sehr klein. Experimentell sind nur selten Ablöselinien auf Ölanstrichbildern detektierbar.

Der Hinterkantenwirbel kann in der Profilabströmung durch die Scherwirkung zwischen den saug- und druckseitigen Kanalwirbeln entstehen. Die an der Hinterkante aufeinandertreffenden Kanalwirbelseiten haben in Schaufelhöhenrichtung entgegengesetzt gerichtete Sekundärströmungsvektoren. Diese Scherwirkung reicht bei starken Kanalwirbeln zur Ausbildung eines Wirbels aus. In vielen Fällen ist die druckseitige Kanalwirbelseite allerdings im Bereich der Profilabströmung bereits stark zur Saugseite transportiert worden, so daß die Scherwirkung nicht mehr zur Ausbildung des Wirbels ausreicht.

Die verschiedenen Sekundärwirbel können in Turbomaschinen nie als eigenständige Phänomene betrachtet werden, da sie sehr stark interagieren. Aus der Kombination der verschiedenen Transportvorgänge ergibt sich ein komplexes dreidimensionales Strömungsbild. *Wang et al. 1995 [78]* führt eine Strömungsvisualisierung unter der Verwendung von Laserlicht und Rauchfäden durch. Daraus entwickeln sie das Multiwirbelstrommodell der Sekundärströmung

12. Als Sattelpunkt wird der Punkt der Ablöselinie des Hufeisenwirbels auf der Staupunktstromlinie bezeichnet.

(Abb. 2.4). Die Rotation, bzw. die Wirbelstärke, der einzelnen Wirbelfäden ist aus Darstellungsgründen übertrieben worden.

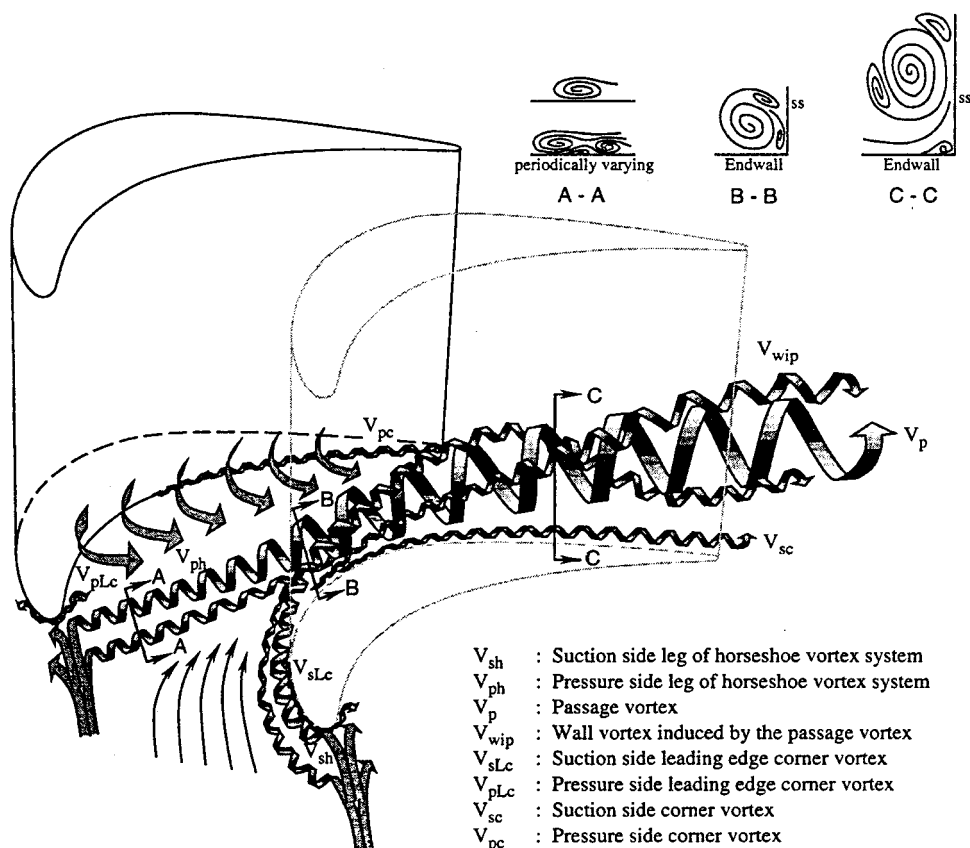


Abb. 2.4: Sekundärströmungsphänomene, Wang et al. 1995 [78].

Eine Methode, die Sekundäreffekte auf den Seitenwand- und Profilerflächen sichtbar zu machen, sind Ölanstrichbilder. Die durch die Sekundärströmungseffekte resultierenden Wand Schubspannungen und das damit verbundene Verlustwachstum läßt sich dabei anhand von charakteristischen Linien nachvollziehen (Abb. 2.5). Zuerst erfolgt ein natürlicher Aufbau der Seitenwandgrenzschicht der Zuströmung bis zur Ablöselinie des Hufeisenwirbels S1. Die Ablöselinie S1 ist experimentell oft nur schwer nachweisbar. Zwischen den Linien S1 und S2 liegt eine Ablöseblase. Stromab der Linie S2 kommt es zum Wachstum einer neuen Grenzschicht. Diese neue Grenzschicht wird durch den Kanalwirbel im Strömungskanal von der Druck- zur Saugseite transportiert. Durch den Aufbau von Rotationsanteilen in der Strömung kommt es in den druck- und saugseitigen Ecken zwischen den Profilen und den Seitenwänden zu Eckenverlusten und Scherspannungseffekten entlang der dreidimensionalen Ablöselinien. Verluste resultieren außerdem aus der Scherung des Kanalwirbels an der Schaufelsaugseite entlang der dreidimensionalen Ablöselinie S4. Gravierend wirken sich die Scherungsprozesse zwischen den einzelnen Wirbeln aus, die nach dem Verlassen der Schaufelpassage zu einer inhomogenen Abströmung und letztlich zur vollständigen Ausmischung und Dissipation der in den Wirbeln enthaltenen Energie führen.

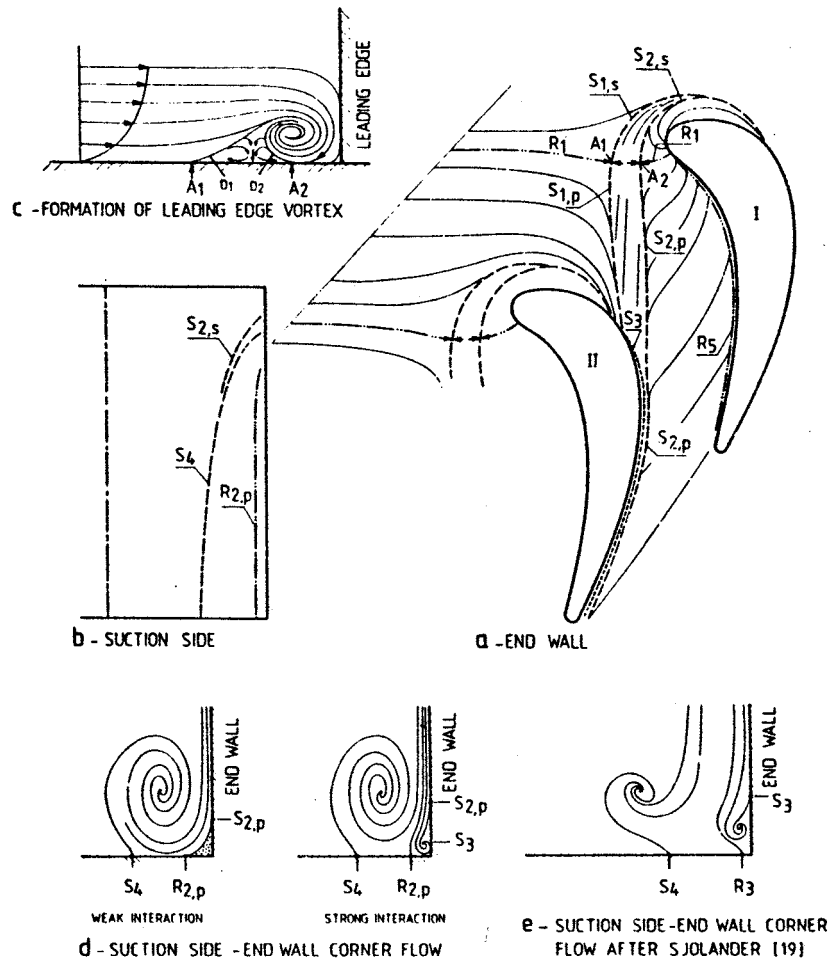


Abb. 2.5: System der Ablöse- und Wiederanlegelinien der Sekundärströmung, *Sieverding 1984 [66]*.

Eine inhomogene Abströmung eines Schaufelgitters entspricht gleichzeitig einer inhomogenen Zuströmung der nächsten Schaufelreihe. Im Verband mehrerer Gitter wirkt sich die Sekundärströmung dadurch negativ aus. Insgesamt steigen die Sekundärverluste mit steigender Gitterbelastung und sinkendem Schaufelseitenverhältnis an.

In der Schaufelaustrittsebene lassen sich die verschiedenen durch die Sekundärströmungsphänomene hervorgerufenen Scherschichten anhand der Druckverluste und Strömungsvektoren nachweisen. Die Seitenwandverluste steigen, beginnend ab der Eintrittskante, stromabwärts an. Das Fluid mit niedrigerem Impuls, welches von den Wandscherspannungen produziert wird, erscheint nicht notwendigerweise in der Form von normalen Grenzschichtprofilen, sondern wird durch die Sekundärströmungen teilweise in den Hauptstrom eingespeist. Dieses zeigt sich in der radialen Verlustverteilung durch die Abwesenheit von normalen Wandverlustprofilen, von denen früher angenommen wurde, daß sie in allen Verlustverteilungen existieren. Die Verlustverteilung einer Turbine in radialer Richtung bei steigender Profilbelastung ist aus Abb. 2.6 ersichtlich. Die Erfassung der reinen Sekundärverluste ist dadurch praktisch nicht

möglich. Die Art, wie die Wirbel ausgemischt werden, ist noch nicht geklärt. Die Verlustzentren sind dabei nicht deckungsgleich mit den Wirbelzentren. Die Tatsache, daß der Kanalwirbel, als normalerweise größter Wirbel, seine Position im Vergleich zu den anderen Wirbeln ändert, spielt eine wichtige Rolle für die Ausmischung stromabwärts und ist offensichtlich maßgebend für die Verlustverteilung und die integrale Verlustgröße.

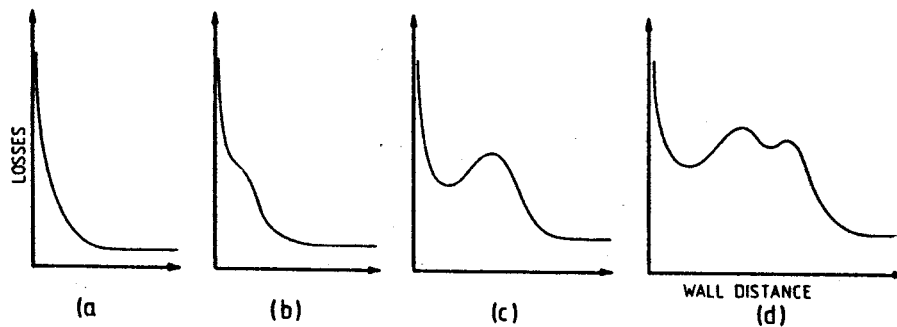


Abb. 2.6: Radiale Verteilung der Sekundärströmungsverluste bei wachsender Schaufelbelastung von a) bis d), *Sieverding 1984 [66]* .

Eine der wichtigsten Aufgaben bei der Erforschung von Sekundärströmungen ist die Bereitstellung von experimentellen Referenzfällen für die Modellierung der Strömungsphänomene mittels viskoser numerischer Strömungsberechnungen zur Erfassung der anteiligen Verlustmechanismen und zur Validierung der numerischen Verfahren. Dieses beinhaltet die Bereitstellung von Informationen über die Beschaffenheit der Seitenwandgrenzschicht, den Arten der Grenzschichtprofile, den abgelösten Zonen, den Wandscherspannungen und Turbulenzverteilungen durch die gesamte Schaufelpassage. Dabei sind die Einhaltung der strömungsmechanischen Ähnlichkeitsparameter und des Freistrahlturbulenzgrads essentiell. Die zugrundeliegenden Mechanismen, die Sekundärverluste verursachen, werden bis heute noch nicht vollständig verstanden. Neue Denkansätze in Bezug auf Verluste in Beziehung auf Entropieerzeugung, besonders in Rotorbeschaufelungen, wie von *Denton 1993 [13]* vorgeschlagen, könnten neue Wege aufzeigen, mit diesem wichtigen Problem umzugehen. *Davies et al. 2000 [11]* und *O'Donnell et al. 2000 [16]* zeigen Ergebnisse von detaillierten Messungen der Entropieerzeugung im Mittelschnitt einer saugseitigen subsonischen Grenzschicht eines Turbinengitters. Sie stellen fest, daß 75 % der Entropieerzeugung der Grenzschicht im laminaren Grenzschichtbereich im Bereich bis zu 50 % der saugseitigen Oberflächenauflänge vonstatten geht. Die Beurteilung der Verluste einer Auslegungskonfiguration, in einer Austrittsebene als Mischung verschiedener Faktoren, erscheint deswegen ratsam. Die Kombination aus Druckverlusten, Beurteilung der secondary kinetic energy¹³, als Maß der in den

13. Die secondary kinetic energy (SKE) entspricht der Energie des Strömungsvektors die entsteht, wenn von dem realen dreidimensionalen Strömungsvektor ein ideal sekundärströmungsfreier Strömungsvektor subtrahiert wird.

nächsten Stufen nur wenig nutzbaren und noch dissipierenden Strömungsenergie, und dem Entropiezuwachs erfaßt den Strömungszustand umfassend.

2.3 Beeinflussungsmaßnahmen

Der Einsatz passiver Beeinflussungsmaßnahmen zur Reduzierung der Profil- und Sekundärströmungsverluste durch geometrische Anpassungen der Schaufelprofile und der Seitenwände setzt eine genaue Kenntnis der Verlustmechanismen in den Grenzschichten und Sekundärströmungsphänomenen voraus.

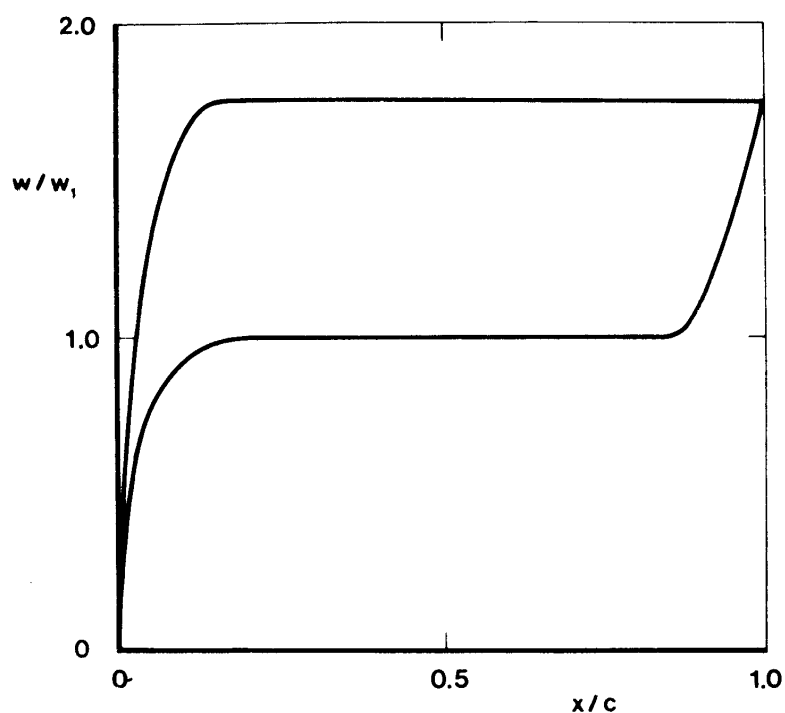


Abb. 2.7: Ideale Geschwindigkeitsverteilung für Beschleunigungsgitter, *Hoheisel et al. 1986 [37]*.

Die theoretisch optimale Geschwindigkeitsverteilung (siehe Abb. 2.7) ohne saugseitige Verzögerung zur Erzielung der maximalen Enthalpieumsetzung ist in der Praxis nicht realisierbar.

Ein wichtiger Aspekt, der berücksichtigt werden muß, ist die Belastungsverteilung des Schaufelgitters. *Hoheisel et al. 1986 [37]* werten hierzu die Strömung im Mittelschnitt dreier hoch belasteter Turbinengitter mit unterschiedlichen Geometrien, aber gleicher Belastung numerisch und experimentell aus. Das Turbinengitter T104 ist ein vorne belastetes (front-loaded) Schaufelprofil, die Profile T105 und T106 weisen eine hinten belastete (aft-loaded) Geschwindigkeitsverteilung auf (Abb. 2.8). Es zeigt sich ein großer Einfluß der saugseitigen Geschwindigkeitsverteilung und des Freistrahlturbulenzgrades auf den laminar-turbulenten Übergang und auf die Totaldruckverluste. Insgesamt zeigt das hinten belastete Profil T106 mit einer lan-

gen laminaren Lauflänge und einer limitierten saugseitigen Verzögerung die besten Ergebnisse. Die Transition erfolgt bei kleinen Reynolds-Zahlen über den Mechanismus der Ablöseblase mit Wiederanlegen der Strömung. Das Profil T106 stellt die Basis des Ausgangsturbिनengitters der später durchgeführten Optimierung dar.

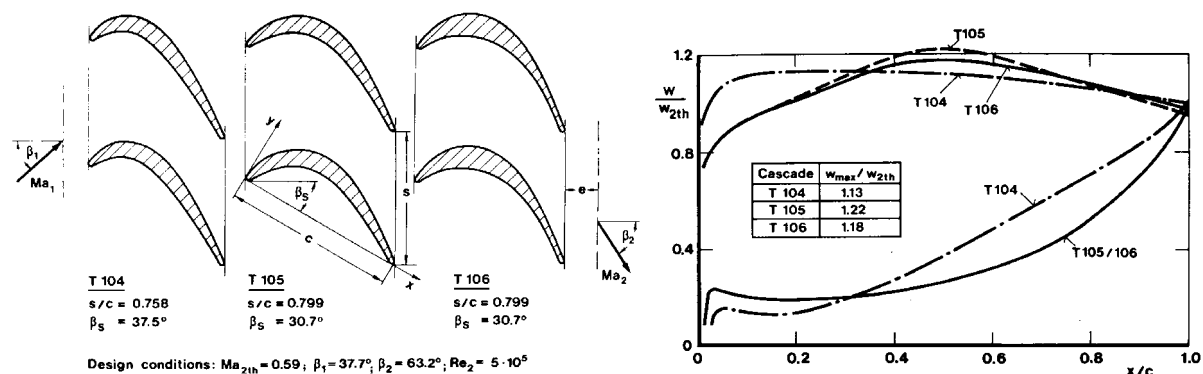


Abb. 2.8: Turbinenprofile T104, T105 und T106, Hoheisel et al. 1986 [37].

Weiß et al. 1993 [80] untersuchten die beiden Gitter T104 und T106 hinsichtlich Ihrer Sekundärströmungsphänomene. Experimentell wurden dazu pneumatische Meßtechnik und Ölanstrichbilder eingesetzt. In beiden Gittern können ein dominierender Kanalwirbel, der Eckenwirbel und der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels nachgewiesen werden. Die Sekundärströmungen entlasten die Profildruckverteilungen in Seitenwandnähe stark. Es zeigt sich, daß die Profildruckverteilung des vorne belasteten Gitters T104 in der Nähe der Seitenwand im vorderen Bereich entlastet wird und dadurch auch hinten belasteten Charakter aufweist. Insgesamt kommt es aber durch die höhere Belastung des Gitters T104 im vorderen Bereich zu großen Querdruckgradienten. Der Querdruckgradient wirkt auf eine relativ unbeeinflusste Seitenwandgrenzschicht mit großen Geschwindigkeitsgradienten. Der maximale Querdruckgradient tritt bei hinten belasteten Profilen erst in Schaufelmitte auf und wirkt auf eine sehr dünne neue Seitenwandgrenzschicht (siehe Abb. 2.5). Das stärkere Aufrollen der Grenzschichten ist ursächlich für die größeren Sekundärverluste des vorne belasteten Profils.

Eine Möglichkeit, die Belastung der Schaufelprofile in Seitenwandnähe zu ändern ohne die Profilform zu variieren, kann durch Verändern des radialen Staffelungsverlaufs der Schaufelschnitte vorgenommen werden. Durch Umstaffeln von Schaufelschnitten kann die radiale Belastungsverteilung und dadurch die radiale Verteilung des Reaktionsgrades kontrolliert werden (siehe Hourmouziadis et al. 1985 [39]). Ein Kippen des Profils, mit der Druckseite in Richtung des inneren Durchmessers, bewirkt eine Reduzierung der Belastung und des Sekundärverlustes an der Nabe und vergrößert die Verluste am Gehäuse. Ein Kippen der geraden Fädellachse aus der rein radialen Richtung wird als lean bezeichnet, eine Durchbiegung der Fädellachse wird als bow bezeichnet. Wanjin et al. 1993 [79] vergleichen ein gerade gefädelt

Gitter mit einem geraden lean Gitter, mit einem positiven¹⁴ bow und mit einem negativen bow Gitter (Abb. 2.9).

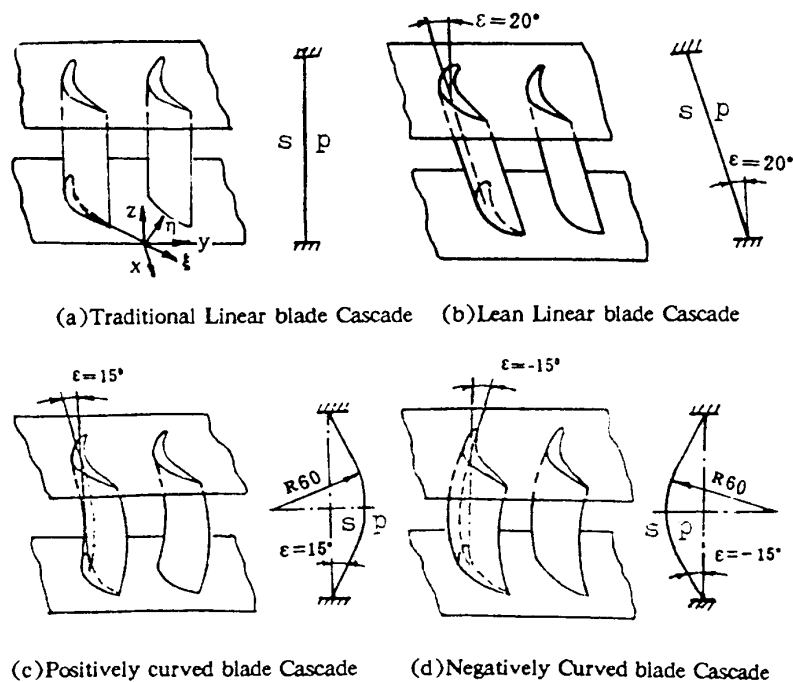


Abb. 2.9: Schaufelkonfigurationen lean und bow, Wanjin et al. 1993 [79] .

Durch das Neigen der Schaufel kommt es zu einer Intensivierung des Kanalwirbels im Bereich des spitzen Winkels und zu einer Verschiebung hin in den stumpfen Winkelbereich. Durch das negativ gewölbte Profil kam es zu dem positiven Effekt einer breiten ungestörten Mittelschnittsströmung und einer Reduzierung der Verluste. Yanping et al. 1999 [84] vergleichen experimentell ein hinten belastetes Turbinenprofil mit gerader und positiv gebogener Hinterkante. Durch die Schaufelbiegung werden die Druckverteilungen maßgeblich verändert. Die Ablöselinien des Hufeisenwirbels werden nach vorne geschoben, der Kanalwirbel bildet sich früher und stärker aus, als bei dem gerade gefädelt Gitter. Durch diese Maßnahme wurden die Seitenwandverluste gesenkt, die Mittelschnittverluste stiegen aber leider an. Auf eine detaillierte Darstellung der Schaufelfädelmechanismen wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, da die Freiheitsgrade der Schaufelfädelung in der hier durchgeführten Optimierung nicht aktiviert wurden.

Einige Arbeiten in der Literatur befassen sich mit sogenannten Grenzschichtzäunen und Grenzschichtnuten zur Beeinflussung der Sekundärströmungen. Chung et al. 1993 [9] führten eine experimentelle Untersuchung mit einem Grenzschichtzaun bei hohem Freistrahlturbu-

14. Eine Durchbiegung in Richtung positiven bow bedeutet ein Durchbiegen der Saugseite hin zur Druckseite. Ein negativer bow bedeutet dementsprechend eine Auswölbung der Saugseite.

lenzgrad von ca. 10 % durch. Durch einen in Kanalmitte auf der Seitenwand angebrachten Grenzschichtzaun konnten die beiden Äste des Hufeisenwirbels beeinflußt werden. Der Kanalwirbel blieb bei dem hohen Turbulenzgrad allerdings weiterhin dominierend. Die Querbewegung der Grenzschicht auf der Seitenwand und die radiale Erstreckung der Sekundärströmung wurden reduziert.

Doerffler et al. 1994 [15] untersuchten zwei Typen von Seitenwand-Grenzschichtzäunen¹⁵ (Abb. 2.10). Bei einer Konfiguration wurden Grenzschichtzäune in Hauptströmungsrichtung eingesetzt. Die Grenzschichtzäune der anderen Konfiguration wurden senkrecht zur Sekundärströmungsrichtung auf den Seitenwänden aufgebracht. Durch den Grenzschichtzaun in Strömungsrichtung kam es zu einer Reduzierung der radialen Erstreckung der Sekundärwirbel. In Abb. 2.11 ist der Einfluß der Grenzschichtzäune auf die Sekundärströmungen in der Abströmebene sichtbar. Bei waagrecht liegenden Schaufeln sind drei Schaufelteilungen übereinander dargestellt. Neben dem bezogenen Verlustbeiwert, der als Konturdarstellung mit dicken Linien aufgetragen ist, wurden die Wirbelstärken (vorticity) mit dünnen Linien, in zwei Stärken, aufgetragen. Die dickeren Linien der Wirbelstärke repräsentieren dabei eine Rotation gegen den Uhrzeigersinn, die dünnen Linien zeigen Wirbelstärken mit einer Rotation im Uhrzeigersinn. Die Grenzschichtzäune senkrecht zur Sekundärströmungsrichtung an der Seitenwand erreichten eine Verschiebung der Verlustzentren so, daß sie nahezu in radialer Richtung übereinander liegen und nicht mehr nur ein klares Verlustzentrum auszumachen ist. Die Beeinflussung der Sekundärströmungseffekte und insbesondere eine Reduzierung der Verluste konnte allerdings nicht im erwünschten Umfang erreicht werden. Maßnahmen dieser Art stellen außerdem meistens aufgrund von Festigkeitsaspekten, Temperaturproblemen und aus fertigungstechnischer Sicht große Probleme dar.

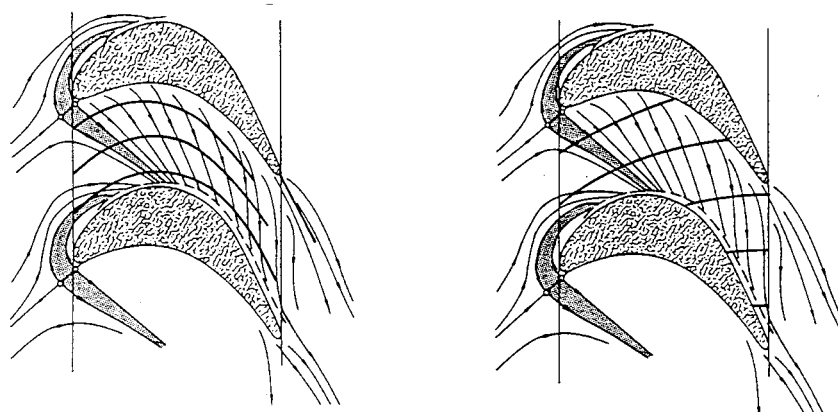


Abb. 2.10: Seitenwandgrenzschichtzäune, *Doerffler et al. 1994 [15]* .

15. Grenzschichtzäune die auf dem Schaufeln angebracht waren wurden von H. Prümper bereits 1972 bzw. 1975 vorgestellt.

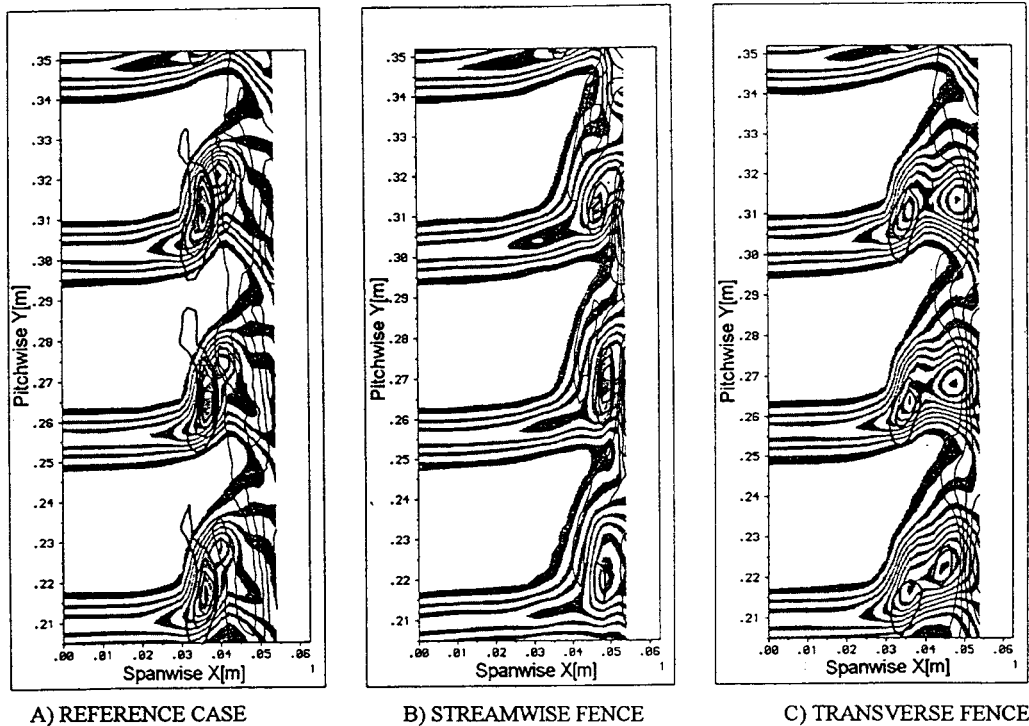


Abb. 2.11: Sekundärströmungseffekte in der Schaufelgitterabströmung für zwei Konfigurationen von Grenzschichtzäunen, Doerffler et al. 1994 [15].

Andere Ansätze zielen direkt auf die Modifikation der Profil- und Seitenwandgeometrie. Sauer et al. 2000 [61] veröffentlichten vielversprechende Resultate von Seitenwandprofilierungen. Sie positionierten eine Vorderkantenauswölbung an einer Seitenwand-Schaufelprofil-Verbindung bei einer Turbine mit stark gekrümmtem Schaufelprofil in einem ebenen Gitter. Ihre Bugwulstgeometrie, analog zu einem bulb bei einem Schiffsbug zur Bugwellenhemmung, hat seine größte Dicke auf der Seitenwand und verläuft in radialer Richtung in die normale Vorderkante. Die Aufdickung ist dabei auf der Saugseite stärker gestaltet als auf der Druckseite. Die Ursache für die bemerkenswerte Reduktion der Seitenwandverluste ist, daß der Bugwulst den saugseitigen Hufeisenwirbelast verstärkt, wodurch der entgegengesetzt rotierende Kanalwirbel reduziert wird. In Anlehnung an die ersten Ergebnisse der Arbeit von Sauer et al. wurde von Wischmeier 1996 [81] eine numerische Untersuchung an vier dafür ausgelegten Gittern mit unterschiedlichen Wandübergängen, mit gleichem Mittelschnitt, durchgeführt. Die Berechnungen erfolgten mittels eines dreidimensionalen Eulerverfahrens unter Vorgabe der Scherfaktoren aus Schubspannungsverläufen an den festen Wänden. Das Eulerverfahren wurde durch Nachrechnungen des experimentell bekannten Gitters T106 kalibriert. Das Gitter T112 wurde mit einem dünnen Mittelschnitt mit 7,5 % relativer Dicke ausgelegt. Das Gitter T112WA wurde bis auf 10 % halber Kanalhöhe an der Seitenwand aufgedickt. Das erste Viertel der Aufdickung hat eine konstante relative Dicke von ca. 26 %. Darüber geht die Aufdickung dann mittels einer Kosinusfunktion in die Schaufel über. Das Gitter T112WB geht von der Seitenwand vom Profil T112W kontinuierlich in das Mittelschnittsprofil über. Beide Variationen

wurden jeweils einmal über die Vorder- und einmal über die Hinterkante aufgefädelt. Die über die Vorderkante gefädelten Gitter zeigen die geringsten Abweichungen des Abströmwinkels in Umfangsrichtung. Die geringsten Abweichungen und Verluste zeigt das Gitter T112WA, allerdings auf Kosten eines ausgeprägten Hinterkantenwirbels.

In der Literatur finden sich viele Untersuchungen, die eine Beeinflussung des Verlustverhaltens durch eine Änderung des Meridionalkanals durchführen. In vielen Fällen erfolgt die Änderung der Naben- bzw. Gehäusekontur allerdings ohne eine Anpassung der Profilform in Seitenwandnähe. Durch eine Einschnürung der Stromlinien im Bereich des Gitters durch den Meridionalkanal kommt es im Fall eines vorne belasteten Gitters zu einer Belastungsänderung im Bereich der Seitenwand nach hinten. Ein dermaßen generiertes, hinten belastetes Gitter weist geringere Verluste auf und führt dadurch zu einer positiven Bewertung der Seitenwandkonturierung. Ein Beispiel dieser Vorgehensweise ist z. B. von *Dossena et al. 1998 [17]* durchgeführt worden. Es wurde ein Vergleich zwischen einem ebenen Gitter mit gerader Seitenwand und einem Gitter mit einschnürend wirkender konturierter Seitenwand durchgeführt. Das Gitter hat mit gerader Seitenwand eine vorn belastete Belastungsverteilung. Windkanalmessungen mit pneumatischer Meßtechnik und dreidimensionale Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Rechnungen unter Einsatz des $k-\omega$ -Turbulenzmodells ergaben eine wesentliche Leistungsverbesserung des konturierten hinten belasteten Gitters. Die niedrigere Eintrittsgeschwindigkeit und eine größere Strömungsbeschleunigung führt zu reduzierten Schaufel- und Seitenwandgrenzschichten. Dabei kam es sowohl zu einer Reduzierung der Sekundär- als auch der Profilverluste. Die gleiche Seitenwandkonturierung kann für ein hinten belastetes Profil allerdings bereits zu einer Überlastung durch eine Strömungsablösung ohne Wiederanlegen, einem starken Verlustanstieg und dadurch zu einer negativen Beurteilung führen. Eine getrennte Betrachtung von Schaufelprofil und axialer Meridionalkanalgestaltung erscheint aus diesem Grund nicht sinnvoll.

Ein sehr vielversprechender Aspekt der passiven Strömungsbeeinflussung stellt die Auslegung von umfangsunsymmetrischen Seitenwandkonturen dar. Die Anwendung einer solchen Konturierung erfordert zwar den Einsatz relativ vieler zusätzlicher Freiheitsgrade, ist aber aufgrund der vielfach gegossenen Schaufelplattformen aus Kostenaspekten durchaus einsetzbar.

Einer der ersten der die Idee aufgegriffen hat, die Sekundärströmungen durch eine umfangsunsymmetrische Gestaltung der Seitenwände zu beeinflussen, war *Bischoff 1983 [8]*. Die Idee von Bischoff war, den Querdruckgradienten zwischen Druck- und Saugseite an der Seitenwand zu beeinflussen.

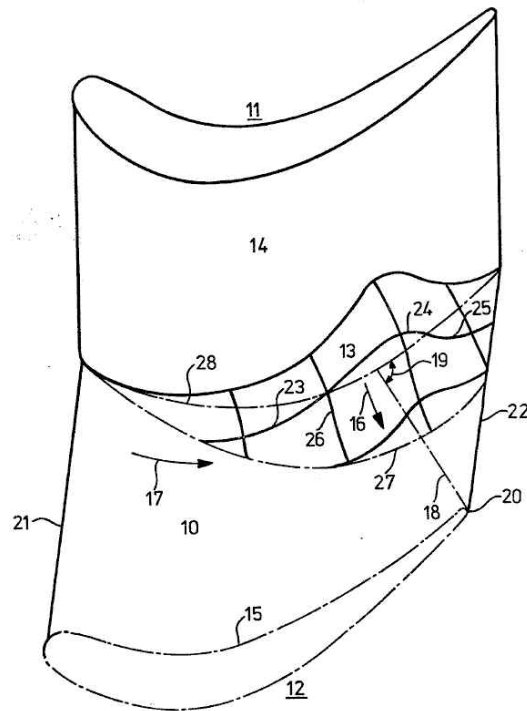


Abb. 2.12: Krümmungsmotivierte Seitenwandgestaltung, *Bischoff 1983 [8]* .

Er setzte dafür der konvexen Krümmung der Schaufel eine konkave Krümmung auf der Seitenwand gegenüber (siehe Abb. 2.12). Die Form der Seitenwandgestaltung stellt dabei sicherlich noch kein Optimum dar, doch die grundsätzliche Überlegung war letztlich der Ausgangspunkt vieler neuer Untersuchungen zu dieser Thematik.

Statorschaufeln einer axialen Gasturbine erzeugen in Umfangsrichtung stark ungleichförmige statische Drücke am Plattformende hinter dem Schaufelaustritt. Der Naben-Kühlluftstrom muß dementsprechend für den höchsten auftretenden statischen Druck ausgelegt werden, um eine Leckage des heißen Gases in die axialen Nabenspalte zwischen Rotor und Stator zu verhindern. Durch ein Angleichen der statischen Drücke am Gitteraustritt kann das Druckniveau der nach dem Gitter ausgeblasenen Kühlluft und damit der Brennstoffverbrauch reduziert werden. Dies stellt die Intention von *Rose 1994 [60]* dar, numerische Untersuchungen einer nicht axial-symmetrischen Nabenkantur durchzuführen. Durch eine parametrisch erzeugte Modifikation des Rechenetzes konnte Rose, mittels dreidimensionaler Navier-Stokes-Berechnungen, eine Verringerung der Ungleichmäßigkeit in Umfangsrichtung um 70 % aufzeigen. Die Rechnungen wurden durchgehend turbulent unter Anwendung des Baldwin-Lomax-Turbulenzmodells durchgeführt. Die optimierte Seitenwand zeigt in Umfangsrichtung ungefähr einen sinusförmigen Verlauf am Schaufelaustritt. Die Wellenlänge des Kurvenverlaufs entspricht der Schaufelteilung. Durch die Seitenwandkonturierung wurde maßgeblich die saugseitige Schaufelströmung beeinflusst, die druckseitige Schaufelströmung zeigte kaum Veränderungen auf. Rose glaubt, daß Seitenwandkonturen entwickelt werden können, die einen gleichmäßigen stati-

schen Druck in Umfangsrichtung am Ende der Nabensplattform haben. Bei den hervorgerufenen lokalen Änderungen der Mach-Zahlverteilung um das Schaufelblatt ergibt sich allerdings die Gefahr, daß alle Vorteile, die sich aus der Seitenwandkonturierung ergeben, wieder durch höhere Verluste in der Schaufelpassage zunichte gemacht werden können. Die Arbeit von *Hartland et al. 1998 [33]* greift die Problematik von Rose wieder auf. Die Seitenwandgestaltung von Rose wird dafür auf die Durham Kaskade angewendet. Die Durham Kaskade stellt ein Gitter mit einem großen Schaufelseitenverhältnis dar, welches für die Durchsätze von Hochdruckturbinen entworfen wurde. Die entworfene Seitenwand weist eine parabolische Form am Eintritt der Schaufelsplattform auf und eine sinusförmige Kontur am Plattformaustritt. Die erzeugte Seitenwandkontur reduziert die Ungleichmäßigkeiten des statischen Drucks am Schaufelaustritt bis zur zweiten Harmonischen. Hartland meint, daß die Unausgeglichenheit des Drucks auch vollständig beseitigt werden könnte. Die CFD-Berechnungen wurden experimentell bestätigt. Aus den Seitenwandkonturierungen resultieren keine prinzipiellen Änderungen in bezug auf die Sekundärströmung, obwohl die sekundären Verluste etwas erhöht sind. Der Grund dafür ist noch nicht hinreichend geklärt. Aus den Untersuchungen ergibt sich die Möglichkeit, dreidimensionale Seitenwandkonturierungen zu entwickeln, die die verlustreiche Sekundärströmung verringern könnten.

Harvey et al. 1999 [34] und *Hartland et al. 1999 [32]* entwerfen eine neue Seitenwandkontur für das Durham Gitter mit dem Ziel, die Ungleichmäßigkeiten des statischen Drucks der Schaufelabströmung und die Sekundärströmungen, dabei besonders die Überumlenkung an der Seitenwand, zu reduzieren. Zur Durchführung der Arbeit wird ein lineares Auslegungsverfahren angewendet. Die Seitenwand wird durch eine aus Kurven in axialer und Umfangsrichtung aufgespannten Fläche erzeugt.

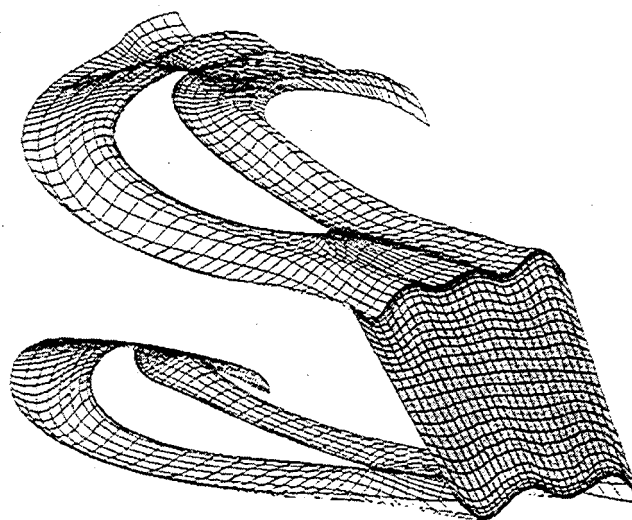
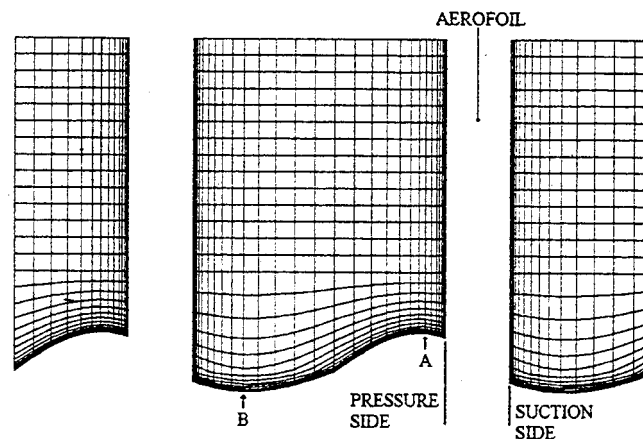


Abb. 2.13: Gesamtansicht der Seitenwandkonturierung, *Harvey et al. 1999 [34]* .

Die Parametrisierung in axialer Richtung ergibt sich durch B-Splines mit sechs Stützpunkten. Es können daher sieben relativ eigenständige Bereiche modifiziert werden. Die Definition in Umfangsrichtung erfolgt durch sechs Stützpunkte, die durch eine Fourier-Reihe erzeugt werden. Ausgehend von einer aerodynamischen Sensitivitätsanalyse werden die Koeffizienten der Fourier-Reihe invers aus dem Jacobi-Vektor als lineare Superposition bestimmt. Die erzeugte Geometrie ([Abb. 2.13](#)) wurde dann mittels eines Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Verfahrens nachgerechnet. Die Profil- und Seitenwandoberflächen wurden adiabat und vollturbulent modelliert. Die geometrischen Variablen wurden mit Restriktionen limitiert. Mit der berechneten Seitenwandkonturierung wurde die Überumlenkung signifikant reduziert. Die Sekundärwirbel, dabei besonders der Kanalwirbel, wurden vermindert. Eine Reduzierung der secondary kinetic energy wurde dadurch erreicht. Es konnte aber so gut wie keine Verringerung der integralen Verluste festgestellt werden. Die Verlustverringerung bewegte sich innerhalb der Genauigkeit des CFD-Codes.



[Abb. 2.14](#): Ansicht der Seitenwandkonturierung als Schnitt in Umfangsrichtung im vorderen Schaufeldrittel, *Harvey et al. 1999 [34]* .

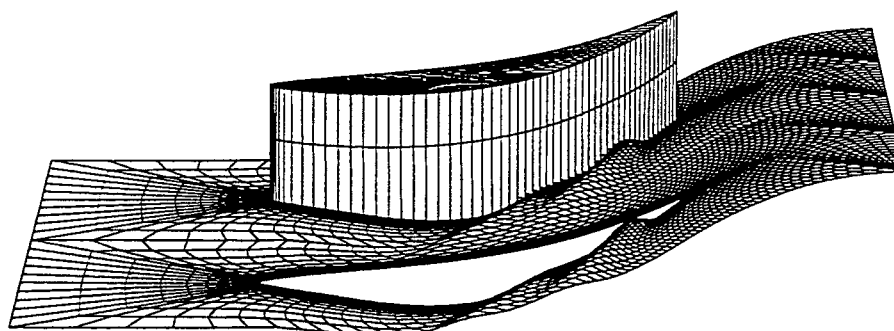
Die geringe Verlustabnahme läßt sich wahrscheinlich auf eine deutliche Erhöhung der überströmten reibungsbehafteten Seitenwandfläche erklären. Der zwischen der Profildruck- und der benachbarten Profilsaugseite ausgebildete Querdruckgradient, als anfachender Mechanismus des Kanalwirbels, konnte durch die Seitenwandkonturierung ([Abb. 2.14](#)) wirksam reduziert werden. Durch die inverse lineare Superposition der Jacobi-Matrix am Ausgangspunkt konnte eine Reduzierung der ersten Harmonischen der umfangsunsymmetrischen statischen Profildruckverteilung erreicht werden. Die Glättung der zweiten und dritten Harmonischen der Schwankung war zu komplex. Versuche eines gleichzeitigen Umstaffelns der Schaufel, als eine Kombination aus lean und bow, führten zu einer merklichen Reduzierung der Überumlenkung und einer Erhöhung der Unterumlenkung. Der Gitterwirkungsgrad sank dabei erheblich ab, ebenfalls wahrscheinlich aufgrund der größeren benetzten Oberfläche. Ein Vorteil der erzeugten Seitenwandkonturierung liegt in der unveränderten Umlenkung und Belastung des

Mittelschnitts des Schaufelprofils. Das ebene Gitter mit der neu ausgelegten Seitenwand wurde experimentell mittels pneumatischer Meßtechnik untersucht. Die Reynolds-Zahl war mit 400000 dabei etwa halb so groß wie in Hochdruckturbinen üblich. Es konnte eine gute Übereinstimmung der statischen Profildruckverteilungs- und Seitenwanddruckmessungen mit den numerischen Ergebnissen festgestellt werden. Die Reduzierung der Sekundärwirbel und Schwankungen des Abströmwinkels in Umfangsrichtung, durch eine starke Verringerung des Querdruckgradienten im vorderen Teil der Schaufeln, konnte nachgewiesen werden. Im Gegensatz zum numerischen Ergebnis ergab sich eine Verbesserung der integralen Verluste durch die neue Seitenwand. Durch die Homogenisierung der Abströmung werden außerdem geringere Verluste des darauf folgenden Gitters erwartet.

Yan et al. 1999 [83] untersuchten den Einsatz einer umfangsunsymmetrischen Seitenwandkontur für ein Düsengitter einer Hochdruckturbine. Ziel der Auslegung war die Reduzierung der Sekundärströmungen. Die ausgelegte Seitenwand weist eine konvexe Kontur in Druckseiten-nähe und eine konkave Kontur nahe der Saugseite auf. Die numerischen Ergebnisse der Seitenwandkonturierung wurden mit Messungen in einem Niedergeschwindigkeits-Windkanal gegenübergestellt. Auf der glatten Seitenwand wird die Fortpflanzung der Seitenwandgrenzschicht in einen deutlich ausgeprägten Kanalwirbel detektiert. Durch die Seitenwandkonturierung kommt es in Seitenwandnähe zu einer Erhöhung des statischen Drucks auf der Saugseite und zu einer Reduzierung des statischen Drucks auf der Druckseite, was die Bildung des Verlustkerns verringert. Die Abströmung wurde durch die Seitenwandkonturierung homogenisiert. Eine geringere Erstreckung der Sekundärströmungen in radialer Richtung konnte erreicht werden. Insgesamt wurde die secondary kinetic energy um ca. 20 % reduziert, die integralen Totaldruckverluste konnten aber nur sehr wenig verringert werden. Numerisch wurde die Sekundärverlustreduzierung geringer vorhergesagt als sie experimentell bestimmt wurde.

Eine systematische Optimierung der Seitenwandgestaltung eines Turbinengitters im Bereich der Gitterplattform wurde von *Pioske et al. 1999 [56]*, *Pioske 1999 [57]* im Hinblick auf die Einflüsse der Sekundärströmung durchgeführt. Die Arbeit umfaßt numerische Untersuchungen und experimentelle Versuche im Wasserkanal. Die Untersuchungen wurden dabei erst an ebenen Turbinengittern durchgeführt und dann auf Ringgitterkonfigurationen übertragen. Als Strömungslöser wurde der kommerzielle CFD-Code TASC-Flow eingesetzt. In Schaufellängsrichtung wird auf der Druck- und der Saugseite jeweils eine Sinusfunktion definiert. Durch lineare Interpolation in Umfangsrichtung wird eine Fläche aufgespannt, die einen sogenannten bump beschreibt. Anhand einer Parameterstudie wurden Variationen der Seitenwandkonturierungen in bezug auf Lage, Tiefe und Ausrichtung der bumps vorgenommen. Im Unterschied zu einer dreidimensionalen Schaufelgestaltung ist bei der dreidimensionalen Seitenwandgestaltung eine Einflußnahme auf die Profilbelastungsverteilung in einem räumlich eng begrenzten

seitenwandnahen Bereich möglich. Dieses Konzept muß jedoch mit einer Schaufelgestaltung einhergehen, die die Randzonen entlastet.



	Saugseite				Druckseite			
	h_{\max} [%Kh]	x_{\max} [%bp]	del_{vo} [%bp]	del_{hi} [%bp]	h_{\max} [%Kh]	x_{\max} [%bp]	del_{vo} [%bp]	del_{hi} [%bp]
Bump ⁻	-1.5	50	53	30	0	30	23	5
Bump ⁺	+1.5	86	25	25	0	62	25	25

Abb. 2.15: Optimierte Seitenwand im ebenen Kanal, Pioske et al. 1999 [56].

Die Betrachtung der Verluste ergab für alle dreidimensionalen Seitenwandgestaltungen eine Verschlechterung gegenüber der ebenen Seitenwand. Es konnte allerdings eine Konturierung gefunden werden, die eine deutliche Reduzierung der Sekundärströmungen bewirkt. Die dreidimensionalen Seitenwände weisen hierbei in dem vorderen Schaufelbereich eine Vertiefung der Nabe auf der Saugseite und kurz vor der Hinterkante einen positiven bump auf der Saugseite auf (Abb. 2.15).

Durch die optimierte Seitenwand wurde die Belastung des Gitters in Richtung Hinterkante verschoben. Diese optimierte Seitenwand wurde auf ein Ringgitter übertragen. Untersuchungen einer ganzen Stufe ergaben jedoch keine Reduzierung der Verluste im Leitrad selbst. Durch das verlustmindernde Potential der Anströmung des Rotors, mit reduzierter Sekundärströmung, wurden aber die Verluste im Rotor verkleinert und dadurch der Gesamtstufenwirkungsgrad mit der optimierten Seitenwand erhöht. Im Wasserkanal wurden die Strömungen mittels Zugabe von Farbstoffen und durch das Aufbringen von zähen Farbpigmenten auf die benetzten Flächen visualisiert und fotografiert. Die trotz geringerer Reynolds-Zahl gut mit den numerischen Ergebnissen übereinstimmenden Versuche ergaben, daß der Einfluß der Erhöhung im hinteren Kanalteil geringer ist als der Einfluß der Aushöhlung im vorderen Kanalteil. Generell bewirken die Konturierungen eine Modifikation der Phänomene der Seitenwandgrenzschicht, der Einfluß der Seitenwandkonturierung auf die Kernströmung ist dabei gering.

Eine exemplarische Studie einer dreidimensionalen Schaufelblattgestaltung wurde von Wallis et al. 1998 [77] durchgeführt. Die Arbeit beschreibt eine Strategie für die Konstruktion von

neuen dreidimensionalen Schaufeln für eine vierstufige Hochdruck-Dampfturbine. Durch das geringe Schaufelseitenverhältnis ist die Sekundärströmung dabei maßgebend für das gesamte Strömungsfeld. Im Ausgangsprofil findet sich im Mittelschnitt kein Bereich zweidimensionaler Strömung. Eine optimale Profildruckverteilung oder Geschwindigkeitsverteilung war nicht bekannt und konnte deswegen nicht als Ziel gesetzt werden. Eine direkte Vorgabe einer optimalen Verteilung hängt immer stark vom jeweiligen Entwurfsingenieur ab. Die Schaufelgitter wurden deswegen mit dem Ziel einer möglichst homogenen Abströmung neu entworfen. Das Entwurfskonzept basiert auf einer radialen Veränderung des Schaufelaustrittswinkels, um eine möglichst gleichmäßige Strömung am Austritt einer jeden Schaufelreihe zu erhalten. Durch die verbesserte Anströmung der einzelnen Gitter kam es zu einer deutlichen Reduzierung der integralen Verluste. Der Turbinenwirkungsgrad stieg durch die neue Beschauelung gegenüber den vorhergehenden zweidimensional ausgelegten Schaufelprofilen um 2 % an. Messungen ergaben eine gleichmäßigere Strömung, aber nicht so gleichmäßig wie durch die Berechnungen vorhergesagt. Erklärt wurde dieses durch die Überkompensierung der Überumlenkung der nachfolgenden Stufen, welche durch die Sekundärströmungen produziert wird. Trotz dieser Erkenntnis wird die radiale Vergleichmäßigung der Strömung als effektive dreidimensionale Methode zur Verbesserung der Leistung bei low aspect ratio¹⁶ Schaufeln angesehen.

Das größte Potential einer gezielten Beeinflussung der Sekundärströmungsmechanismen ergibt sich bei einer kombinierten Modifikation der Seitenwände und einer auf den Meridionalkanal und die Seitenwandform abgestimmten dreidimensionalen Profilierung des Schaufelblatts.

Ein Ansatz in dieser Richtung wird von *Duden et al. 1998 [20]* veröffentlicht. In der Arbeit erfolgt eine Neukonstruktion einer hoch belasteten Turbinenkaskade mit divergierenden Seitenwänden zur Reduzierung der Sekundärströmung mittels Seitenwand-Konturierung und dreidimensionaler Schaufelauslegung im Seitenwandbereich. Der Mittelschnitt wird nicht variiert. Die Gesamtbelastung und das axiale Flächenverhältnis wird dabei konstant gehalten. Die Auslegungsrechnungen erfolgen hauptsächlich durch quasi-dreidimensionale Rechenverfahren. Bei größeren geometrischen Variationen erfolgte ein Abgleich durch dreidimensionale Navier-Stokes-Rechnungen. Zwei der optimierten Auslegungen wurden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe experimentell untersucht. Bei den Messungen wurde pneumatische Meßtechnik eingesetzt und Ölanstrichbilder angefertigt. Die Strömung im Mittelschnittsbereich ist zweidimensional. Dadurch konnte parallel eine reine dreidimensionale Schaufelprofilierung in Seitenwandnähe und eine dreidimensionale Schaufelprofilierung in Seitenwandnähe kombiniert mit einer axialen Seitenwandkonturierung untersucht werden (Abb. 2.16).

16. low aspect ratio kennzeichnet ein Schaufelgitter mit geringem Schaufelhöhenverhältnis.

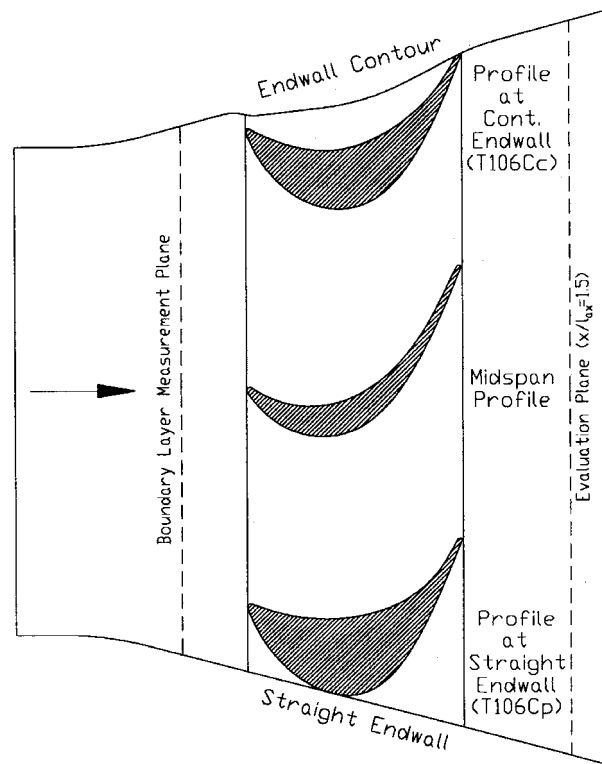


Abb. 2.16: Meridionale Ansicht der Gitterkonfigurationen mit eingeklappten Profilschnitten, *Duden et al. 1998 [20]* .

Durch die Auslegung wurde versucht, den Kanalwirbel und den Hinterkantenwirbel so anzuordnen, daß sich die hohe Geschwindigkeit zwischen den Wirbeln in Umfangsrichtung reduziert (Abb. 2.17). Durch Absenken des radialen Druckgradienten zum Mittelschnitt kommt es zu einer Verkleinerung der radialen Ausdehnung der Sekundärströmung. Die Sekundärverluste wurden dadurch deutlich reduziert. Eine große Verringerung der Austrittswinkelabweichungen durch die Sekundärströmung konnte festgestellt werden. Die Übereinstimmung mit dem angewandten dreidimensionalen Navier-Stokes-Löser war gut. Der Hauptteil der Verbesserungen wurde allerdings durch größere Profilverluste und höhere Eintrittsverluste, aufgrund der vergrößerten Blockage, wieder aufgezehrt. Durch die axiale Seitenwandkonturierung wurde das Druckniveau an der Seitenwand und die radiale Erstreckung der Sekundärströmung zusätzlich reduziert. Durch eine Erhöhung der Geschwindigkeit auf der Druckseite wurde der Querdrukgradient als treibender Mechanismus der Sekundärströmung abgesenkt. Das Vermindern der Geschwindigkeit auf der Saugseite erhöhte automatisch den radialen Druckgradienten und war deswegen weniger vorteilhaft. Die Abströmwinkelinhomogenitäten wurden durch ein Umstapfen des Profils in Seitenwandnähe verbessert. Das gleiche Gitter war Gegenstand einer experimentellen Untersuchung von *Duden et al. 1999 [19]* zur Ermittlung des Off-Design Verhaltens. Abweichungen der Mach- und Reynolds-Zahl lassen keine große Änderung des Gitterverhaltens erwarten. Im Mittelpunkt des Interesses der Untersuchung wurde deswegen

der Eintrittswinkel in Umfangsrichtung β_1 um $+12.3^\circ$ und um -17.7° variiert. Bei der untersuchten negativen Inzidenz stiegen die Verluste deutlich an. Trotzdem kommt es zu einer geringeren radialen Erstreckung der Sekundärströmung und einer homogeneren Abströmwinkelverteilung. Mit steigender Inzidenz werden die positiven Aspekte der Verminderung des radialen Druckgradienten auf der Saugseite und der radialen Erstreckung der Sekundärströmungsphänomene gegenüber dem Ausgangsgitter noch vergrößert. Die Abströmwinkelverteilung zeigt sich bei positivem Inzidenzwinkel nahezu unverändert gegenüber dem Auslegungszustromwinkel. Der Nutzen aus dem kombinierten Design von Seitenwandkonturierung und Schaufelprofilierung ist dabei wiederum am größten.

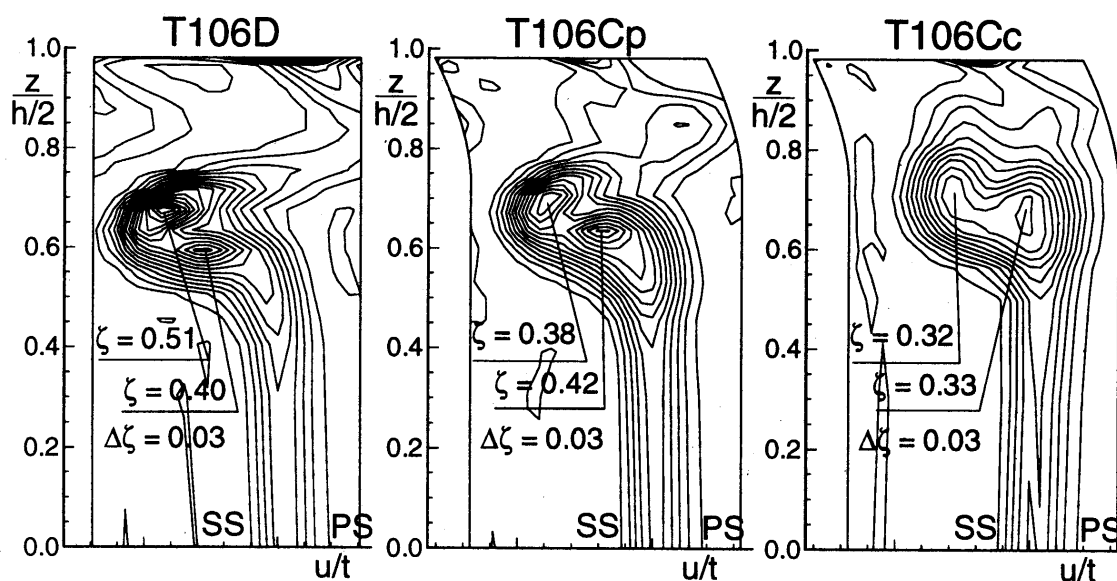


Abb. 2.17: Verlustkoeffizienten der Gitterkonfigurationen in der Abströmebene $x/l_{ax} = 1.5$, Duden et al. 1998 [20].

2.4 Ziele der vorliegenden Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit soll es sein, ein Auslegungsverfahren aufzubauen, mit dem dreidimensional gestaltete Schaufelprofile und die dazugehörigen Seitenwände, ohne Eingriffe eines Entwicklungsingenieurs, durch den Einsatz vollautomatischer numerischer Optimierungsrechnungen ausgelegt werden können. Das Verfahren soll die Möglichkeiten manueller Optimierungen wie z. B. von Duden 1998 [20] mit der Automatisierung durch numerische Algorithmen kombinieren, um komplexere Geometrien zu ermöglichen. Durch das Verfahren soll insbesondere eine gleichzeitige Gestaltung von Schaufelblatt und Seitenwandgeometrie, unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussungen, erfolgen. Die Parametrisierung der strömungsberandenden Geometrien soll dabei flexibel genug sein, so daß auf die dreidimensionalen Strömungseffekte ein entscheidender Einfluß genommen werden kann. Als Seitenwandmodifikationen sind dabei sowohl axiale als auch umfangsunsymmetrische

Modifikationen vorgesehen. Bei dem Schaufelblatt ist hierbei das Ziel bzw. die Nebenbedingung einer strakenden¹⁷ Schaufel einzuhalten. Das Verfahren soll durch geeignete Schnittstellendefinition in der Lage sein, nahezu beliebige Startgeometrien am Beginn der Auslegung im industriellen Einsatz zu parametrisieren. Am Ende der Auslegung sollen die Geometriedaten so ausgegeben werden, daß eine direkte Weiterverarbeitung der Geometrien durch die Konstruktion möglich ist. Die durch Entwicklungsingenieure angewandten Beurteilungskriterien müssen in dem System numerisch nachgebildet werden, um eine eindeutige Zielvorgabe der automatisierten Auslegung definieren zu können. Durch den Einsatz von Nebenbedingungen soll sich die auszulegende Geometrie dabei nur in dem sowohl aus Sicht der Aerodynamik als auch aus Sicht der Festigkeit und Konstruktion vorgegebenen zulässigen Bereich bewegen können.

Mit Hilfe des Verfahrens soll eine Auslegung eines optimierten Niederdruck-Turbinengitters, auf der Basis des Gitters T106 mit divergenten Seitenwänden, durchgeführt werden. Das Schaufelgitter soll im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe experimentell untersucht werden, um die Validierung der Methodik des Auslegungsverfahrens für zukünftige Auslegungen zu gewährleisten. Durch den Vergleich zwischen experimentellen Ergebnissen und der numerischen Auslegung soll überprüft werden, ob die vorhandenen numerischen Verfahren eine realistische Vorhersage der stark dreidimensional geprägten Strömungsvorgänge in einem dreidimensionalen Strömungskanal erlauben. Die Auslegung eines Turbinengitters für den Einsatz im Winkanal ermöglicht es, die Verwendung von Nebenbedingungen zu reduzieren und dadurch weitreichende geometrische Modifikationen zuzulassen. Das Gitter stellt außerdem die Grundlagen zur Ableitung von Gestaltungsrichtlinien zukünftiger dreidimensional gestalteter Turbinengitter.

3. Geometrische Darstellung und Parametrisierung eines dreidimensional gestalteten Schaufelprofils mit dazugehörigen Seitenwänden

Im folgenden Kapitel soll die geometrische Definition der die Strömung berandenden Geometrie beschrieben werden. Die Geometrie muß aus verschiedenen anpassungsfähigen Geometrieelementen aufgebaut werden. Die Steuergrößen der Geometrieelemente stellen die Variablen für den Entwicklungsingenieur dar, mit denen auch eine sinnvolle Modifikation der Maschinengeometrie durchführbar sein muß. Die Definition der Geometrie erfolgt dabei schrittweise von einer übergeordneten Baugruppe und wird dann immer weiter aufgeteilt bis zu den detaillierten Modifikationsmöglichkeiten einzelner Bauteilflächen. Die übergeordnete Definition, auf die im Rahmen dieser Arbeit eingegangen wird, ist die Definition des Strö-

17. Ein Schaufelprofil wird als strakend bezeichnet, wenn es in radialer Richtung keine unerwünschte wellige Oberfläche aus der Kombination der Profilschnitte über der radialen Fädelachse aufweist.

mungskanals einer stömungsmechanischen Baugruppe, wie z. B. Hochdruckverdichter oder Niederdruckturbine. Der Aufwand einer sinnvollen geometrischen Parametrisierung wird in vielen Fällen beim Aufbau von Auslegungsprozessen unterschätzt. Besonders bei der detaillierten Geometriedefinition dreidimensionaler Schaufeln und Seitenwände muß darauf geachtet werden, daß die zur Modifikation der Geometrie bereitgestellten Variablen möglichst unabhängig voneinander sind. Ein gezieltes, geometrisches Operieren zur Beeinflussung der strömungsmechanischen Effekte ist sonst, sowohl manuell als auch automatisiert, kaum möglich. Die Festlegung der geometrischen Variablen hat einen nicht unerheblichen Einfluß auf den stömungsmechanischen Auslegungsvorgang. Der axiale Strömungskanal kann z. B. an einer Stelle sowohl über zwei Radien (Nabenradius und Gehäuseradius), als auch durch den Mittelschnittradius und die Höhe des Strömungskanals festgelegt werden. Beide Varianten sind charakterisiert durch zwei unabhängige geometrische Variablen. Die Modifikation dieser Variablen führt aber bei beiden Varianten zu unterschiedlichen strömungsmechanischen Effekten. Bei der Auswahl der Variablen, die die Geometrie definieren, müssen deswegen schon im Vorfeld die damit zu erzielenden lokalen stömungsmechanischen Gegebenheiten und Einflußmöglichkeiten berücksichtigt werden, um sie auf die zu modifizierenden stömungsmechanischen Phänomene zu konditionieren. Einen weiteren Aspekt stellen die bei automatisiert durchgeführten Auslegungen notwendigen Limitierungen der Variablen dar. Eine im zweidimensionalen Auslegungsraum oft angewandte Parametrisierung eines Schaufelschnitts über die Stützpunktkoordinaten der beschreibenden B-Splines zeigt bei einer dreidimensionalen Schaufeldefinition z. B. große Probleme bei der Festlegung der Nebenbedingungen bezüglich der Geometrievariablen.

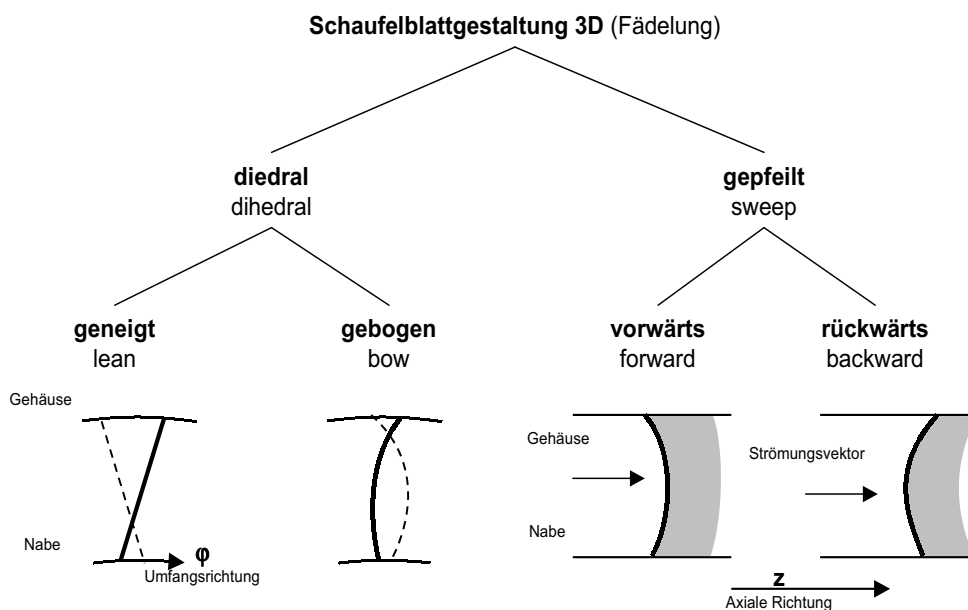
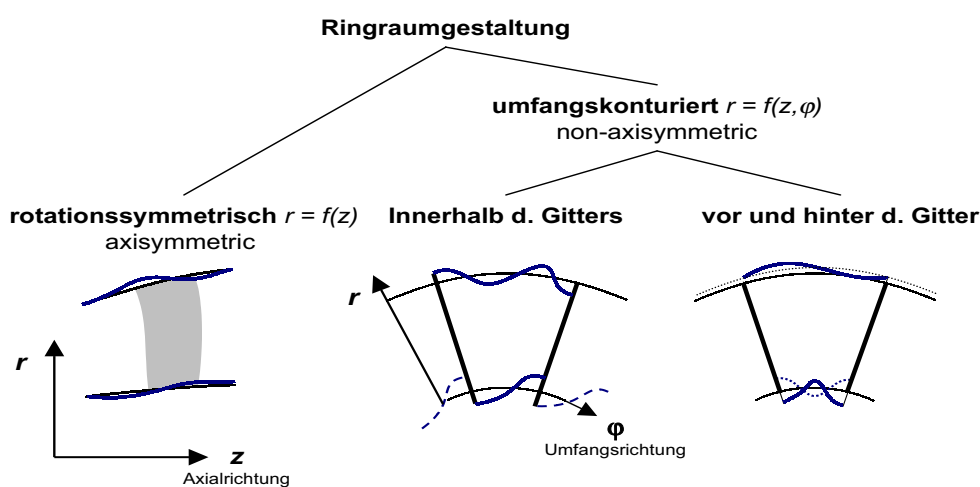


Abb. 3.1: Schaufelblattgestaltung 3D durch Auslenkung der Fädellinie

Grundsätzlich betreffen dreidimensionale Gestaltungsmaßnahmen des Schaufelkanals das Schaufelblatt und die Seitenwände. Eine dreidimensionale Gestaltung des Schaufelblatts ist neben einer dreidimensionalen Schaufelblattprofilierung durch eine kontrollierte Auslenkung der Fädellachse möglich. Unterschieden wird dabei zwischen sogenannten diedralen Maßnahmen, d. h. Auslenkungen der Fädellinie in Richtung der Auftriebskraft und Auslenkungen senkrecht zur Auftriebskraft. Letztere werden als Pfeilung bezeichnet, siehe [Abb. 3.1](#). Die verschiedenen prinzipiellen Möglichkeiten der Ringraumgestaltung, also der Modifikation der Seitenwände des Strömungskanals, sind in [Abb. 3.2](#) dargestellt (siehe auch *Baier 2002 [5]*)



[Abb. 3.2:](#) Prinzipielle Formen der Ringraumgestaltung

Zur Beschreibung und Parametrisierung der strömungsberandenden Geometrie sind Standard-CAD Programme kaum geeignet, da ihre Darstellung nicht problemorientiert ist. Das Geometriemodul muß eine topologische Definition des Problems erlauben. Nur dadurch ist gewährleistet, daß sich große Variationen komplexer Geometrien mittels weniger Variablen sinnvoll darstellen lassen. *Trapp et al. 1999 [71]* stellt z. B. einen Geometriegenerator zur Generierung eines Flugzeugrumpfs vor. Alle Körperkonturen werden dabei aus einfachen Grundelementen zur Beschreibung einzelner Linienelemente zusammengesetzt. Die Linienelemente sind leicht austauschbar und werden durch jeweils maximal vier Parameter beschrieben. Die in Rechtecken definierten Grundelemente werden jeweils stetig differenzierbar aneinander gereiht. Durch die parametrisierte Vorgehensweise lassen sich außerdem bereits vorhandene oder extern erzeugte komplexe Körper einfügen. Die Weitergabe der erzeugten Geometrie erfolgt durch

eine Beschreibung auf NURB-Flächen. Eine ähnliche Definition der Geometrie verwenden *Orlowski et al. 1999 [54]* zur Optimierung einer Flügelkonfiguration.

3.1 Definition des Strömungskanals und Bestimmen der Stromlinien

Der erste Schritt der hier beschriebenen Geometriedefinition soll auf den Vorgaben und Randbedingungen, die durch die Vorauslegung und Leistungsberechnung bestimmt werden, aufbauen. Durch die Vorauslegung wird normalerweise mittels kombinierter duct-flow- und through-flow-Methoden¹⁸ eine Festlegung der Umlenkungen der einzelnen Gitter, die Reaktionsgrade, Massenströme, etc. und somit eine erste Profilierung erstellt. Die als Ausgangspunkt vorliegenden geometrischen Daten sind die Koordinatenpunkte der Naben- und Gehäusekontur für den zu untersuchenden Maschinenteil. Auf diesen Vorgaben wird ein Stromliniengeometrieverfahren, basierend auf der Stromlinien-Krümmungsmethode, zur Bestimmung der Meridionallösung auf S2-Stromflächen eingesetzt. Die S1- und S2-Stromflächen sind in Abb. 3.3 aus *Wu 1952 [82]* ersichtlich.

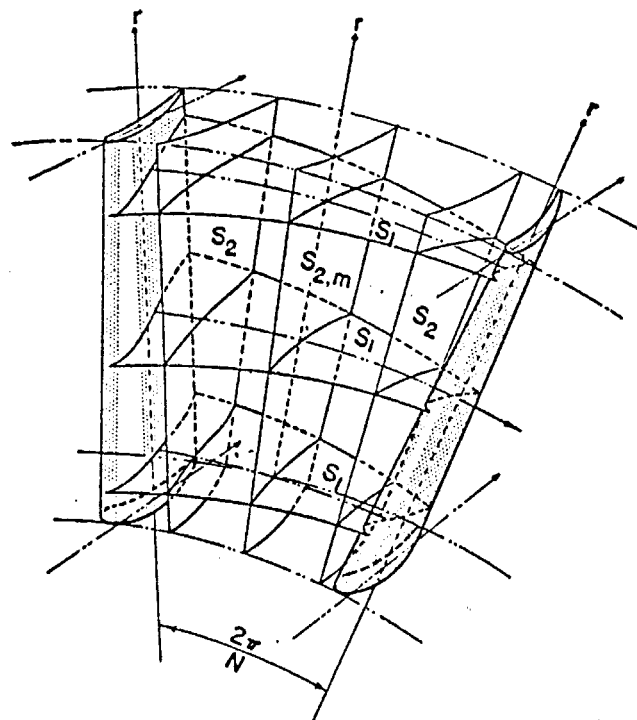


Abb. 3.3: Lage der S1- und S2-Stromflächen, *Wu 1952 [82]* .

18. Bei duct-flow und through-flow Methoden werden Rechenebenen axial nur im schaufelfreien Raum zwischen den Schaufelgittern bzw. auch innerhalb der Gitter festgelegt.

Die Koordinaten der meridionalen Stromlinienabbildung werden dabei in den Rechenebenen bestimmt. In Abb. 3.4 aus *Happel 2000 [31]* ist die Lage einer solchen quasi orthogonalen Rechenebene im schaufelfreien Raum ersichtlich.

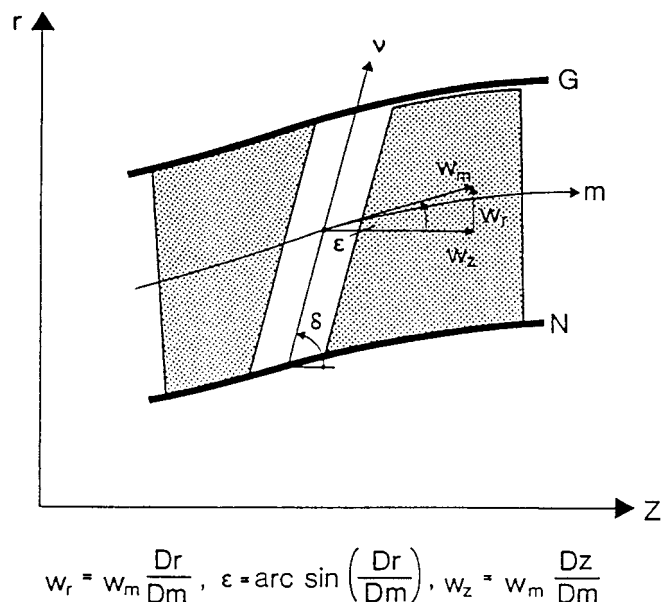


Abb. 3.4: Quasi orthogonale Rechenebene in v-Richtung im schaufelfreien Raum, *Happel 2000 [31]*.

Die zu berechnenden Vorgabegrößen sind häufig Funktionen aus den Ergebnisgrößen. Um das Berechnungsprogramm starten zu können, müssen die Vorgabegrößen aus Erfahrungswerten grob abgeschätzt werden und laufend über die bekannten Randbedingungen mittels Iteration verbessert werden. So kann z. B. bei einer Auslegungsaufgabe der Rotorabströmwinkel, als Vorgabegröße des Lösungsverfahrens bei Axialverdichtern, aus einem bekannten Rotordruckverhältnis und einer vorhergegangenen Iteration der Strömungsgrößen bestimmt werden. Die Auslegung kann auch mit dem Wirkungsgrad als Randbedingung durchgeführt werden. Mit dem Stromliniengeometrieverfahren können beide Hauptaufgaben, Auslegungsaufgaben neuer Turbomaschinen und Nachrechnungsaufgaben bestehender Geometrien, gelöst werden. Bei den Nachrechnungsaufgaben werden das Druckverhältnis und der Wirkungsgrad bestimmt, wobei die Geometrie bekannt ist. Bei Auslegungsaufgaben werden das Druckverhältnis und als Option auch der Wirkungsgrad vorgegeben. Hierbei muß das Verfahren z. B. das vorgegebene Druckverhältnis durch eine Variation des Gitterabströmwinkels erreichen. Das Verfahren stellt eine substantielle Methode dar. Die gewählte Parameterdarstellung für radiale und axiale Koordinaten der meridionalen Stromlinienabbildung (siehe Abb. 3.5) macht die Meridianlösung für radial und axial durchströmte Maschinen mit den gleichen Algorithmen möglich.

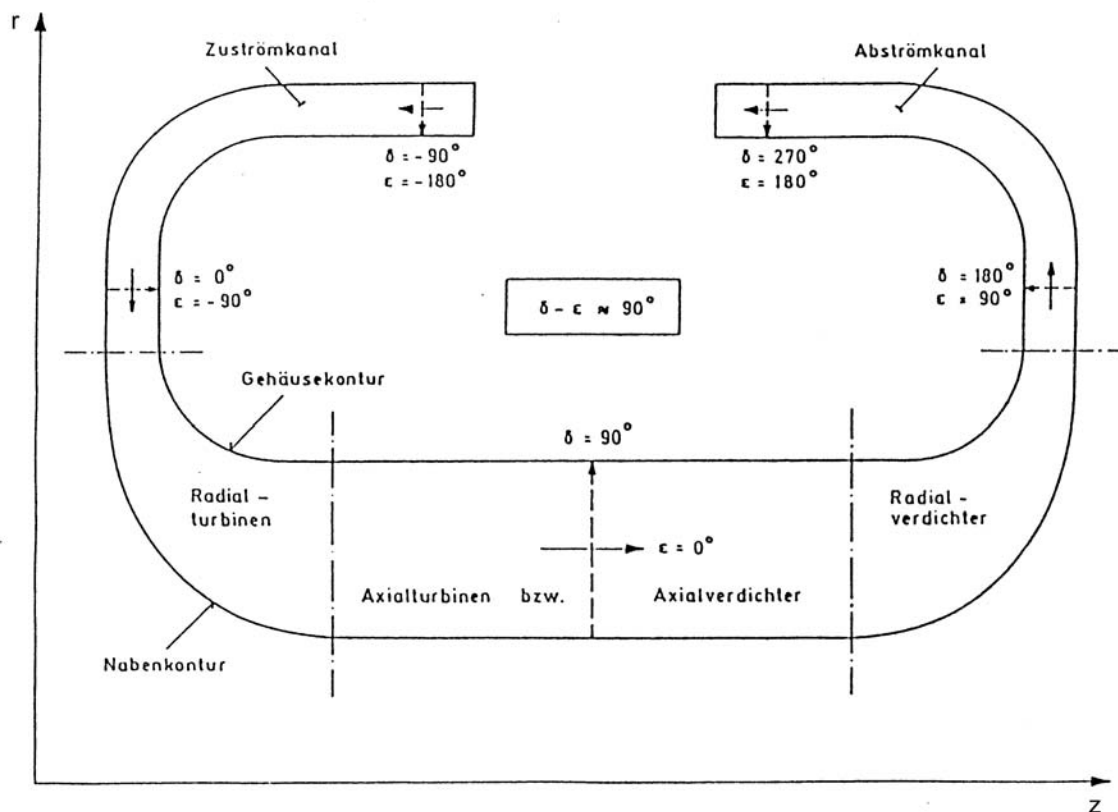


Abb. 3.5: Anwendungsgebiet des Stromlinien-Geometrie-Verfahrens in Parameterdarstellung, *Happel 2000 [31]* .

Die Stromlinienabbildungen zwischen Ein- und Austritt werden mit Splinefunktionen approximiert. Zum Ansatz kommt das vollständige Druckgleichgewicht in Verbindung mit der integralen Kontinuitätsgleichung in quasi-orthogonalen Rechenebenen. Durch Einführung der geometrischen Größen der meridionalen Stromlinienabbildung in die entlang der S2-Stromflächen transformierten Grundgleichungen ergibt sich eine gewöhnliche Differentialgleichung für die Druckänderung in Richtung der quasi-orthogonalen Rechenebenen. Verknüpft wird die Geometrie der meridionalen Stromlinienabbildung mit der Kontinuitäts-, der Impuls- und der Energiegleichung. Die durch Approximation gewonnenen umfangssymmetrischen S2-Stromlinien bieten sich als Basis für die Definition der dreidimensionalen Schaufelform an. Auf jeder Stromlinie wird dafür ein Profilschnitt erzeugt.

3.2 Axiale Seitenwandkonturierung

Als erste geometrische Modifikationsmöglichkeit wurde ein Verfahren zur axialen Seitenwandkonturierung im Rahmen dieser Arbeit erstellt. Die axiale Seitenwandkonturierung stellt eine Möglichkeit dar, innerhalb der vorgestellten Auslegungskette umfangssymmetrische Modifikationen des Meridionalkanals vorzunehmen. Die Intention der implementierten axia-

len Seitenwandkonturierung liegt dabei in der detaillierten Eingriffsmöglichkeit bei der Auslegung des geometrischen Bereichs eines Schaufelgitters. Eine Modifikation der Naben- und Gehäusekontur des gesamten betrachteten Maschinenteils ist verfahrensseitig möglich. Dies ist aber durch eine Auslegung mittels des oben beschriebenen S2-Verfahrens sinnvoller umzusetzen. Zur Durchführung wird der gewünschte Naben- oder Gehäusebereich im Bereich der Schaufelplattform¹⁹ ausgeschnitten und durch zwei parametrisierte polynomiale Spline-Funktionen ersetzt, siehe Abb. 3.6. Die Splines werden an den Übergangspunkten zur unmodifizierten Kontur (Punkt 1 und Punkt 3) stetig sowohl 1. als auch 2. Ordnung, d. h. mit gleicher Steigung und Krümmung, eingesetzt. Am Punkt 2 sind die Splines 1. und 2. Ordnung stetig zusammengefügt.

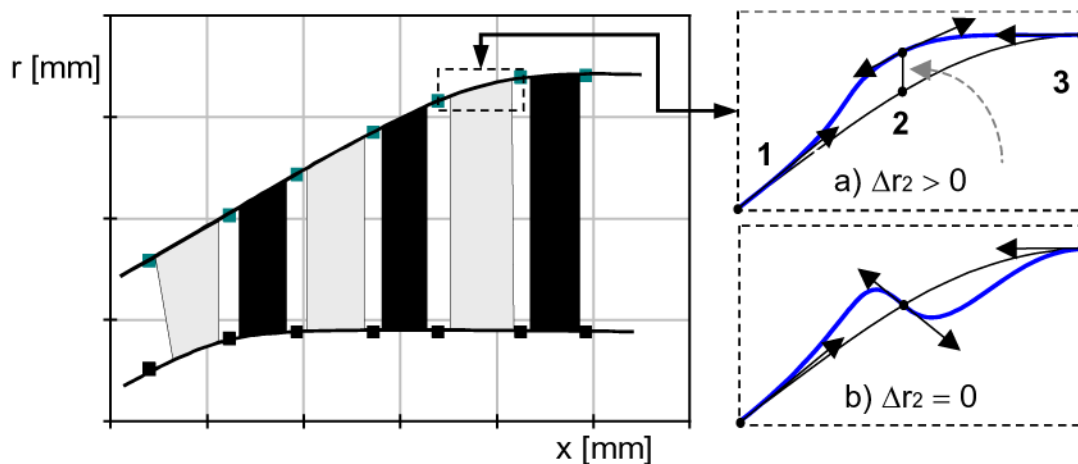


Abb. 3.6: B-Splines der axialen Seitenwandkonturierung: Darstellung zweier Modifikationen

Die Parametrisierung der Splines erfolgt über auf die Endpunkte bezogene Parameter. Durch die Parametrisierung ergeben sich folgende freie und unabhängige Parameter²⁰: ρ_{1v} , σ_{1v} , x_2 , r_2 , w_2 , k_{r2} , ρ_{2r} , σ_{2r} , ρ_{2v} , σ_{2v} , ρ_{3r} , σ_{3r} . Mit dieser dimensionslosen Parametrisierung ist eine einfache Reproduzierbarkeit, unabhängig von den Absolutmaßen, gegeben. Die Parameter können alle im Rahmen einer Auslegung modifiziert werden. Eine Modifikation des Punktes 2 ist in Abb. 3.6 anhand von zwei Beispielen a) Änderung des Radius, b) Änderung der Steigung, exemplarisch dargestellt. Geometrische und fertigungsspezifische Vorgaben²¹ können durch die Limitierung des Koppelpunktes 2 sichergestellt werden. Nach einer Änderung der Naben-

19. Die Schaufelplattform kann bei gegossenen Schaufeln wie z. B. bei turbine-inter-duct Schaufeln durchaus einen längeren Übergangskanal beinhalten

20. Die angegebenen Splineparameter wurden analog der Definition der Profilschnitte implementiert. Die Koeffizienten werden im folgenden Abschnitt erläutert.

21. z. B. maximale Beulenhöhe

bzw. Gehäusekontur und damit der äußeren, die Geometrie beschreibenden Stromlinien, müssen alle anderen Stromlinien angepaßt werden. Im Rahmen einer Vorauslegung erfolgt dies durch eine erneute Anwendung des Stromlinien-Geometrie-Verfahrens. Während einer Optimierungsrechnung werden aus Gründen der numerischen Stabilität die mittleren Stromlinien geometrisch durch lineare Interpolation in den Rechenebenen radial angepaßt.

3.3 Parametrisierung der Profilschnitte auf Stromlinien

Grundsätzlich bestehen zwei verschiedene Möglichkeiten der Schaufelschnitt-Definition. Die erste besteht darin, die aerodynamische Oberfläche mit einer Anzahl von Punkten, deren Position frei verschoben werden kann, zu definieren. Die Anzahl der Punkte einer solchen Definition kann dabei sehr hoch sein. Eine direkte Kontrolle von Diskontinuitäten der Krümmungen ist kaum möglich. Der Prozeß, eine gewünschte Mach-Zahlverteilung zu erreichen, bei der Verschiebung der einzelner Punkte, erweist sich deswegen als ausgesprochen schwierig. Auf diesem Gedanken basierende Lösungsansätze sind trotzdem immer wieder in Form adaptiver Rechenetze bzw. adaptiver Windkanalschaufeln im Gespräch. Die zweite Darstellung stellt die inverse Definition eines Schaufelschnitts mittels mathematischer Funktionen dar. Die Schwierigkeit besteht darin, eine geeignete Definition zu finden, welche nicht nur die gewünschte Form ermöglicht, sondern auch einfach durch den Anwender zu modifizieren ist. Frühere Design-Methoden basieren auf einer Profildickenverteilung, die auf einer Skelettlinie aufgewickelt wurde. Die NACA-Profilfamilie basiert z. B. auf dieser Definitionsweise. Durch die unterschiedlichen physikalischen Effekte auf Saug- und Druckseite erwies sich eine getrennte Darstellung jedoch als besser praktikabel. Derart definierte Profile werden üblicherweise als Freiformprofile bezeichnet. *Corral et al. 1999 [10]* stellen ein Geometrieverfahren vor, bei dem die Definition der Profilschnitte mittels zusammengesetzter Ketten von Bézier-Kurven erfolgt. Die Steuerung erfolgt durch die Verschiebung der Kontroll-Punkte. *Gehrer et al. 1997 [26]* verwenden Bézier-Kurven und Oberflächen zur Erzeugung dreidimensionaler Schaufelgeometrien. Durch die hohe Feinfühligkeit in bezug auf kleine Änderungen der Steuerungspunkte ist in solchen Fällen allerdings immer eine genaue Betrachtung der Instabilität notwendig.

Der Schaufelschnitt auf einer S2-Stromlinie stellt in gewisser Näherung eine Stromlinie dar. Rechnerisch, aber auch experimentell, zeigt sich, daß die Krümmung des Schaufelschnitts und die Mach-Zahlverteilung sich qualitativ in gleicher Art bewegen. Unregelmäßigkeiten und Diskontinuitäten der Krümmung werden direkt an die Mach-Zahlverteilung wiedergegeben. Ziel ist demnach eine gezielte Steuerung der Saug- und Druckseite, ohne die Gefahr von Krümmungs-Diskontinuitäten. Bei der Schaufelschnittgenerierung sind normalerweise die Geschwindigkeits-Dreiecke an Ein- und Austritt, die Schaufelteilung und die axiale Sehnen-

länge vorgegeben. Ein wichtiger Wert zur Kontrolle des Massenstroms bzw. der maximalen Mach-Zahl stellt außerdem die Engstrecke zwischen benachbarten Schaufelprofilen dar.

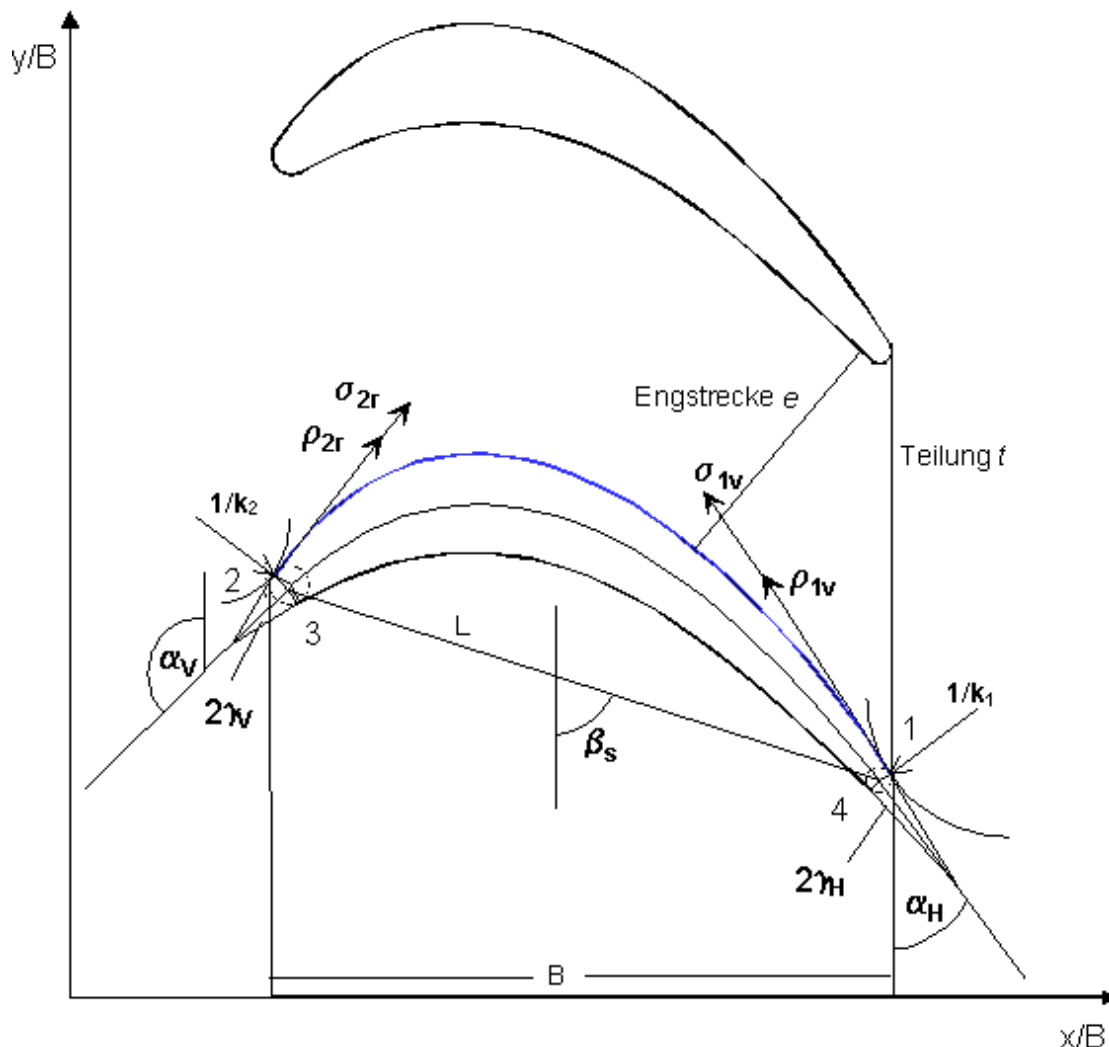


Abb. 3.7: Geometrische DESIGN-Parameter

Auf den berechneten S2-Stromlinien werden Schaufelschnitte erzeugt. Für diese Aufgabe wurde das bestehende Programm DESIGN ausgewählt. Dieses Programm ist das derzeitige Schaufel-Außengeometrie-Werkzeug der Firma MTU Aero Engines. Zur Einbindung des Verfahrens in die Prozeßkette mußte das Programm um Funktionalitäten erweitert, sowie von einigen Fehlern bereinigt werden. Die Anwendung der Schaufelschnittgenerierung mit dem Programm kann sowohl interaktiv als auch skriptgesteuert ablaufen. Die durch die S2-Stromlinien verlaufenden S1-Stromflächen sind normalerweise in meridionaler Richtung gekrümmt und lassen sich somit nicht in eine Ebene abwickeln. Die Schaufelschnitte werden deshalb auf abgewickelten Mantelflächen eines Kegels, die die jeweilige S1-Stromfläche im Bereich der Schaufel approximieren, definiert. Jeder Schaufelschnitt wird aus vier Segmenten zwischen vier Profilaufpunkten festgelegt. Die Profilaufpunkte werden dabei nicht über die nur wenig

anwenderfreundlichen Koordinaten x_i und y_i sondern über ein geometrisches System, wie im folgenden beschrieben, festgelegt (siehe Abb. 3.7).

An den Enden einer quasi Sehne, beschrieben durch die Länge und den Staffelungswinkel β_s , wird jeweils eine kurze Strecke symmetrisch angefügt. Die Längen dieser kurzen Linien entsprechen dabei der Vorderkantendicke d_N bzw. der Hinterkantendicke d_H . Die Winkel der Linien stellen den Vorderkantenwinkel α_N , bzw. den Hinterkantenwinkel α_H dar. Die Enden der Linien legen die Position der Profilaufpunkte fest. Die vier Segmente Saugseite (zwischen Punkt 1 und Punkt 2), Vorderkante (zwischen Punkt 2 und Punkt 3), Druckseite (zwischen Punkt 3 und Punkt 4) und Hinterkante (zwischen Punkt 4 und Punkt 1) werden jeweils durch einen polynomialen Spline 4. Ordnung beschrieben, siehe Abb. 3.8. Die Splines sind in den Profilaufpunkten 1. und 2. Ordnung stetig zusammengesetzt.

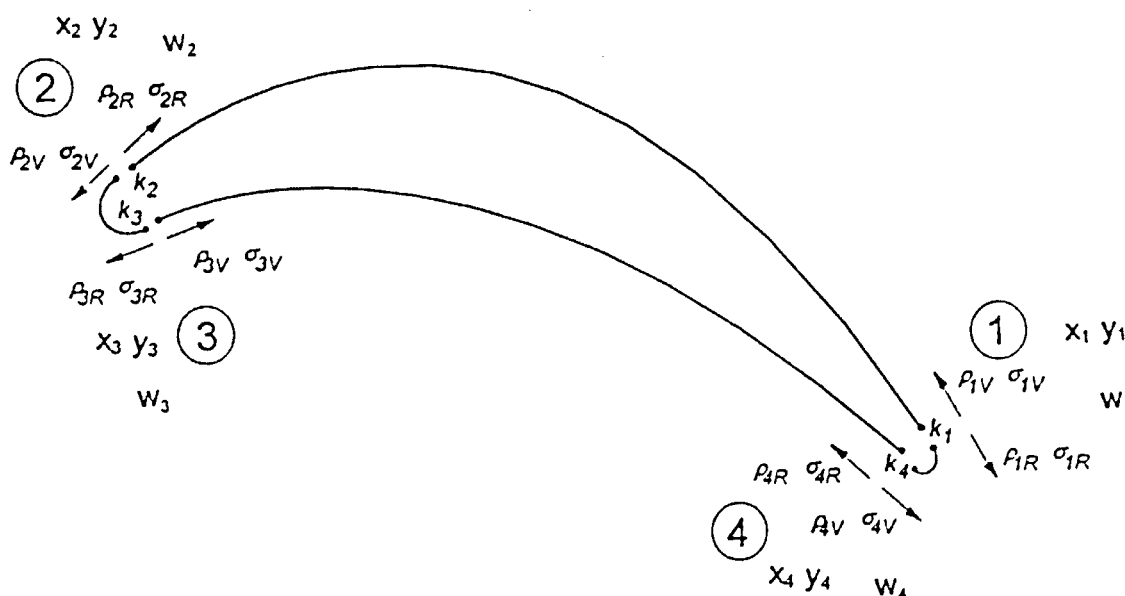


Abb. 3.8: DESIGN-Parameter in den Profilaufpunkten

Die Splines werden nur durch dimensionslose Parameter²², die in den Profilaufpunkten definiert sind, gesteuert. Die Einflußgrößen der Splines an jedem Punkt sind jeweils in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung definiert. Als Parameter gibt es immer den Winkel w_i , die Krümmung kr_i , den Streckungsparameter der Steigung (1. Ordnung) ρ_i und den Streckungsparameter der Krümmung (2. Ordnung) σ_i . Die Streckungsparameter ρ_i und σ_i legen fest, wie weit die in den Profilaufpunkten festgelegten Winkel w_i und Krümmungen kr_i den Verlauf des jeweiligen Splines hin zur Segmentmitte beeinflussen, siehe Abb. 3.9.

22. Eine Parametrisierung über die Splinestützpunkte zeigt Schwierigkeiten bei der Setzung des Stellbereichs für dreidimensional gestaltete Profile. Die mathematische Abbildungsvorschrift der Parameter ist MTU intern.

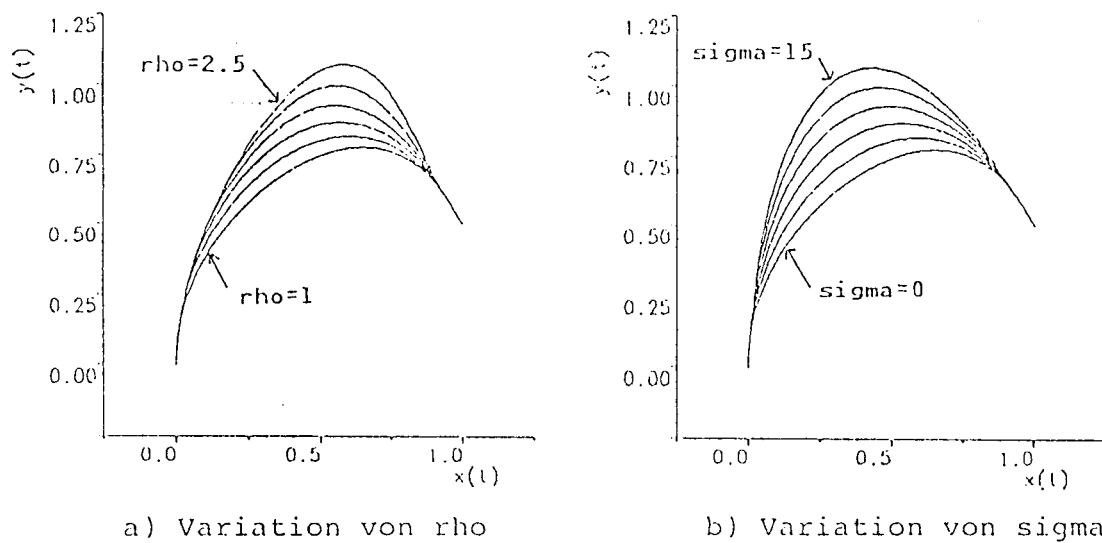


Abb. 3.9: Einfluß der Streckungsparameter auf den Kurvenverlauf eines Splinesegments durch a) ρ und b) σ .

Durch die Winkel an den Profilaufpunkten ergeben sich automatisch die oft als Randbedingung definierten Keilwinkel γ_i jeweils für Profilnase und -hinterkante, getrennt für Druck- und Saugseite. In den meisten Fällen reicht dabei eine symmetrische Darstellung der Vorder- und Hinterkante, d. h. $\gamma_{NS} = \gamma_{ND}$ und $\gamma_{HS} = \gamma_{HD}$, aus. Dadurch kommt es auch zu einer Reduzierung der Parameteranzahl. Die Parametrisierung eines bereits vorliegenden Schaufelschnittes, z. B. eines NACA-Profiles, in die mathematische Definition des Programms DESIGN stellt eine Approximationsaufgabe und letztlich damit eine Optimierungsaufgabe dar. Auf diesen Schritt soll hier allerdings nicht näher eingegangen werden.

3.4 Parametrisierung des Schaufelblatts aus Schaufelschnitten in radialer Richtung zur Erzeugung einer strakenden Schaufel

Zur Erzeugung eines dreidimensionalen Schaufelprofils werden die auf den einzelnen S2-Stromlinien definierten Schaufelschnitte in radialer Richtung aufgefädelt. Die Fädelachse kann dabei wählbar durch die Vorderkante (vorderes Sehnenende), den geometrischen Schaufelschwerpunkt oder die Schaufelhinterkante (hinteres Sehnenende) gelegt werden. Das skinning²³ der Schaufeloberfläche aus den einzelnen geschichteten Schaufelschnitten erfolgt ebenfalls durch das Programm DESIGN. Eine Schwierigkeit der Schaufeldefinition liegt dabei in der Problematik, aus den getrennt definierten Schaufelschnitten und einer Fädelachse einen auf der umhüllenden Oberfläche kontinuierlichen homogenen, nicht welligen, dreidimensiona-

23. Skinning bezeichnet die Bespannung der Oberfläche, hier die Bildung der Schaufelblattoberfläche aus der Bespannung der übereinander geschichteten Schaufelschnitte. In DESIGN wird dafür aus dem Tensorprodukt eine B-Spline-Fläche gebildet.

len Körper zusammensetzen. Um ein Straken der einzelnen die Schaufeloberfläche definierenden Schaufelschnitte in radialer Richtung zu gewährleisten, wurde im Rahmen der Arbeit eine Methode der radialen Parametrisierung entwickelt. Die Definition der Schaufelschnitte wird dafür in Schaufelhöhenrichtung parametrisiert.

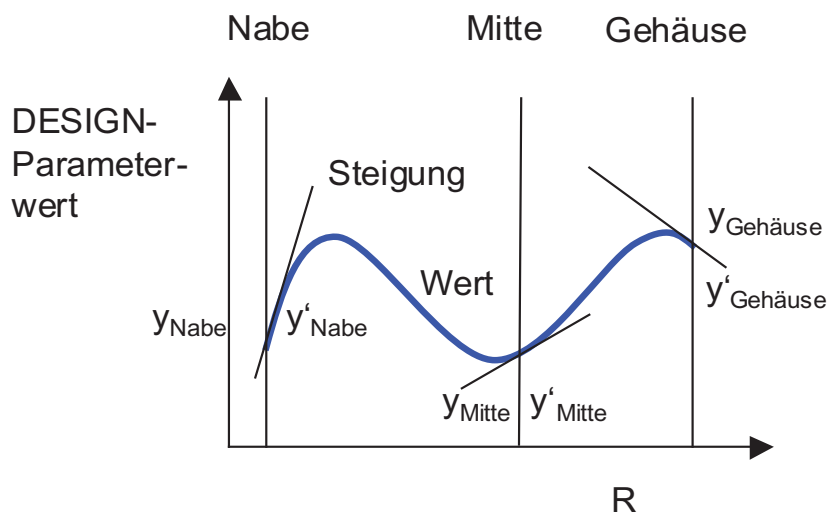


Abb. 3.10: Steuerung des Polynoms zur radialen Parametrisierung der DESIGN-Parameterwerte

Dazu werden alle benötigten Schaufelschnittparameter radial an Polynome 5. Grades (sechs Koeffizienten / Freiheitsgrade) gebunden. Als Referenzpunkt eines Schaufelschnittes wird normalerweise der Schaufelschwerpunkt als Polynomabszisse verwendet. Als Kontrollgrößen der Polynome werden jeweils der Wert und die Steigung an der Nabe einem einstellbaren mittleren Radius und dem Gehäuse bereitgestellt, siehe Abb. 3.10. Die Steuerung der Schaufelschnitte und damit die Form des Schaufelblatts erfolgt ausschließlich über die Polynomparameter der Schaufelschnittparameter. Durch diese Zwangsbedingung aller Schaufelschnittparameter ergibt sich, daß alle Schaufelschnitte sich nur in den durch die radialen Polynome vorgegebenen Freiheitsgrade in radialer Folge voneinander unterscheiden. Dadurch weist das Schaufelblatt als Umhüllende aller Schaufelschnitte automatisch eine glatte und strackende Kontur auf. Um die radialen Polynomverläufe möglichst exakt auf die Schaufel abbilden zu können, sind viele Stützpunkte, in Form von Schaufelschnitten, notwendig. Als Standardprozedur wird das Schaufelblatt deshalb aus 21 Schaufelschnitten inklusive der Naben- und Gehäusekontur aufgebaut. Zusätzlich wird das Schaufelprofil auf zwei weiteren Stromlinien außerhalb des Strömungsraumes weitergeführt, um ein Verschneiden des Schaufelprofils im Falle einer Schaufelverlängerung durch eine negative axiale Seitenwandkonturierung zu ermöglichen. Als Extrapolationsmaß wird normalerweise 10 % Schaufelhöhe naben- und gehäuseseitig verwendet. Die Schaufelschnitte werden zur Seitenwand hin, je nach Fokus der Untersuchung, dichter angeordnet, um den geometrischen starken Gradienten in diesem

Bereich Sorge zu tragen. Durch die Parametrisierung ergibt sich eine starke Reduktion der zur Steuerung notwendigen Parameteranzahl. Statt alle Schaufelschnittparameter auf allen Schaufelschnitten zu steuern, reichen pro Parameter (z. B. ρ am Punkt 2 rückwärts, im Sinne der Umlaufrichtung, ρ_{2r}) die sechs Polynomgrößen aus. Ein weiterer Vorteil besteht in der Möglichkeit, einen Schaufelbereich, z. B. an Nabe, Gehäuse oder über den wählbaren mittleren Punkt, gezielt festhalten zu können. Die Lage der Umfangsposition der Fädelachse, beschrieben durch die Variable θ , wird mit einer eigenen Parametrisierung versehen. Um gezielt bestimmte Fädelungsarten wie lean oder bow erzeugen zu können, kann der Detaillierungsgrad der Parametrisierung der Fädelachse gewählt werden. Die Anzahl der Parameter kann für die Variable θ von zwei bis vier variiert werden. Die Steuerung des Polynoms erfolgt bei der Parametrisierung mit maximaler Parameteranzahl über die θ -Werte und die radialen Winkel der Fädelachse an Nabe und Gehäuse.

3.5 Geometrische Darstellung einer Umfangskonturierung auf der Seitenwand zwischen Profilvorderkante und Profilhinterkante

Als zusätzliche geometrische Modifikationsmöglichkeit wurde im Rahmen der Arbeit ein System zur umfangsunsymmetrischen Seitenwandkonturierung entwickelt und implementiert. Die Konturierung kann im Bereich zwischen 3 % und 97 % axialer Schaufellänge auf der Naben- und/oder Gehäuseplattform durchgeführt werden. Dafür wird eine mathematische Fläche aus der Superposition von drei zweidimensionalen Kurven aufgespannt, siehe [Abb. 3.11](#).

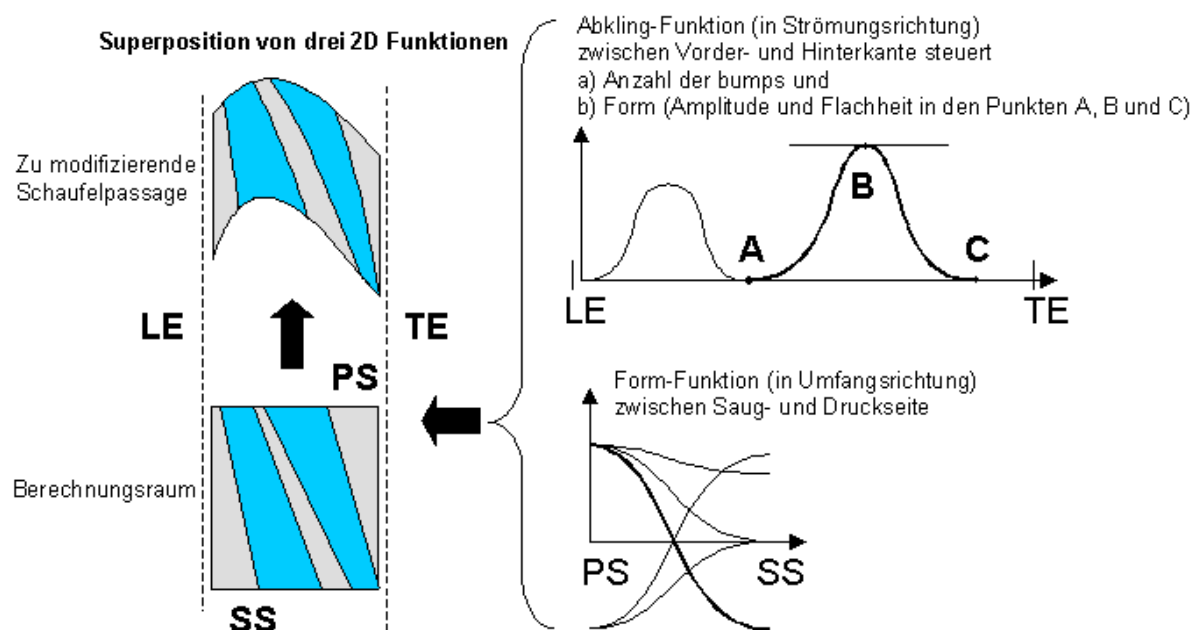
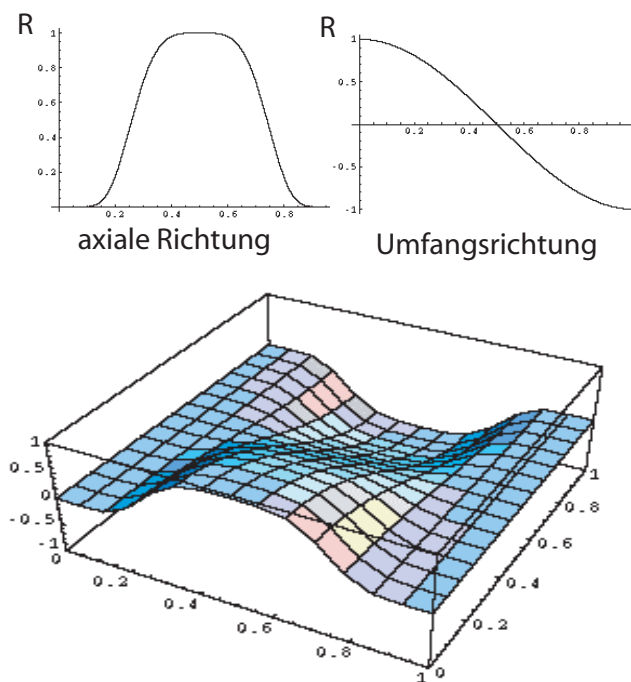


Abb. 3.11: Rechnerisch aufgespannte Fläche zur Definition der umfangsunsymmetrischen Seitenwandkonturierung

Entlang der Profilsaug- und Profildruckseite wird jeweils eine Abklingfunktion, die aus zwei zusammengesetzten B-Splines gebildet wird, definiert. Die B-Splines sind im Punkt B 1. und 2. Ordnung stetig zusammengefügt. Außerdem sind die Splines zum Punkt B achsensymmetrisch. Die Steigungen und Krümmungen an den Punkten A und C haben den Wert Null. Gesteuert werden die Splines über die axialen Positionen der Punkte A und C auf der mathematischen Fläche. Die Form eines solchen bumps wird durch die jeweiligen Amplituden im Punkt B und den sogenannten flatness Parametern in den Punkten A und B festgelegt. Die flatness Parameter steuern die jeweilige Einflußlänge der Krümmungen auf die Segmentbereiche, siehe [Abb. 3.12](#).



[Abb. 3.12](#): Konfigurationsbeispiel eines Seitenwandbumps

In Umfangsrichtung werden die beiden definierten axialen Abklingfunktionen mittels einer Formfunktion verbunden. Die Formfunktion wird aus einer Kosinus-Funktion gebildet. Es kann zwischen einer halben Periode (π) und einer gesamten Periode (2π) der Kosinus-Funktion gewählt werden. Im Falle der gesamten Periode kann eine zusätzliche Amplitude, basierend auf dem Mittelpunkt der die druck- und saugseitigen B-Punkte verbindenden Linie, spezifiziert werden. Die durch die drei mathematischen Funktionen aufgespannte rechteckige Fläche wird auf den entsprechenden Seitenwandbereich projiziert, vgl. [Abb. 3.11](#). Dazu wird die Fläche an den den Strömungsraum diskretisierenden Rechennetzpunkten (siehe „Vernetzung des Strömungsraumes“ auf Seite 44) auf der Seitenwand überlagert. Alle Netzebenen im Kanal werden linear in radialer Richtung entsprechend interpoliert. Im Seitenwandbereich können gleichzeitig mehrere dieser bumps aufgespannt werden. Die Superposition der einzelnen bumps erfolgt additiv.

4. Numerische Strömungslösung und Auswertung

In den vorliegenden Kapiteln wurde die Definition und Generierung der die Strömung berandenden Flächen beschrieben. In diesem Kapitel geht es nun um die numerische Simulation des durch den erzeugten Strömungskanal strömenden Fluids. Ziel ist eine der physikalischen Realität möglichst nahe kommende Simulation der dreidimensionalen Strömungseffekte und deren Erfassung durch Kennzahlen. Dies soll eine daraus abgeleitete nach Kriterien des Benutzers definierte Bewertung der jeweils vorliegenden Geometrie ermöglichen.

4.1 Vernetzung des Strömungsraumes

Die Vernetzung und damit die Diskretisierung des Strömungsraumes erfolgt mittels elliptischer Netzgeneratoren. Hierbei wird eine der Strömung und der Geometrie angepaßte Aufteilung des Strömungsgebietes durch strukturierte Multiblocknetze durchgeführt. Der Vorteil strukturierter Netze in der Grenzschicht liegt in der höheren numerischen Genauigkeit bei gleichzeitig geringerer Rechenzeit als bei unstrukturierten Netzen. Die Anzahl der verwendeten Netzknoten steht dabei in direktem Zusammenhang mit der notwendigen Rechenzeit. Die Aufgabe der Vernetzung, die bei neuen Geometrieconfigurationen üblicherweise den zeitlich größten Anteil an der numerischen Lösung aerodynamischer Probleme darstellt, ist für die Anwendung numerischer Optimierung automatisiert worden. Ziel ist es dabei, eine Netzgenerierung zu ermöglichen, die bei geringst möglicher Punkteanzahl die realen dreidimensionalen Strömungsvorgänge erfassen kann. Eine Abhängigkeit des Rechenergebnisses von dem sich verändernden Rechenetz soll dabei durch die gleichbleibende strukturierte Topologie weitestgehend vermieden werden.

Im Rahmen umfangreicher Vorstudien wurden verschiedene Netzkonfigurationen und Netzgeneratoren untersucht. Ein überraschendes Ergebnis dieser Arbeit war der sehr große Einfluß der Netzqualität auf das Rechenergebnis und die bis zur Konvergenz des Lösers²⁴ notwendige Rechenzeit. Kritische Bereiche des Rechenetzes sind hierbei besonders die aufgrund der starken Strömungsgradienten nach Möglichkeit zu verdichtenden Bereiche der Profilverorder- bzw. -hinterkante. Als ebenso sensibel stellte sich der profilnahe Bereich im hinteren Viertel der Profildruckseite heraus. Hier kommt es durch Profilmifikationen oft zu großen Verscherungen des Netzes. Die Aufteilung des Strömungsraumes erfolgt in ein die Profilgrenzschicht diskretisierendes O-Netz um das Schaufelprofil und ein dazwischen liegendes H-Netz von Eintritt bis Austritt (siehe Abschnitt 6.2 auf Seite 69).

24. Die Vorstudien wurden mit dem Strömungslöser TRACE-S, das am Institut für Strahlantriebe vorliegt, durchgeführt.

Zur schnellen Erzeugung der Rechennetze während des Optimierungsablaufs wurde die Anwendung der bilinearen Interpolation der Netze untersucht. Bei der bilinearen Interpolation bleiben die äußeren Ränder des Netzes unverändert. Ausgehend von einem manuell optimierten Start-Rechennetz bewirkt eine Veränderung der Profilgeometrie ein Nachziehen der Netzlinien, ähnlich dem Effekt von „Gummiseilen“. Besonders bei größeren geometrischen Modifikationen, wie sie im Rahmen dreidimensionaler Optimierungen vorkommen, kam es zu deutlichen Verscherungen von Netzzellen. Eine Netzabhängigkeit der Lösung konnte dadurch nicht ausreichend ausgeschlossen werden. Aus diesem Grund erfolgte bei den weiteren Untersuchungen vor jeder Strömungslösung eine neue Netzgenerierung. Die Erzeugung des Netzes muß hierfür in adäquater Zeit skriptgesteuert erfolgen. Die besten Ergebnisse wurden mit einem Netzgenerator der Firma CFD-Norway erzielt. Durch die guten Möglichkeiten, das Netz über Blockgrenzen hinweg zu glätten, konnten stark modifizierte Geometrien noch qualitativ gut vernetzt werden. In der vorgestellten Optimierung kam allerdings der elliptische Netzgenerator aus der Entwicklungsumgebung der Firma MTU-Aero Engines zum Einsatz, in den das Modul der umfangsunsymmetrischen Seitenwandmodifikation direkt eingebaut wurde. Dieser Netzgenerator zeigt gegenüber dem Netzgenerator von CFD-Norway leider Nachteile bei der Diskretisierung des Nachlaufbereichs und kann verscherte Netzbereiche, insbesondere im hinteren Bereich der Druckseite, nicht so gut glätten.

Für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie, mit der am Schluß ein Vergleich erfolgt, wird jeweils ein sehr fein aufgelöstes Rechennetz erzeugt ($y^+ = 1$ in der wand nächsten Rechenzelle). Während der eigentlichen Optimierung muß dagegen meistens die Punkteanzahl zur Reduzierung der Rechenzeit deutlich vermindert werden (bis $y^+ = 25$). Ziel der Strömungslösung während des Optimierungsablaufs auf diesen Netzen ist letztlich nicht die Bestimmung der absoluten Größe der Verluste, sondern die richtige Erfassung der Tendenzen bei Änderungen der Geometrie. Dieser Punkt wurde bei der Erstellung der einzelnen Post-Processor-Werte im Vorfeld berücksichtigt. Die weiter unten dargestellte Optimierung wurde auf stark ausgedünnten Netzen durchgeführt. Die absoluten Werte der Zielfunktionen weichen von den Werten der fein aufgelösten Start- und Nachrechnung ab, während deren Gradienten allerdings nahezu identisch sind.

4.2 Numerische Strömungslösung und Turbulenzmodellierung

Die numerische Berechnung der Strömung erfolgt durch eine mathematische, physikalische Modellbildung. Für die dabei auftretenden Differentialgleichungen gibt es bisher nur für sehr wenige Spezialfälle eine analytische Lösung. Die Lösung wird deswegen mittels iterativer Verfahren auf diskreten Punkten ermittelt. Die Grundgleichungen Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung werden dafür an einem infinitesimalen Kontrollvolumen, unter Vernachlässigung der Gewichtskräfte, z. B. in vektorieller Darstellung hergeleitet²⁵ :

Kontinuitätsgleichung

$$\left[\frac{\partial \rho}{\partial t} \right]_{\text{rel}} + \nabla \cdot [\rho \vec{w}] = 0$$

Impulsgleichung

$$\rho \left[\frac{D \vec{c}_{\text{rel}}}{Dt} \right]_{\text{rel}} = -\nabla \cdot \mathbf{p} + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \cdot \dot{\vec{c}}_{\text{rel}} \times \vec{\omega}$$

Energiegleichung

$$\left[\frac{\partial (\rho \cdot u_{\text{rot}})}{\partial t} \right]_{\text{rel}} + \nabla \cdot \{ \rho \cdot h_{\text{rot}} \cdot \vec{w} \} = \nabla \cdot [\vec{\tau} \cdot \vec{w}] + \nabla \cdot [\lambda \cdot \nabla T]$$

Die Navier-Stokes-Gleichungen sind sowohl für laminare als auch für turbulente Strömungen gültig.

Differentielle konservative Formulierung der 3D-Navier-Stokes-Gleichungen²⁶ :

$$\left[\frac{\partial U}{\partial t} \right]_{\text{rel}} + \frac{\partial F_x}{\partial x_{\text{rel}}} + \frac{\partial F_y}{\partial y_{\text{rel}}} + \frac{\partial F_z}{\partial z_{\text{rel}}} = \frac{\partial R_x}{\partial x_{\text{rel}}} + \frac{\partial R_y}{\partial y_{\text{rel}}} + \frac{\partial R_z}{\partial z_{\text{rel}}} + S$$

Dabei wird

$$U = [\rho, \rho \cdot c_{x, \text{rel}}, \rho \cdot c_{y, \text{rel}}, \rho \cdot c_{z, \text{rel}}, \rho \cdot u_{\text{rot}}]$$

als der konservative Zustandsvektor im Absolutsystem bezeichnet.

Die konvektiven Euler-Flüsse in x-, y- und z-Richtung:

$$F_x = \begin{bmatrix} U_1 \cdot w_x \\ U_2 \cdot w_x + p \\ U_3 \cdot w_x \\ U_4 \cdot w_x \\ (U_5 + p) \cdot w_x \end{bmatrix}, \quad F_y = \begin{bmatrix} U_1 \cdot w_y \\ U_2 \cdot w_y \\ U_3 \cdot w_y + p \\ U_4 \cdot w_y \\ (U_5 + p) \cdot w_y \end{bmatrix}, \quad F_z = \begin{bmatrix} U_1 \cdot w_z \\ U_2 \cdot w_z \\ U_3 \cdot w_z \\ U_4 \cdot w_z + p \\ (U_5 + p) \cdot w_z \end{bmatrix}$$

Die Reibungseinflüsse in x-, y-, z-Richtung:

25. Die Grundgleichungen sind hier in einem mit konstanter Winkelgeschwindigkeit rotierenden Relativsystem in vektorieller Darstellung hergeleitet

26. Formulierungen nach H.-W. Happel, so wie sie in dem Navier-Stokes-Löser TRACE-S ausgeführt sind.

$$\mathbf{R}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \pi_x \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_y = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ \pi_y \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_z = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{zx} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zz} \\ \pi_z \end{bmatrix}$$

mit den Abkürzungen in der Energiegleichung:

$$\pi_x = \tau_{xx} \cdot w_x + \tau_{xy} \cdot w_y + \tau_{xz} \cdot w_z + \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x_{\text{rel}}}$$

$$\pi_y = \tau_{yx} \cdot w_x + \tau_{yy} \cdot w_y + \tau_{yz} \cdot w_z + \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y_{\text{rel}}}$$

$$\pi_z = \tau_{zx} \cdot w_x + \tau_{zy} \cdot w_y + \tau_{zz} \cdot w_z + \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z_{\text{rel}}}$$

Der Störterm:

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{U}_3 \\ -\boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{U}_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Herleitungen zu Konzept, Methoden und Lösungen finden sich in *Hirsch 2000 [35] [36]*, *Anderson 1984 [3]* und *Ferziger et al. 1997 [22]*. In rotierenden Bezugssystemen müssen, wie hier, die Quellterme für die auftretenden Zentrifugal- und Corioliskräfte berücksichtigt werden. Die Gleichungen und die gesetzten Randbedingungen werden zur Lösung auf den in technischen Systemen krummlinigen körperangepaßten physikalischen Koordinaten in ein kartesisches System überführt.

Die kleinsten vorkommenden Wirbelphänomene und die dadurch hervorgerufenen Schwankungsgrößen sind sehr klein. Die vollständige zeitliche und räumliche Diskretisierung aller Schwankungsgrößen ist im Rahmen technischer Anwendungen, besonders bei hohen Reynolds-Zahlen noch nicht möglich. Es erfolgt daher eine sogenannte Reynolds-Mittelung²⁷ durch die Aufspaltung der Erhaltungsgrößen in einen stationären und einen zeitlich fluktuierenden Anteil. Dadurch entstehen zusätzliche nicht zu vernachlässigende Schubspannungen, sogenannte Reynolds-Spannungen, und der turbulente Wärmetransport. Diese Terme müssen

27. Im kompressiblen Fall handelt es sich dabei eigentlich um eine Favre-Mittelung.

modelliert werden, da sie neue, unbekannte Größen darstellen. Durch die Einführung von Turbulenzmodellen wird diesem oft als Schließungsproblem der Turbulenz bezeichneten Problem Rechnung getragen.

Die Transportvorgänge von Impuls und Energie werden bei reibungsbehafteten Strömungen durch die physikalischen Stoffeigenschaften des Fluids d. h. Viskosität und Wärmeleitfähigkeit mitbestimmt. In turbulenten Strömungen kommt es zusätzlich zu Transportvorgängen durch größere Turbulenzballen, was durch eine zusätzliche sogenannte turbulente Wirbelviskosität des Fluids beschrieben wird. Diese zusätzlich zu bestimmende Wirbelviskosität wird üblicherweise aus empirischen Korrelationen in Abhängigkeit des Strömungszustandes bestimmt. In Wirbelviskositätsmodellen werden die turbulenten Spannungen der makroskopischen Turbulenzballen mit denen der mikroskopischen dynamischen Viskosität μ laminarer Strömungen mit dem Ansatz nach Boussinesq vergleichbar behandelt. Zum Einsatz kommen Nullgleichungsmodelle ohne Transportgleichungen, die auch als algebraische Turbulenzmodelle bezeichnet werden, z. B. das Baldwin-Lomax-Modell, Eingleichungsturbulenzmodelle, z. B. das Spallart-Allmaras-Modell, und Zweigleichungsmodelle. In Zweigleichungsmodellen werden die turbulente kinetische Energie k und deren Dissipation ϵ , bzw. die Frequenz ω der Wirbel, als zusätzliche skalare Transportgrößen behandelt. In beiden Modellen wird durch einen isotropen Produktionsterm Turbulenz erzeugt. Durch die Transportgleichungen wird der konvektive Transport und die Diffusion der Turbulenz und damit die Ausbreitung²⁸ der Turbulenz erfaßt. Die Lösung dieser zusätzlichen Differentialgleichungen erhöht allerdings den numerischen Aufwand. Neben den Wirbelviskositäts-Turbulenzmodellen werden außerdem Reynolds-Spannungsmodelle eingesetzt. In den Reynolds-Spannungsmodellen werden alle sechs Komponenten des Reynolds-Spannungstensors separat modelliert. Die large eddy simulation (LES) stellt bei einer wesentlich höheren zeitlichen und räumlichen Auflösung ein Zwischenglied zwischen Reynolds-gemittelten Verfahren (RANS) und der direkten numerischen Simulation (DNS) aller Turbulenzstrukturen dar. Die beiden letztgenannten Verfahren werden bei Turbomaschinenauslegungen aufgrund des sehr großen Rechenaufwandes allerdings nur selten angewandt.

Ausgehend vom Staupunkt bildet sich am Beginn der Umströmung von Schaufelprofilen erst eine geschichtete laminare Grenzschicht aus. Überschreitet die Reynolds-Zahl einen kritischen Wert $Re > Re_{krit}$, kommt es zum als Transition bezeichneten laminar turbulenten Grenzschichtumschlag und damit zu der durch die in den Turbulenzmodellen modellierten Produktion von Turbulenz (siehe auch Abschnitt 2.1 auf Seite 7). Das Konzept, die Lage des Transitionspunktes nur durch das Turbulenzmodell zu bestimmen, ist bei der Berechnung von Strömungen in

28. In der Literatur wird dabei oft von der Berücksichtigung der history-Effekte gesprochen.

Turbomaschinen oft nicht ausreichend zuverlässig. Der Ort der Transition wird deswegen in neueren Verfahren²⁹ mittels eines angepaßten Transitionskriteriums bestimmt.

Die zeitliche Diskretisierung der Gleichungen erfolgt entweder explizit oder implizit. Bei einer expliziten Diskretisierung hängt der Lösungsvektor zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ nur von Größen zum Zeitpunkt t ab. Der numerische Zeitschritt darf dabei nur so groß sein, daß entsprechend der CFL-Zahl die Stabilität³⁰ der Lösung gewahrt bleibt. Bei einer impliziten Diskretisierung ist der Lösungsvektor zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ sowohl von Größen zum Zeitpunkt t , als auch von Größen zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ abhängig. Der dadurch erhöhte numerische Aufwand zu jedem Zeitschritt wird sowohl durch eine erhebliche Verbesserung der Stabilität als auch durch eine deutliche Reduzierung der Rechenschritte bis zur Konvergenz des Verfahrens überkompensiert.

Die räumliche Diskretisierung kann mit Hilfe der Methode der finiten Volumen, der Methode der finiten Differenzen oder der Methode der finiten Elemente erfolgen. Die Lage der Flüsse kann im Zentrum der Zellen oder an den Zellecken definiert sein. Bei der zellzentrierten Methode liegen alle Größen im Zentrum einer Zelle vor. Zur Bestimmung der Flüsse werden die Werte auf den Zellflächen verwendet. Der einfacheren Implementierung der Randbedingungen gegenüber der knotenzentrierten Methode stehen steigende Fehler bei verzerrten Netzzellen gegenüber. Bei der Definition auf den Zellecken liegen alle Erhaltungsgleichungen auf den Netzknoten vor. Dafür muß jeweils ein neues Kontrollvolumen mit den Ecken in den Mittelpunkten der benachbarten Netzzellen gebildet werden.

Zur Lösung des Systems aus Differentialgleichungen sind problemspezifische Randbedingungen zur Vorgabe der konservativen Größen notwendig. Für instationäre Berechnungen müssen außerdem die Anfangsbedingungen zum Zeitpunkt $t = 0$ definiert werden. Am Einströmrand des Rechengebietes werden im Falle subsonischer Einströmung üblicherweise die vier Größen Totaldruck p_{t1} , Totaltemperatur T_{t1} , Winkel in radialer Richtung α_1 und Winkel in Umfangsrichtung β_1 vorgegeben. Die Größen sind dabei in der Regel eine Funktion vom Radius r , gelegentlich auch von der Umfangskoordinate φ . Am Ausströmrand des Rechengebietes erfolgt die Vorgabe des statischen Drucks p_2 . Der Austrittsdruck wird hierbei wie bei einer Windkanalanwendung als konstant gesetzt, mittels des vereinfachten radialen Gleichgewichts bestimmt oder als Profil in radialer Richtung vorgegeben. Bei transsonischer Zuströmung müssen alle Größen am Eintrittsrand (zusätzlich statischer Druck p_1) vorgegeben werden, da eine stromaufwärtsgerichtete Informationsweiterleitung nicht möglich ist. An Wänden werden die Neumannschen Randbedingungen vorgegeben: Die Flüsse von Impuls³¹, Masse und Energie

29. Der Transitionspunkt wurde früher und wird vielfach noch durch den Anwender auf einen Punkt festgelegt.

30. Anschaulich: Eine sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitende Lösung die Netzzelle nicht verläßt.

31. Der konvektive Impuls an der Wand muß verschwinden, der Reibungsimpuls an der Wand nicht.

senkrecht zur Wand müssen verschwinden. Ein Wärmestrom durch eine diabate Wand ist allerdings durch Angabe eines Wandwärmestroms oder einer Wandtemperatur definierbar. Bei einer reibungsbehafteten Strömungsrechnung gilt die Haftbedingung³². Durch die Annahme periodischer Strömung in Umfangsrichtung ist es möglich, das Strömungsgebiet auf eine Teilung am Umfang zu begrenzen. Der Erhaltungsvektor an den oberen und unteren Netzrändern wird ausgetauscht. Dieselbe Vorgehensweise erfolgt an Blockgrenzen. Symmetrierandbedingungen kommen bei dieser Anwendung nicht zum Einsatz.

Im Rahmen des hier aufgebauten Optimierungskreislaufs wurde zur Simulation der Strömung das Programm TRACE-S der Firma MTU Aero Engines gewählt. Das Verfahren wurde speziell auf die Erfordernisse zur Berechnung von axialen Turbomaschinenkomponenten abgestimmt. Die darin enthaltene Modellierung wurde anhand vielfältiger experimenteller Untersuchungen an Windkanalgittern und Rigversuchen validiert. Das Programm ist in den produktiven Auslegungsprozeß eingebunden.

Das Verfahren stellt einen kompressiblen Navier-Stokes-Löser dar, der auf einem blockstrukturierten finiten Volumen-Schema basiert. Die zeitliche Integration des Lösert erfolgt implizit. Die Extrapolation der Variablen zur Berechnung der konvektiven Flüsse erfolgt mit einem MUSCL-Schemata höherer Ordnung. Das Verfahren ist kombiniert mit der Ableitungsmethode der Flüsse nach Roe. Die Begrenzung der Flüsse erfolgt mit einer speziellen Version des Van Albada Limiters. Am Ein- und Ausströmrand kommen nicht reflektierende Randbedingungen zum Einsatz. Die Kopplung von Stufen erfolgt mit der Technik voll massenkonservativer Mischungsebenen. Der Code ist zur Reduzierung der Rechenzeiten vektorisiert worden und erlaubt die Verwendung von shared memory parallelisation (SMP).

Die Arbeitsbedingungen der untersuchten Turbinengeometrie machen eine verlässliche Modellierung der Turbulenz zumindest bei den fein aufgelösten Nachrechnungen notwendig. Während der Optimierungsdurchläufe wurde ein $k-\epsilon$ –Turbulenzmodell mit den Erweiterungen von Kato-Laund er eingesetzt. Durch das bewußt relativ grobe Netz mit $y^+ \sim 25$ wurde mit einer Wandfunktion gerechnet. Bei den dargestellten Ergebnissen einer Nachrechnung mit hoher Netzauflösung kam die low-Reynolds-Implementierung des $k-\omega$ Zweigleichungsturbulenzmodells von Wilcox zum Einsatz. Das Modell ist für kompressible Anwendungen und rotierende Systeme erweitert worden. Die Netzauflösung lag dabei an den Wänden bei einem y^+ -Wert von ca. 1. Die unphysikalisch starke Produktion von Turbulenz an Staupunkten aufgrund der erhöhten Normalspannungen wird durch eine Modifikation des Produktionsterms nach Kato-Laund er eingeschränkt. Die Ergebniswerte auf den verschiedenen Rechennetzen zeigten dabei in der absoluten Größe Unterschiede. Die zur Durchführung der numerischen Optimierung

32. Daß der wandnormale Gradient des statischen Drucks in den Grenzschichten sich zu Null ergibt, ist keine numerische Randbedingung des Lösert.

erforderliche Detektierung der richtigen Tendenzen war auf den größeren Netzen jedoch noch möglich. Die Gradienten der Zielfunktionen von Startlösung und optimaler Lösung auf den verschiedenen Rechennetzen sind nahezu identisch. Die Simulation von bypass-Transition durch low-Reynolds-Zweigliederturbulenzmodelle ist prinzipiell möglich. Dafür sind allerdings ausreichende Netzauflösungen senkrecht zur Oberfläche als auch in Strömungsrichtung nötig, um gute Ergebnisse zu erzielen. Die in mehrstufigen Turbinen üblichen Druckgradienten verhindern eine zuverlässige Vorhersage zusätzlich. Aus diesem Grund wurde ergänzend ein Transitionskriterium eingefügt. Es basiert auf den Korrelationen von Abu-Ghannam und Shaw 1980 mit den Modifikationen von Drela 1995. Es wurde aus der Vielzahl verfügbarer Modelle ausgesucht, weil es die Form der Grenzschicht und damit die Druckgradienten berücksichtigt. Es hängt außerdem vom Freistrah-Turbulenzgrad ab, der am Grenzschichtrand vom Turbulenzmodell bereitgestellt wird. Das Modell beeinflusst sowohl die turbulente Viskosität als auch die Turbulenzproduktion.

Das Transitionskriterium wird auf der ganzen Saugseite außer an Vorder- und Hinterkante angewendet, weil dort die auf einer ebenen Platte gewonnenen Daten von Abu Ghannam und Shaw nicht anwendbar sind. Seit seiner Einführung in den numerischen Code hat sich das Transitionsmodell bereits bei verschiedenen Turbinenkonfigurationen erfolgreich bewährt.

An Eintritts- und Austrittsrand sind nicht reflektierende Randbedingungen implementiert. Am Eintrittsrand erfolgt die Vorgabe der Verteilungen von Totaldruck p_{t1} , Totaltemperatur T_{t1} und den Strömungswinkeln α_1 und β_1 . Am Austritt wird der statische Druck p_2 vorgegeben. An allen Wänden gilt die Haftbedingung, d. h. die Geschwindigkeit an nichtrotierenden Wänden ist Null. Es wird die Annahme getroffen, daß alle Wände adiabat sind. Die turbulente kinetische Energie wird zu Null gesetzt. Auf den Seitenwänden wird ein voll turbulenter Strömungsbereich erwartet. Dafür wurde eine Wandfunktion nach Spalding 1972 genutzt, die die Benutzung größerer Netzauflösung an der Seitenwand erlaubt und dadurch den Rechenaufwand merkbar reduziert. Für weitergehende Details und Quellen zu den angeführten numerischen Verfahren bzw. Modellen siehe *Vogel 1996 [75]* und *Gier et al. 2000 [28]*.

Der Start einer Optimierung beginnt mit einer sehr gut auskonvergierten Startlösung. Alle Berechnungen innerhalb des Optimierungskreislaufs werden als Restartlösung bei festgehaltenen aerodynamischen Werten auf dem für die jeweils neue Geometrie neu generierten Rechenetz durchgeführt. Die maximale Schrittzahl wird so festgelegt, daß auch starke geometrische Modifikationen auskonvergieren können. Bei der Anwendung des Verfahrens werden grundsätzlich Abbruchkriterien verwendet. Alle 50 Schritte wird hierfür eine Auswertung innerhalb des Lösers durchgeführt. Sinkt die Abweichung der letzten drei Auswertungen unter einen festgelegten Schwankungswert, wird das Verfahren automatisch beendet. Als Kriterien werden hierfür der Massenstromfehler, der Druck und der Wirkungsgrad eingesetzt. Es kommt dadurch zu einer signifikanten Reduktion der Rechenzeit.

Zur Gewährleistung der numerischen Stabilität der Strömungslösungen, basierend auf Restarts im Rahmen der automatisierten Auslegungskette, dürfen geometrisch fragwürdige und numerisch instabile Lösungen nicht als Restartfall dienen. Aus diesem Grund werden nur Lösungen von Hauptfunktionsaufrufen³³ mit einer Zielfunktion (Minimierungsproblem), die kleiner als der vorhergehende Hauptfunktionsaufruf und kleiner als die Startzielfunktion sind, als aerodynamische Basis zukünftiger Restart-Strömungslösungen zugelassen.

4.3 Strömungsauswertung und Bewertung der Geometrie

Die Strömungsauswertung und Bewertung hat das Ziel, die durch die dreidimensionale Strömungslösung aufgelösten Strömungseffekte, die bei einer manuellen Auslegung meist durch wenige integrale Kennzahlen und den „ingenieurmäßigen Blick“ auf verschiedenste Auswertediagramme durchgeführt wird, durch Kennzahlen zu erfassen. Dabei muß auch die während der Optimierungen oft reduzierte Auflösung der Strömungsphänomene durch gröbere Netze berücksichtigt werden. Da die Zielfunktion nicht Ergebnis einer mathematischen Abbildungsvorschrift ist, sondern Ergebnis eines iterativen Verfahrens, ist die Zielfunktion numerisch rau. Eine Bewertung allein auf Basis einer integralen Kennzahl, z. B. den oft als Ziel gesetzten integralen Totaldruckverlustbeiwert, ist dabei selten ausreichend. Insbesondere die Gradientenbestimmung der Zielfunktion, die auf kleinen inkrementalen Änderungen der Geometrie basiert, bedarf einer problem-definierten nach Kriterien des Benutzers gesetzten Zielfunktion, um die richtige Tendenz der erwünschten Zielsetzung aus den Änderungen der Zielfunktion detektieren zu können. Zur Ermöglichung einer solchen Zielfunktion und daran angeschlossener Nebenbedingungen werden in der automatisierten Auslegungskette verschiedene Gruppen von Zielfunktionswerten berechnet.

Im Geometriegenerator erfolgt die Berechnung von Ergebniswerten auf jedem erzeugten Profilschnitt, durch die die Schaufel aufgespannt wird, und den extrapolierten Schnitten. Für die Auslegung relevant sind die Fläche eines Profilschnitts, die maximale Profildicke und das Biege widerstandsmoment. Diese Größen werden üblicherweise als Nebenbedingungen gesetzt.

Das Rechenetz der dreidimensionalen Strömungsrechnung wird mit den Stromlinien aus der S2-Rechnung geschnitten. Als Zwischenschritt wird dafür das Berechnungsnetz in OH-Topologie auf ein gleichmäßiges H-Netz interpoliert. Die Profildruckverteilungen auf den Stromlinienschnitten werden anhand verschiedener Kriterien bewertet. Die wichtigsten Kriterien sind die maximale Machzahl und deren axiale Position, die saugseitige Verzögerung, die Verhältnisse von Beschleunigung zu Verzögerung auf Druck- und Saugseite und ein Kriterium zur Bewertung der Saugspitze an der Vorderkante. Diese Kriterien werden im Rahmen einer drei-

33. Als Hauptfunktionsaufruf wird die Bestimmung der Zielfunktion für einen Parametervektor und zusätzlich die Bestimmung der Zielfunktionen zur Gradientenbestimmung der Zielfunktion an diesem Punkt bezeichnet.

dimensionalen Auslegung aber nur in relativ großen Grenzen als Nebenbedingungen gesetzt. Dies dient insbesondere dazu, eventuell auftretende extreme Geometrie Konfigurationen, bei denen die numerischen Modelle des Strömungslösers deutlich außerhalb ihres Definitionsbereichs angewendet werden, zuverlässig zu vermeiden. Eine Eingrenzung des Lösungsraumes erfolgt dadurch nicht und wäre auch nicht zielführend, da die optimale dreidimensionale Druckverteilung erst das Ergebnis der Optimierung ist.

Eine weitere Beurteilung des Ergebnisses findet auf einer Bewertungsebene statt. Normalerweise wird hierfür die letzte Netzebene bzw. bei Stufenberechnungen die Mischungsebene der dreidimensionalen Berechnung zur Evaluierung der Abströmung eines Gitters durch integrale Parameter aus dem Strömungslöser herangezogen. Den wichtigsten Zielfunktionswert zur Beurteilung der Güte des Schaufelgitters stellt meistens der integral flußgemittelte Totaldruckverlust (bei Statoren) dar. Bei Rotoren kann der Entropiezuwachs und bei Stufen der isentrope Stufenwirkungsgrad bewertet werden. Zur Beurteilung der noch nicht ausgemischten, aber oft nicht mehr nutzbaren Sekundärströmungsenergie wird die secondary kinetic energy integral massengemittelt. Zum Vergleich mit experimentellen Untersuchungen wird der integral massengemittelt bezogene Totaldruckverlust bestimmt. Der flußgemittelte integrale Abströmwinkel in Umfangsrichtung dient als Maß für die Arbeitsumsetzung des Gitters. Der Wert ist die wichtigste einzuhaltende Nebenbedingung bei einer aerodynamischen Optimierung. Aus Voruntersuchungen hat sich ein Intervall für diese Nebenbedingung von $\Delta\beta_2 \pm 0.15^\circ$ von der Startberechnung als praktikabel erwiesen. Der Massenstrom ist direkt an den Abströmwinkel gekoppelt und muß damit nicht als zusätzliche Nebenbedingung gesetzt werden.

Zur feinfühligem Erfassung der Sekundärströmung werden Kriterien aus den radialen Verläufen von umfangsgemittelten Werten berechnet. Als ideal sekundärströmungsfreie Referenz des Abströmwinkels in Umfangsrichtung wird das Ergebnis der S2-Lösung als Vorgabe gesetzt. Zur Bewertung der Sekundärströmung wird von dem umfangsgemittelten Abströmwinkel in Umfangsrichtung aus der dreidimensionalen Rechnung der eben genannte Referenzwinkel abgezogen. An dem sich ergebenden Kurvenverlauf zur radialen Achse wird eine Kurvendiskussion durchgeführt. Errechnet wird die maximale Differenz der Über- und Minderumlenkung aus der Differenz zwischen maximalem und minimalem Wert. Zur Vermeidung von radialen Schwingungen der Kurve werden die Flächen des Kurvenverlaufs zur radialen Achse positiv (im Betrag) integriert. Außerdem werden die Abstände der Flächenschwerpunkte der größten positiven und der größten negativen Teilflächen zur radialen Achse von der Seitenwand bestimmt. Die gleichen Ergebniswerte werden für den massengemittelten radialen Verlauf der secondary kinetic energy erzeugt.

5. Numerische Optimierung

Die Suche nach einer optimalen Lösung der oben dargestellten Auslegungskette, unter Berücksichtigung der jeweiligen Nebenbedingungen, stellt ein Optimierungsproblem dar. Das Herantasten an eine zufriedenstellende Lösung durch eine manuelle Suche, basierend auf persönlicher Erfahrung, experimentellen und empirischen Ergebnissen und einer individuellen Probier-Technik stößt bei Problemen dieser komplexen Art an seine Grenzen. Das Kurzzeitgedächtnis des Menschen ermöglicht es, ungefähr sieben voneinander unabhängige Variablen gleichzeitig zu variieren. Der Einsatz aller oben dargestellten parametrischen Freiheitsgrade übersteigt diese Anzahl bei weitem. Selbst durch den Einsatz zeitaufwendiger Parameterstudien kann ein Optimum als Kombination verschiedenster Parameteränderungen³⁴ nur zufällig gefunden werden. Für solche Fälle sind Optimierungsalgorithmen heutzutage ein vielseitig anwendbares und universelles Hilfsmittel zur Lösungssuche bei Problemen mit vielen Parametern.

Die Verbindung zwischen dem Optimierungsalgorithmus und dem Berechnungsproblem stellt die Zielfunktion dar. Sie beschreibt die Güte des Berechnungsproblems in Abhängigkeit des jeweilig gewählten Variablenvektors. Die Zielfunktion bewertet dabei einerseits die gesetzten Ziele, wie z. B. die Minimierung der aerodynamischen Verluste, als auch die dabei einzuhaltenden Nebenbedingungen, wie z. B. die vorgesehene Arbeitsumsetzung. Der Zielfunktionswert wird dafür aus der gewichteten Summe aller oben beschriebenen Ergebnisgrößen zusammengesetzt. Die Gewichtungen der einzelnen Ergebnisgrößen müssen dabei vom Anwender je nach Optimierungsproblem gewählt werden. Durch die Festlegung von unteren und / oder oberen Schranken kann jede Ergebnisgröße als Nebenbedingung der Optimierung gesetzt werden. Die Festlegung der Gewichtungen zur Zusammensetzung des Zielfunktionswertes erfordert Erfahrung oder die Durchführung von Vorversuchen, in denen die Sensitivitäten der betrachteten Ergebnisgrößen in Abhängigkeit von Änderungen des Parametervektors untersucht werden. Bei der Festlegung der Gewichtungen muß vermieden werden, daß z. B. eine Verschlechterung des maßgeblichen Optimierungsziels durch einen stark sensitiven „kleinen“ Anteil der Zielfunktion überkompensiert wird und sich dadurch eine falsche Gütebewertung der Zielfunktion ergibt. Die Zusammensetzung der Zielfunktion zur dreidimensionalen aerodynamischen Optimierung ist stark von dem jeweiligen Anwendungszweck abhängig und muß individuell bestimmt werden. Eine allgemeingültige Zielfunktion kann hier deswegen nicht angegeben werden. Die im Rahmen der Arbeit verwendete Zielfunktion zur Optimierung des Gitters T106D ist in Abschnitt 6.2 auf Seite 69 beschrieben.

34. Ein wissenschaftlicher Ansatz der mehrdimensionalen Parameterstudie stellt DOE (design of experiments / statistische Versuchsplanung) dar, siehe *Montgomery 2001 [51]*

Die Optimierung stellt mathematisch eine vieldimensionale Extremstellensuche (normalerweise Minimum³⁵) der skalaren Funktion $F(\vec{x})$ dar. Zusätzlich müssen dabei Ungleichheitsrestriktionen $g_i(\vec{x}) \geq 0$ und Gleichheitsrestriktionen $h_j(\vec{x}) = 0$ eingehalten werden. Ausgangspunkt der iterativen Parametersuche ist der Startvektor \vec{x}_0 . Auf Basis dieses Startvektors oder mehrerer Startvektoren erfolgen Suchzyklen. Durch die jeweilige Bewertung der Zielfunktion und der Einhaltung der Nebenbedingungen werden bessere Parametervektor(en), als Ausgangspunkt für den nächsten Suchzyklus mit Hilfe einer zu wählenden Strategie gesucht. Mathematisches Ziel der iterativen Suche über verschiedene \vec{x}_k ist dabei eine Konvergenz der Funktion $F(\vec{x})$, zumindest in einem lokalen Optimum und die Beendigung des Verfahrens durch ein Abbruchkriterium. Ein Zielfunktionsaufruf durch den Optimierungsalgorithmus für einen Parametervektor \vec{x}_k erfordert hier jeweils einen Ablauf der oben beschriebenen Auslegungskette. Die Zahl der Zielfunktionsaufrufe, bis zu einer Verbesserung der Zielfunktion (Minimierung), soll dabei aus Zeitgründen minimal gehalten werden. Die Rechenzeit des Optimierungsalgorithmus selbst ist angesichts der benötigten Zeit der Strömungssimulation nahezu vernachlässigbar.

5.1 Arten von Optimierungsalgorithmen

Die verschiedenen Optimierungsalgorithmen lassen sich nach Aufbau, Vorgehensweise und mathematischem Aufbau einteilen. Die wichtigsten Charakteristiken stellen dabei die Art der Suchstrategie, ob partielle Ableitungen der Zielfunktion gebildet werden, und die Behandlung von Nebenbedingungen dar. Aufgrund der hier zu untersuchenden Zielfunktion kommen nur nicht diskrete³⁶ und nichtlineare Algorithmen in Betracht.

Stochastische Verfahren wählen neue Parameterzusammenstellungen für neue Suchzyklen zufällig aus. Partielle Ableitungen der Ergebnisse werden nicht verwendet. Ein Vertreter der zufälligen Suche stellt z. B. die Monte Carlo Methode dar. Die Ergebnisse vorangegangener Suchschritte bleiben dabei unberücksichtigt. Daraus ergibt sich eine sehr langwierige Suche nach dem Optimum. Herkömmliche genetische Algorithmen basieren darauf, die Variablen der Optimierung in einen Binärcode zu überführen. Der maßgebliche Mechanismus besteht darin, zwischen verschiedenen Mitgliedern einer Population Teile des Binärcodes kreuzweise auszutauschen. Durch zufällige Änderung einzelner Elemente des Binärcodes (Gene) erfolgt dann ein Mutationsvorgang. Anschließend beginnt eine Selektion der Population. Die Darstellung vieler Variablen führt dabei intern zu einem langen Binärcode mit entsprechend vielen internen Optimierungsvariablen. Bei den sich an der Natur orientierenden Evolutionsstrategien werden neue Parametervektoren auf der Basis bestehender Parametersätze ebenfalls mittels Rekombi-

35. Die Extremstellensuche ist durch die Beziehung $\max[F(\vec{x})] = -\min[F(\vec{x})]$ auf den jeweiligen Typ umformbar.

36. Nicht diskrete Optimierungsalgorithmen behandeln nur nicht ganzzahlige Variablen.

nation, Mutation und Selektion gebildet. Wichtigstes Element stellt hier die Mutation der Individuen dar. Unterschieden wird dabei, ob die Elterngeneration bei der Selektion eingeschlossen wird oder nicht (+ oder -, Strategie). Durch das Einbeziehen einer Bewertung bisheriger Ergebnisse in den Mutationsprozeß (Selbstadaptation) kommt es zu dem Effekt des Nachziehens der Suchellipse. Kovariante Evolutionsstrategien richten die Suchellipse zusätzlich entlang der „Höhenlinien“ des Zielraums und nicht nur entsprechend den Hauptrichtungen aus. Dieses Vorgehen entspricht letztlich approximierten Gradienten. Dadurch wird ein stochastisches schrittweises Herantasten an das Optimum erreicht. Die meisten genetischen Algorithmen haben Techniken von Evolutionsstrategien mittlerweile übernommen und erlauben z. B. auch reale Codierung. Stochastische Verfahren haben den Vorteil, daß sie, zumindest bei unendlicher Suchzyklenanzahl, das globale Optimum finden. Die Anzahl der Zielfunktionsaufrufe zum Erreichen einer Verbesserung ist bei stochastischen Verfahren, selbst unter Berücksichtigung bisheriger Ergebnisse, leider sehr hoch. Die Verfahren sind im Ablauf allerdings sehr robust und verlangen keine glatte Zielfunktion. Sie lassen sich auch bei numerisch rauen Zielfunktionen gut anwenden. Eine direkte Behandlung von Nebenbedingungen ist in stochastischen Algorithmen nicht möglich. Weiterführende Informationen zu Evolutionsverfahren und genetischen Algorithmen finden sich z. B. in *Schöneburg et al. 1994 [63]*.

Ein Beispiel einer angewandten Optimierung mit einem genetischen Algorithmus wurde von *Trigg et al. 1997 [73]* veröffentlicht. Ziel war die Verlustreduzierung von Industriedampfturbinen. Unter Einsatz des Dawes-Codes konnten zweidimensionale Profilschnitte aerodynamisch optimiert werden. Die Profile sind dabei durch siebzehn Geometrie Größen parametrisiert worden.

Verfahren des simulierten Abkühlens³⁷ stellen eine Analogie zur langsamen Abkühlung von Festkörpern (Kristallgittern) dar. Der Beginn der Erstarrungsvorgänge auf einem hohen Temperaturniveau erlaubt es, Teilchen zwischenzeitlich auch höhere Energieniveaus, entsprechend einer lokalen Verschlechterung, einzunehmen. Das Temperaturniveau und damit die Möglichkeit von Verschlechterungen wird im Rahmen der Abkühlung langsam abgesenkt. Durch die Selektion von schlechten Zuständen werden lokale Optima vermieden. Das Verfahren bietet daher die Möglichkeit einer globalen Suche an (siehe *Ingber et al. 1992 [40]* und *Ingber 1995 [41]*).

Sequentiell deterministische Verfahren legen zuerst eine Suchrichtung fest. Danach erfolgt eine eindimensionale Suche entlang des festgelegten Suchrichtungsvektors. Verfahren wie z. B. die Simplex-Strategie oder die Gauß-Seidel-Iteration³⁸ orientieren sich dabei nur am Zielfunktionswert und den gebildeten Nebenbedingungen. Die Gauß-Seidel Strategie sucht

37. In der Literatur als simulated annealing- oder SA-Verfahren bezeichnet.

38. Die Gauß-Seidel-Iteration wird oft auch als Koordinatenstrategie bezeichnet.

den mehrdimensionalen Variablenraum entlang der Koordinatenrichtungen ab. Die dazu verwandte Mustersuche nach Hooke & Jeeves nutzt darüber hinaus zusätzliche mehrdimensionale Extrapolationsschritte, wodurch die Konvergenz erheblich gesteigert wird. Gradientenverfahren bilden zur Bestimmung der Suchrichtung und der Schrittweite die partielle Ableitung der Zielfunktion und der Nebenbedingungen. Unter diesen Verfahren haben sich konjugierte Gradienten-Verfahren und quasi Newton-Verfahren gegenüber Verfahren des schnellsten Abstiegs durchgesetzt. Dabei wird durch die Bestimmung der Hesse-Matrix³⁹ bzw. durch die Verwendung vorhergehender Gradientenergebnisse das lokale Krümmungsverhalten der Zielfunktion bestimmt.

Die Behandlung von Restriktionen der Zielfunktion erfolgt über verschiedene Mechanismen. Verletzungen von Nebenbedingungen können direkt zur Nichtzulässigkeit des Parametervektors und dadurch zur Einschränkung des Suchrichtungsschritts führen. Damit wird versucht, die Suche wieder in den zulässigen Bereich zurückzuführen.

Bei Verfahren, die eine direkte Behandlung von Restriktionen nicht zulassen, kommen normalerweise Straffunktionen zum Einsatz. Das Optimierungsproblem wird dann auf ein Problem nur zur Behandlung einer Zielfunktion, die einen zusätzlichen Term zur Behandlung der Restriktionen enthält, umformuliert. Diese Vorgehensweise läßt sich bei allen Algorithmen, die nur unrestringierte Optimierungsprobleme lösen können, anwenden. Durch die Überführung des Ziels in ein „Pseudoziel“ leidet allerdings die Effektivität der Verfahren. Es müssen teilweise gezielt Maßnahmen ergriffen werden, um eine schlechte Konditionierung des Optimierungsproblems bzw. eine Verfälschung der Lösung zu verhindern. Der dabei zusätzliche Straffunktionsterm setzt sich aus den zueinander gewichteten Termen der einzelnen Restriktionen zusammen. Es wird unterschieden, ob dabei eine Verletzung von Restriktionen während der Suche zulässig ist oder nicht. Falls nicht, wird bei sogenannten inneren Straffunktionen (Barriere-Verfahren) eine starke Überhöhung der Zielfunktion bei Verletzung einer Restriktion herbeigeführt. Bei Verfahren mit äußerer Straffunktion (Penalty-Verfahren) kommen Verletzungen von Restriktionen während der Suche durchaus vor. Diese müssen am Ende der Suche aber selbstverständlich gelöst sein. Eine solche Formulierung des Straffunktionsterms erfolgt durch einen zusätzlichen Gewichtungsfaktor vor den zueinander gewichteten einzelnen Straffunktionstermen oder mittels einzelner zusätzlich zu bestimmender Lagrange Multiplikatoren.

Eine Besonderheit stellen die SQP⁴⁰-Verfahren (deterministische Gradientenverfahren) nach Han und Powell dar, die das Optimierungsproblem mittels quadratischer Teilprobleme annähern. Sie verbinden die Eigenschaften der quasi-Newton-Verfahren mit dem Lagrange Ansatz

39. Die Hesse-Matrix wird aus den ersten Ableitungen und mit Hilfe z. B. des BFGS-Algorithmus aus der vorangegangenen Hesse-Matrix bestimmt, ohne die zweiten Ableitungen durch Zielfunktionsberechnungen bestimmen zu müssen.

40. SQP: sequentielle quadratische Programmierung

der Straffunktionen. Diese deterministischen Verfahren mit der Modellvorstellung einer glatten quadratisch approximierbaren Zielfunktion haben sich bei der Optimumsuche auf glatten Zielfunktionen als sehr effizient erwiesen. Typische Vertreter dieser SQP-Verfahren sind z. B. die Algorithmen NLPQL (siehe *Schittkowski 1985 [62]*) oder DONLP. Weitergehende mathematische Details nichtlinearer deterministischer Methoden und Quellenangaben sind in *Spellucci 1993 [68]* ausführlich erklärt.

Dennis et al. 1999 [12] kombinierten einen genetischen Algorithmus mit einem SQP-Verfahren. Durch die effizientere Behandlung der Nebenbedingungen konnten Zielfunktionsaufrufe im nicht sinnvollen Lösungsbereich reduziert werden. Sie stellen Ergebnisse für zweidimensionale aerodynamische Optimierungen mit einem Navier-Stokes-Löser auf unstrukturierten Netzen vor.

Eine weitere Möglichkeit zur Behandlung von Restriktionen entsteht, wenn die Dimension des Optimierungsproblems durch jede Gleichheitsrestriktion um Eins reduziert wird. Ungleichheitsrestriktionen werden nur im Grenzfall aktiviert.

Besonders im Turbomaschinenbau ist die Einhaltung vieler Nebenbedingungen Grundvoraussetzung sinnvoller Auslegungen. Der Formulierung der Nebenbedingungen kommt deswegen eine besondere Bedeutung zu. Die mathematische Definition von Nebenbedingungen erfolgt für alle oben genannten Restriktionsarten üblicherweise nach folgenden Formeln

$$g_i(\vec{x}) = \frac{RB(\vec{x}) - RB_{Limit}}{RB_{Limit}} \text{ für untere Limits}$$

$$g_i(\vec{x}) = \frac{RB_{Limit} - RB(\vec{x})}{RB_{Limit}} \text{ für obere Limits.}$$

Der einzelne Straffunktionsterm $\text{Gewicht} \times (-g_i(\vec{x}))^{\text{exponent}}$ wird für $g_i(\vec{x}) < 0$ aktiviert. Durch eine geeignete Wahl des Gewichtungsfaktors und des Exponenten wird ein starker Anstieg des Straffunktionsterms bei einem Verlassen des zulässigen Bereichs bewirkt. Durch eine Sensitivitätsstudie muß eine geeignete Gewichtung der Straffunktion und der Zielfunktion zueinander gefunden werden. Ein Problem bei Straffunktionen stellen Mehrfachverletzungen von Restriktionen dar. Bei starken Mehrfachverletzungen kommt es zu einem dominierenden Effekt der Straffunktion auf die Zielfunktion. Werden die einzelnen oder gruppenweise sortierten Straffunktionsterme kleiner skaliert, können einzelne Restriktionsverletzungen andererseits „verloren gehen“. Diesem Problem kann eventuell mit einer Hüllkurven-Methode, unter der die Nebenbedingungsverletzungen zusammengefaßt werden, bei der Gewichtung der Straffunktion entgegengewirkt werden.

In der Praxis finden sich zahlreiche Optimierungsalgorithmen, die aus den oben aufgeführten Methoden die verschiedensten Mischformen bilden. So wird versucht, stochastische und deterministische Elemente geschickt zu kombinieren und dabei mit den verschiedenen Restriktionsbehandlungen zu kombinieren. Ein kleiner Überblick über die verschiedenen Verfahren kann z. B. aus *Frank et al. 1992 [23]* und *Schwarz 1992 [64]* entnommen werden.

Antwortflächen-Verfahren wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Sie können beim Aufbau eines Verfahrens zu zusätzlichen Unsicherheiten führen, die sich einzeln erst mit einer erprobten Auslegungskette gezielt untersuchen lassen. Bei zweidimensionalen Auslegungen kommen diese Verfahren bereits vermehrt zum Einsatz. Die hier untersuchten dreidimensionalen Zielfunktionen werden, im Unterschied zur zweidimensionalen Zielfunktion⁴¹, normalerweise für jeden Einzelfall zur Bewertung der dreidimensionalen Strömungsphänomene speziell zusammengestellt. Das Lernen der Antwortfläche muß daher meist von Null beginnen und kann nicht einer Datenbasis entnommen werden, wenn nicht alle dreidimensionalen Ergebniswerte archiviert werden. Die so aus nur wenigen Stützpunkten zwischen den einzelnen Dimensionen aufgespannten approximierten z. B. polynomialen Flächen zeigen Schwächen bei der Extrapolation, aber auch zum Teil starke Überschwingungen bei exakter Approximation zusätzlicher interpolierter Punkte. Vielversprechende Ansätze gehen dahin, bei einem Datenbasiszugriff nur aus benachbarten Datenpunkten lokale Antwortflächen zu bilden und dabei keine Extrapolation zuzulassen. Nur wenige mittels der Datenbasis als beste detektierte Datenpunkte, und die außerhalb der bisherigen Fläche liegenden Punkte, werden durch Zielfunktionsaufruf berechnet und dienen der Ergänzung der Datenbasis. Eine Verbesserung der Interpolation bei der Bildung der Antwortflächen soll durch den Einsatz der radial basis network Methode erreichbar sein. Kriging stellt ein stochastisches Verfahren der Auswertung der Datenbasis dar. Jeder Antwortflächenzugriff liefert dabei neben dem Zielfunktionswert sein zu erwartendes Verbesserungspotential (Gauss-Verteilung).

Pierret 1999 [55] hat sich in seiner Arbeit sehr umfassend mit dem Einsatz neuronaler Netze befaßt. Er stellt einige erfolgreiche zweidimensionale aber auch schon erste dreidimensionale aerodynamische Optimierungen mit dieser Technik vor. Gekoppelt mit genetischen Algorithmen und dem Verfahren der simulierten Abkühlung verwendet er das neuronale Netz als zu trainierende Datenbasis. Eine ebenfalls sehr umfassende Arbeit der Anwendung der Kombination von genetischen Algorithmen und neuronalen Netzen zur zweidimensionalen aerodynamischen Optimierung von Profilen wurde von *Uelschen 2000 [74]* vorgestellt. Die Profilgeometrie wird dabei durch Modifikation der Stützpunkte einer Bézier Kurvenbeschreibung parametrisiert. *LaMarsh et al. 1992 [45]* nutzen ein neuronales Netz zur Optimierung einer Rotorbeschaufelung. Zur Begrenzung der Trainingszeit des neuronalen Netzes, das die

41. Als Zielfunktion bei zweidimensionalen Auslegungen wird meist nur ein integraler Gütebeiwert, wie z. B. der integrale Totaldruckverlust oder die Entropiezunahme, bewertet.

gewünschte Beschleunigung der Auslegung bereits überkompensieren kann, teilen sie die Zielfunktion in mehrere Teilprobleme auf. Für jedes Teilproblem wird dann ein getrenntes neuronales Netzwerk angewendet. Eine Aussage über den Vorteil durch die Anwendung neuronaler Netze wird nicht gegeben. *Madavan et al. 1999 [47]* z. B. führen eine solche Aufteilung durch. Mittels mehrerer polynomialer Antwortflächen führen sie die Optimierung einer zweidimensionalen instationär berechneten Turbinenstufe durch.

Giannakoglou 1999 [27] baute ein zweidimensionales inverses Auslegungsverfahren auf. Die maßgeblichen Bausteine des Verfahrens sind ein genetischer Algorithmus gekoppelt mit einem künstlichen neuronalen Netzwerk und ein Strömungslöser basierend auf den Euler-Gleichungen. Anhand der Vorgabe von Profildruckverteilungen konnte die Geometrie sowohl von Verdichter- als auch von Turbinenprofilen erfolgreich berechnet werden.

5.2 Auswahl und Anwendung des eingesetzten Optimierungsalgorithmus

Bei der Wahl eines Verfahrens muß die Auswahl zwischen robusten und langsamen und auf der Gegenseite schnellen, dafür unter Umständen instabilen Verfahren getroffen werden. Basis dieser Auswahl stellt die Qualität der Zielfunktion dar. Das Zusammensetzen des Zielfunktionswertes als Gütewert des untersuchten Parametervektors erfordert eine vorherige Untersuchung der einzelnen zu gewichtenden Ergebnisgrößen anhand einer Sensitivitätsanalyse. Hierbei zeigte sich insbesondere eine teilweise starke Schwankung einzelner Zielfunktionsanteile. Aus diesem Grund wurde auf eine bezogene Darstellung der einzelnen Zielfunktionsanteile auf ihren jeweiligen Wert der Startgeometrie als Referenz verzichtet. Kleine Referenzwerte, wie z. B. bei der integralen Bewertung der SKE, könnten sonst eine Verschlechterung des Totaldruckverlustes überkompensieren und eine Verbesserung der Zielfunktion ergeben. Trotz dieser Maßnahme muß die hauptsächliche Zielgröße, in diesem Fall einer Einzelgitteroptimierung, z. B. der integrale Totaldruckverlust, zu über 80 % des Start-Zielfunktionswertes gewichtet werden.

Der Schwerpunkt beim Aufbau des Optimierungsprozesses mußte darauf gelegt werden, den Bereich physikalisch sinnvoller Lösungen zu ermitteln und diesen Bereich in einen numerisch stabilen Prozeß, mit möglichst glatter Zielfunktion, abbilden zu können. Die Einschränkung auf den physikalisch sinnvollen und numerisch stabilen Bereich⁴² erfolgte einerseits durch die Geometrievariablen und andererseits durch Festlegung von Grenzwerten bei der S1 Auswertung der Profilschnitte als sehr weite Nebenbedingungen. Die Auswahl und Einschränkung der Geometrievariablen muß hierbei in Vorversuchen empirisch erfolgen. Wichtig dabei ist es,

42. Numerisch kritische Bereiche ergeben sich bei der Geometriedarstellung, der Netzgenerierung und der Strömungslösung. Insbesondere muß der stabile Bereich der Turbulenzmodellierung und Transition durch Testrechnungen ermittelt werden.

festzustellen, welche Variablen bzw. Geometrievariationen im Sinne des aerodynamischen Optimierungsproblems sensitiv sind. Danach muß der Stellbereich dieser Variablen festgelegt werden. Der Stellbereich sollte dabei nicht auf den bei einer manuellen Auslegung üblichen Bereich eingeengt, sondern im Sinne eines neuen Optimierungsergebnisses groß gewählt werden. Gleiches gilt für alle nicht wirklich zwingenden Nebenbedingungen, wie z. B. die Umlenkungsaufgabe. Es muß allerdings darauf geachtet werden, daß der Parameterbereich aus der Kombination der Möglichkeiten der Optimierungsvariablen immer noch numerisch stabil erzeugt werden kann. Diese Festlegung kann z. B. durch das Testen verschiedener Tastschrittvorschläge des Optimierungsalgorithmus erfolgen.

Zur Auswahl des letztlich hier eingesetzten Verfahrens trugen verschiedene Faktoren bei. Das hier zu untersuchende Optimierungsproblem der dreidimensionalen aerodynamischen Geometrieoptimierung stellt ein hochdimensionales⁴³ Problem dar, das gleichzeitig auf die strikte Einhaltung mindestens gleich vieler Restriktionen angewiesen ist. Der zeitliche Aufwand der dreidimensionalen Strömungslösung zur Bestimmung einer Zielfunktion ist sehr hoch. Im Rahmen einer Auslegung wird eine vollständige mathematische Konvergenz der Optimierungsstrategie nicht erfolgen können. Die asymptotische Annäherung der Konvergenz an das Optimum ist alleine auf Grund der zum Schluß nur noch sehr kleinen Änderungen mit der numerisch rauen Zielfunktion kaum erreichbar. Das Ziel ist somit, im Rahmen einer gesetzten Zeit, eine möglichst große Verbesserung der Startgeometrie zu erreichen.

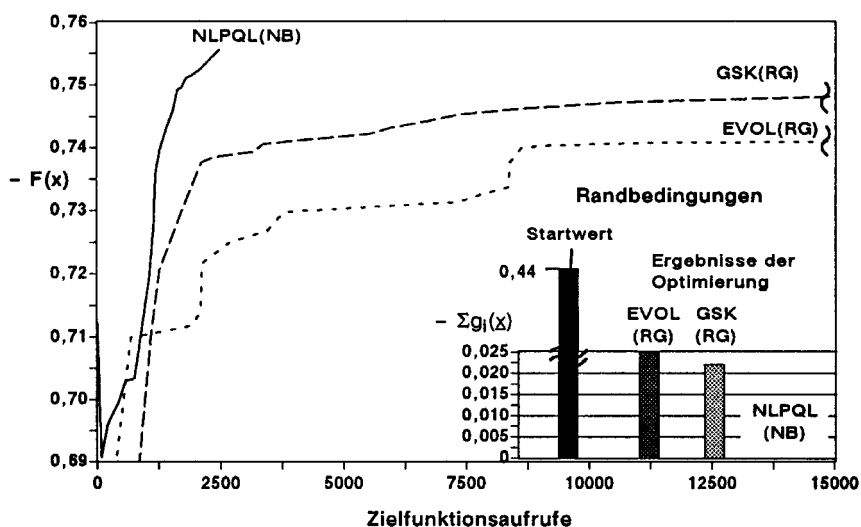


Abb. 5.1: Konvergenzverlauf verschiedener Optimierungsalgorithmen einer Verdichteroptimierung, Schwarz 1992 [64] .

43. Die hier als Testfall vorgestellte Optimierung hat bereits über 40 Freiheitsgrade bei einer symmetrischen Schaufel. Die Anzahl der Restriktionen zur Einhaltung z. B. der Umlenkungsaufgabe, aber auch zur Gewährleistung des zulässigen Bereichs der numerischen Modelle, übersteigt schon in diesem Testfall 50.

Der Einsatz von Evolutionsverfahren oder anderen stochastischen Verfahren wurde aufgrund der hohen Anzahl von Zielfunktionsaufrufen verworfen, siehe [Abb. 5.1](#). *Baier 1998 [6]* hat eine ausführliche Untersuchung des Einsatzes von Evolutionsstrategien und genetischen Algorithmen sowohl anhand mathematischer Testfunktionen als auch bei der aerodynamischen zweidimensionalen Auslegung von Turbomaschinen durchgeführt. Durch den Einsatz eines Gradientenverfahrens läßt sich die Anzahl von Zielfunktionsaufrufen dabei zum Teil drastisch reduzieren. Die mögliche Parallelisierung der aus einfachen Differenzenquotienten gebildeten Gradienten als partielle Ableitungen der Zielfunktion ergibt eine zusätzliche Verkürzung der gesamten Laufzeit des Optimierungszyklus. Vorteilhaft erweist sich außerdem die Behandlung der Restriktionen innerhalb der Verfahren.

Für diese Arbeit wurde das auf der Technik der sequentiellen quadratischen Programmierung (SQP) basierende Verfahren DONLP2⁴⁴ von Spellucci gewählt. SQP-Verfahren haben sich durch ihre Zuverlässigkeit und Effektivität als eine der besten Methoden zur Lösung von nicht-linearen Zielfunktionen mit Nebenbedingungen erwiesen. Herausragende Eigenschaften dieser Verfahren sind ihre schnelle Konvergenz und eine dabei geringe Anzahl benötigter Zielfunktionsaufrufe. Die Methode der sequentiellen quadratischen Programmierung zählt zu den Lagrange-Methoden. Sie beruhen auf der direkten Lösung der notwendigen Bedingungen (Kuhn-Tucker-Bedingungen). Sie sind der Newton-Methode sehr ähnlich. Die Grundstruktur des Verfahrens basiert auf einer Major-Iteration für den gesamten Optimierungsablauf und einer darunterliegenden Minor-Iteration, in der jeweils das quadratische Teilproblem gelöst wird. Die grundlegende Idee der SQP-Methode besteht darin, zur Bestimmung der Suchrichtung in jeder Iteration ein quadratisches Hilfsproblem zu formulieren. Das quadratische Teilproblem minimiert ein Modell aus einer modifizierten Lagrange-Funktion bezüglich linearisierter Nebenbedingungen. Durch die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion werden Nichtlinearitäten der Restriktionen in die Zielfunktion hineingearbeitet. Da eine exakte Berechnung der Hesse-Matrix zu aufwendig ist, wird sie durch eine positiv definite Matrix, hier mit einer modifizierten Pantoya-Mayne Berechnung der Hesse-Matrix, approximiert. Nach der Bestimmung der Suchrichtung erfolgt die Bestimmung der Schrittweite durch eine iterative Liniensuche. In diesem Verfahren kommt dafür ein verbesserter Amijo Schrittweiten Algorithmus zum Einsatz. Weitergehende mathematische Details zu diesem Verfahren sind in *Spellucci 1993 [68]* ausführlich erklärt.

Ein Gradientenverfahren dieser Art benötigt laut Definition eine stetige und differenzierbare Zielfunktion. Diese Voraussetzung ist durch die iterative Vorgehensweise der Strömungslö-

44. Der Algorithmus und alle dazu relevanten Beschreibungen können im Internet unter: <http://www.mathematik.tu-darmstadt.de/ags/ag8/spellucci/> geladen werden. In dieser Arbeit wurde die Implementierung in C-Code auf SGI-Plattform genutzt. Numerische Details sind in den beigegeführten Veröffentlichungen beschrieben: „A new technique for inconsistent qp problems in the SQP method“, „A new technique for inconsistent qp problems in the SQP method, donlp2, numerical results“ und „Donlp2 users guide“.

sung nicht exakt gewährleistet. In Voruntersuchungen zeigte sich der Algorithmus DONLP2 jedoch bei engen Konvergenzkriterien des Strömungslösers als numerisch ausreichend robust und daher sinnvoll einsetzbar. Die Berechnung der Inkrementweite zur Gradientenbestimmung wurde ersetzt durch einen festen Anteil des jeweiligen Stellbereichs der Variablen. Eine fortlaufende Verkleinerung der Inkrementweite auf eine strömungsmechanisch nicht mehr sinnvoll auflösbare Größe und dadurch falsche Gradienteninformationen wird dadurch vermieden. Durch diese nun festgesetzten relativ großen Inkrementweiten eröffnet sich außerdem die Möglichkeit, den lokalen Suchraum zu verlassen und dadurch eine globalere Suche durchzuführen. Bei Testrechnungen konnten daraufhin mehrmalige Strategiewechsel innerhalb eines Optimierungsablaufs beobachtet werden. Der Einsatz des Verfahrens im mathematischen Grenzbereich ergab die pragmatisch gesehen besten Erfolgsaussichten. Das Verfahren wurde jeweils von Hand abgebrochen, wenn die geometrischen Änderungen und die damit verbundenen Lösungen unterhalb des sinnvoll auflösbaren Bereichs lagen. Die Berechnungen der einfachen Differenzenquotienten zur Bestimmung der partiellen Ableitung der Zielfunktion wurden parallelisiert. Dafür wurde die Reihenfolge der Ausführung innerhalb des Codes so geändert, daß erst alle Parametervektoren der Gradientenbestimmung ausgegeben und die Bestimmung der Zielfunktionen angestoßen wird, bevor die Zielfunktionsmatrix durch Lesen der Ergebnisse belegt wird.

Der größte Rechenbedarf im Rahmen einer solchen deterministischen Optimierung fällt bei der Bestimmung der Gradienteninformationen an. Die diskreten Differenzenquotienten werden dafür in getrennten Rechnungen mit jeweils anderem Abbruch bestimmt, wodurch die numerische Rauigkeit der Gradienteninformation gegenüber einer Einzelrechnung zunimmt. Dem muß durch sehr enge Konvergenzkriterien entgegengewirkt werden. Durch Bildung der direkten Adjungierten des Strömungslösers kann eine große Verbesserung erreicht werden. Parallel zur eigentlichen Lösung werden dabei durch Ableitung der Gleichungen innerhalb des Verfahrens direkt die Sensitivitätsinformationen berechnet. Einige (zumindest Euler-) Löser zur Berechnung von Außenströmungen wurden bereits dahingehend erweitert. Schwierigkeiten bei Innenströmungen ergeben sich insbesondere bei der Formulierung der verschiedenen Nebenbedingungen. Außerdem stellt die Ableitung der implementierten Turbulenzmodelle ein Problem dar. Die mathematische Formulierung und der Nachweis der Machbarkeit der adjungierten Randbedingungen wurde mittlerweile, z.B. von *Gauger 2001 [25]*, mittels einer Oberflächenformulierung der Adjungiertenlösung durchgeführt. Eine Implementierung in einen 3D-Navier-Stokes-Löser liegt noch nicht vor. Derzeit werden Werkzeuge entwickelt, die eine algorithmische automatische Differenzierung von Quelltexten erlauben. Weitere Erläuterungen dazu finden sich in *Griewank 2000 [29]*.

Die Implementierung des Verfahrens erfolgte auf SGI Workstations unter dem IRIX Betriebssystem. Der Ablauf der verschiedenen Programme einer Zielfunktionsberechnung bzw. Durch-

führung einer Auslegungskette wurde mit C-Shell-Skripten programmiert. Zur Durchführung der parallelisierten Gradientenbestimmung wurde ein Batchsystem geschrieben, mit dem die numerisch aufwendige Berechnung der Strömungslösung auf eine beliebige Anzahl von Rechnern gleicher Architektur verteilt werden kann. Nach Bereitstellung aller Dateien der beliebig gewählten Startgeometrie muß zuerst eine Approximation der durch Splines repräsentierten Parametrisierung der Naben- und Gehäusekontur erfolgen. Diese Approximation kann manuell oder mittels eines genetischen Algorithmus durchgeführt werden⁴⁵. Die Parametrisierung des Schaufelblatts wird direkt in einem Preprozessorschritt durchgeführt, da die beschreibenden Polynome durch die Umkehrung der mathematischen Abbildungsvorschrift erzeugt werden können. Die Parametrisierung der umfangunsymmetrischen Seitenwand erfolgt im Startpunkt ohne radiale Amplitude. Eine Anpassung der Parametrisierung an eine gegebene umfangunsymmetrische Kontur müßte manuell oder als eigenständige Optimierung, ähnlich der Ringraumkonturierung, erfolgen.

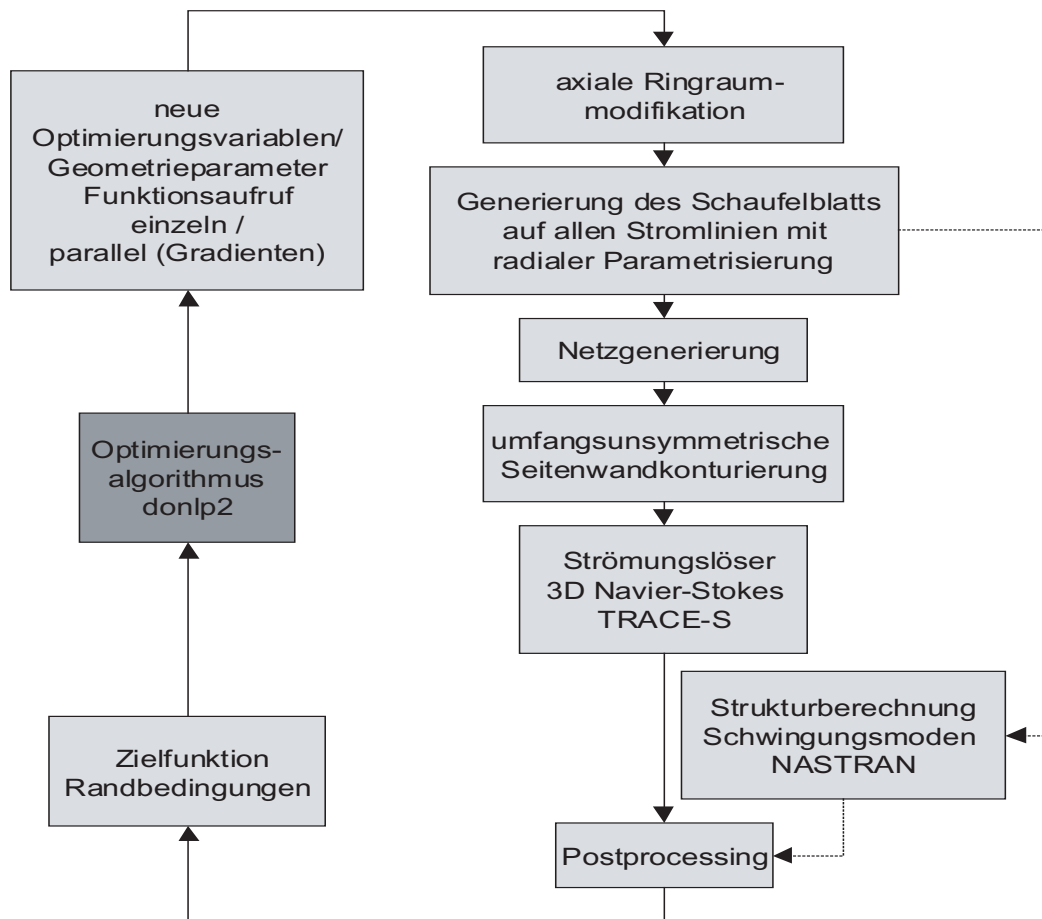


Abb. 5.2: Ablaufschema des Auslegungsverfahrens

45. Zur Approximation kann eine Zielfunktion aus der Differenz der Geometrieabweichung zwischen Soll- und Istkontur in einem Optimierungskreislauf, bestehend aus der Geometriegenerierung gekoppelt mit einem genetischen Algorithmus, optimiert werden.

Das systematische Ablaufschema des Verfahrens ist in Abb. 5.2 ersichtlich. Der Befehlssatz der Geometrieerzeugung basiert jeweils auf dem letzten Hauptfunktionsaufruf. Die Netzgenerierung erfolgt für jeden Zielfunktionsaufruf mit gleichbleibender Topologie neu. Alle Strömungslösungen erfolgen als Restart. Eine vollständige alte Lösung wird dafür auf die jeweils neuen Netzkoordinaten gelegt. Als Restartlösungen werden nur Lösungen zugelassen, deren Zielfunktion besser als die Startlösung und besser als die letzte Hauptfunktionslösung waren. Die Strömungslösungen der Gradientenaufrufe werden aufgrund der Datenmenge nicht konserviert. Die Hauptfunktionsaufrufe können automatisch Plot-Dateien zur manuellen Auswertung erzeugen.

6. Optimierung eines Turbinengitters zur Reduzierung der Sekundärströmungen und Verluste

Die im Rahmen dieser Arbeit erstellte Auslegungsmethodik der dreidimensionalen Optimierung soll an einem Turbinengitter durchgeführt werden. Ziel der Auslegung sind eine Verringerung der integralen Verluste und der Sekundärströmungen zur Verbesserung der Homogenität der Abströmung. Ziel war auch sowohl den zeitlichen, als auch ökonomischen Aufwand der Auslegung im Rahmen einer „normalen“ Auslegung zu halten, um den Nachweis der Anwendbarkeit einer solchen Auslegungssystematik zu erbringen. Das optimierte Turbinengitter soll anschließend experimentell untersucht werden, um anhand des Vergleichs mit den numerischen Auslegungsdaten die notwendige Validierung des Systems durchzuführen. Die üblicherweise in Turbomaschinen auftretenden Grenzschichten und die damit verbundenen Phänomene entziehen sich durch ihre geringen Abmessungen einer detaillierten experimentellen Untersuchung. Zur detaillierten Bestimmung der Strömungsverhältnisse eines Turbinengitters wird deshalb für Messungen oft ein vergrößertes Modell verwendet. Um eine kostengünstige experimentelle Untersuchung des optimierten Gitters zuzulassen, wurde die Einschränkung getroffen, ein Gitter mit geraden Seitenwänden, wie es am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe eingesetzt werden kann, zu verwenden. Durch den großen Maßstab der Windkanalgitter kann eine sehr detaillierte Untersuchung der strömungsmechanischen Effekte stattfinden. Als Startpunkt der Optimierung wurde ein modernes Gitter einer Niederdruckturbinen gewählt. Die Strömung in Niederdruckturbinen ist aufgrund des größeren Schaufelseitenverhältnisses normalerweise weniger von Sekundärströmungen dominiert als bei Hochdruckturbinen. Ziel neuer Niederdruckturbinenauslegungen ist es aber, wenn möglich, Bauteile oder ganze Turbinenstufen einzusparen. Dadurch kommt es zu einer immer höheren Leistungsdichte mit den damit verbundenen Problemen z. B. der stärkeren Sekundärströmungen. Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß bei der Auslegung von Beschaukelungen für Niederdruckturbinen normalerweise noch nicht auf Kühlungsaspekte Rücksicht genommen werden muß. Kühlungsspezifische Anforderungen sind außer der Möglichkeit, z. B. die Profildicke, Vorderkantendicke etc. als Nebenbedingungen setzen zu können, in dem momentanen

Stand des Auslegungsverfahrens noch nicht implementiert. Die Validierungsauslegung soll aber trotz der Beschränkung auf ebene Seitenwände mit möglichst turbomaschinennahen Strömungsvorgaben erfolgen. Das hier zu optimierende Gitter stellt ein Statorgitter dar. Mögliche Schwingungsprobleme wurden, obwohl in dem Verfahren bereits integriert, im Rahmen dieser Auslegung nicht untersucht. Durch die Auslegung als Windkanalgitter unterliegt das Gitter keinen Festigkeits- und Lebensdauerrestriktionen. Dadurch bietet sich die Möglichkeit großer geometrischer Modifikationen. Diese Vorgehensweise eröffnet dadurch die Chance, in für normale Maschinenauslegungen übertriebener Weise die Richtung zu verringerten integralen Verlusten und Sekundärströmungen aufzuzeigen. Die aerodynamische Optimierung soll für den Auslegungspunkt durchgeführt werden. Die experimentelle Untersuchung soll das Verhalten des Gitters aber auch an anderen Betriebspunkten ermitteln.

6.1 Auslegungsdaten des Turbinengitters T106D

Als Ausgangsgitter der Optimierung wurde das Turbinengitter T106 in der praxisnäheren Konfiguration T106D⁴⁶ einer starken Kanalerweiterung durch divergente Seitenwände gewählt. Das Turbinengitter T106 stellt ein typisches ungekühltes hoch belastetes Niederdruckturbinengitter dar. Es wurde im Rahmen der Aufgabe "Anwendung neuer Entwurfskonzepte auf Profile für axiale Turbomaschinen" des Programms *Zukunft-Technik-Luftfahrt 1978 von Fottner & Lichtfuß* als zweidimensionales Mittelschnittsprofil ausgelegt. Das Gitter war bereits Gegenstand verschiedenster Forschungsprojekte am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München, wie z. B. durch Weiß 1993; Wilfert 1994; Schnaus 1997; Acton 1998; Duden 1999. Die Profilgeometrie zeichnet sich durch einen Bereich ausgeprägter Strömungsverzögerung im hinteren Teil der Saugseite (aft-loaded) aus und findet beispielsweise in der Niederdruckturbinen des Triebwerks PW2037 Anwendung (siehe Abbildung 2.8 auf Seite 17). Das Gitter T106 stellt ein Turbinengitter aus prismatischen Schaufeln mit geraden parallelen Seitenwänden dar. Dieses Gitter hat jedoch ein höheres Beschleunigungsverhältnis mit einem Wert von $Ma_1 / Ma_2 \sim 1.6$ als in Niederdruckturbinen normalerweise üblich. Deswegen wurde der axiale Ringraum im Bereich des Gitters T106D so modifiziert, daß die Seitenwände eine Divergenz von jeweils $\lambda = 15^\circ$ aufweisen. Dieses Gitter wurde 1998 schon als Ausgangskonfiguration einer manuellen Optimierung von *Duden [20]* eingesetzt (Ergebnisse siehe Abschnitt 2.3 auf Seite 16, Abb. 2.16 und Abb. 2.17). Die Aerodynamik dieses Ausgangsgitters ist stark von Sekundärströmungen dominiert.

Das Gitter T106⁴⁷ für den Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal hat folgende Auslegungsdaten:

46. Die Indizierung T106D dient hierbei zur Kennzeichnung divergenter Seitenwände (Ringraumverlauf von Nabe und Gehäuse) des Gitters.

47. Das Gitter T106 mit der Teilung $t/l = 0.799$ wird in der Literatur auch oft mit T106A bezeichnet.

Zu- und Abströmgrößen des ebenen Turbinengitters T106 mit parallelen Seitenwänden:

Zuström-Mach-Zahl	$Ma_1 = 0.28$
Abström-Mach-Zahl	$Ma_2 = 0.59$
Zuströmwinkel	$\beta_1 = 127.7^\circ$
Abströmwinkel	$\beta_2 = 26.8^\circ$
Abström-Reynolds-Zahl	$Re_{2th} = 500000$

Die weiteren für den Windkanal angepaßten Gitterdaten sind:

Sehnenlänge	$l = 100 \text{ mm}$
axiale Sehnenlänge	$l_{ax} = 85.92 \text{ mm}$
Teilungsverhältnis	$t / l = 0.799$
Staffelungswinkel	$\beta_s = 59.28^\circ$
Schaufelanzahl	$n = 7$

Um das Beschleunigungsverhältnis einer realen Maschine mit diesem Gitter simulieren zu können, wurde eine wünschenswerte Zuström-Mach-Zahl von $Ma_1 = 0.35$ bestimmt. Dafür wurden im Gitter T106 die ursprünglich parallelen Seitenwände der prismatischen Schaufeln durch divergente Seitenwände mit einem Seitenwandwinkel an Nabe und Gehäuse von je $\lambda = 15^\circ$ ersetzt. An dem ebenen Turbinengitter T106D stellt sich im Auslegungspunkt laut Auslegungsrechnung dann folgendes Beschleunigungsverhältnis ein (siehe *Duden 1999 [18]*):

Zuström-Mach-Zahl	$Ma_1 = 0.38$
isentropische Abström-Mach-Zahl	$Ma_{2th} = 0.59$

Die Schaufelhöhe des Gitters mit parallelen Seitenwänden beträgt normalerweise 300 mm. Um den Einbau des Gitters in den Ring der Gitterdrehscheibe des Windkanals zu ermöglichen, muß der Strömungskanal im Bereich der Zuströmung verengt werden. Dies wird durch den Einbau von Holzseitenwänden ausgeführt.

Es ergeben sich je nach Meßebene folgende Schaufelhöhen:

$h_{\text{paralleler Zuströmkanal}}$	=	200 mm
$h_{\text{Zuströmmessebene}}$	=	214 mm
$h_{\text{Gittereintrittsebene}}$	=	227.2 mm
$h_{\text{Meßebene } x / l_{ax} = 1.5}$	=	296.3 mm

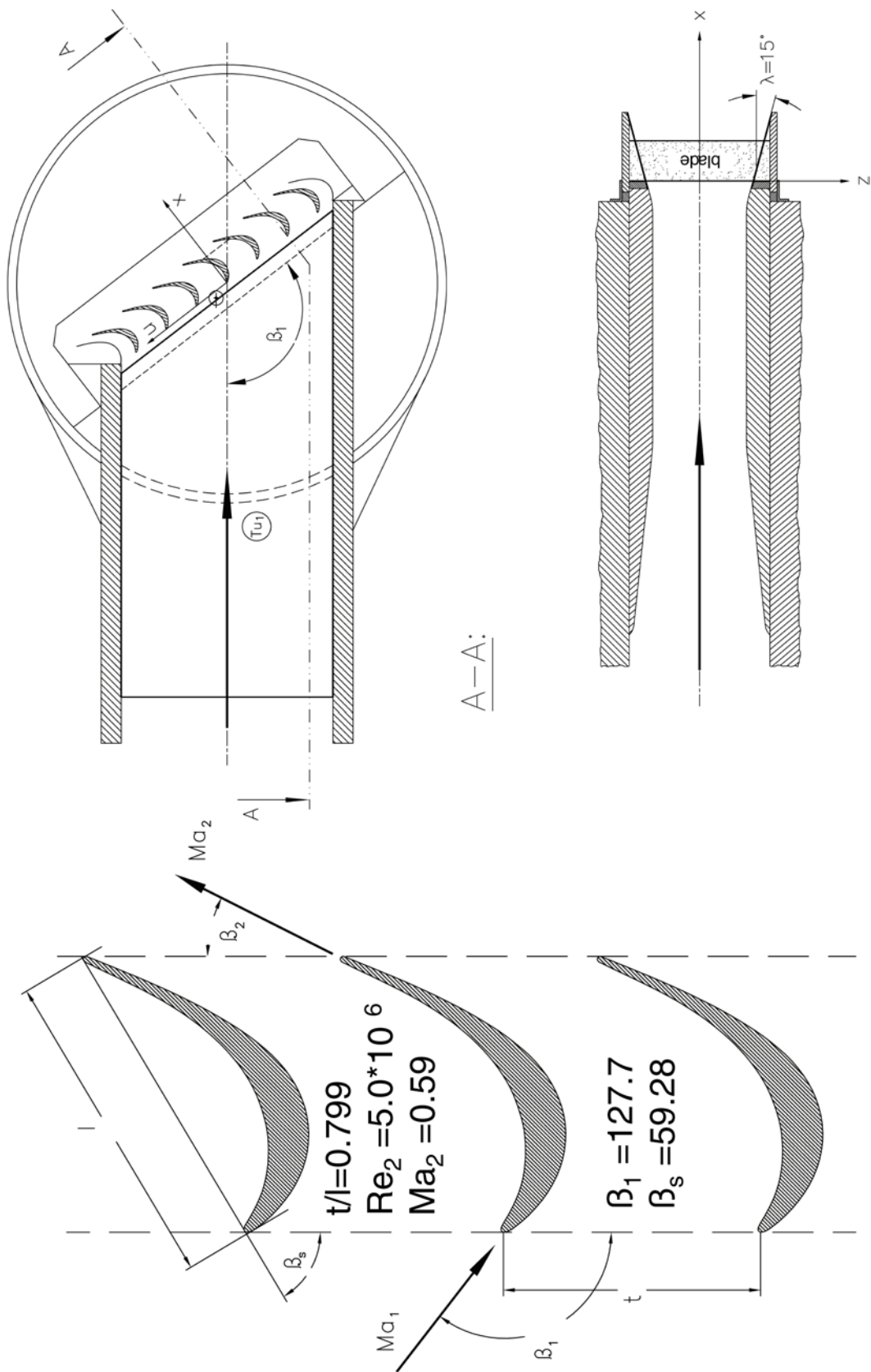


Abb. 6.1: Turbinengitter T106D im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

Zur Gewährleistung einer symmetrischen Schaufelströmung ist das Gitter symmetrisch zum Mittelschnitt ausgelegt worden. Der Übergang der parallelen Windkanal-Zuströmung in den divergenten Bereich erfolgt 74 mm axial vor dem Gittereintritt durch einen Radius von 130 mm. Durch *Duden 1999 [18]* wurde festgestellt, daß in diesem Bereich keine Ablösungen auftreten. Der Auslegungsabströmwinkel des Gitters ändert sich durch diese Maßnahme auf den Winkel:

$$\text{Abströmwinkel} \quad \beta_2 = 24.5^\circ$$

Der Einbau des Gitters T106D in den Windkanal ist aus Abb. 6.1 ersichtlich. Dargestellt ist ein Schnitt durch das Gitter T106D, der Einbau des Gitters in die Gitterdrehscheibe und eine Ansicht des Schnitts A--A, aus dem der Meridionalkanalverlauf durch die Holzseitenwände und die divergenten Gitterträger ersichtlich werden.

6.2 Optimierung des Gitters T106D

Die numerische Auslegung des Gitters T106Dopt wurde mit der oben beschriebenen Auslegungsmethodik durchgeführt. Das Ziel dieser Optimierung ist die Reduzierung der integralen Verluste und eine Homogenisierung der Gitterabströmung durch die Reduzierung der Sekundärströmungen. Das optimierte Gitter T106Dopt hat als Vorgabe der Auslegung die gleichen aerodynamischen Eintritts- und Austrittsrandbedingungen zu erfüllen. Vorgabe war insbesondere die Einhaltung des integral flußgemittelten Abströmwinkels in Umfangsrichtung und des integralen Massenstroms zur Gewährleistung der gleichen Enthalpieumsetzung wie das Ausgangsgitter.

Der Optimierungskreislauf und die darin eingesetzten Verfahren sind zur Auslegung von Ringgittern realer Maschinen vorgesehen. Die Definition der strömungsmechanischen Randbedingungen ist in den Verfahren nur für Zylinderkoordinaten implementiert. Das ebene Gitter für den Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal wurde zur Optimierung deshalb quasi eben auf einem Radius im Mittelschnitt von 10000 mm modelliert. Aufgrund des symmetrischen Problems wurde außerdem nur die halbe Schaufelhöhe berechnet.

Die Schaufelgittergeometrie wurde zuerst mit den angesprochenen Präprozessoren konvertiert und entsprechend den im System enthaltenen Vorgehensweisen parametrisiert⁴⁸. Im axialen Bereich zwischen der Gittereintrittsebene und der -austrittsebene wurde die Gehäuseseitenwand für eine axiale Seitenwandkonturierung parametrisiert. Als Variablen wurden der Radius und die Steigung der Kontur am mittleren Punkt der axialen Seitenwandkonturierung freigegeben. Das Schaufelblatt wurde auf 21 normalen und zwei extrapolierten Stromlinien vom Mittelschnitt bis zum Gehäuse definiert. Die Stromlinien, auf dem die Schaufelschnitte der

48. Die Parametrisierung von Splines kann nicht wie z. B. Polynome durch eine mathematische Abbildungsvorschrift erfolgen, sondern stellt letztlich eine Approximation dar.

Startlösung definiert sind, wurden mit einer S2 Strömungsberechnung durch den Strömungskanal erzeugt. Die Stromlinien sind zur Seitenwand hin verdichtet.

Zur Parametrisierung der Schaufelblattgeometrie wurden im Rahmen von manuellen Vorversuchen die Variablen ermittelt, die aufgrund des aerodynamischen Verständnisses die größte Sensitivität auf die zu erzielenden aerodynamischen Effekte aufweisen. Aus ökonomischen Aspekten wurde während der Optimierung nur ein Teil dieser Variablen zur Beeinflussung der Schaufelschnitte freigegeben (siehe Abb. 3.7 und Abb. 3.8). Der Schwerpunkt wurde dabei auf die dreidimensionalen Beeinflussungsmöglichkeiten der Saugseite gelegt. An der Vorderkante wurde der Keilwinkel, der Vorderkantenwinkel und die -dicke freigegeben. An der Hinterkante wurden der Keilwinkel und der Hinterkantenwinkel parametrisiert. Zur Modifikation des Splines der Profilsaugseite wurden die Streckungsparameter der Steigung und die Krümmungen an den Punkten 1 und 2 und der Streckungsparameter der Krümmung im Punkt 2 freigegeben. Der Spline für die Druckseite wurde nur über den Streckungsparameter der Steigung im Punkt 3 gesteuert. Zur besseren Kontrolle der Abströmwinkel in der Austrittsebene wurde zusätzlich der Staffelungswinkel freigegeben.

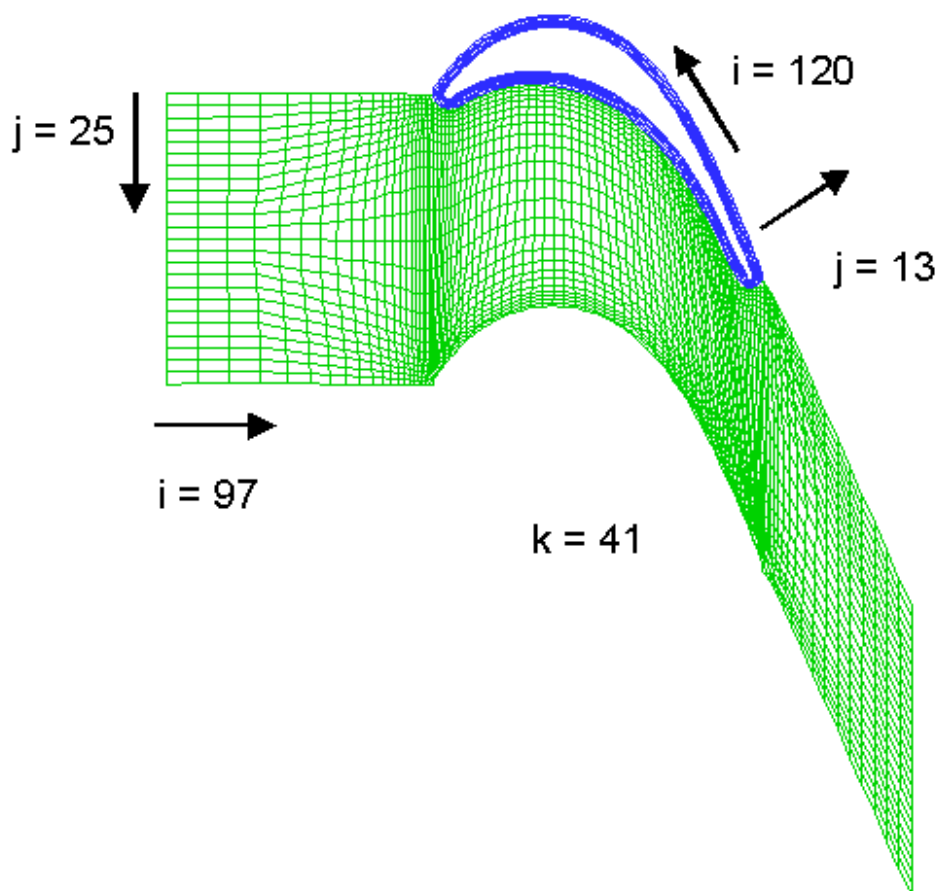


Abb. 6.2: Rechennetz der Optimierung - OH-Topologie

Die Parametrisierung der Schaufelschnittparameter in radialer Richtung durch Polynome 5. Grades erzeugt jeweils sechs Variablen für eine ganze Schaufelhöhe. Durch das symmetrische Problem sind nur die Werte im Mittelschnitt und am Gehäuse und die Steigung am Gehäuse jeweils als unabhängige Variablen notwendig.

Das Schaufelblatt wurde über die Hinterkante gefädelt. Der radiale Verlauf der Staffelungswerte in Umfangs- und Axialrichtung wurde nicht als Optimierungsparameter freigegeben. Diese Optimierung zeigt daher die Möglichkeiten einer Schaufelblattmodifikation, ohne die Verwendung von Effekten wie lean oder bow.

Durch den Strömungskanal wurde ein Rechennetz in OH-Topologie (siehe [Abb. 6.2](#) und [Abb. 6.3](#)) mit 160000 Knoten für die halbe Schaufelhöhe generiert. Die letzte Netzebene liegt bei $x/l_{ax} = 1.5$ und stellt gleichzeitig die Bewertungsebene für die Optimierung dar. Diese Ebene dient bei der anschließenden experimentellen Untersuchung auch als Meßebene.

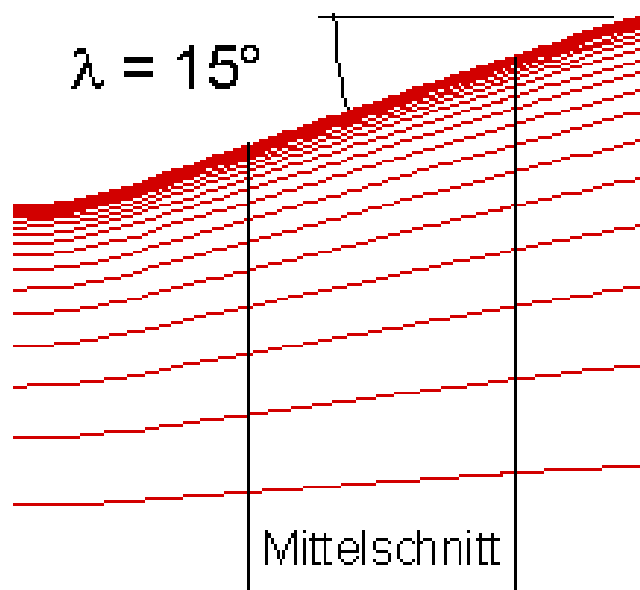


Abb. 6.3: Rechennetz der Optimierung - Meridionalansicht

Auf der Gehäuseseitenwand wurde außerdem ein bump für eine umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung parametrisiert. Als Parameter zur Beeinflussung des bumps wurden die axialen Positionen der Start- und Endpunkte auf Druck- und Saugseite, die flatness an den mittleren (Interface) Punkten und deren Amplituden in radialer Richtung freigegeben.

In empirischen Vorversuchen wurde der notwendige Stellbereich der Variablen ermittelt. Aufgrund des Einsatzes des Gitters im Windkanal und nicht in einer realen Maschine wurde eine sehr große geometrische Modifikationsmöglichkeit angestrebt. Bei der Freigabe der Stellbereiche muß allerdings ausgeschlossen werden, daß es zu Überschwingungen der die Schaufel-

schnitte beschreibenden Splines kommt. Als weiterer Aspekt muß gewährleistet bleiben, daß auch Kombinationen von Extrempositionen verschiedener Variablen, wie sie in den ersten Tastschritten des Optimierungsalgorithmus durchaus vorkommen, möglich sind. Dies setzt sowohl die rein geometrische Darstellbarkeit der Konfigurationen voraus, als auch die Berücksichtigung der weiteren Prozeßschritte. Ein Beispiel stellt z. B. eine extreme Aufdickung des Profils dar. Auch wenn dieser Fall geometrisch noch möglich ist, so ist eine Vernetzung und eine sich daran anschließende Bewertung der Geometrie mittels numerischer Strömungslösung zumindest bei automatisierter Vorgehensweise mit identischer Netztopologie nicht sinnvoll machbar.

Die Optimierung wurde insgesamt mit 43 Geometrievariablen, die die Freiheitsgrade des Systems darstellen, durchgeführt. Alle Geometrievariablen waren im Rahmen ihres Stellbereichs über einen weiten Bereich, begrenzt durch obere und untere Limits, um den Startpunkt veränderlich.

Die Turbulenzmodellierung während der Optimierung erfolgte mit dem k - ϵ -Zweigliederturbulenzmodell. An der Seitenwand wurde mit Wandmodell gerechnet. Auf der Schaufelsaugseite wurde das Transitionskriterium aktiviert (siehe Abschnitt 4.2 auf Seite 45 ff.). Als isentroper Zuströmturbulenzgrad wurde $Tu_1 = 4\%$ angenommen, der bei experimentellen Untersuchungen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal künstlich erzeugt wird.

Der Zielfunktionswert wurde aus mehreren Anteilen zusammengesetzt. Die notwendigen Zielfunktionsanteile und deren Sensitivität wurden dafür im Rahmen einer Voruntersuchung ermittelt. Die wesentliche Optimierungsgröße mit 85 % Anteil am Zielfunktionswert im Startpunkt war der integrale flußgemittelte Totaldruckverlust des Gitters als Ergebnis des eingesetzten Navier-Stokes-Lösers. Zur direkten Beeinflussung der Sekundärströmungen wurde die Differenz der Maxima des radialen Verlaufs des Abströmwinkels in Umfangsrichtung mit 2 % Anteil gewertet. Mit 7 % berücksichtigt wurde außerdem das Integral des Betrags der Flächen der Differenz zwischen dem berechneten Abströmwinkel in Umfangsrichtung und dem Verlauf dieses Winkels aus der sekundärströmungsfreien S2-Lösung, um eventuelle Überschwinger erfassen zu können. Die secondary kinetic energy wurde mit einem Anteil von 6 % herangezogen. Sie reagiert sehr sensitiv auf Geometrieänderungen und trägt dadurch trotz ihres geringen Anteils an der Zielfunktion maßgeblich als Bewertungsmaßstab bei dem Vergleich geringer Geometriemodifikationen bei.

Die wichtigste Nebenbedingung der Optimierung bestand in der Einhaltung des flußgemittelten integralen Abströmwinkels in Umfangsrichtung. Der Winkel wurde in einem Intervall von $\Delta\beta_2 \pm 0.15^\circ$ fixiert. Geometrische Nebenbedingungen wurden aufgrund des Einsatzes im Windkanal nicht gesetzt. Zusätzliche Nebenbedingungen waren sehr weit gesetzte Werte des Postprozessors der Profildruckverteilungen auf den verschiedenen Stromlinien. Als Nebenbe-

dingungen wurde die maximale Machzahl limitiert und die Verschiebung ihrer Position nach vorne. Außerdem wurde die maximale Verzögerung auf der Saugseite und das Auftreten von Saugspitzen an der Profilverdickung limitiert. Die Kriterien aus den Auswertungen der Profildruckverteilungen dienten dabei nicht der direkten Steuerung des Optimierungsproblems, sondern nur der Sicherstellung einer sinnvollen, bei Überschreitung schlechten Bewertung im Grenzbereich der numerischen Modellierung. Insgesamt waren 70 Restriktionen bei der Optimierung aktiv.

Die Berechnungen wurden auf einer SGI Origin 2000 mit 32 R10000 200 MHz Prozessoren durchgeführt. Auf dieser Maschine erfolgte die Steuerung der Optimierung, die Berechnungen aller Pre- und Postprozessoren und alle Strömungslösungen von Hauptfunktionsaufrufen. Die Strömungslösung wurde bei Hauptfunktionsaufrufen auf zwei Prozessoren parallelisiert, alle anderen Rechnungen liefen als Einzelprozessor-Jobs. Für die Gradientenrechnungen wurden zusätzlich bis zu 18 SGI O2 Workstations parallel zur Strömungslösung herangezogen. Maximal wurde bei Gradientenaufrufen mit 30 Prozessoren gleichzeitig gerechnet. Die Optimierung durchlief 82 Hauptfunktionsaufrufe inklusive des Startfalls. Insgesamt wurden 542 Zielfunktionsaufrufe berechnet. Die Beendigung der Optimierung erfolgte manuell. Die resultierende Ergebnisgeometrie wird als Gitter T106Dopt bezeichnet. Das optimierte Gitter ist das Ergebnis eines Optimierungslaufs und wurde weder manuell noch durch anschließende Optimierungen weiter nachbearbeitet.

Die Profilkordinaten liegen aufgrund der starken Dreidimensionalität des Gitters direkt als CAD-Daten im Catia-Export- und iges-Format vor. Dieser Datensatz diente direkt zur CNC-Fertigung des Gitters.

Die berechnete optimierte Geometrie T106Dopt zeigt große Veränderungen gegenüber dem Startprofil (siehe [Abb. 6.4](#) und [Abb. 6.5](#)). Das Profil reagiert stark auf die dreidimensionalen Strömungseffekte. Die Profilform ist das Resultat der gewünschten integralen dreidimensionalen Verbesserung und nicht das Ergebnis eines Staffeln verschiedener optimaler zweidimensionaler. Die Saugseite ist stark ausgewölbt. Durch die nicht-umfangssymmetrische Seitenwandkonturierung ist die Saugseite gegenüber der Druckseite verlängert worden. Dies muß bei einer Betrachtung der Profildruckverteilungen berücksichtigt werden.

Verschiedene Optimierungen mit dem Startgitter aber unterschiedlichen Zielen zeigten alle die Tendenz, die Saugseite im Bereich der Seitenwand aufzudicken. Die umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung erzeugte immer eine längere Saug- als Druckseite. Die umfangsunsymmetrisch ausgebildete Seitenwandkonturierung verstärkt die Effekte der dreidimensionalen Profilierung. Die Position des Seitenwand-bumps variierte in einem weiten Bereich, aber jeweils mit angepasster Profilgeometrie. Die Konfiguration mit verlängerter Saugseite und fast unveränderter Druckseite erzeugt die beste Zielfunktion.

Auf der Start- und der optimierten Geometrie erfolgte eine Strömungsberechnung mit einer Auflösung von 875000 Netzknoten⁴⁹. Diese Rechnungen wurden mit dem k- ω -Zweigliederturbulenzmodell und eingeschaltetem Transitionskriterium auf der Saugseite durchgeführt. Alle nachstehend aufgeführten numerischen Ergebnisse wurden den Auswertungen dieser Rechnungen entnommen.

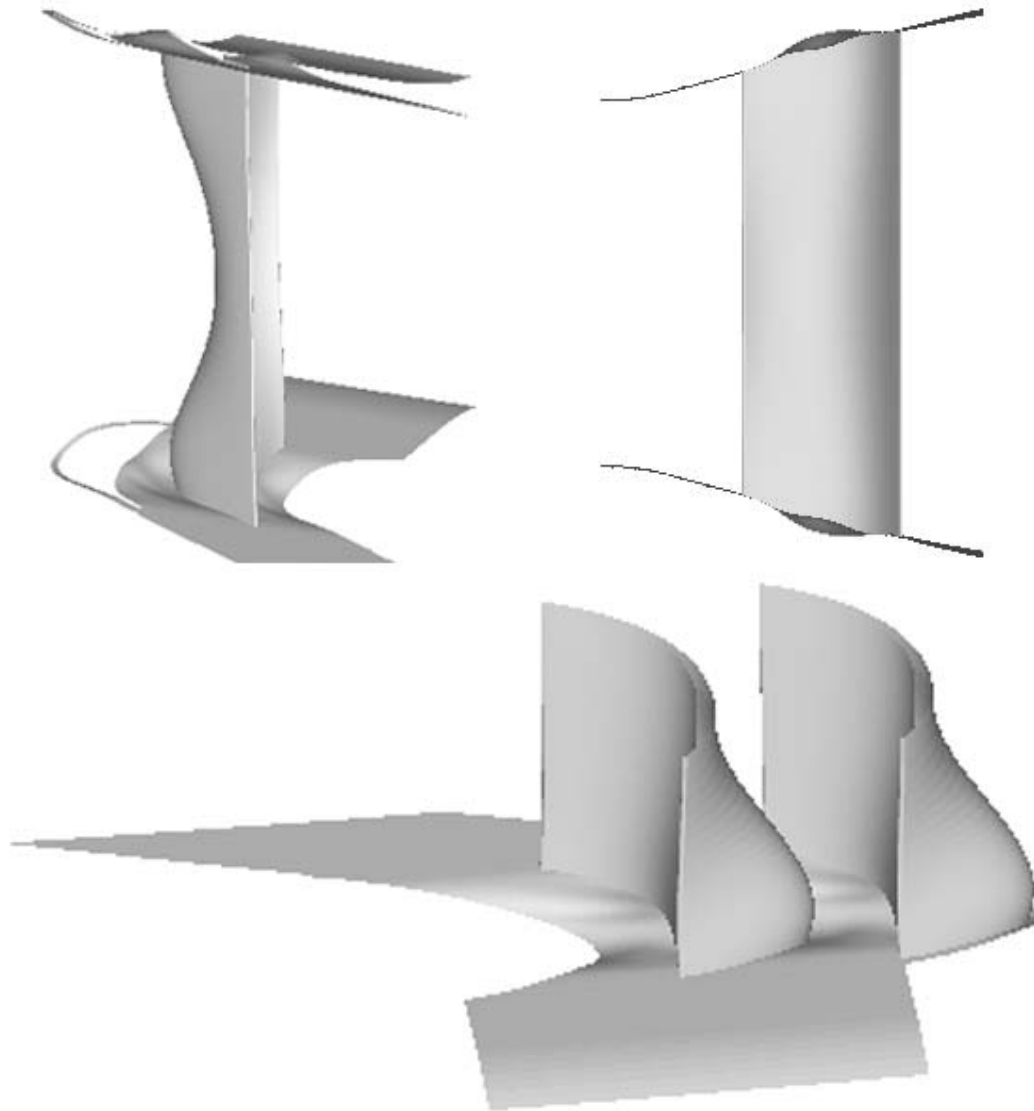


Abb. 6.4: Optimiertes Turbinengitter T106Dopt

49. Es wurde nur die halbe Schaufelhöhe diskretisiert.



Abb. 6.5: Gefertigtes Windkanalgitter T106Dopt

7. Versuchsaufbau, Meßwerterfassung und Auswertungsmethoden

7.1 Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahlantriebe an der Universität der Bundeswehr München (siehe Abb. 7.1) ist einer der wenigen Windkanäle, die eine entkoppelte Einstellung der beiden wichtigen Strömungskenngrößen Mach-Zahl (Einfluß der Kompressibilität) und Reynolds-Zahl (Einfluß der Viskosität) zulassen.

Die wesentlichen Komponenten des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals sind:

- Druckluftversorgung (Axialverdichter mit drosselabhängiger Nebenablaßeinrichtung und drehzahlsteuerbarer Antriebsanlage)
- Beruhigungsstrecke (Diffusor, Kühler, Vorkammer und Düse)
- Meßstrecke (Turbulenzsieb, Zuströmkanal und Schaufelgitter)
- Druckkammer

An der kontinuierlich arbeitenden Anlage mit offener Meßstrecke lassen sich dadurch an groß skalierten Schaufelgittern als Versuchsträger ähnliche Verhältnisse wie in realen Turbomaschinen erzeugen. Der Einbau der Versuchsanlage in eine evakuierbare Tonne erlaubt dabei auch Betriebspunkte sehr kleiner Reynolds-Zahlen, wie sie bei Reiseflughöhe auftreten.

Der außerhalb des Kanals befindliche regelbare Drehstrommotor mit einer Maximalleistung von 1300 kW treibt über eine Turbokupplung den in der Druckkammer befindlichen sechsstufigen Axialverdichter an. Die in das geschlossene System eingebrachte Energie wird durch eine umfangreiche Kühlanlage in der Vorkammer zur Gewährleistung konstanter Temperatur abgeführt.

Der Einbau verschiedener Siebe am Ende der Beruhigungskammer (siehe Abb. 7.2) erlaubt die Erzeugung verschiedener Hintergrundturbulenzgrade am Schaufelgittereintritt. Mit der Möglichkeit einer feinen Meßauflösung durch die große Skalierung der Versuchsträger, verbunden mit der gewährleisteten Übertragbarkeit der Ergebnisse, kann die hier angedachte Validierungsaufgabe mit der Versuchsanlage durchgeführt werden. Für eine genauere Beschreibung des Windkanals sei auf *Scholz et al 1959* und *Sturm et al. 1985* verwiesen.

UniBw München Institut für Strahlantriebe	Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK)	1985																											
<table border="0"> <tr> <td data-bbox="373 1397 408 1805">Meßstreckenwerte :</td> <td data-bbox="373 797 408 1263">Versorgungseinrichtungen :</td> <td data-bbox="373 434 408 645">Kanaldaten :</td> </tr> <tr> <td data-bbox="432 1384 459 1818">- Machzahl $0.2 \leq Ma \leq 1.05$</td> <td data-bbox="432 1079 459 1272">- Vakuumanlage</td> <td data-bbox="432 376 459 474">- Drehstrom-Motor $P = 1300 \text{ kW}$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="480 1294 507 1818">- Reynoldzahl $0.2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16.0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$</td> <td data-bbox="480 819 507 954">$P_1 = 30 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="480 430 507 474">- Axialverdichter</td> </tr> <tr> <td data-bbox="528 1361 555 1818">- Turbulenzgrad $0.4 \% \leq T_{t1} \leq 7.5 \%$</td> <td data-bbox="528 819 555 954">$P_2 = 20 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="528 430 555 474">6 Stufen</td> </tr> <tr> <td data-bbox="576 1384 603 1818">- Zuströmwinkel $2.5^\circ \leq \beta_1 \leq 15.5^\circ$</td> <td data-bbox="576 819 603 954">- Grenzschichtabsaugung</td> <td data-bbox="576 385 603 519">$\dot{V} = 30 \text{ m}^3 / \text{s}$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="624 1415 651 1818">- Schaufelhöhe 300 mm</td> <td data-bbox="624 967 651 954">$P = 155 \text{ kW}$</td> <td data-bbox="624 586 651 721">- Druckverhältnis $p_c/p_k = 2.14$</td> </tr> <tr> <td data-bbox="671 1415 699 1818">- Zuströmhöhe 235 mm - 510 mm</td> <td data-bbox="671 922 699 954">(Radialverdichter)</td> <td data-bbox="671 318 699 452">- Verdichterdrehzahl $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$</td> </tr> <tr> <td></td> <td data-bbox="703 990 730 954">- Sekundärluftversorgung</td> <td data-bbox="703 318 730 452">- Kammerdruck $p_k = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$</td> </tr> <tr> <td></td> <td data-bbox="703 990 730 954">(Schraubenverdichter)</td> <td></td> </tr> </table>			Meßstreckenwerte :	Versorgungseinrichtungen :	Kanaldaten :	- Machzahl $0.2 \leq Ma \leq 1.05$	- Vakuumanlage	- Drehstrom-Motor $P = 1300 \text{ kW}$	- Reynoldzahl $0.2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16.0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$	$P_1 = 30 \text{ kW}$	- Axialverdichter	- Turbulenzgrad $0.4 \% \leq T_{t1} \leq 7.5 \%$	$P_2 = 20 \text{ kW}$	6 Stufen	- Zuströmwinkel $2.5^\circ \leq \beta_1 \leq 15.5^\circ$	- Grenzschichtabsaugung	$\dot{V} = 30 \text{ m}^3 / \text{s}$	- Schaufelhöhe 300 mm	$P = 155 \text{ kW}$	- Druckverhältnis $p_c/p_k = 2.14$	- Zuströmhöhe 235 mm - 510 mm	(Radialverdichter)	- Verdichterdrehzahl $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$		- Sekundärluftversorgung	- Kammerdruck $p_k = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$		(Schraubenverdichter)	
Meßstreckenwerte :	Versorgungseinrichtungen :	Kanaldaten :																											
- Machzahl $0.2 \leq Ma \leq 1.05$	- Vakuumanlage	- Drehstrom-Motor $P = 1300 \text{ kW}$																											
- Reynoldzahl $0.2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re/l \leq 16.0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$	$P_1 = 30 \text{ kW}$	- Axialverdichter																											
- Turbulenzgrad $0.4 \% \leq T_{t1} \leq 7.5 \%$	$P_2 = 20 \text{ kW}$	6 Stufen																											
- Zuströmwinkel $2.5^\circ \leq \beta_1 \leq 15.5^\circ$	- Grenzschichtabsaugung	$\dot{V} = 30 \text{ m}^3 / \text{s}$																											
- Schaufelhöhe 300 mm	$P = 155 \text{ kW}$	- Druckverhältnis $p_c/p_k = 2.14$																											
- Zuströmhöhe 235 mm - 510 mm	(Radialverdichter)	- Verdichterdrehzahl $n_{\text{max}} = 6300 \text{ min}^{-1}$																											
	- Sekundärluftversorgung	- Kammerdruck $p_k = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$																											
	(Schraubenverdichter)																												

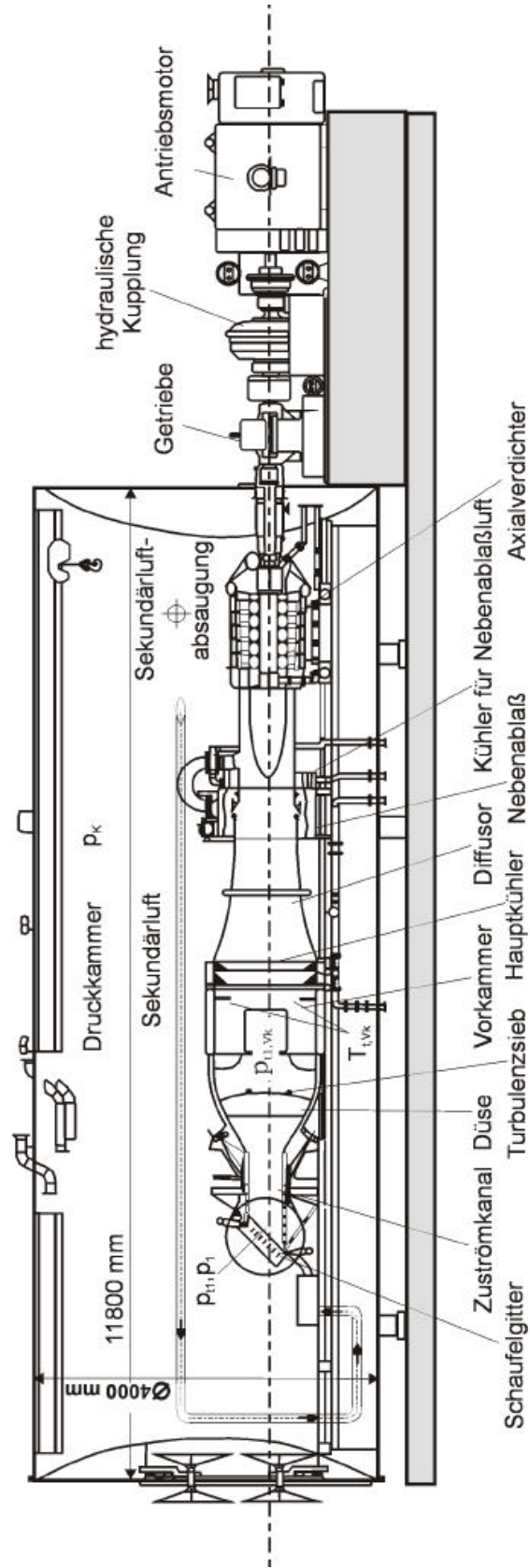


Abb. 7.1: Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

7.2 Meßstrecke

Die Kanalhöhe des Windkanals kann zwischen 250 mm und 500 mm stufenlos eingestellt und so an die Höhe des jeweiligen Gitters angepaßt werden. Im Falle des T106Dopt mit divergenten Seitenwänden verengen zwei an den Kanalseitenwänden angebrachte Holzseitenwände zunächst den Querschnitt des 300 mm breiten Kanals. Durch die Holzseitenwände wird die jeweilige Kanalbreite festgelegt. Die Aufweitung beginnt 60 mm normal vor dem Gittereintritt. Der Seitenwandwinkel beträgt auf beiden Seiten $\lambda = 15^\circ$. Die Holzseitenwände schließen 16 mm vor der Gittereintrittsebene an die Seitenwände des Gitters an, die die Divergenz bis zum Gitterträgerende fortführen. Die sieben Schaufeln des Gitters sind außerhalb der Schnittlinien Profil-Seitenwand prismatisch ausgeführt. Sie sind durch die Seitenwände durchgesteckt und verschraubt. Der Einbau des Turbinengitters T106Dopt mit divergenten Seitenwänden in die Meßstrecke des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals ist prinzipiell anhand der zweidimensionalen Zeichnungen des Ausgangsgitters T106D mit divergenten Seitenwänden aus Abb. 6.1 ersichtlich.

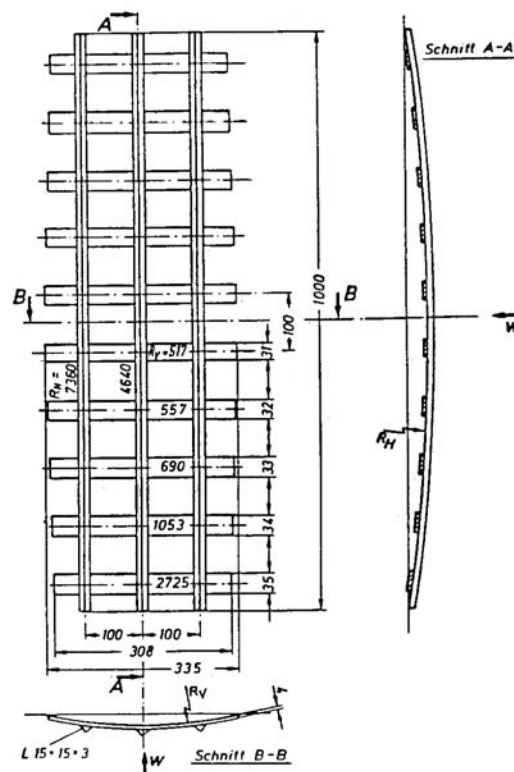


Abb. 7.2: Turbulenzsieb VI K

Für die Simulation einer unendlichen Schaufelreihe werden am oberen und unteren Kanalboden der Zuströmdüse Umlenkbleche angebracht, die die Form der Skelettlinie des Profils T106Dopt besitzen und um die Vorderkante gedreht werden können (siehe Abb. 6.1). Die Böden werden so eingestellt, daß die Umlenkbleche eine halbe Teilung von den jeweils letzten

Schaufeln entfernt sind. Im Rahmen eines Vorversuchs wird durch Feineinstellung der Umlenkbleche eine homogene Zuströmung des Versuchsgitters sichergestellt. Kontrolliert wird dies durch ein Vielfachmanometer, auf dem die statischen Wanddrücke in Umfangsrichtung vor der Gittereintrittsebene und die Drücke des unteren und oberen Kanalbodens angezeigt werden.

Während der durchgeführten Versuche wurde das in Abb. 7.2 dargestellte Turbulenzsieb eingesetzt.

7.3 Instrumentierung

Die Einstellung des gewünschten Betriebspunkts des Turbinengitters, der durch die oben genannten Kenngrößen Ma_{2th} und Re_{2th} gekennzeichnet ist, erfolgt durch verschiedene Regelgrößen des Windkanals. Die Totaltemperatur im Gittereintritt T_{t1} wird unter der Annahme adiabater Düsenströmung in der Düsenvorkammer gemessen. Sie wird als Mittelwert von vier Pt100 Widerstandsthermometern bestimmt.

Der Kammerdruck p_K wird an einer strömungsberuhigten Zone innerhalb der Druckkammer des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals als Differenz gegen den Umgebungsdruck p_{Umg} gemessen. Der Umgebungsdruck wird als einziger Druck absolut mittels eines Barometers als Referenzdruck gemessen. Alle weiteren Drücke liegen als Differenzdrücke⁵⁰ mit jeweils angepaßter Druckdifferenz des Meßaufnehmers vor und werden über den Umgebungsdruck bzw. Kammerdruck in absolute Drücke umgerechnet bzw. so gemessen, daß sie für die Auswertung direkt herangezogen werden können.

Der Totaldruck in der Gitterzuströmung p_{t1} wird mit einer Pitothakensonde (50 mm Wandabstand; 76 mm vertikal vor dem Gittereintritt) an der in Strömungsrichtung gesehen rechten Holzseitenwand gemessen.

Der Turbulenzgrad der Gitterzuströmung Tu_1 wird mittels einer 1D-Heißfilmsonde, die ca. 500 mm vor Gittereintritt durch die Holzseitenwand in die Strömung gefahren werden kann, gemessen.

Die Ermittlung des statischen Drucks der Zuströmung p_1 erfolgt für das T106Dopt mit divergenten Seitenwänden 26 mm vertikal von der Gittereintrittsebene entfernt an der in Strömungsrichtung gesehen linken Holzseitenwand. Von vier Wanddruckbohrungen wird der Mittelwert zur Ermittlung des statischen Drucks p_1 herangezogen.

50. Differenzdruckmeßsystem DPT-6400 der Firma Pressure Systems Inc. (PSI). Das System gestattet die Wahl folgender Meßbereiche: ± 0.36 psid, ± 1 psid, ± 2.5 psid, ± 5 psid, ± 10 psid, ± 15 psid.

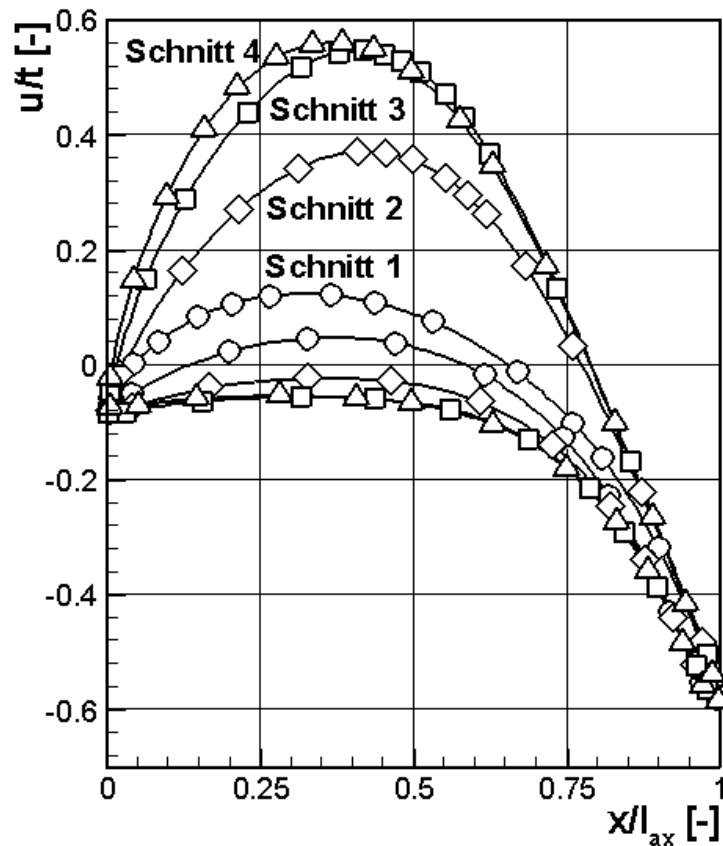


Abb. 7.3: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen, Projektion in die Seitenwandebene

Zur Messung der statischen Drücke auf der Profilkontur sind die Saugseite der Schaufel oberhalb der mittleren Schaufel und die Druckseite der Schaufel unterhalb der mittleren Schaufel des nach oben umlenkend eingebauten Gitters instrumentiert. Es sind Druckbohrungen auf vier Schaufelschnitten eingebracht worden. Der Schnitt 1 mit 26 Druckbohrungen liegt auf dem Mittelschnitt der Schaufel, der Schnitt 4 mit 30 Druckbohrungen liegt auf der Raumkurve der Ecke Schaufelblatt-Seitenwand. Die Schnitte 2 (26 Druckbohrungen) und 3 (29 Druckbohrungen) liegen im Schaufelblatt (siehe [Abb. 7.3](#) und [Abb. 7.4](#)). Die Achsen der dimensionslosen Darstellungen wurden in [Abb. 7.3](#) und allen weiteren Diagrammen jeweils so skaliert, daß die Geometrien nicht verzerrt dargestellt werden.

Mit einem Scanivalve System⁵¹ wird jeweils der Differenzdruck $p_x - p_k$ gemessen. Zusammen mit der schon zur Regelung des Windkanals gemessenen Druckdifferenz $q_{2th} = p_{t1} - p_k$ ergibt sich direkt der $c_{p,x}$ -Wert (bezogener Druckverlustbeiwert) der jeweiligen Meßstelle x nach folgender Formel

51. Mit einem Scanivalve System können 46 Drücke sequentiell durch eine rotierende Weiche gemessen werden. Zur Messung stehen 4 Scanivalve Systeme gleichzeitig zur Verfügung.

$$c_{p, x} = \frac{p_x - p_k}{p_{t1} - p_k}$$

Als direkter Vergleich von numerischen und experimentellen Ergebnissen sind alle Profildruckverteilungs-Verläufe als $c_{p, 2th}$ -Verteilungen aufgetragen. Eine Beurteilung dieser Verläufe erlaubt Rückschlüsse auf die Profilbelastung und z. B. lokale Ablösegebiete. Eine Umrechnung auf die isentrope Mach-Zahlverteilung ist mit folgender Formel möglich:

$$Ma_{is, x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{t1}}{p_x} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}$$

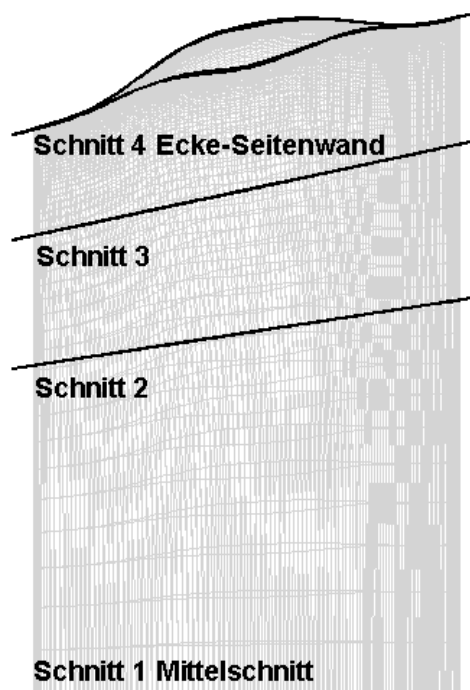


Abb. 7.4: Lage der instrumentierten Schnitte mit statischen Druckbohrungen

Stromab des Gitters wurde die Strömung durch Traversierung einer Fünflochsonde vermessen. In jedem Meßpunkt wurde dabei der herrschende Totaldruck p_{t2} , die Strömungswinkel relativ zur Sonde β_2 und α_2 und der statische Druck p_2 mit Hilfe von Kalibrierpolynomen bestimmt. Die Sonde wurde im Sondenhalter mit einem Anstellwinkel von 3° in Schaufelhöhenrichtung eingebaut, um den minimalen Abstand zur Gitterseitenwand nicht durch den Sondenschaftdurchmesser zu vergrößern. Zur automatischen Steuerung der Fünflochsonden-Untersuchungen und der Datenerfassung wurde ein eigenes Programm-System mit dem Namen WAFPE⁵²

programmiert. Durch die Messung kann z. B. der lokale Totaldruckverlustbeiwert ω nach folgender Formel bestimmt werden:

$$\omega = \frac{P_{t1} - P_{t2, \text{Sonde}}}{P_{t1} - P_k}$$

Bei der Messung handelt es sich um kein berührungsfreies Verfahren, so daß es daher immer zu einer lokalen Beeinflussung der Strömung kommt. Es wurde aus diesem Grund stets versucht, die Sonde möglichst in Strömungsrichtung auszurichten. Problematisch sind Meßpunkte an Orten mit starken Strömungsgradienten, da die Bohrungen 1 bis 4 der Fünflochsonde nicht am gleichen Ort der zentralen Bohrung 0 liegen. In der Literatur öfters verwendete Sondenkopfkorrekturen⁵³ führten zu einer künstlichen Rauigkeit der Meßwerte und wurden deswegen nicht eingesetzt. Eine Verfälschung der Meßwerte in direkter Seitenwandnähe, besonders der Winkel in Schaufelhöhenrichtung, ist nicht vermeidbar.

Eine sehr wichtige Methode zur Erfassung der oberflächennahen Strömung stellt das Anfertigen von Ölanstrichbildern dar. Dazu werden die Profile und Seitenwände mit einem Gemisch aus Petroleum, Weißöl und fluoreszierenden Farbpigmenten bestrichen. Anschließend wird der jeweilige Betriebspunkt angefahren. Auf die Farbpartikel wirken dabei hauptsächlich die Schubspannungen der Grenzschicht, aber auch Gravitations- und Druckkräfte. Die Ölanstrichfarbe wird durch die Strömung getrocknet. Durch die Sichtbarmachung der Strömungsvorgänge auf der Oberfläche bzw. in deren nächster Nähe ist eine qualitative Aussage auch über komplexe dreidimensionale Effekte möglich, da die sich ausbildenden Farbspuren in Relation zu den Wandschubspannungen stehen. Dabei muß jedoch beachtet werden, daß die Grenzschichtströmungen unter Umständen durch den Farbauftrag beeinflußt werden können.

In Gebieten hoher Schubspannungen wird mehr Farbe abgetragen als in Bereichen niedrigerer Schubspannungen, wobei die flüchtigen Bestandteile des Lösungsmittels während der Meßzeit verdampfen. Das Farbmuster wurde am Gitter T106Dopt aufgrund der starken dreidimensionalen Verwölbungen digital abfotografiert.

Für die Interpretation der Bilder ist noch eine zusätzliche Bemerkung wichtig: Im Falle einer laminaren Ablöseblase kommt es zu Ansammlungen des Farbgemisches, die nur schwer abtrocknen. Beim Herunterfahren und Belüften des Windkanals kann es zum Auslaufen der Farbe aus der Blase kommen, so daß ein farbloser Bereich zurückbleibt.

52. WAFFE: Programm zur automatischen Fünflochsonden-Feldmessung, programmiert auf Windows-Betriebssystem. Mit dem Programm können automatisch Feldmessungen in einer Auswerteebene entlang einer Mäanderstruktur oder frei definierter Punkte durchgeführt werden.

53. Es wurden z. B. Verfahren entwickelt, die unter Berücksichtigung von Kopfgeometrie und Anströmwinkel einen Verschiebeweg an den Ort der mittleren Bohrung berechnen.

Die genaue Lage der Profildruckmeßstellen, Details zur eingesetzten Meßtechnik und Auswertung kann *Nagel 2002 [52]* entnommen werden.

7.4 Fehlerbetrachtung

Auf die Fehler der eingesetzten Meßkette soll hier nur kurz eingegangen werden. Die einzige Messung eines Absolutdrucks erfolgt durch einen Präzisionsbarometer mit einem absoluten Fehler von $\Delta p_{Umg} = \pm 0.1035$ hPa. Die Differenzdrücke werden mit einem DPT6400-Druckmeßgerät erfaßt. Um den Fehler der A / D-Wandlung zu minimieren, wird jeweils ein angepaßter Meßbereich gewählt. Zu den Fehlern addieren sich dabei betriebsbedingte Schwankungen des Windkanals.

Einstellgenauigkeiten und Meßfehler der Betriebsparameter des Windkanals:

Meßgröße	Meßwert	maximaler Meßfehler	Einstellgenauigkeit
Kammerdruck	$p_{Umg} - p_k$	± 0.1674 hPa	± 2 hPa
Staudruck	$p_{t1} - p_k$	± 0.1724 hPa	± 1 hPa
Totaltemperatur	T_{t1}, T_t, p_l	± 0.2 K	± 0.4 K

Die Ermittlung der Ergebnisgrößen aus den Drücken der Fünflochsonde erfolgt durch Auswertung der Kalibrierpolynome. Die Polynome werden während einer Kalibriermeßreihe für die während der Meßkampagne gewünschten Winkel- und Mach-Zahlbereiche bestimmt. Die sich daraus ergebenden Fehler sind im jeweiligen aktuellen Kalibrierbericht niedergelegt.

Mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung ergibt sich für den Totaldruckverlustbeiwert, der aus den gemessenen Druckdifferenzen ($p_{t1} - p_{t2}$) und ($p_{t1} - p_k$) bestimmt wird, ein möglicher Fehler von ca. ± 2 %.

Die Bestimmung der lokalen Druckbeiwerte zur Auftragung der Profilbelastung erfolgt durch die Messung der statischen Wanddrücke. Die Drücke werden dazu sequentiell mit einem Scannivalve-Meßsystem abgetastet. Unter Vernachlässigung der Drift der Nullspannung während des Meßzyklus und der Annahme einer linearen Kennlinie der Aufnehmer wird auf eine Kalibrierung verzichtet. Der maßgebliche Einfluß des Meßfehlers ist der Drucksprung zwischen den einzelnen Messungen. Mit Hilfe der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung errechnet sich ein relativer Fehler kleiner 2 %.

Die Positioniergenauigkeit der Fünflochsonde liegt bei ± 0.04 mm bzw. bei $\pm 0.02^\circ$.

8. Ergebnisse der Optimierung

Im folgenden Kapitel sollen die numerischen Ergebnisse des Ausgangsgitters T106D mit den numerischen und experimentellen Ergebnissen des optimierten Gitters T106Dopt gegenübergestellt werden. Die Auswertung der numerischen Ergebnisse erfolgte auf Basis der Nachrechnungen mit feiner Netzauflösung, sowohl für das Ausgangs- als auch für das optimierte Gitter. Die Rechnungen wurden nach Beendigung der Optimierung durchgeführt, fanden also bereits vor den experimentellen Untersuchungen statt.

Die bei der Optimierung eingestellten Nebenbedingungen der gleichen Arbeitsumsetzung des Ausgangsgitters T106D wurden eingehalten. Der integral flußgemittelte Abströmwinkel in Umfangsrichtung wurde im gewünschten Intervall gehalten. Der Massenstrom der optimierten Geometrie ist nahezu identisch zu dem Massenstrom am Startpunkt.

8.1 Turbulenzgradmessung

Im Rahmen des durchgeführten Meßprogramms wurde eine Turbulenzgradbestimmung mit den oben angegebenen Randbedingungen durchgeführt. Mit der eingebauten 1D-Hitzdrahtsonde wurde vor der Messung eine Geschwindigkeitskalibrierung durchgeführt. Der Turbulenzgrad wurde anhand der errechneten Kalibrierkurve bestimmt. Der bestimmte Zuströmturbulenzgrad in Zuströmrichtung beträgt für den Auslegungspunkt $Tu_1 = 2.4\%$. Der Turbulenzgrad ist damit gegenüber der Erwartung aus früheren Messungen mit dem gleichen Turbulenzsieb geringer. Ein möglicher Grund ist die stärkere Beschleunigung in der Düse durch die Verengung des Kanalquerschnitts mittels der eingebauten Holzseitenwände. Bedingt durch die Geometrie des Windkanals, von der Beruhigungskammer bis zur Gittereintrittsebene, ist die Turbulenz nicht isotrop, sondern in axialer Richtung am geringsten.

Eine rein empirische Abschätzung des durch das Turbulenzsieb erzeugten Turbulenzgrades anhand der geometrischen und aerodynamischen Werte gemäß *Roach 1987 [59]* ergibt einen Wert von $Tu = 5.4\%$. Gemäß Rannacher verringert sich dieser erzeugte Turbulenzgrad durch die Beschleunigung aufgrund der geometrischen Bedingungen in der Windkanaldüse unter der Annahme nahezu isotroper Turbulenz auf einen Wert von $Tu_1 = 2.7\%$. Der Wert der empirischen Abschätzung des Zuströmturbulenzgrades liegt damit im Bereich des gemessenen Wertes.

8.2 Profildruckverteilungen

Im folgenden werden die Eigenschaften der beiden Gitter T106D und T106Dopt anhand der isentropen Druckbeiwerte-Verläufe $c_{p2, th}$ diskutiert. Aufgetragen sind die aerodynamischen Ergebnisse am Auslegungspunkt $Ma_{2th} = 0.59$, $Re_{2th} = 500000$ und $\beta_1 = 127.7^\circ$, an dem die

Optimierung durchgeführt wurde. Als Schnittkurven wurden dafür die für die Messung instrumentierten vier Schnitte gewählt (vgl. Abb. 7.3 und Abb. 7.4).

Dargestellt sind jeweils die Geometrie der Profilschnitte aufgetragen in bezogener Umfangskoordinate u/t über der bezogenen Axialkoordinate x/l_{ax} , als Gegenüberstellung von T106D und T106Dopt. In einer weiteren Darstellung sind jeweils die isentropen Druckbeiwerte-Verläufe $c_{p2, th}$ der numerischen Ergebnisse von T106D und T106Dopt und die experimentellen Ergebnisse von T106Dopt über x/l_{ax} aufgetragen.

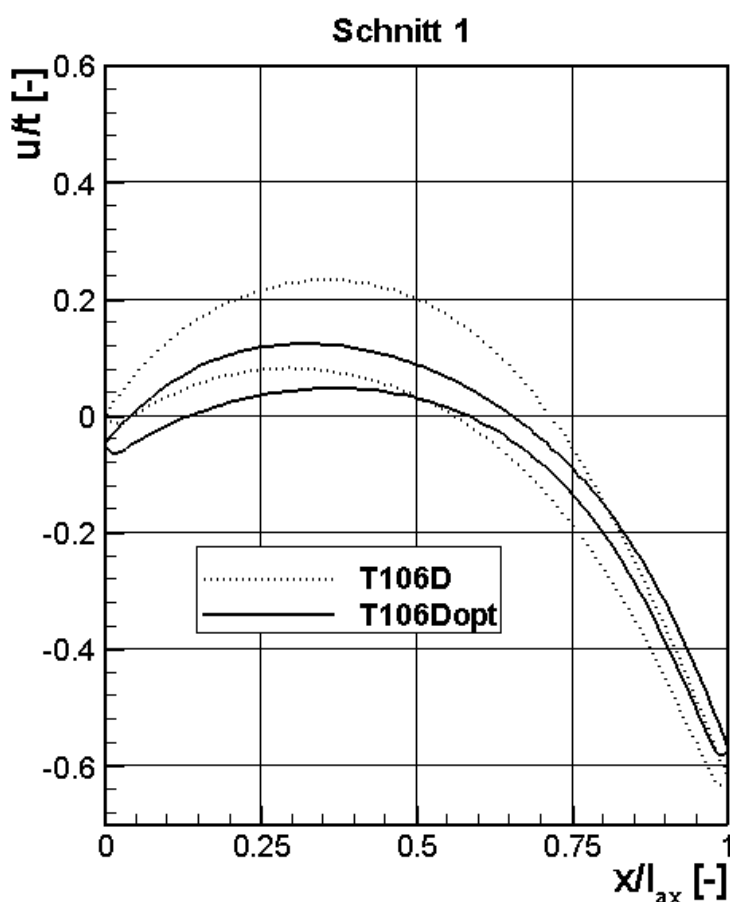
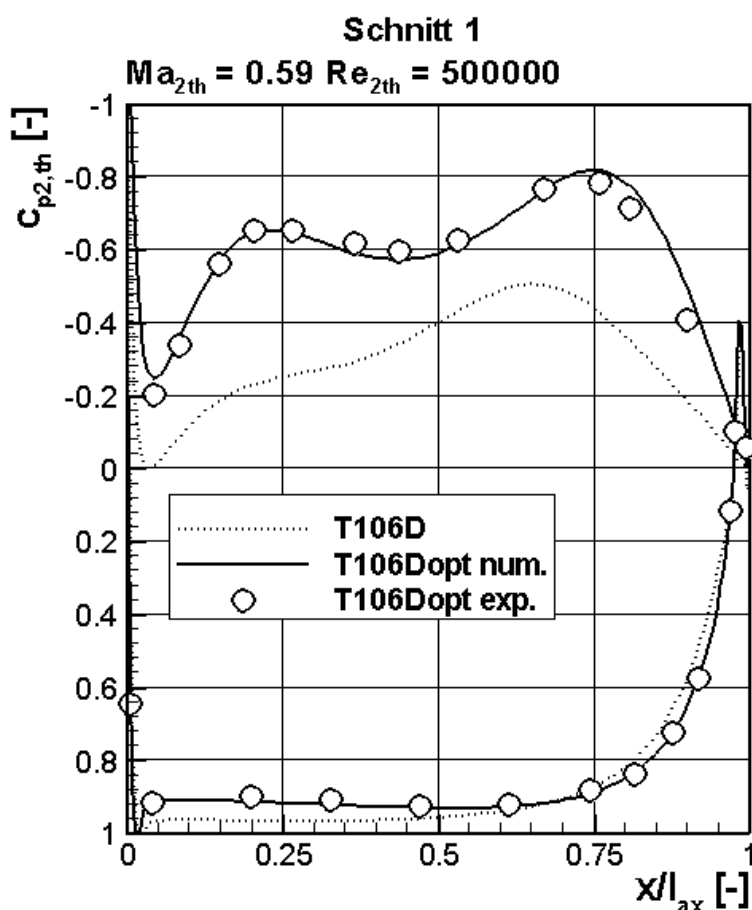


Abb. 8.1: Profilgeometrie Schnitt 1: T106D - T106Dopt

Vor der Diskussion der Ergebnisse soll noch einmal auf die spezifischen Eigenheiten des Gitters T106Dopt hingewiesen werden. Das Gitter ist entsprechend dem Entwurfsziel für den Auslegungspunkt optimiert worden. Eventuelle Fehlanströmungen bzw. Änderungen des Betriebspunktes wurden bei der numerischen Auslegung daher nicht berücksichtigt. Die Beurteilung erfolgte ausschließlich auf der Basis integraler dreidimensionaler Beurteilungsparameter am Auslegungspunkt. Auf den einzelnen Profilschnitten ergeben sich somit nicht unbedingt ideale zweidimensionale Strömungsverhältnisse. Bei der Betrachtung der Meßwerte von Schnitt 4 (Ecke Profil Seitenwand) ist zu beachten, daß sich der Schnitt nicht in einer Ebene

befindet, sondern durch die umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung (Saugseite länger als Druckseite) auf einer räumlichen Linie liegt (vgl. Abb. 7.4).

In [Abb. 8.1](#) und [Abb. 8.2](#) sind die Graphiken für Schnitt 1 (Mittelschnitt) dargestellt. Der Profilschnitt des Profils T106D stellt ein hinten belastetes Turbinenprofil dar. Durch die stark divergenten geraden Seitenwände ist das Profil im Mittelschnitt hoch belastet. Die stetige Beschleunigung auf der Saugseite erfolgt nicht ansteigend bis zum Krümmungsmaximum bei $x/l_{ax} = 0.65$, sondern zeigt durch die starke Divergenz der Seitenwände bereits eine kleine Beschleunigungsdelle nach der Beschleunigung an der Vorderkante. Die Verzögerung nach dem Geschwindigkeitsmaximum erfolgt nahezu linear ohne erkennbare Ablösung. Geometrisch ist der hintere Bereich der Profilsaugseite annähernd linear ausgeführt. Die uncovered turning⁵⁴ liegt in radialer Richtung über der Schaufel nahezu konstant bei 21° .



[Abb. 8.2:](#) Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 1: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

54. uncovered turning: Die nicht abgedeckte Umlenkung wird als die Umlenkung des Strömungsfluids nach dem Ende des Stömungskanals gebildet mit der Druckseite der Nachbarschaufel bezeichnet.

Der Mittelschnitt des Profils T106Dopt ist aerodynamisch deutlich höher belastet als das Ausgangsprofil. Die Profilnase ist stärker eingedreht und bewirkt dadurch eine starke Beschleunigung im vorderen Bereich des Profils. Der Mittelschnitt ist bis in den hinteren Schaufelbereich stark gekrümmt. Die uncovered turning liegt im Mittelschnitt bei sehr hohen 31° . Die $c_{p2, th}$ -Verteilung des optimierten Mittelschnitts zeigt immer noch eine im hinteren Bereich stark belastete Verteilung. Das Geschwindigkeitsmaximum ist auf $x/l_{ax} = 0.75$ nach hinten verschoben worden. Im Verzögerungsverlauf ist keine Ablösung erkennbar.

Die sehr hohe Belastung des Mittelschnitts trägt der starken Entlastung des Seitenwandbereichs Rechnung. Die Profildruckverteilung kommt dem Ideal einer sehr hohen Arbeitsumsetzung durch eine nahezu rechteckige Verteilung nahe.

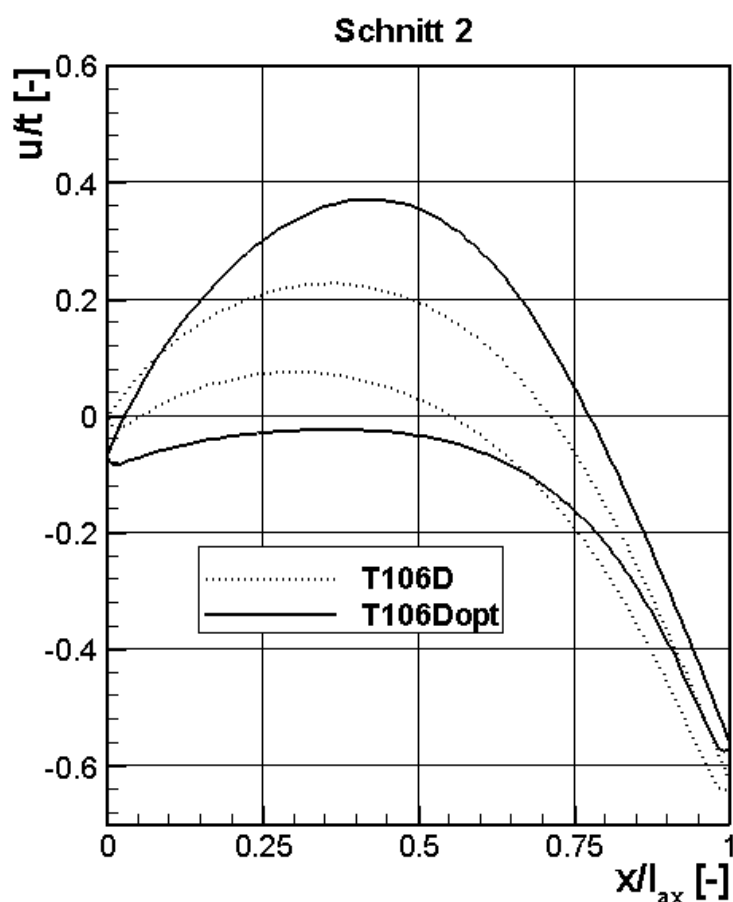


Abb. 8.3: Profilgeometrie Schnitt 2: T106D - T106Dopt

Der Effekt der Beschleunigungsdelle auf der Profilsaugseite ist beim optimierten Gitter verstärkt ausgeprägt. Ein aerodynamischer Grund der diese Erscheinung anstrebt ist nicht bekannt. Der Grund dafür liegt in der geometrischen Parametrisierung des dreidimensional gestalteten Profils. Die Einhaltung nicht geknickter Mantellinien der Schaufel in radialer Richtung bei der sehr starken Aufdickung des Profils im Seitenwandbereich führt hier zu Kompro-

missen im Mittelschnitt. Die Freigabe weiterer Geometrieparameter im Mittelschnitt, bzw. eine bei Maschinenauslegungen sowieso stattfindende Restriktion der Schaufelgeometrie an der Seitenwand und damit eine weniger extreme Aufdickung des Seitenwandbereichs, können hier eventuell eine gewisse Abhilfe bei dem numerisch optimierten Gitter schaffen. Gesonderte Kriterien, die die Einhaltung einer stetig steigenden Beschleunigung erfassen, sind nach momentanem Erkenntnisstand physikalisch nicht notwendig. Eine Begründung könnte sich allerdings aus einem verbesserten Teillastverhalten ohne Delle der saugseitigen Beschleunigung ergeben. Bei einer starken Fehlanströmung kann sich der laminar turbulente Grenzschichtumschlag eventuell bereits bei einem Nachlassen der Beschleunigung ergeben, dadurch nach vorne verschoben und zu einem Anstieg der Verluste führen. Diese Gestaltungsregel, als Randbedingung einer dreidimensionalen Schaufelauslegung, liegt bisher noch nicht vor. Eine derartige Untersuchung kann z. B. durch numerische zweidimensionale Mehrpunktoptimierungen durchgeführt werden.

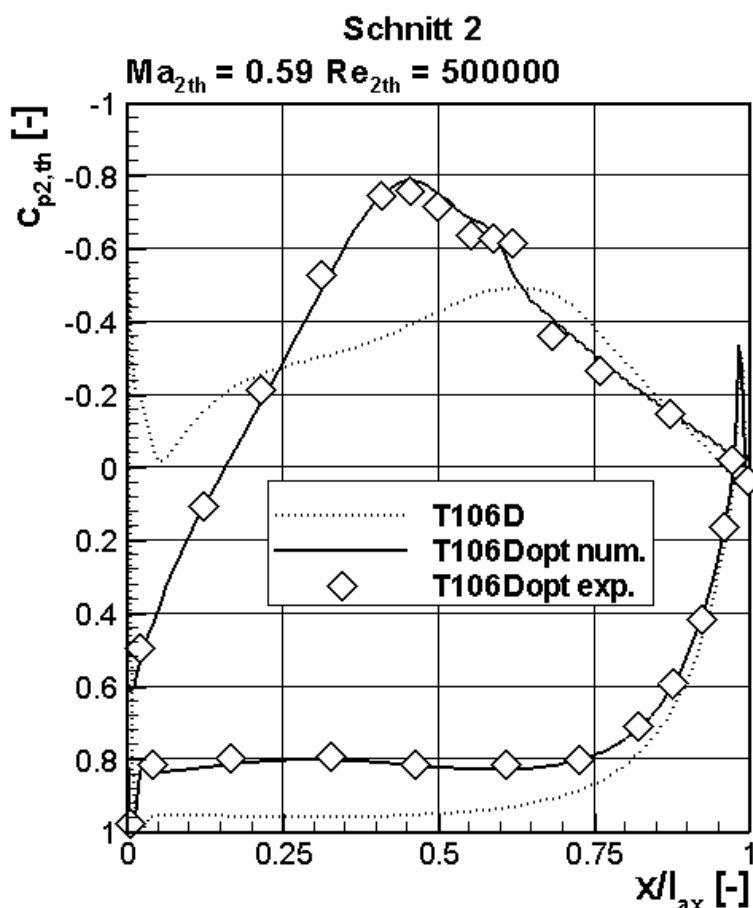


Abb. 8.4: Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 2: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

Die stark eingezogene Druckseite im Mittelschnittsbereich führt trotz der geringen Profildicke zu einem hohen Widerstandsmoment. Der Schwerpunkt der geometrischen Gestaltungsmög-

lichkeiten durch die Freigabe von Variablen wurde, wie oben genannt, aus ökonomischen Gründen auf die Saugseite gelegt. Es ist davon auszugehen, daß die Gestaltung des Krümmungsverlaufs der Druckseite im Mittelschnitt durch die Freigabe weiterer Entwurfsvariablen noch weitergehend modifiziert worden wäre.

Die berechneten Verteilungen passen gut mit den experimentell bestimmten Ergebnissen überein. Alle Beschleunigungs- und Verzögerungsbereiche werden exakt wiedergegeben.

Ein weiterer offener Punkt liegt in der Vorhersage des Verlustverhaltens von Saugspitzen. Eine solche Gestaltungsregel würde insbesondere die Gestaltung der Vorderkante beeinflussen. Die relativ dünne Vorderkante des optimierten Mittelschnitts zeigt direkt in Zuströmrichtung und hat bei der hohen Profilbelastung kein großes Potential für zusätzliche Fehlanströmungen. Eine Auslegungsregel, welcher Vorderkantenwinkel bei welchem Vorderkantenradius und -keilwinkel notwendig ist, um eine gewisse Breite der Verlustkurve zu ermöglichen, lag nicht vor.

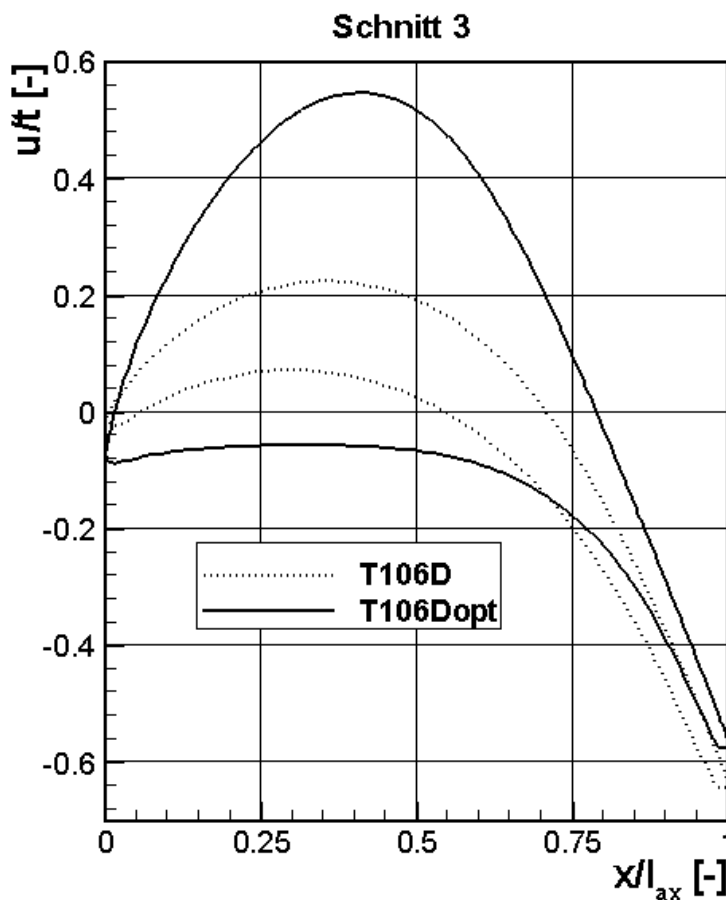
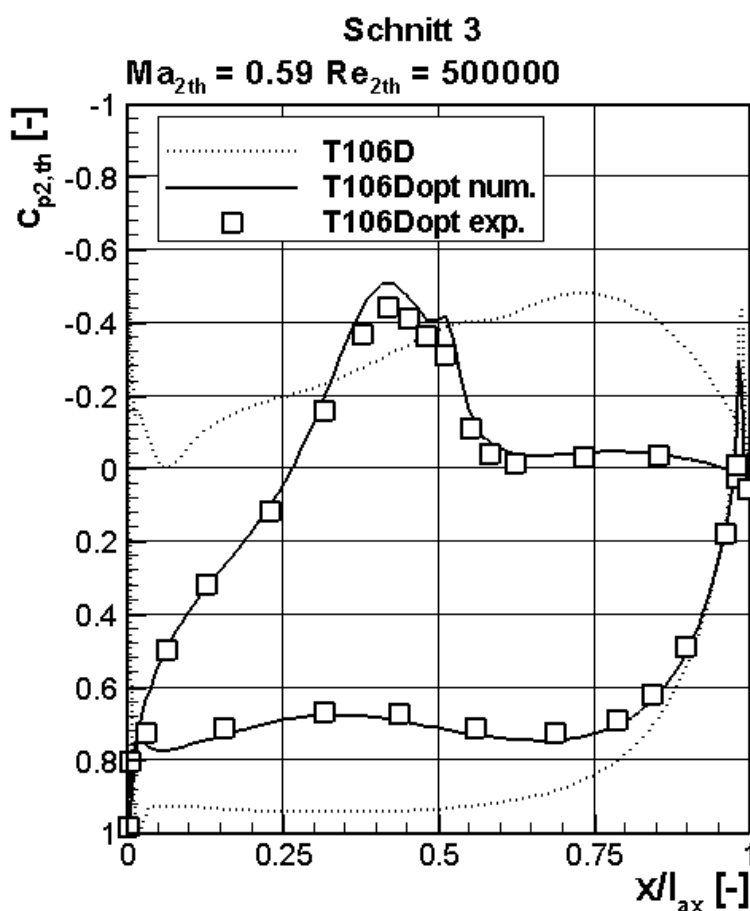


Abb. 8.5: Profilgeometrie Schnitt 3: T106D - T106Dopt

Der Profilschnitt 2 auf ca. 60 % halber Profilhöhe ist in der [Abb. 8.3](#) und [Abb. 8.4](#) dargestellt. Das Schaufelprofil ist durch einen großen Vorderkantenkeilwinkel gegenüber dem Ausgangsgitter bereits deutlich aufgedickt. Auf der Saugseite findet eine fast lineare Beschleunigung statt. Das Geschwindigkeitsmaximum liegt bereits bei ca. $x / l_{ax} = 0.45$ vor. Es handelt sich also gegenüber dem Ausgangsgitter um eine vorn belastete Verteilung. Die Verzögerung zeigt in der Messung einen kurzen abgeflachten Bereich. Der aus den Meßpunkten bestimmte Anlegpunkt der Strömung ist bei ca. $x / l_{ax} = 0.68$. Dies deutet auf eine kurze Ablöseblase hin. Dieser Effekt wird in der Rechnung nicht so deutlich wiedergegeben.

Ebenfalls interessant ist die geometrische Form der Druckseite. Der vordere Teil ist nahezu linear. Der Hauptteil der Umlenkung und Beschleunigung erfolgt erst sehr spät. Dadurch findet eine Entlastung der Profildruckseite zur Reduzierung des Querdruckgradienten gegenüber dem Ausgangsgitter statt, die bei manueller Auslegung so wahrscheinlich nicht ausgeführt worden wäre.

Die geometrische Form und die Verteilung des isentropen Druckbeiwertes weisen dem Schnitt 2 isoliert als zweidimensionales Profil betrachtet ein gutes Teillastverhalten aus.



[Abb. 8.6:](#) Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 3: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

In der Abb. 8.5 und Abb. 8.6 sind die Darstellungen für den Profilschnitt 3 aufgetragen. Der Profilschnitt 3 liegt ca. auf 80 % halber Profilhöhe. Der Verlauf der starken geometrischen Aufdickung des Profils vom Mittelschnitt hin zur Seitenwand setzt sich in Schnitt 3 durch eine weitere deutliche Aufdickung gegenüber Schnitt 2 fort. Dies bewirkt eine bereits beachtliche Entlastung des Profilschnitts gegenüber dem Ausgangsgitter. Das Geschwindigkeitsmaximum liegt bei $x/l_{ax} = 0.4$. Nach dem Geschwindigkeitsmaximum ist eine Plateaubildung mit anschließendem deutlichen Abfall des isentropen Druckbeiwertverlaufs zu erkennen. Dies deutet auf eine kurze Ablöseblase mit Wiederanlegen schon weit vor der Hinterkante hin. Gegenüber Schnitt 2 ist eine zusätzliche Entlastung der Druckseite erkennbar.

In der Blase findet annähernd die gesamte Verzögerung des Gitters in diesem Schnitt statt. Der isentrope Druckbeiwert bleibt nach der Blase bis zur Hinterkante nahezu konstant.

Die im Mittelschnitt des optimierten Profils sehr hohe uncovered turning nimmt durch die Entlastung des Profils zur Seitenwand hin ab. Bei 40 % halber Schaufelhöhe liegt der Wert auf dem Niveau des Gitters T106D. Näher zur Seitenwand ist die uncovered turning deutlich geringer als beim Ausgangsgitter.

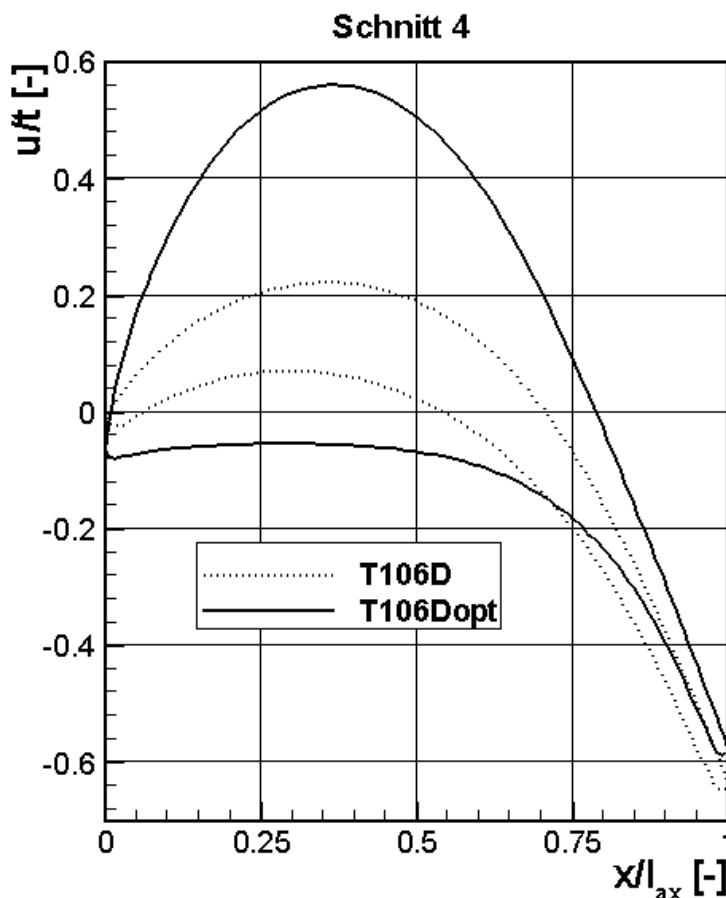
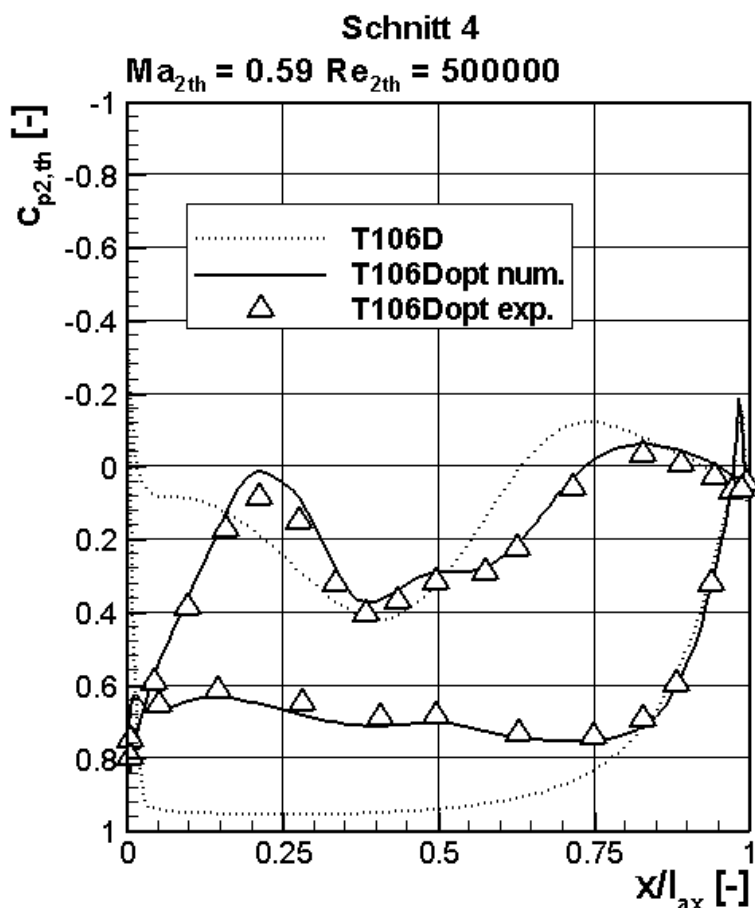


Abb. 8.7: Profilgeometrie Schnitt 4: T106D - T106Dopt

Der Profilschnitt 4, dargestellt in [Abb. 8.7](#) und [Abb. 8.8](#), liegt in der Ecke Schaufelprofil - Seitenwand. Der Schnitt verläuft nicht in einer Ebene, die Saugseite ist durch eine Senke in der Seitenwand länger ausgeführt als die Druckseite.

Der Schnitt 4 des Profils hat einen größeren Keilwinkel an der Vorderkante als Schnitt 3. Die Vorderkantendicke ist allerdings wie in allen anderen Schnitten relativ gering.

Die isentrope Druckbeiwertverteilung von Schnitt 4 in der Ecke Profil Seitenwand zeigt saugseitig eine kurze Beschleunigung bis zu $x / l_{ax} = 0.22$. Anschließend erfolgt eine deutliche Verzögerung im Bereich der umfangsunsymmetrischen Seitenwandkonturierung. Der Querdruckgradient in Schaufelmitte in Seitenwandnähe, durch die Seitenwandkonturierung auf verschiedenen Radien gemessen, als maßgeblicher anfachender Mechanismus der Sekundärströmungen, ist gegenüber dem Gitter T106D erheblich reduziert. Nach dem Geschwindigkeitsminimum auf der Saugseite erfolgt eine Beschleunigung mit nachfolgender Verzögerung mit kleinem Gradienten bis zur Profilhinterkante.



[Abb. 8.8](#): Isentrope Druckbeiwerte Schnitt 4: T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

Eine Saugspitze an der Vorderkante läßt sich anhand der instrumentierten Meßpositionen in allen Meßschnitten nicht erkennen.

Die Vorhersage der numerischen Ergebnisse wurde durch die Meßwerte mit guter Übereinstimmung bestätigt. Kleine Unterschiede sind nur im Bereich der vermuteten Ablöseblase in Schnitt 2 und 3 zu erkennen.

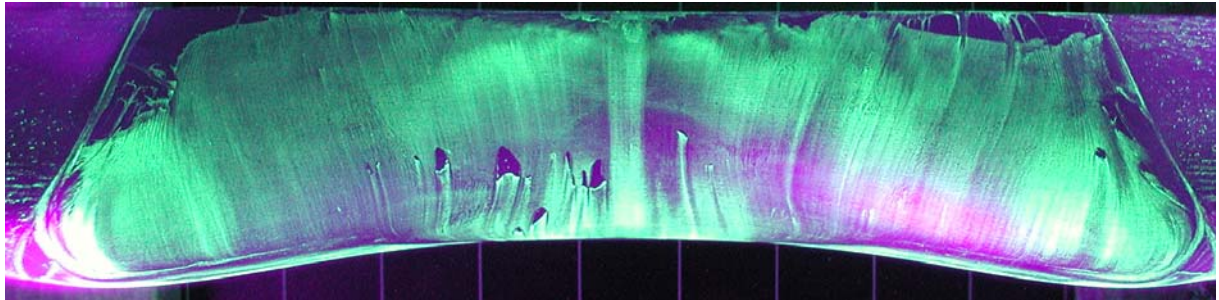
8.3 Ölanstrichbilder

Am Gitter T106Dopt wurden für den Auslegungspunkt bei $\beta_1 = 127.7^\circ$, $Ma_{2th} = 0.59$ und $Re_{2th} = 500000$ Ölanstrichbilder angefertigt. Die Schaufeloberfläche und eine Seitenwand wurden mit einer UV-Lampe beleuchtet und digital fotografiert. Die Fotos sind in Abb. 8.9 und Abb. 8.10 dargestellt.

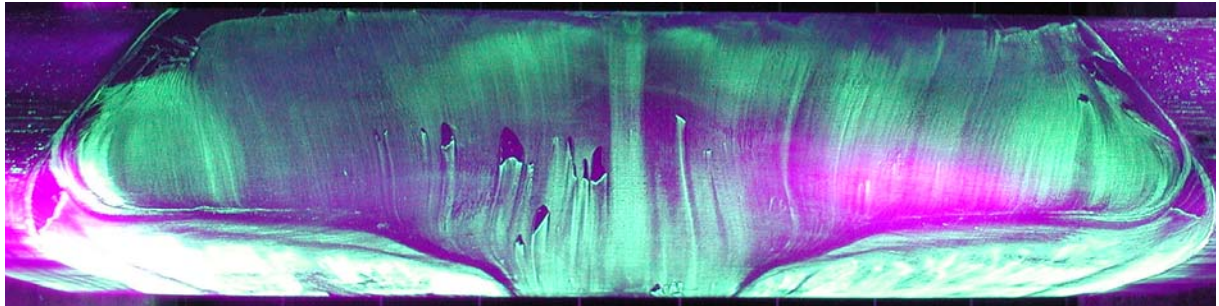
Eine Abwicklung der sehr stark dreidimensionalen Geometrie war nicht möglich. Die Saugseite wurde deswegen aus drei verschiedenen Perspektiven fotografiert. Die Bilder zeigen dabei der Reihe nach den Bereich der Saugseite im Bereich der Vorderkante (am oberen Bildrand), den Bereich der größten Profildicke und den Bereich der Saugseite bis zur Hinterkante (am unteren Bildrand). Die Druckseite ist in einer Perspektive fotografiert worden (Vorderkante am unteren Bildrand).

Bei der Auswertung der Seitenwandaufnahme muß die nicht sichtbare umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung berücksichtigt werden. Die Seitenwand ist im Bereich der Saugseite durch die Saugseitenverlängerung des Profils deutlich abgesenkt.

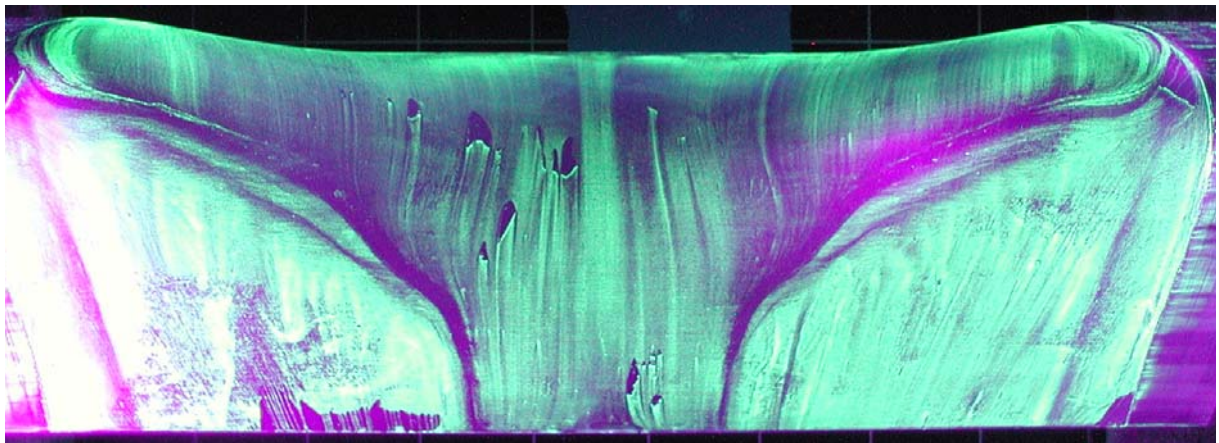
Die große dreidimensionale Ausprägung des Gitters führt zu deutlich anderen Sekundärphänomenen als das Ausgangsgitter T106, das die typischen Phänomene eines hoch belasteten Turbinengitters zeigt. Aus dem Anstrichbild der Seitenwand, besonders an der rechten Schaufel, ist deutlich stromauf der Vorderkante eine halbkreisförmige Ablösung der Strömung zu erkennen. Die Ablösung entsteht durch die starke Divergenz der Seitenwand, ähnlich einem überkritischen Diffusor, und durch die starke stromaufwirkende Potentialwirkung des großen Keilwinkels an der Schaufelvorderkante.



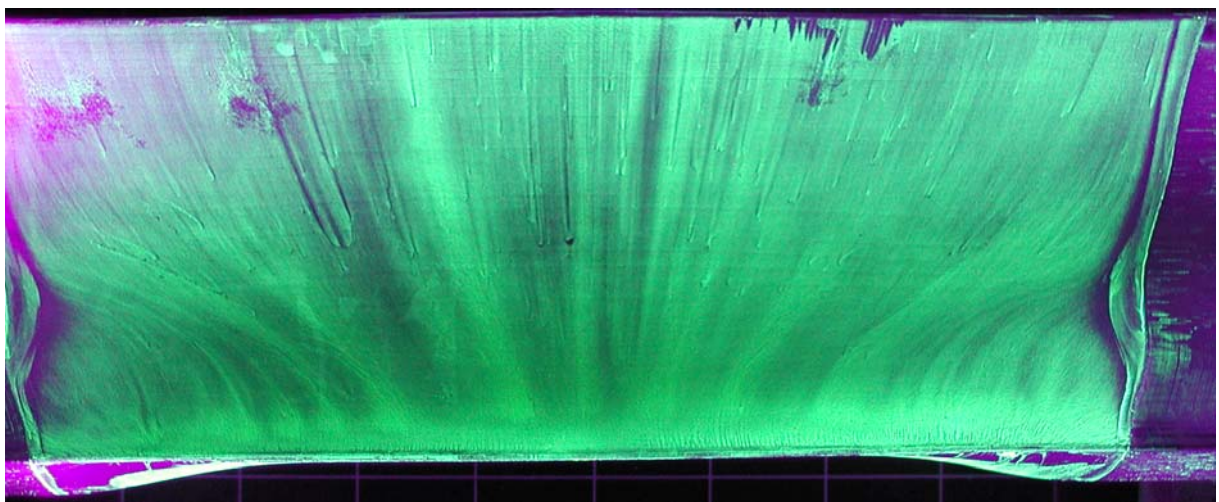
Saugseite Vorderkante



Saugseite Mitte



Saugseite Hinterkante



Druckseite

Abb. 8.9: Ölanstrichbilder T106Dopt: Schaufelblatt im Auslegungspunkt

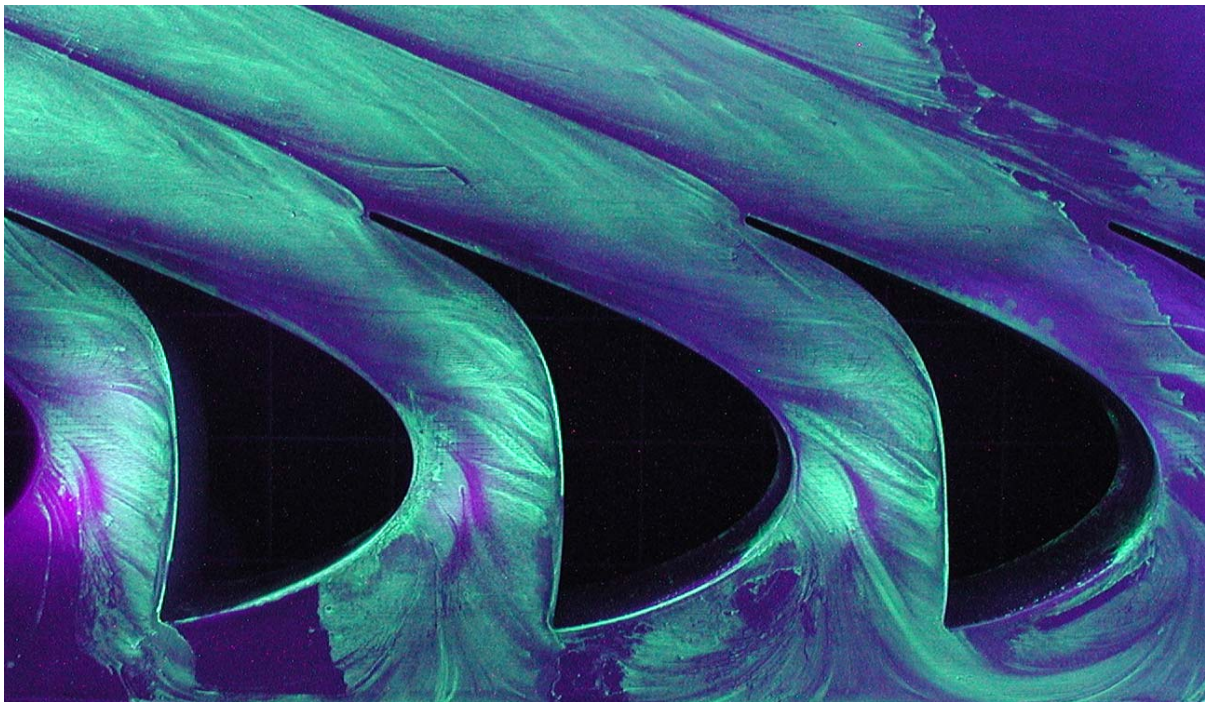


Abb. 8.10: Ölanstrichbild T106Dopt: Seitenwand im Auslegungspunkt

Die abgelöste Seitenwandschicht fließt beidseitig der Profilvorderkante in einem weiten Bogen in die Senke der Seitenwand auf Höhe der größten Profildicke. Üblicherweise wird die Seitenwandgrenzschicht im vorderen Drittel der Schaufel durch den Querdruckgradienten aufgerollt. Am Profil T106Dopt zeigt die abgelöste Seitenwandgrenzschicht durch die starke Profilbelastung in Seitenwandnähe, keine erkennbare Aufrollbewegung.

Nach der Ablösung der Scherschicht baut sich eine neue kleine Seitenwandgrenzschicht auf. Diese Grenzschicht bildet einen sehr kleinen Hufeisenwirbel. Der saugseitige Ast verläuft direkt in der Ecke Profil - Seitenwand.

Weiter stromab wird das den Kanalwirbel normalerweise bildende Grenzschichtfluid der Seitenwand ebenfalls in die Seitenwandsenke transportiert. Auf der Saugseite des Profils ist im Bereich des Mittelschnitts eine breite Zone zweidimensionaler Strömung erkennbar. In diesem Bereich ist trotz der starken Profilbelastung analog zu den Verläufen der isentropen Druckbeiwerte $c_{p2, th}$ keine Ablösung erkennbar.

In Seitenwandnähe ist kurz hinter der maximalen Profildicke eine Ablösung zu erkennen. Diese Ablösung wandert in Richtung Schaufelmitte langsam stromabwärts, bevor sie außerhalb des zweidimensionalen Mittelschnittbereichs nach hinten abschwimmt. Die Ablöseblase wird offensichtlich durch das in der saugseitigen Seitenwandsenke befindliche niederenergetische Grenzschichtmaterial aufgefüllt. Das Fluid fließt dabei in radialer Richtung in die gerade

beschriebene Ablöseblase. Das Grenzschichtmaterial wird dadurch re-energetisiert und nahezu, ohne dissipierende Rotation aufzubauen, der Hauptströmung zugeführt.

Das verbleibende Fluid aus der saugseitigen Seitenwandsenke wird stromabwärts aus der Senke heraus beschleunigt. Zu diesem Fluid trifft weiteres Seitenwandgrenzschichtfluid, welches durch den Querdruckgradienten im hinteren Bereich der Schaufel fließt. Dadurch kommt es zu einem Aufrollen und zu dem Mechanismus analog einer sehr späten Kanalwirbelgenerierung. Die Wirbel, die sich im Bereich der größten Profildicke auf der Saugseite bilden, heben von der Profiloberfläche ab und werden stromab transportiert.

In Abb. 8.11 ist die Strömungssituation prinzipiell dargestellt.

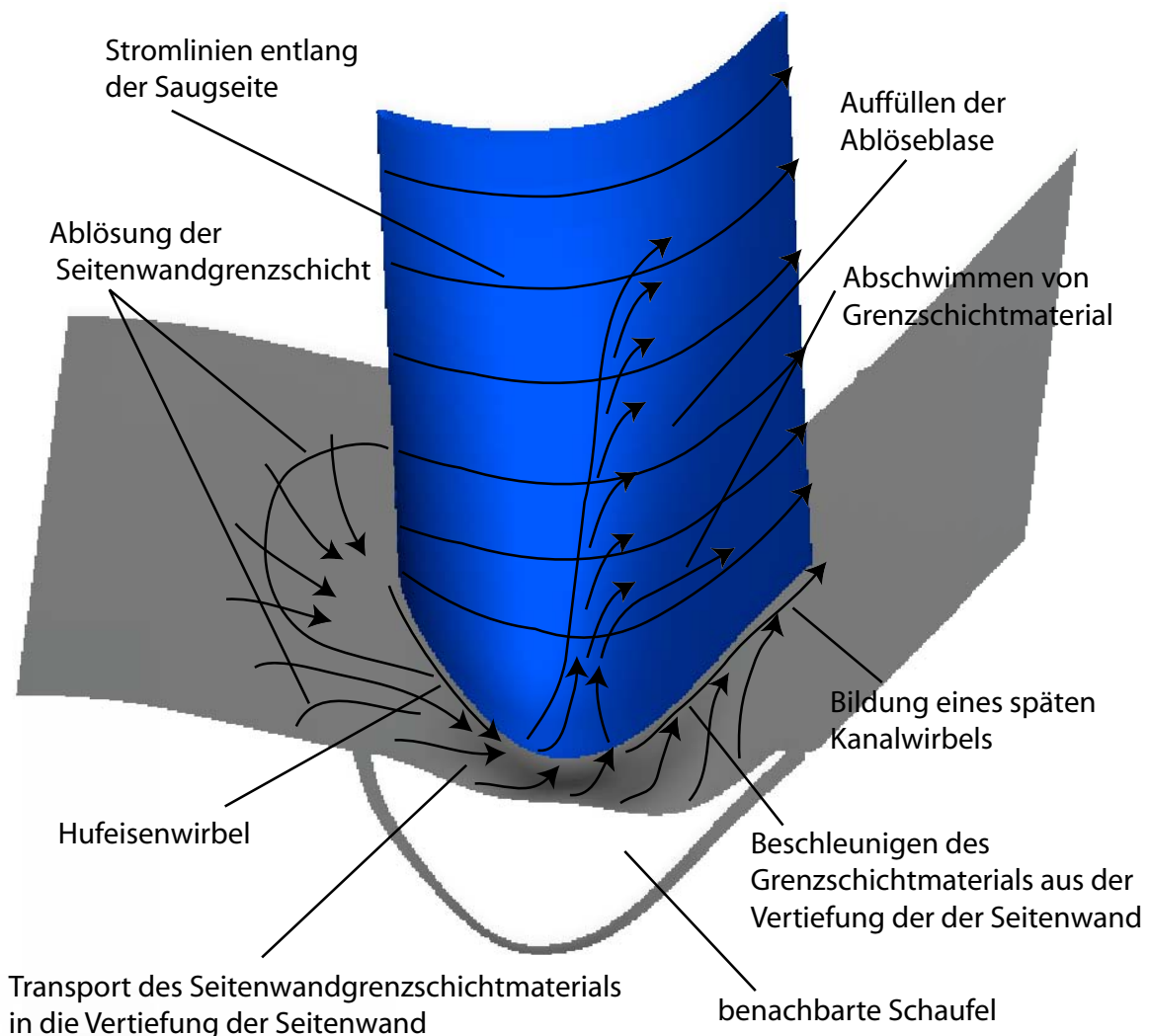


Abb. 8.11: Strömungssituation T106Dopt

8.4 Totaldruckverluste in der Abströmebene

In Abb. 8.12 sind die bezogenen Totaldruckverluste $\Delta p_t / q_{2th}$ in der Abströmebene $x / l_{ax} = 1.5$, die während der Optimierung als Bewertungsebene diente, für das Ausgangsgitter T106D, für das optimierte Gitter T106Dopt und der experimentelle Vergleich für das Gitter T106Dopt aufgetragen. Die Auftragungen sind in den zugehörigen Koordinatensystemen⁵⁵ dargestellt. Die Bildausschnitte stellen jeweils den gleichen Bereich dar. Die Skalierungen der Konturplots sind in allen Abbildungen gleich. In der Messung wurde die Abströmebene mit 625 Punkten⁵⁶ aufgelöst. Die Ergebnisdarstellungen zeigen jeweils den Bereich einer Teilung vom Mittelschnitt bis zum Gehäuse über eine halbe Schaufelhöhe. Der Nullpunkt der Umfangskoordinate entspricht in allen Abbildungen der Profilhinterkante im Mittelschnitt für das Profil T106Dopt. Bedingt durch einen Mindestabstand der Fünflochsonde von der Seitenwand, der ca. 3 mm beträgt, konnte die Seitenwandgrenzschicht experimentell nicht vollständig erfaßt werden.

Die Abbildung der Verluste von Gitter T106D mit geraden divergenten Seitenwänden zeigt das Bild einer hoch belasteten Turbine. Dies stammt zum einen aus der gegenüber dem Gitter T106 mit parallelen Seitenwänden erhöhten Zuström-Mach-Zahl. Dadurch ist die Belastung im vorderen Schaufelbereich höher. Zum anderen sind durch die Divergenz der Seitenwände die Verlustzentren deutlich von den Seitenwänden abgehoben.

Durch die starke Rotation der Sekundärströmungen bildet sich ein deutlicher Kanalwirbel mit darüber liegendem Hinterkantenwirbel aus.

Das Gitter T106Dopt basiert auf den gleichen Querschnittverhältnissen, dem gleichen Massenstrom und der gleichen integralen Arbeitsumsetzung. Im Nachlauf sind drei schwache Verlustzentren erkennbar. Nahe der Seitenwand ist ein gering ausgeprägter Kanalwirbel ersichtlich, der sich erst im hinteren Bereich des Schaufelkanals gebildet hat. Radial weiter Richtung Mittelschnitt findet sich der im Bereich der größten Profilaufdickung abgelöste Wirbel im Nachlauf. Es folgen die etwas höheren Profilverluste im Bereich der Ablöseblase. Der Sekundärströmungsbereich ist trotz der divergenten Seitenwände immer noch sehr in Seitenwandnähe zu finden. Die Sekundäreffekte grenzen sich in Umfangsrichtung deutlich von der jeweils nächsten Teilung ab.

55. Das numerische Zylinderkoordinatensystem wurde auf kartesische Koordinaten y und z umgerechnet. Experimentell wurde ein ebenes kartesisches Koordinatensystem bezogen auf die Teilung und halbe Schaufelhöhe verwendet.

56. Die Abströmebene wurde mäanderförmig mit einer Auflösung von 25 Punkten in Umfangsrichtung und 25 Punkten in Schaufelhöhenrichtung aufgelöst.

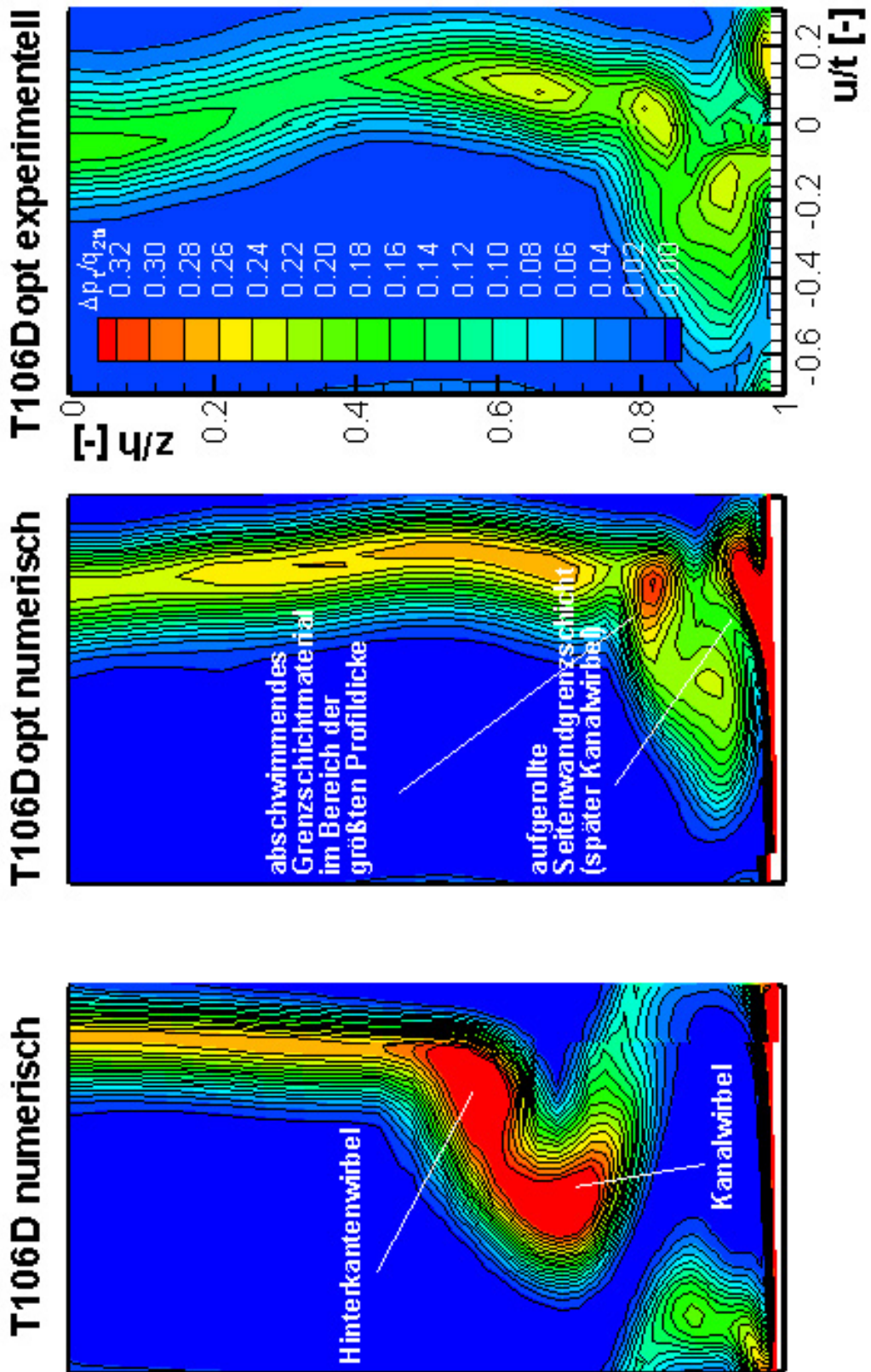


Abb. 8.12: Lokale Totaldruckverlustbeiwerte in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

Experimentell ist der s-förmige Verlauf der Nachlaufdelle in Schaufelhöhenrichtung stärker ausgeprägt als in der numerischen Lösung. Dies ist zum Teil in der zu geringen Auflösung des automatisch generierten Netzes im Abströmbereich der Nachlaufdelle der Schaufel begründet.

Das Verlustniveau und die Lage der Sekundärverlustzentren wurden durch die numerische Lösung gut vorhergesagt.

Das Ziel, die Sekundärströmungen zur Seitenwand hin zu verlagern und ihr Niveau deutlich zu verringern, wurde erreicht. Die Abströmung des Gitters T106Dopt wurde gegenüber dem Ausgangsgitter merklich homogenisiert.

8.5 Umfangsgemittelter Abströmwinkel in Umfangsrichtung

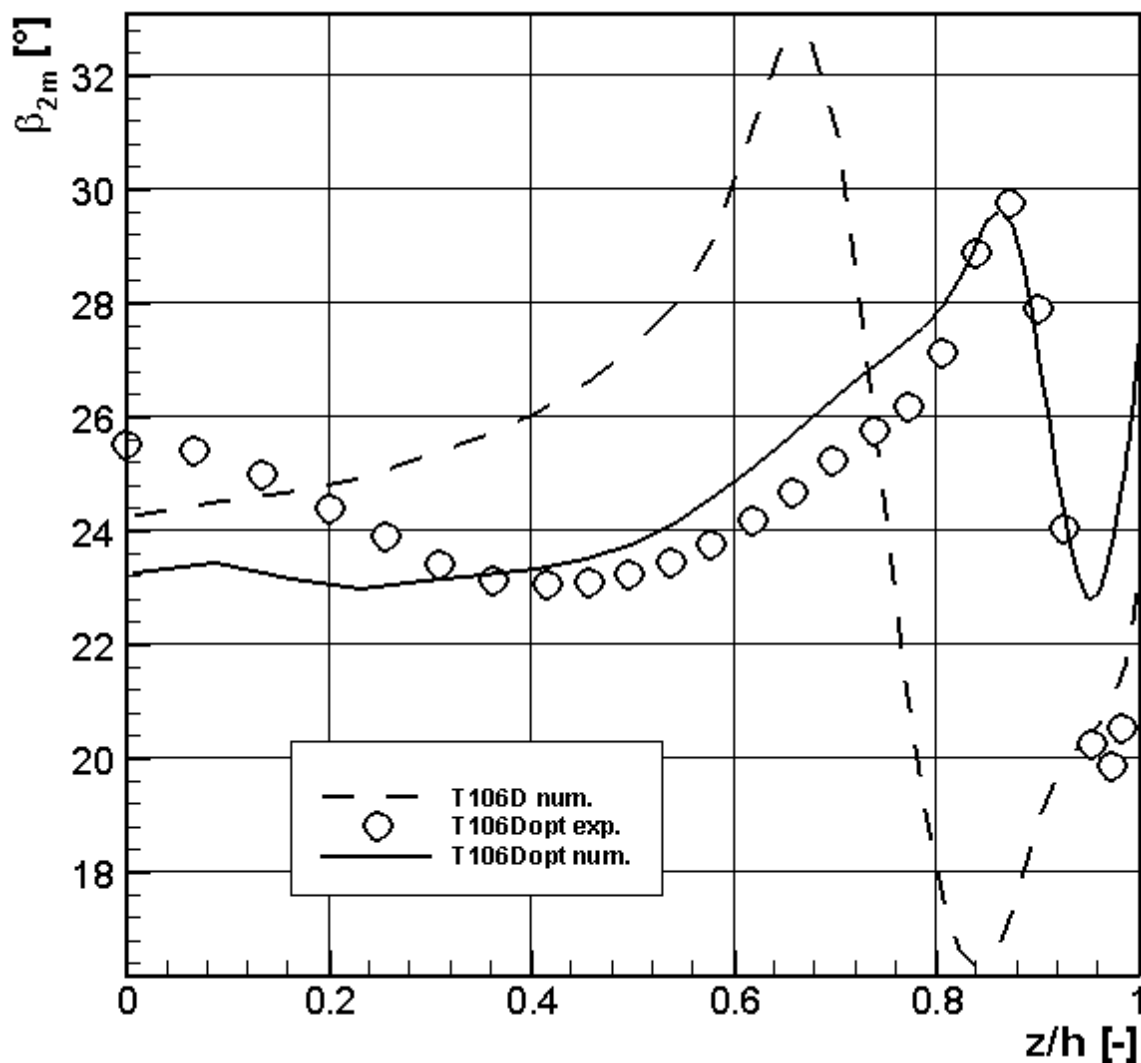


Abb. 8.13: Umfangsgemittelter Abströmwinkel in Umfangsrichtung in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

In Abb. 8.13 ist der massenstrom-umfangsgemittelte Abströmwinkel β_{2m} im Auslegungspunkt über der halben Schaufelhöhe aufgetragen. Im Vergleich ist die große Über- und Unterumlenkung des Gitters T106D gut zu erkennen. Durch die Optimierung des Gitters wurde die Überumlenkung des Gitters nahezu eliminiert. Der Punkt der maximalen Überumlenkung ist zur Seitenwand hin verschoben. Die Unterumlenkung wurde deutlich reduziert. Oberhalb von 20% halber Schaufelhöhe ergeben sich keine Bereiche stark gestörter Abströmung. Die Sekundäreffekte wurden im Rahmen der Optimierung außerdem auf einen schmalen Bereich an der Seitenwand reduziert.

Experimentell ist im Mittelschnittbereich, wie schon bei den Totaldruckverlusten, der s-förmige Verlauf der Abströmung in der Ebene $x/l_{ax} = 1.5$ ersichtlich. Der S-Schlag wird, wie schon aus dem Konturplot der Abströmebene ersichtlich, numerisch geringer wiedergegeben. Die Verläufe des gemittelten Radialwinkels lassen sich in den Konturplots nachvollziehen. Trotz der Differenzen in den umfangsgemittelten Werten des Abströmwinkels zwischen Rechnung und Experiment ist der integrale Abströmwinkel in Umfangsrichtung nahezu identisch.

Eine mögliche Erklärung für einen Teil der Differenzen zwischen Messung und Rechnung liegt vermutlich in der teilweise verzerrten Diskretisierung des Nachlaufbereichs durch den OH-Netzgenerator.

8.6 Umfangsgemittelte Totaldruckverlustbeiwerte in Umfangsrichtung

In Abb. 8.14 ist der massenstrom-umfangsgemittelte bezogene Totaldruckverlust $\Delta p_t / q_{2th}$ im Auslegungspunkt über der halben Schaufelhöhe aufgetragen.

Das Profil T106D zeigt den typischen von der Seitenwand abgelösten Verlustverlauf eines hochbelasteten Turbinengitters, verstärkt durch die divergenten Seitenwände. Es ist deutlich die durch die Optimierung erreichte Senkung des Verlustniveaus erkennbar. Die Verlustzentren finden sich bei dem optimierten Gitter trotz der stark divergenten Seitenwände in Seitenwandnähe. Unerwartet ist jedoch die nur sehr geringe Zunahme des Profilverlustes im Mittelschnittbereich. Die sehr hohe Belastung des Gitters hätte sichtlich höhere Verluste erwarten lassen.

Der numerische Verlauf im Auslegungspunkt zeigt nahe des Mittelschnitts einen Sprung, der experimentell so nicht nachvollzogen werden kann. Eine mögliche Ursache für den Sprung kann die Implementierung der Symmetrierandbedingung des Strömungslösers darstellen, die hier aufgrund des symmetrischen Problems im Mittelschnitt verwendet wurde.

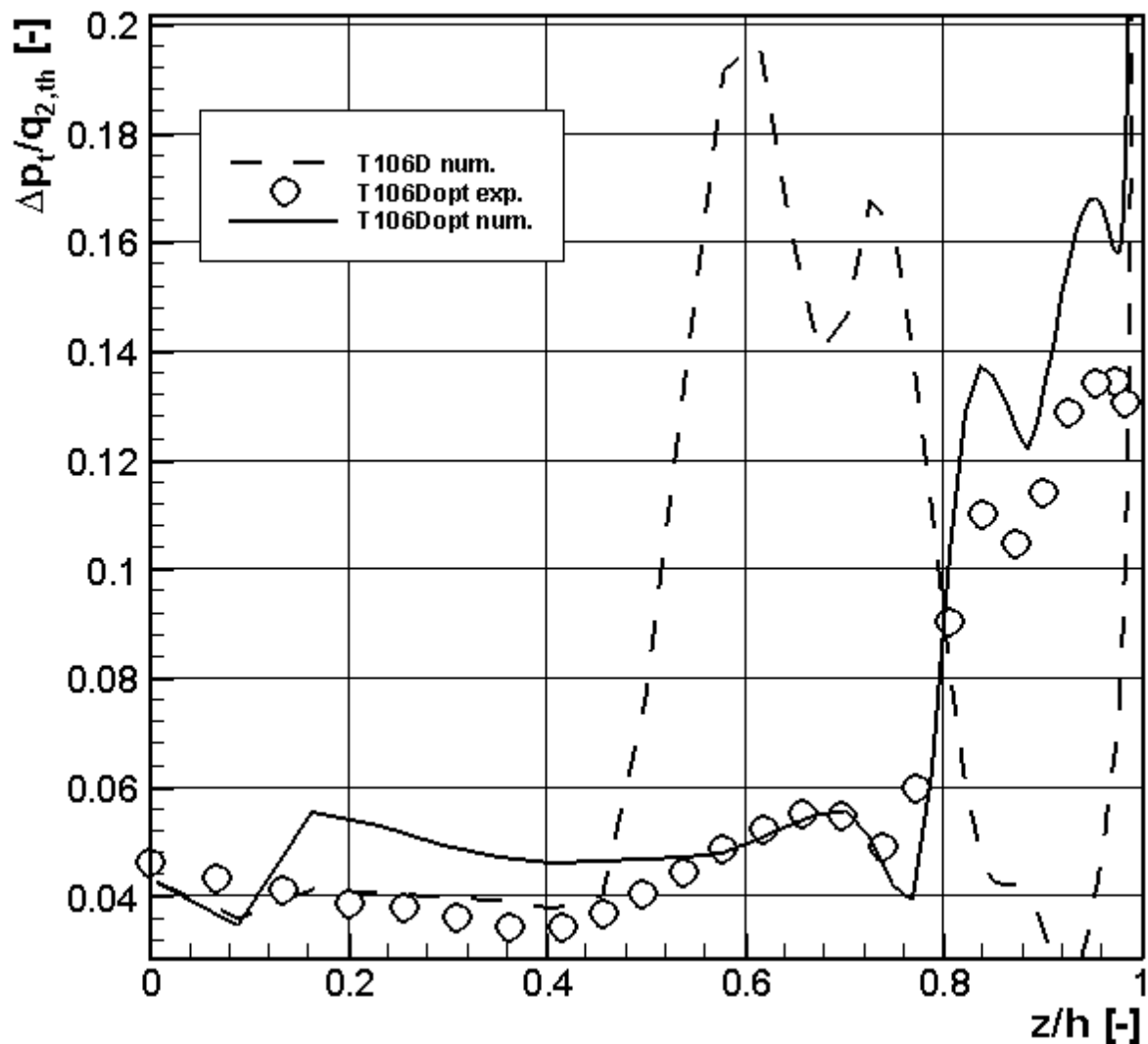


Abb. 8.14: Umfangsgemittelter Totaldruckverlustbeiwert in Umfangsrichtung in der Abströmebene für T106D num., T106Dopt num., T106Dopt exp.

8.7 Integrale Beurteilung

Zusammenfassend zeigt sich, daß die Profilmströmung des Profils T106Dopt einen deutlichen dreidimensionalen Charakter aufweist. Der Mittelschnitt des optimierten Profils ist dabei sehr hoch belastet. Im Gegensatz dazu ist die Profildruckverteilung an der Seitenwand stark eingeschnürt. Dadurch ist der Querdruckgradient in Profilmittte an der Seitenwand gering.

Die durch das verdickte Profil erzeugte Blockage des Gitters wird durch die Seitenwandkonturierung reduziert. In Kombination mit der großen stromaufgerichteten Potentialwirkung des großen Keilwinkels der Vorderkante im Seitenwandbereich wirkt die saugseitige Senke durch die umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung ähnlich einer Grenzschichtabsaugung. Das Aufrollen des Grenzschichtfluids wird reduziert. Ein großer Teil des Fluids mit niedrigem

Impuls aus der Seitenwandsenke füllt die Ablöseblase auf dem Profil und wird ohne Rotation aufzubauen re-energetisiert.

Durch die dreidimensionale Gestaltung von Profil und Seitenwand konnten die ursächlichen anfachenden Mechanismen der Sekundärströmungen wirkungsvoll reduziert werden. Des Weiteren wird ein Aufrollen der Grenzschichten zu den bekannten Wirbelphänomenen vermieden. Die Sekundärströmungsphänomene bilden sich erst weit hinten aus. Es zeigt sich nicht das übliche Verlustbild in der Profilabströmung. Die Sekundärphänomene bleiben trotz der divergenten Seitenwände in Seitenwandnähe.

Die Güte der Optimierung läßt sich anhand der integralen Beurteilungsparameter überprüfen. Die wichtigsten integralen Größen sind in der folgenden Übersicht gegenübergestellt:

	T106D	T106Dopt	T106Dopt
	numerisch	numerisch	experimentell
Zuströmwinkel	127.7°	127.7°	127.7°
Bezugs-Mach-Zahl	0.59	0.59	0.59
Bezugs-Reynolds-Zahl	500000	500000	498735
Abströmwinkel β_2 grobes Netz Optimierung flußgemittelt als Randbedingung	25.15°	24.90°	24.76°
Abströmwinkel β_2 feines Netz Nachrechnung / massengemittelt Experiment	24.84°	24.57°	24.76°
Totaldruckverlustbeiwert feine Nachrechnung / Experiment massengemittelt	0.0658	0.0591	0.0573
Totaldruckverlustbeiwert flußgemittelt feine Nachrechnung	0.0881	0.0719	

Die integralen flußgemittelten Verluste konnten durch die Optimierung um 22 % relativ zur Startgeometrie reduziert werden. Das Auslegungsziel einer Reduzierung der Sekundärströmungen, bei gleichzeitiger integraler Verlustminimierung, konnte erreicht werden.

9. Diskussion und Ausblick

Durch die Automatisierung der Auslegungskette wird die aerodynamische Berechnung mit der konstruktiven Entwurfsebene von Profilen gekoppelt. Die Anwendung einer solchen Auslegungsmethodik auf eine vollständig parametrisierte Beschaukelungsgeometrie ist zum heutigen

Zeitpunkt sicherlich noch aufwendig und neu. Deswegen sollen hier noch einige abschließende Anmerkungen gegeben werden.

Um mit einem Optimierungsalgorithmus bei der Auslegung von dreidimensionalen Beschauungen, nach Möglichkeit global, optimale Lösungen erreichen zu können, sind mehrere Voraussetzungen notwendig. Zuerst muß die Parametrisierung der Geometrie, im Rahmen ihrer gesetzten Grenzen, es ermöglichen, die optimale Konfiguration überhaupt einzunehmen. Dieser sehr einfach klingenden Voraussetzung versucht das oben beschriebene Verfahren durch seine sehr weitgehenden Freiheitsgrade, auch was mögliche Amplituden anbelangt, gerecht zu werden. Die hier auf Erfahrungswerten und Literatur basierten geometrischen Freiheitsgrade müssen mittelfristig aber sicherlich noch einiges an Weiterentwicklung erfahren. Eine Methode der diesbezüglichen Ideenwerkstatt könnte z. B. eine Weiterentwicklung der physikalischen ice-formation Optimierungsmethode⁵⁷ von La Fleur darstellen. Eine mit Eisschichten versehene Startgeometrie wird dabei im Wasserkanal bei gleichzeitiger Unterkühlung eingesetzt. Der sich einstellende Gleichgewichtszustand stellt ein gleichzeitiges aerodynamisches und thermisches Optimum dar. Bekannte Beispiele zeigen z. B. den gewellten Diffusor, oder zwei hintereinander liegende hufeisenförmige Vertiefungen vor einem umströmten Zylinder. Um eine solche Parametrisierung im Rahmen ingenieurmäßiger Verfahren einzusetzen, ist es außerdem nötig, daß zur Darstellung dieser topologischen Möglichkeiten nur eine minimale Anzahl voneinander unabhängiger problemspezifischer Variablen notwendig sind, die sich auch einfach mittels Grenzen im dreidimensionalen Raum limitieren lassen.

Der zweite Punkt betrifft die physikalische Modellbildung der durch die gebildete Geometrie fließenden Strömung. Die Optimierung der dreidimensionalen Strömungsphänomene erfordert es, daß die physikalische Modellbildung im eingesetzten numerischen Verfahren die dreidimensionalen turbulenten und reibungsbehafteten Strömungseffekte auch physikalisch korrekt auflösen kann. Eine besondere Schwierigkeit besteht darin, auch die vom Optimierungsalgorithmus vorgeschlagenen, an den Grenzen der Freiheitsgrade liegenden extremen Geometrien noch korrekt zu berechnen und eventuell auch als nicht geeignet zu bewerten. Hierbei stoßen in einigen Fällen die unter anderen Voraussetzungen erarbeiteten numerischen Modelle der Turbulenzmodellierung und der Transitionsbestimmung an ihre Grenzen. Es besteht dann die Gefahr, den Optimierungserfolg durch die Optimierung numerischer Artefakte zu unterbinden. Besonders in den letzten Jahren wurden allerdings erhebliche

57. Bei der ice-formation Methode wird die Startgeometrie aus einer gekühlten Aluminiumbasis mit einer konstanten Eisschicht gebildet. Wird diese Geometrie in einem Wasserkanal betrieben wird sich mit der Zeit eine, sowohl strömungsmechanisch, als auch thermisch, verlustoptimale Eistopologie als Gleichgewicht einstellen. Aus einer Reihe von Versuchen mit unterschiedlichen Unterkühlungsraten der Seitenwände, als auch bei verschiedenen Reynolds-Zahlen, kann versucht werden die topologischen Gemeinsamkeiten für die höheren realen Reynolds-Zahlen zu extrapolieren. Eine flexible Parametrisierung dieser Geometrie kann dann eine Basis zukünftiger Optimierungen darstellen.

Verbesserungen an den numerischen Verfahren erreicht. Dies zeigt sich auch an dem oben aufgeführten Vergleich von Rechnung und anschließendem Experiment auf einer durchaus außergewöhnlichen Geometrie. Zur Gewinnung von Vertrauen in die eingesetzten Verfahren und damit in das berechnete Optimum sind aber zum einen das Sammeln von Optimierungserfahrungen und zum anderen der Abgleich der numerischen Ergebnisse mit experimentellen Untersuchungen noch dringend erforderlich. Dabei soll ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß hierbei auch außergewöhnliche, unter normalen Gesichtspunkten verworfene Geometrien, untersucht werden sollten, um die technisch noch anwendbaren Grenzen der numerischen Verfahren auszuloten. Ein erhebliches Potential, sowohl was die Rechneranforderungen bei Sensitivitätsbestimmungen (Gradientenbestimmung) betrifft, als auch deren qualitative Aussage (Rechenzeit unabhängig der Anzahl der Entwurfsvariablen, entsprechend Sensitivitäten) liegt noch im Aufbau eines direkten adjungierten Verfahrens zur Strömungslösung.

Der dritte Punkt besteht darin, die in der numerischen Lösung aufgelösten dreidimensionalen Effekte durch ein geeignetes Postprocessing zu erkennen und geeignet zu bewerten. Dieser Punkt teilt sich dabei zum einen in eine automatisierte Auswertung während der Optimierungsdurchläufe, zum anderen in eine detaillierte manuelle Untersuchung der dreidimensionalen Strömungstopologie, z. B. der erhaltenen optimalen Konfiguration. Im ersten Fall ist der geeignete Aufbau des Zielfunktionswerts aus mehreren Einzelwerten notwendig, um genau die gewünschten, oft auch nur lokalen Änderungen der Strömungstopologie durch die Änderung des Zielfunktionswertes zu erfassen. Dies ist besonders entscheidend bei nur geringfügigen geometrischen Änderungen, wie z. B. bei Gradientenrechnungen. Eine Bewertung allein anhand etwa der Nachkommastellen des Verlustbeiwerts kann aufgrund des Abbruchs eines iterativen Strömungslösers zu verfälschten Gradienten- und Zielfunktionsinformationen führen. Daraus ergibt sich zumindest eine Verschlechterung der Konvergenz des Verfahrens, wenn nicht sogar der Verlust einer optimalen Lösung. Die integrale Bewertung einer Geometrie sollte deswegen zumindest aus der Kombination von Totaldruckverlust, secondary kinetic energy, zur Bewertung der noch nicht ausgemischten Verluste und der Entropieerzeugung erfolgen. Zusätzlich sollten Kriterien die Details der Sekundärströmungen und der Umlenkung erfassen. Neben dem Zielfunktionswert ist es notwendig, das Optimierungsproblem durch geeignete Nebenbedingungen zu definieren. Dies ist einerseits zwingend, um die gesetzte technische Aufgabe, wie die Umlenkung, zu definieren, andererseits muß die Stabilität der numerischen Modelle und Werkzeuge gewährleistet bleiben. Die manuelle Auswertung einer Strömungssituation muß es ermöglichen, die dreidimensionalen Strömungsphänomene einfach zu erfassen, um sie mit dem physikalischen Verständnis anhand ihrer Plausibilität überprüfen zu können. Zweidimensionale darstellende Verfahren stoßen hierbei oft an ihre Grenzen. Ein neuer Ansatz zur Verbesserung besteht hier in der dreidimensionalen Darstellung mittels Verfahren der virtuellen Realität⁵⁸.

Basiskriterium für die Anwendung eines solchen Auslegungsverfahrens stellt dabei seine numerische Stabilität dar. Dieses und die obengenannten Voraussetzungen setzen eine durchaus zeitaufwendige Entwicklungsarbeit voraus, die geleistet werden muß, bevor das Verfahren als Standard-Auslegungswerkzeug genutzt werden kann. So muß genannt werden, daß keines der vorhandenen Teilwerkzeuge den Ansprüchen an den Einsatz im Rahmen einer dreidimensionalen Optimierung genügt hat. Entweder die Verfahren wiesen funktionale Mängel auf und mußten um die entsprechenden Funktionalitäten ergänzt werden, oder sie hatten Fehler. Unstimmigkeiten in der Auslegungskette werden durch den Einsatz eines Optimierungsalgorithmus bei den verschiedenen Optimierungsproblemen zu Tage gefördert. Der Aufbau einer solchen Optimierung führt so nach und nach zu einer Verbesserung der im Einsatz befindlichen Verfahren. Die Kette ist bis dahin nur so verlässlich wie ihr schwächstes Glied. Dieses nacheinander geschaltete Auftreten teilweise erheblicher Mängel ist leider zeitlich kaum planbar.

Ziel muß es sein, die Möglichkeiten des vorliegenden Verfahrens als Standardauslegungswerkzeug zu nutzen. Der dabei notwendige rechnerische und zeitliche Aufwand ist mittlerweile angesichts der zur Verfügung stehenden Rechenleistung durchaus überschaubar. Dabei muß es während der Anwendung zu einer kontinuierlichen Weiterentwicklung des Auslegungsprozesses kommen. Bei ausreichender geometrischer Parametrisierung und Vertrauen in die eingesetzten Simulationsverfahren kann mittels dieses, sich sicherlich am oberen Ende eines Auslegungsvorgangs befindenden Verfahrens noch viel physikalisches Verständnis gewonnen werden. Im vorliegenden Fall handelt es sich um die aerodynamische Auslegung eines Einzelgitters. Zukünftig muß dabei selbstverständlich auch an den Einsatz bei Stufenberechnungen (bereits erprobt) und Mehrgitterauslegungen gedacht werden. Bei realen Turbinenleiträdern mit Wirkungsgraden von bis zu 98 % ist es nur noch schwer möglich, die geringen Verluste weiter abzubauen. Um eine Optimierung der Gesamtstufe zu erreichen gilt es, die Leitradauströmung dahingehend auszulegen, daß ein verbesserter Rotorwirkungsgrad erreicht wird, wegen seines wesentlich höher liegenden Verlustniveaus. Hier liegt das Potential, den Gesamtturbinenwirkungsgrad zu erhöhen.

Die hier dargestellten Ergebnisse stellen eine Optimierung für einen Betriebspunkt dar. Zukünftig erstrebenswert muß die Berücksichtigung verschiedener Punkte der Flugenvelope, bzw. eines Betriebsbereichs und verschiedener Reaktionsgrade⁵⁹ sein. Die Berechnung mehrerer zueinander gewichteter Betriebspunkte, d. h. aerodynamische Randbedingungen für jede vorgeschlagene Geometrie, ist dreidimensional noch sehr aufwendig. Hierbei besteht Potential

58. Ein Verfahren zur Einfärbung und dreidimensionalen Darstellung von Strömungsvorgängen wurde z. B. vom virtual reality competence center des Daimler-Chrysler Forschungszentrums in Ulm entwickelt. Mittels doppelter Bildfrequenz und Shutter-Brille entsteht dabei ein räumlicher Bildeindruck.

59. M.E. Dejc und B.M. Trojanovskij 1973 haben die Reaktionsunterschiede an der Nabe und am Gehäuse untersucht. Ein Reaktionsunterschied zwischen Nabe und Außendurchmesser in linearen Kaskaden wurde mit 1 % Reaktionsunterschied pro 4° lean angle Winkel angegeben.

aus der Ableitung von Kriterien aus weniger zeitaufwendigen zweidimensionalen Mehrpunkt-optimierungen als Nebenbedingungen. Das Interesse besteht darin, aus zweidimensionalen Optimierungen des Betriebsbereichs Kennzahlen abzuleiten, die als Nebenbedingungen die dreidimensionale Optimierung automatisch führen. Diese durchaus aufwendig über viele zweidimensionale Optimierungen zu berechnenden Kennzahlen werden auch ein Fokus zukünftiger Arbeiten sein.

Im Arbeitsbereich zweidimensionaler Optimierungen existieren bereits zahlreiche realisierte Optimierungen. Durch die direkte Koppelung der Berechnungsverfahren mit dem Optimierungsalgorithmus wurde teilweise eine deutliche Beschleunigung erreicht. *Egartner 1999 [21]* hat z. B. das Euler- und Grenzschichtrechenprogramm MISES mit einem reduzierten SQP-Verfahren⁶⁰ gekoppelt und nützt dabei die anfallenden Sensitivitätsinformationen zur Beschleunigung aus. Ein ähnliches Verfahren wird auch von *Sung 2000 [70]* vorgestellt

Köller et al. 1999 [43] stellen eine zweidimensionale Profilauslegung für Industriegasturbinen vor. Der besondere Fokus der Arbeit liegt dabei in der Verbesserung des Arbeitsbereichs und damit des Teillastverhaltens. Durch die Profilloptimierung konnte die Sensibilität der ursprünglichen CDA-Profilierung gegenüber Fehlanströmungen deutlich reduziert werden. *Hager et al. 1992 [30]* berücksichtigten jeweils zwei Betriebspunkte bei der zweidimensionalen Optimierung transsonischer Turbinenprofile.

Mittelfristig ist es außerdem notwendig, die unterschiedlichen Auslegungsdisziplinen (Aerodynamik, Festigkeit, Wärmetechnik, etc.) nicht mehr iterativ nacheinander durchzuführen, sondern in einem gemeinsamen Prozeß während der normalen Auslegung zu bündeln. Diese multidisziplinäre Vorgehensweise (MDO) eröffnet sowohl geringere Auslegungszeiten, als auch eine Verbesserung der Aussagekraft erzeugter optimaler Geometrien. Ein Rückblick bisheriger Arbeiten wurde von *Sobieszcanski-Sobieski 1996 [67]* veröffentlicht. Im Rahmen dieser Arbeit wurde bei einer hier nicht beschriebenen Optimierung von *Nodé-Langlois 2000 [53]* z. B. bereits eine aerodynamische Optimierung innerhalb der von der Strukturfestigkeit zulässigen Grenzen einer resonanzfreien Beschau felung durchgeführt. Dazu wurden parallel zu den Strömungsberechnungen die Schwingungsmoden mit NASTRAN berechnet. Durch Abgleich der Moden mit dem Campbell-Diagramm wurden Nebenbedingungen berechnet, innerhalb derer sich die aerodynamische Optimierung nur geometrisch verändern durfte. Eine Kombination aus aerodynamischer und thermischer Vorgehensweise wurde parallel mit den hier gezeigten Ergebnissen im Rahmen des AG-Turbo Vorhabens 1.322 untersucht. Eine gekoppelte aerodynamische und thermische Vorgehensweise wurde z. B. auch von *Jha et al. 1998 [42]* vorgestellt. Die technische Umsetzung dieser Aspekte stellt insbesondere programmtechnische

60. Hierbei besteht die Möglichkeit der Koppelung von Berechnungsverfahren und Optimierungsalgorithmus über eine einzige Schnittstelle.

Herausforderungen an eine gute Modularisierbarkeit und Wartbarkeit des komplexen Optimierungskreislaufs dar, allerdings mit einem deutlichen Schwerpunkt bei der physikalischen Modellbildung. Insgesamt muß dabei auch die Anzahl der beteiligten Werkzeuge und deren Handhabung durch die Anwender berücksichtigt werden.

Angesichts der oben beschriebenen Aufgaben erscheint auch mittelfristig nur der Einsatz von schnell zielführenden Optimierungsmethoden im high-end Bereich sinnvoll. Der Konvergenzverlauf der Zielfunktion bei einem funktionierenden Optimierungsablauf gliedert sich in drei Phasen. Zu Beginn der Lernphase des Algorithmus kommt es zu einem Einbruch der Zielgüte. Es folgt ein Bereich des steilen Anstiegs, der anschließend über einer asymptotischen Näherung sich dem Optimum annähert. Die Anwendung der Optimierung auf zeitaufwendigen dreidimensionalen Strömungsrechnungen und die daraus abgeleitete Verbesserung bzw. der daraus gezogene Lerneffekt läßt die Anwendung von hochparametrisierten Problemen nur bis zum oberen Ende des steilen Anstiegs sinnvoller erscheinen. Eine Reduzierung der Optimierungsaufgabe, gekoppelt mit dem Versuch, die Zielfunktion asymptotisch vollständig zu konvergieren erscheint dagegen nicht sinnvoll. Die Entwicklung und der Einsatz von adjungierten Verfahren zur Bestimmung der Gradienten bietet hierbei zusätzlich großes Potential zur Reduzierung des rechnerischen Aufwandes.

Zur Festlegung des oder der Startpunkte einer solchen Optimierung wird der multidisziplinäre Einsatz physikalisch einfacherer Verfahren, verbunden mit globaler Suchtechnik und evtl. gekoppelt mit einer Datenbasis, zur Bestimmung des Ringraumverlaufs der gesamten Komponente, der Verteilung der Reaktionsgrade, etc. als sehr sinnvoll erachtet (siehe *Krammer et al. 1999 [44]* und *Ahmed 2001 [2]*).

Ein sehr wesentlicher Aspekt bei der Anwendung von automatisierten Optimierungsverfahren besteht darin, alle relevanten Überlegungen bereits vor dem Start des Verfahrens durchzuführen. Ein schrittweises Lernen der spezifischen Gegebenheiten und eine gezielte Reaktion darauf, wie es während einer manuellen Optimierung durchgeführt wird, ist nicht möglich. Eine detaillierte Analyse des Startfalles in Kombination mit persönlicher Erfahrung muß zur Definition des Optimierungsproblems vor dem Start des Verfahrens geleistet werden. Das Ergebnis hängt letztlich nur von der numerischen Stabilität und dem Zeitpunkt des Abbruchs des Verfahrens ab.

Durch den Einsatz funktionierender automatisierter Optimierung kann, trotz des hohen Rechenaufwandes, der Zeitaufwand der Gesamtauslegung und der zwischengeschaltete Abgleich mit Experimenten reduziert und damit Kosten gespart werden. Die Optimierung eröffnet außerdem die Möglichkeit, neue bisher noch nicht angedachte bessere Lösungen zu finden. Für eine funktionierende modularisierte Optimierungskette ist dabei insbesondere die Definition generischer Zielfunktionen für die zu optimierenden „Standardprobleme“ wichtig.

Dazu ist vielfach noch die Generierung von zusätzlichen Ergebnisgrößen zur Erfassung der zu optimierenden strömungsmechanischen Phänomene notwendig.

Zuletzt muß versucht werden, das Erarbeitete sinnvoll einzusetzen, um damit letztlich den Forschungsaufwand in neu gestaltete Beschaukelungen umzusetzen.

10. Zusammenfassung

Im Rahmen der Arbeit wurde ein Auslegungsverfahren als Werkzeug aufgebaut, das die vollständige dreidimensionale Gestaltung von Schaufelblatt und Plattformen ermöglicht. Zur Bewältigung der hohen Parameteranzahl ist die automatisierte dreidimensionale Auslegungskette mit Hilfe einer numerischen Optimierung zu einem Kreislauf geschlossen worden, mit dem anschließend eine Auslegung durchgeführt worden ist. Zur Validierung der Auslegungssystematik wurde das Optimierungsergebnis experimentell am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal untersucht.

Einen Schwerpunkt stellt die vollständige dreidimensionale Parametrisierung der Geometrie dar, wobei die Geometrieerzeugung in dem Verfahren schrittweise aufgebaut wurde. Als erster Schritt kann eine umfangssymmetrische Modifizierung der Ringraumkontur, d. h. Naben- und Gehäusekontur im Bereich der Schaufelplattform, oder bei Übergangskanälen auch darüber hinaus, durchgeführt werden. In diesem Ringraum, der durch S₂-Stromlinien aufgespannt wird, wird das Schaufelblatt definiert. Auf jeder dieser Stromlinien wird ein Schaufelschnitt parametrisiert. Eine besondere Problematik stellt dabei die Einhaltung des Kriteriums eines strakenden Schaufelblattes dar. Dies wurde gelöst, indem die definierenden Schaufelschnittparameter in radialer Richtung wiederum einer Parametrisierung unterworfen werden. Durch diese radiale Parametrisierung kann letztlich das Schaufelblatt modifiziert werden. Diese Vorgehensweise führt gleichzeitig zu einer erheblichen Einsparung von Entwurfsparametern und einer verbesserten Kontrolle seitens des Anwenders. Als weitere geometrische Freiheit ist der Bereich zwischen Schaufelvorder- und -hinterkante durch eine umfangsunsymmetrische Seitenwandkonturierung parametrisiert worden. Dies stellt eine noch relativ neue Methode, besonders im Rahmen eines Standardauslegungswerkzeugs, dar.

Zur physikalischen Modellbildung und Bewertung der Strömung und deren Effekte durch die parametrisierten dreidimensionalen benetzten Oberflächen wurde ein dreidimensionaler Navier-Stokes-Strömungslöser mit eingebautem Transitionskriterium herangezogen.

Die sinnvolle Bewertung der Lösung seitens eines numerischen Optimierungsalgorithmus erfordert es, die Qualität der Strömung durch den Strömungskanal mit geeigneten Kennzahlen zu erfassen. Zum Einsatz gebracht wurden in dem Auslegungsverfahren integrale Kennzahlen,

nach Kriterien abgeleitete umfangsgemittelte Größen in der Abströmebene (Bewertungsebene) und Kennzahlen zur Beurteilung der einzelnen Profilschnitte.

Die Auslegungssystematik wurde zu einer numerisch stabilen Auslegungskette verknüpft. Dies erlaubt die gleichzeitige Modifikation von Schaufelprofil und den dazugehörigen Seitenwänden. Die Auslegungskette wurde mit einem sequentiell quadratischen Gradientenverfahren zu einem Ring geschlossen. Die Schnittstelle stellen die Geometrieparameter auf der einen Seite und ein Zielfunktionswert als Gütekennzahl und Nebenbedingungen, gebildet aus den aerodynamischen Ergebnisgrößen, auf der anderen Seite dar.

Mit dem Verfahren wurde eine Auslegungsoptimierung eines Turbinengitters durchgeführt. Das Ausgangsgitter T106D mit geraden divergenten Seitenwänden, in den Proportionen des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals, wurde zum Gitter T106Dopt modifiziert. Das Ausgangsgitter und das optimierte Gitter wurden in hoher Auflösung nachgerechnet. Das Gitter T106Dopt wurde anschließend erstellt, instrumentiert und unter turbomaschinen-ähnlichen Bedingungen am Windkanal experimentell untersucht. Dafür wurde ein Meßsystem eingesetzt, welches automatisierte mäanderförmige Strömungsfeld-Traversierungen erlaubt, um die dreidimensionalen Strömungseffekte in der Abströmebene zu erfassen.

Das sichtbar dreidimensional gestaltete Gitter T106Dopt ist geprägt durch eine stark aufgedickte Profilsaugseite in Seitenwandnähe und einer Verlängerung der Profilsaugseite gegenüber der Profildruckseite durch die umfangunsymmetrische Seitenwandkonturierung. Es zeigt ein merkbar geändertes Strömungsbild gegenüber normalen hoch belasteten Turbinengittern. Die Sekundärströmungen konnten deutlich reduziert und zur Seitenwand hin verschoben werden. Gleichzeitig wurden die integralen Verluste erheblich reduziert. Maßgeblich daran war die starke Profilentlastung in Seitenwandnähe und die Verhinderung des Aufrollens der Seitenwandschichten und damit die Bildung dissipierender in der Turbine nicht mehr nutzbarer Rotation beteiligt.

Das Ziel der Arbeit, die automatisierte Auslegung eines Schaufelgitters zur Reduzierung der Sekundärströmungen und integralen Verluste unter Einsatz numerischer Optimierungsverfahren, wurde damit erreicht. Abschließend wurde das Verfahren kritisch diskutiert, um Anregungen für zukünftige Arbeiten zu geben.

11. Literaturverzeichnis

- [1] Abdullah-Altai, A. K.; Rishi, S. R.: *Secondary Flow Development Downstream of a Blade Endwall Corner*.
ASME 94-GT-459, 1994.
- [2] Ahmed, R.: *Parallele Optimierungsalgorithmen zur Auslegung vielstufiger Axialverdichter*.
Abschlußbericht GuD-Kraftwerk, 500 MW auf einer Welle, Vorhaben 1.2.7, 2001.
- [3] Anderson, J. D.: *Fundamentals of Aerodynamics*.
McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [4] Ardey, S.; Gier, J.; Hübner, N.: *Kostenreduktion durch neue aerodynamische Konzepte bei Niederdruckturbinen*.
DGLR Jahrestagung, 2000.
- [5] Baier, R.-D.: *Dreidimensionale Schaufelkanalgestaltung: Umfangskonturierung der Seitenwand von Turbinenbeschaufelungen*.
MTU Technische Notiz, N01TPA-0007, 2002.
- [6] Baier, R.-D.: *Formoptimierung von Turbomaschinenschaufeln*.
Verbundprojekt EVOTECH, Teilprojekt: Formoptimierung von Turbinenschaufeln mit evolutionären Strategien, Abschlußbericht, 1998.
- [7] Bundesumweltministerium: *Protokoll von Kyoto*.
<http://www.bmu.de/download/dateien/protodt.pdf>, 1997
- [8] Bischoff, H.: *Patentschrift DE32 02 855 C1*.
1983.
- [9] Chung, J. T.; Simon, T. W.: *Effectiveness of the Gas Turbine Endwall Fences in Secondary Flow Control at Elevated Freestream Turbulence Levels*.
ASME 93-GT-51, 1993.
- [10] Corral, R.; Pastor, G.: *A Parametric Design Tool for Cascades of Airfoils*.
ASME 99-GT-73, 1999.
- [11] Davies, M. R. D.; O'Donnell, F. K.; Niven, A. J.: *Turbine Blade Entropy Generation Rate, Part I: The Boundary Layer Defined*.
ASME 2000-GT-265, 2000.

- [12] Dennis, B. H.; Dulikravich, G. S.; Han, Z.-X.: *Constrained Shape of Optimization of Airfoil Cascades using a Navier-Stokes Solver and a Genetic/SQP Algorithm*. ASME 99-GT-441, 1999.
- [13] Denton, J. D.: *Loss Mechanisms in Turbomachines*. ASME 93-GT-435, 1993.
- [14] Denton, J. D.: *Designing in Three Dimensions*. AGARD Lecture Series "Turbomachinery Design Using CFD", No. 195, 1994.
- [15] Doerffler, P. P.; Amecke, J.: *Secondary Flow Control and Streamwise Vortices Formation*. ASME 94-GT-376, 1994.
- [16] O'Donnell, F. K.; Davies, M. R. D.: *Turbine Blade Entropy Generation Rate, Part II: The Measured Loss*. ASME 2000-GT-266, 2000.
- [17] Dossena, V.; Perdichizzi, A.; Savini, M.: *The Influence of Endwall Contouring on the Performance of a Turbine Nozzle Guide Van*. ASME 98-GT-71, 1998.
- [18] Duden, A.: *Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmungen in Turbinengittern*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1999.
- [19] Duden, A.; Fottner, L.: *The Secondary Flow Field of a Turbine Cascade with 3D Airfoil Design and Endwall Contouring at Off-Design Incidence*. ASME 99-GT-211, 1999.
- [20] Duden, A.; Raab, I.; Fottner, L.: *Controlling the Secondary Flow in a Turbine Cascade by 3D Blade Design and Endwall Contouring*. ASME 98-GT-72, 1998.
- [21] Egartner, W.: *Formoptimierung von Verdichter- und Turbinenschaufeln*. Erfolgskontrollbericht AG Turbo 1, Turbotech 2, Vorhaben 1.111, 1999.
- [22] Ferziger, J. H., Péric, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer Verlag, 1997.

- [23] Frank, P. D.; Booker, A. J.; Caudell, T. P.; Healy, M. J.: *A Comparison of Optimization and Search Methodes for Multidisciplinary Design*.
AIAA-92-4827-CP, 1992.
- [24] Fottner, L.: *Review on Turbomachinery Blading Design*.
AGARD Lecture Series "Blading Design for Axial Turbomachines", No. 167, 1989.
- [25] Gauger, N.; Mauß, M.: *Das Adjungiertenverfahren in der aerodynamischen Optimierung von Turbomaschinen*.
Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, DLR, Braunschweig, Institutsbericht 129-2001/22, 2001.
- [26] Gehrler, A.; Passrucker, H.; Jericha, H.; Lang, J.: *Blade Design and Grid Generation for Computational Fluid Dynamics (CFD) with Bézier-Curves and Bézier-Surfaces*.
Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, 1997.
- [27] Giannakoklou, K. C.: *Designing Turbomachinery Blades using Evolutionary Methods*.
ASME-99-GT-181, 1999.
- [28] Gier, J.; Ardey, S.; Heisler, A.: *Analysis of Complex Three-Dimensional Flow in a Three-Stage Turbine by Means of Transitional Navier-Stokes Simulation*.
ASME 2000-GT-645, 2000.
- [29] Griewank, A.: *Evaluating Derivatives, Principles and Techniques of Algorithmic Differentiation*.
Frontiers in Applied Mathematics, SIAM, 2000.
- [30] Hager, J. O.; Eyi, S.; Lee, K. D.: *A Multi-Point Optimization for Transonic Airfoil Design*.
AIAA-92-4681-CP, 1992.
- [31] Happel, H.: *Rechenverfahren zur Turbomaschinenauslegung*.
Arbeitsunterlagen zur Vorlesung, Universität der Bundeswehr München, 2000.
- [32] Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D. G.; Harvey, N. W.; Rose, M. G.: *Non-Axisymmetric Turbine Endwall Design, Part II: Experimental Validation*.
ASME 99-GT-338, 1999.
- [33] Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D. G.; Rose, M. G.: *Non-Axisymmetric Endwall Profiling in a Turbine Rotor Blade*.
ASME 98-GT-525, 1998.

- [34] Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Taylor, M. D.; Shahpar, S.; Hartland, J.; Gregory-Smith, D. G.: *Non-Axisymmetric Turbine Endwall Design, Part I: Three-Dimensional Linear Design System*.
ASME 99-GT-337, 1999.
- [35] Hirsch, C.: *Numerical Computation of Internal and External Flows, Volume 1, Fundamentals of Numerical Discretization*.
John Wiley & Sons, Reprinted, 2000.
- [36] Hirsch, C.: *Numerical Computation of Internal and External Flows, Volume 2, Computational Methods for Inviscid and Viscous Flows*.
John Wiley & Sons, Reprinted, 2000.
- [37] Hoheisel, H.; Kiock, R.; Lichtfuß, H. J.; Fottner, L.: *Influence of Free-Stream Turbulence and Blade Pressure Gradient on Boundary Layer and Loss Behavior of Turbine Cascades*.
ASME 86-GT-234, 1986.
- [38] Hourmouziadis, J.: *Aerodynamic Design of Low Pressure Turbines*.
AGARD Lecture Series "Blading Design for Axial Turbomachines", No. 167, 1989.
- [39] Hourmouziadis, J.; Hübner, N.: *3-D Design of Turbine Airfoils*.
ASME 85-GT-188, 1985.
- [40] Ingber, L.; Rosen, B.: *Genetic Algorithms and very fast Simulated Reannealing: A Comparison*.
Mathematical and Computer Modelling, 16(11), 1992.
- [41] Ingber, L.: *Adaptive simulated Annealing (ASA): Lessons learned*.
Control and Cybernetics on „Simulated Annealing Applied to Combinatorial Optimization“, 1995.
- [42] Jha, R.; Chattopadhyay, A.; Radjas, J. N.: *Optimization of Turbomachinery Airfoil Shape for Improved Performance*.
AIAA 98-1917, 1998.
- [43] Köller, U.; Mönig, R., Küsters, B.; Schreiber, H.-A.: *Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines Part I: Design and Optimization*.
ASME 99-GT-95, 1999.

- [44] Krammer, P.; Baier, R.-D.; Kurzke, J.; Teuber, M.: *Initiatives in Design Methodology for Modern Aero-Engines*.
ISABE 99-7177, 1999.
- [45] LaMarsh, W. J.; Walsh, J. L.; Rogers, J. L.: *Aerodynamic Performance Optimization of a Rotor Blade Using a Neural Network as the Analysis*.
AIAA 92-4837, 1992.
- [46] Langston, L. S.: *Secondary Flows in Axial Turbines - a Review*.
Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Vol. 934, Annals of the New York Academy of Sciences, 2001.
- [47] Madavan, N. K.; Rai, M., M.; Huber, F.: *Neural Net-Based Redesign of a Gas Generator Turbine for Improved Unsteady Aerodynamic Performance*.
AIAA 99-2522, 1999.
- [48] Mayle, R. E.: *The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines*.
ASME 91-GT-261, 1991.
- [49] Meauzé, G.: *Overview on Blading Design Methods*.
AGARD Lecture Series "Blading Design for Axial Turbomachines", No. 167, 1989.
- [50] Mitchell, M.: *An Introduction to Gentic Algorithms*.
MIT Press, 1998.
- [51] Montgomery, D. C.: *Design and Analysis of Experiments*.
John Wiley and Sons, 5th edition, 2001.
- [52] Nagel, M. G.: *Untersuchungen am Turbinengitter T106Dopt zur Bestimmung der Profildruckverteilungen in vier Schnitten, der Seitenwanddruckverteilung und des Strömungsfeldes hinter dem Gitter, sowie der Gittercharakteristik bei Variation von Ma_{2th} und Re_{2th}* .
Institutsbericht, LRT-WE12-2002/08, 2002.
- [53] Nodé-Langlois, T.: *Sensitivity Analysis for the Aerodynamic and Dynamical Optimization of Turbomachinery Airfoils*.
Diplomarbeit, Projet de fin d'études, MTU Aero Engines München, 2000.
- [54] Orłowski, M.; Tang., W.: *A System for Aerodynamic Optimization of Three-Dimensional Configurations*.
NATO-RTO Panel Meeting Ottawa, 1999.

- [55] Pierret, S.: *Designing Turbomachinery Blades by means of the Function Approximation Concept based on Artificial Neural Network, Genetic Algorithm, and the Navier-Stokes Equations*.
Dissertation, Faculté Polytechnique de Mons, 1999.
- [56] Pioske, Ch.; Vogt, H. F.: *3-D Turbinenbeschaufelung*.
FVV Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 653, 1999.
- [57] Pioske, Ch.: *3D-Gestaltungskonzepte für Turbinenleiträder unter besonderer Berücksichtigung des Sekundärströmungsverhaltens*.
Dissertation, RWTH Aachen, Verlag Mainz ISBN 3-89653-520-X, 1999.
- [58] Raj, P.: *Aircraft Design in the 21st Century: Implications for Design Methods* (Invited),
AIAA 98-2895, 1998
- [59] Roach, P. E.: The Generation of Nearly Isotropic Turbulence by Means of Grids.
Heat and Fluid Flow, Vol. 8, No. 2, 1987.
- [60] Rose, M. G.: *Non-Axisymmetric Endwall Profiling in the HP NGV's of an Axial Flow Gas Turbine*.
ASME 94-GT-249, 1994.
- [61] Sauer, H.; Müller, R.; Vogeler, K.: *Reductions of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall*.
ASME 2000-GT-0473, 2000.
- [62] Schittkowski, K.: *NLPQL: A Fortran Subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems*.
Annals of Operations Research, 1985.
- [63] Schöneburg, E.; Heinzmann, F.; Feddersen, S.: *Genetische Algorithmen und Evolutionsstrategien*.
Addison Wesley, 1994.
- [64] Schwarz, R.: *Einsatz numerischer Optimierungsverfahren bei der aerothermodynamischen Auslegung von Radialverdichtern*.
Dissertation TU München, 1992.
- [65] Sharma, O. P.; Butler, T. L.: *Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades*.
ASME 86-GT-228, 1986.

- [66] Sieverding, C. H.: *Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages*.
ASME 84-GT-78, 1984.
- [67] Sobieszczanski-Sobieski, J.; Haftka, R. T.: *Multidisciplinary Aerospace Design Optimization: Survey of Recent Developments*.
AIAA-96-0711, 1996.
- [68] Spellucci, P.: *Numerische Verfahren der nichtlinearen Optimierung*.
Birkhäuser Verlag Basel, 1993.
- [69] Starcken, H.: *Design Criteria for Optimal Blading Design*.
AGARD Lecture Series "Blading Design for Axial Turbomachines", No. 167, 1989.
- [70] Sung, C.-H.; Kwon, J. H.: *An Efficient Aerodynamic Design Method Using a Tightly Coupled Algorithm*.
AIAA 2000-0783, 2000.
- [71] Trapp, J. C.; Sobieczky, H.: *Interactive Parametric Geometry Design*.
AIAA 99-0829, 1999.
- [72] Traupel W.: *Thermische Turbomaschinen I*.
Springer Verlag Berlin, 3. Auflage, 1988.
- [73] Trigg, M. A.; Tubby, G. R.; Sheard, A. G.: *Automatic Genetic Optimization Approach to 2D Blade Profile Design for Steam Turbines*.
ASME 97-GT-392, 1997.
- [74] Uelschen, M.: *Entwurf und Optimierung der zweidimensionalen Gitterströmung axialer Turbomaschinenbeschaufelungen mit neuronalen Netzen und genetischen Algorithmen*.
Dissertation, Universität Kassel, 2000.
- [75] Vogel, D. T.: *Numerische Untersuchung des Mischungsverhaltens von Filmkühlstrahlen in Turbinenströmungen*.
Deutsche Forschungsanstalt für Luft- und Raumfahrt e. V., Forschungsbericht 96-35, 1996.
- [76] Walker, G. J.: *The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines: A Discussion*.
ASME 92-GT-301, 1992.

- [77] Wallis, A. M.; Denton, J. D.: *Comparison of Design Intent and Experimental Measurements in a Low Aspect Ratio Axial Flow Turbine with Three-Dimensional Blading*. ASME 98-GT-516, 1998.
- [78] Wang, H. P.; Olson, S. J.; Goldstein, R. J.; Eckert, E. R. G.: *Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades*. ASME 95-GT-7, 1995.
- [79] Wanjin, H.; Chunqing, T.; Hong, S.; Mochun, Z.; Zhongqi, W.: *Effects of Leaning and Curving Blades with High Turning Angles on the Aerodynamic Characteristics of Turbine Rectangular Cascades*. ASME 93-GT-296, 1993.
- [80] Weiß, A. P.; Fottner, L.: *The Influence of Load Distribution on Secondary Flow in Straight Turbine Cascades*. ASME 93-GT-86, 1993.
- [81] Wischmeier, E.: *Maßnahmen zur Beeinflussung von Sekundärströmungen bei der Auslegung von Turbinengittern*. MTU München, Technische Notiz N96EW-0014, 1996.
- [82] Wu, C.-H.: *A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial, and Mixed-Flow Types*. NACA TN 2604, 1952
- [83] Yan, J.; Gregory-Smith, D. G.; Walker, P. J.: *Secondary Flow Reduction in a Nozzle Guide Vane Cascade by Non-Axisymmetric End-Wall Profiling*. ASME 99-GT-339, 1999.
- [84] Yanping, S.; Zhongqi, W.; Wencai, L.; Wenyuan, X.: *Effect of Blade Curving on the Flow Field Structure in a Annular Turbine Cascade*. ASME 99-GT-69, 1999.

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Nagel, Marc Gordon
geboren am 27.04.1971 in Neuilly sur Seine / Paris, Frankreich
deutsche Staatsangehörigkeit
ledig

Schulbildung:

1977 - 1981 Grundschule Wolfratshausen-Weidach
1981 - 1990 Gymnasium Geretsried

Grundwehrdienst:

1990 - 1991 Gebirgsfernmeldebataillon Murnau

Studium:

11 / 1991 - 4 / 1996 Studium des Maschinenwesens an der Technischen Universität München
Fachrichtung: allgemeiner Maschinenbau
Schwerpunkte: Strömungsmaschinen, Aerodynamik, Rotordynamik

Beruflicher Werdegang:

6 / 1996 - 8 / 2002 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der
Universität der Bundeswehr München.
seit 12 / 2002 tätig bei MTU Aero Engines München