DIPLOMARBEIT

Messung des laminar/turbulent-Übergangs an Turbinenschaufeln mittels Heißfilmanemometrie

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger E 313 Institut für Thermische Energieanlagen

eingereicht an der Technischen Universität Wien Maschinenbau

von

Walter Österreicher Matr.Nr. 9025908 Ebner-Rofensteingasse 7/1 A-1130 Wien

Wien, im April 2004

Vorwort

Mein herzlichster Dank gilt Herrn ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger für die ausgezeichnete Betreuung und Hilfestellung bei der Durchführung dieser Diplomarbeit. Darüber hinaus stand er in für mich schwierigen fachlichen Situationen jederzeit mit gutem Rat zur Seite und wurde nicht Müde, meine unzähligen Fragen zu beantworten und zu erklären, was ich sehr zu schätzen wusste.

Herrn Dr. techn. Franz Koller, Herrn Ing. Thomas Pink und Herrn Ing. Martin Hirczy möchte ich meinen Dank aussprechen, mit denen ich besonders verbunden bin und die mich während meines Studiums mit vielen wertvollen Hinweisen und nützlichen Ideen begleiteten.

Danken möchte ich auch meinem sehr geschätzten Kdt und Kameraden Herrn Mjr Ing. Gerhard Noitzmüller, der es mir ermöglichte, mein Studium mit meiner Dienstzeit bei der Lehrabteilung-Luftfahrttechnik/HVS am Fliegerhorst Brumowski zu vereinbaren.

Besonderer Dank jedoch gilt meiner lieben Frau Gabi, die mit mir diese lange Zeit durchgestanden hat und meinem langjährigen und lieben Studienkollegen Claus Bürger, mit dem ich gemeinsam unzählige Stunden mit dem Lernen verbrachte.

Schließlich möchte ich meinen Eltern, Verwandten und Freunden, die Anteil an meiner Arbeit genommen haben, ebenfalls danken.

Für die finanzielle Unterstützung bedanke ich mich bei der Hochschuljubiläumsstiftung der Stadt Wien (Projekt Nr. H-1118/2002).

Wien, im April 2004

Walter Österreicher

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit ist das Ergebnis einer experimentellen Untersuchung des laminar/turbulenten-Übergangs (Transition) der Grenzschichtströmung an einem umströmten Turbinenschaufelprofil. Die Messungen wurden an einem ebenen Schaufelgitter bei verschiedenen Zuströmwinkeln (inkompressible Strömung) unter Verwendung von Heißfilmsonden mit Hilfe der Konstant-Temperatur-Anemometrie durchgeführt.

Der Übergang von laminarer zu turbulenter Grenzschichtströmung eines umströmten Schaufelprofils kann über einen lokalen Bereich durch die Entstehung von Turbulenzflecken als wechselhaftes Auftreten von laminaren und turbulenten Strömungsgebieten aufgefasst und durch die verschiedene Transitionsmodi (Natürliche Transition, Bypass-Transition und Transition über eine Ablöseblase) beschrieben werden.

Neben der Reynoldszahl und der Profildruckverteilung (Druckgradient) wird der laminar/turbulent-Übergang vom Turbulenzgrad der Zuströmung beeinflusst. Allgemein gilt die Aussage, je niedriger die Reynoldszahl, je niedriger der Druckgradient und je geringer der Turbulenzgrad ist, desto später beginnt der laminar/turbulente Übergang.

Anderen Autoren ist es gelungen, einen empirischen Zusammenhang der drei Parameter zu finden, wobei der Druckgradient durch den Beschleunigungsparameter dargestellt wird. Mit Hilfe der Beschleunigungsparameterverteilung entlang des Schaufelprofils können vorweg bereits wichtige Aussagen über den Ort und die Art des laminar/turbulenten Übergangs getroffen werden und sie gibt Aufschluss über die lokale Anordnung der aufzuklebenden Heißfilmsonden.

Gleichzeitig ist mit dem laminar/turbulent-Übergang eine Änderung der Geschwindigkeitsverteilung bzw. des Geschwindigkeitsgradienten innerhalb der Grenzschicht verbunden. In weiterer Folge wird dadurch, aufgrund des Newton'schen Reibungsgesetzes viskoser Fluide, ein markanter Anstieg der Wandschubspannung hervorgerufen, der den laminar/turbulent-Übergang charakterisiert.

Aufgrund der Analogie zwischen Wandschubspannung (Geschwindigkeitsprofil) und örtlichen Wärmeübergang auf die Grenzschichtströmung (Temperaturprofil), kann mittels den, entlang der Turbinenschaufeloberfläche verteilt, geklebten Heißfilmsonden ein qualitativer Wandschubspannungsverlauf (Quasi-Wandschubspannung) gemessen werden, worin auch die Hauptaufgabe der vorliegenden Arbeit bestand.

Das über einen Zeitbereich gemessene Messsignal am Anemometerausgang gibt Auskunft, welche Strömungsart in der Grenzschicht - laminar, turbulent oder transitional (laminar/turbulent) - an den einzelnen positionierten Heißfilmsonden vorliegt. Unter Anwendung der statistischen Auswertung der Messsignale lassen sich wichtige Aussagen über den Modus des laminar/turbulent-Übergangs ableiten.

Um Aussagen über den laminar/turbulent-Übergang (Transiton) in der Grenzschichtströmung des umströmten Turbinenschaufelprofils ableiten zu können, müssen die Auswertungen der

- (i)
- Beschleunigungsparameterverteilung K (über die Druckverteilung), Signalcharakteristik des Messsignals der einzelnen Heißfilmsonden 1-12 und statistischen Größen der aufgenommenen Messsignale (ii)
- (iii)

einzeln betrachtet und zu einem Gesamtbild zusammengefügt werden.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	und Aufgabenstellung	1
2. Allgemein	e Grenzschichttheorie	2
2.1. Arte	en der Grenzschichtströmung	2
2	.1.1. Laminare Grenzschichtströmung	2
2	.1.2. Turbulente Grenzschichtströmung	2
2	.1.3. Abgelöste Grenzschichtströmung	2
2.2. Übe	ergang von laminar zu turbulent	3
2	.2.1. Der Intermittenzfaktor	3
2	.2.2. Charakteristische Merkmale des Übergangs	3
2	.2.3. Kritische Reynoldszahl und Turbulenzgrad einer längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle	4
2	.2.4. Druckgradient eines längsangeströmten Schaufelprofils mit Druckgefälle	5
3. Transition		7
3.1. Ers	cheinungsformen der Transition	7
3	.1.1. Natürliche Transition	7
3	.1.2. Bypass-Transition	9
3	.1.3. Transition über eine Ablöseblase	9
3	.1.5. Transition über eine Relaminarisierung	11
3	.1.6. Transition durch eine Nachlaufdelle	11
3.2. Par	ameter der Natürlichen/Bypass-Transition	12
3	.2.1. Turbulenzgrad der Außenströmung	12
3	.2.2. Reynoldszahl	12
0	2.3 Druckgradient	13
3		

	3.3. Parameter der laminaren Ablösung	15
	3.3.1. Beschleunigungsparameter	15
	3.4. Transition-Modi - Diagramm	16
	3.5. Transition an einer Turbinenschaufel	18
	3.5.1. Beschleunigungsparameter-Verteilung am Schaufelprofil	18
	3.5.2. Wichtige K-Werte	21
	3.5.3. Transitionsbereiche am Schaufelprofil	21
	3.5.4. Beschleunigungsparameter-Verteilung am Schaufelprofil in Abhängigkeit der Profilreynoldszahl	23
	3.5.5. Transition-Modi am Schaufelprofil in Abhängigkeit der Profilreynoldszahl	24
4.	Grundlagen der Heißfilmanemometrie	25
	4.1. Die Heißfilmsonde	25
	4.2. Prinzip der Heißfilmsonde	25
	4.3. Konstant-Temperatur-Anemometer	26
	4.4. Festlegung wichtiger Messgrößen	27
5.	Turbinengitter	28
	5.1. Schaufelprofil	28
	5.2. Positionierung der Heißfilmsonden	28
	5.3. Schaufelgitter	30
	5.4. Zuströmwinkel	30
6.	Physikalisch-mathematische Grundlagen	32
	6.1. Temperatur-Grenzschicht	32
	6.2. Bilanzierung des in die Grenzschicht fließenden Wärmestroms	33
	6.3. Zusammenhang zwischen Wärmestrom und Wandschubspannung	35

6.4. Zusammenhang zwischen elektrischer Leistung und Wandschubspannung	37
6.5. Zusammenhang zwischen elektrischer Spannung und Wandschubspannung	38
6.6. Momentanwert der Quasi-Wandschubspannung	39
7. Wandschubspannung	41
7.1. Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschichtströmung	41
7.1.1. Geschwindigkeitsverteilung einer laminaren Strömung	41
7.1.2. Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Strömung	42
7.1.3. Geschwindigkeitsverteilung bei verzögerter und beschleunigter Strömung	43
7.2. Wandschubspannungsverlauf	44
7.2.1. Wandschubspannungsverlauf einer laminaren und einer turbulenten Strömung	44
7.2.2. Wandschubspannungsverlauf eines laminar - turbulenten Umschlags	45
8. Signalcharakteristik des Messsignals	47
8.1. Signalcharakteristik einer laminaren und turbulenten Strömung	47
8.2. Signalcharakteristik einer transitionalen Strömung	49
9. Strömungscharakteristik mittels Statistik	50
9.1. Der zeitliche Mittelwert	50
9.2. Die mittlere quadratische Abweichung	51
9.3. Die Schiefe	53
10. Messtechnik	55
10.1. Heißfilmsondenmesstechnik	55
10.2. Pneumatische Messtechnik	57

11. Versuchsdurchführung	58
12. Ergebnisse und Auswertung	59
12.1. Druckverteilung <i>C</i> _p	59
12.2. Beschleunigungsparameterverteilung K	60
12.3. Signalcharakteristik des Messsignals	64
12.4. Statistik	69
12.4.1 Zeitlicher Mittelwert $\overline{q\tau}_{W}$	69
12.4.2. Mittlere quadratische Abweichung $q au_{W,RMS}$	69
12.4.3. Schiefe $q\tau_{W,S}$	70
13. Zusammenfassung und Ausblick	75
14. Literaturverzeichnis	77
15. Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen	79

Bezeichnungen:

Größen

~	$[m^2/a]$	Townstartaitfähigkoit
a D	[m /s]	Draite des Heißfilmson der drehtes
B		T' C L K t ll L
D	[m]	i lere des Kontrolivolumens
c_f	[-]	ortlicher Reibungsbeiwert
C_p		statischer Druckkoeffizient
	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität
E		Anemometer-Spannung
e		Spannung
f	[1/s]	Frequenz
Н		Enthalpiestrom
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
h	[m]	Schaufelhöhe
i	[A]	Strom
i	[°]	Inzidenzwinkel
k	$[m^2/s^2]$	turbulente kinetische Energie
Κ	[-]	Beschleunigungsparameter
L	[m]	Länge des Heißfilmsondendrahtes
l	[m]	Gesamtlänge der Profiloberfläche
$l_{charakt.}$	[m]	charakteristische Länge
'n	[kg/s]	Massenstrom
N	[-]	Anzahl der Messungen
Р	[W]	Leistung
р	[Pa]	statischer Druck
Pr	[-]	Prandtl-Zahl
<u></u> \dot{Q}	[W]	Wärmestrom
ġ	$[W/m^2]$	Wärmestromdichte
$\dot{q}_{\scriptscriptstyle W}$	$[W/m^2]$	Wärmestromdichte an der Wand
R	$[\Omega]$	ohmscher Widerstand
R_L	[Ω]	ohmscher Widerstand des Kabels
$R_{\scriptscriptstyle W}$	[Ω]	ohmscher Widerstand der Heißfilmsonde
R_1	$[\Omega]$	ohmscher Widerstand der Wheatston'schen Brücke
R_{o}	[Ω]	ohmscher Widerstand bei Bezugstemperatur T_a
Re	[-]	Reynoldszahl
S	[m]	Sehnenlänge
Т	[°C]	Temperatur
T_{w}	[°C]	Temperatur der Heißfilmsonde
$T_{a}^{''}$	[°C]	Bezugstemperatur
T(x)	$[m/s^2]$	Temperatur der Außenströmung
T	[°C]	Temperatur der Anströmung
ΔT	[°C]	Temperaturdifferenz
Ти	[-]	Turbulenzgrad
t	[m]	Schaufelteilung
t	[s]	Zeit

U(x)	[m/s]	Geschwindigkeit der Außenströmung
U_{∞}	[m/s]	Anströmgeschwindigkeit
и	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung
u(x, y)	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung innerhalb der Grenzschicht
v	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung
W	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung
x, y, z	[m]	kartesische Koordinaten
x	[m]	Lauflänge der Profiloberfläche
У	[m]	Wandabstand
α	[-]	Nusselt-Zahl
α_o	$[\Omega/^{\circ}C]$	Temperaturkoeffizient des Widerstandes bei Bezugstemperatur T_o
eta_1	[°]	An-, Zuströmwinkel
$eta_{\scriptscriptstyle 1,des}$	[°]	An-, Zuströmwinkel im Auslegungspunkt
δ	[m]	Grenzschichtdicke
$\delta_{ heta}$	[m]	Impulsverlustdicke
$\delta_{\scriptscriptstyle T}$	[m]	Temperaturgrenzschichtdicke
γ	[°]	Staffelungswinkel
γ	[-]	Intermittenzfaktor
λ	[-]	Pohlhausen-Faktor
λ	[W/mK]	Wärmeleitzahl
μ	[Pas]	dynamische Viskosität
η	[-]	dimensionsloser Wandabstand
ν	$[m^2/s]$	kinematische Viskosität
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
$ au_{\scriptscriptstyle W}$	$[N/m^2]$	Wandschubspannung
$q au_{\scriptscriptstyle W}$	[-]	Quasi-Wandschubspannung
$q au_{\scriptscriptstyle W,RMS}$	[-]	mittlere quadratische Abweichung der Quasi-Wandschubspannung
$q au_{\scriptscriptstyle W,S}$	[-]	Schiefe der Quasi-Wandschubspannung

Hochgestellte Zeichen

(*)'	turbulente Schwankungsgröße
(*)	zeitlich gemittelte Größe

Tiefgestellte Zeichen

krit.,crit.	kritisch
S	Beginn der laminaren Ablösung
Т	Beginn der Vorwärts-Transition
t	turbulent
Rev.	Transition über eine Relaminarisierung
x	Lauflänge in x-Richtung
θ	Impulsverlustdicke
0	Strömungszustand für ein ruhendes Fluid mit Anströmgeschwindigkeit $U_{\infty} = 0$
∞	Zustand der Anströmung

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Die Strömung innerhalb der einzelnen Baugruppen von Turbomaschinen ist hoch turbulent, instationär und äußerst komplex. Obwohl die Verfahren für Messung und Berechnung heutzutage auf diesem Gebiet schon sehr weit fortgeschritten sind, kann man noch immer nicht von befriedigenden Ergebnissen und Lösungen sprechen. Die geforderte Wirtschaftlichkeit von Turbomaschinen, sei es im Bereich thermischer Kraftwerke oder der Verkehrstechnik, ist ein Antriebsmotor für weitere Untersuchungen und Entwicklungen. Von großer Wichtigkeit sind hierbei zuverlässige Aussagen und Berechnungsmodelle, die dem Konstrukteur zur Verfügung gestellt werden sollen.

Auf das Gebiet der Schaufelaerodynamik und damit der Beschaufelungsauslegung wurde in den letzten Jahren ein Hauptaugenmerk gelegt. Dies betrifft besonders die intensive Erforschung der Strömungszustände innerhalb der Grenzschicht an der Schaufeloberfläche, die in erster Linie sowohl laminare als auch turbulente sind. Diese Kenntnisse der Zustände sind von entscheidender Bedeutung für die Vorhersage der Verluste sowie des äußeren Wärmeübergangs. Sie sind hauptverantwortlich für den Profilverlust an den einzelnen Schaufelprofilen und in weiterer Folge ausschlaggebend für den Wirkungsgrad, dem eine Anforderung zur Optimierung und Verbesserung gegenübersteht.

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit bestand in der Durchführung von Messungen an der Grenzschicht bei inkompressibler Strömung an einem umströmten Turbinenschaufelprofil bei verschiedenen Lastfällen.

Hauptaugenmerk wurde auf die Untersuchung des laminar-turbulenten Umschlags der Grenzschichtströmung gelegt, wobei die Entstehung der Turbulenz in einer Grenzschicht ein dreidimensionaler, instationärer und auch intermittierender Vorgang ist und von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst wird. Von bedeutendem Interesse war hierbei insbesondere der Ort des Umschlags am Profil und in welcher Art bzw. Form der Grenzschichtumschlag auftrat.

Die für die experimentellen Untersuchungen notwendigen Messungen wurden unter Verwendung von Heißfilmsonden mit Hilfe einer Heißfilmanemometrie durchgeführt. Die Heißfilmsonden wurden hierbei an der Oberfläche eines Turbinenschaufelprofils verteilt angebracht.

Die Messungen erfolgten im Windkanal des Institutes an einem ebenen Schaufelgitter, wobei der Zuströmwinkel je nach Lastfall variiert wurde.

2. Allgemeine Grenzschichttheorie

2.1. Arten der Grenzschichtströmung

Bei der Betrachtung umströmter, reibungsbehafteter Schaufelprofile ist der Charakter der Strömung innerhalb der auftretenden Grenzschicht (boundary layer) sehr verschieden und vielschichtig. Hierbei werden vorerst laminare, turbulente und abgelöste Grenzschichtströmungen unterschieden.

2.1.1. Laminare Grenzschichtströmung

In einer *laminaren* Grenzschicht strömen die Fluidteilchen nebeneinander in getrennten, jedoch parallelen Bahnen. Da sich die einzelnen Schichten aufgrund der Reibung mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bewegen, entstehen Schubspannungen, die zu einem Verlust von kinetischer Energie in der Strömung führen.

2.1.2. Turbulente Grenzschichtströmung

In einer *turbulenten* Grenzschicht sind der Hauptströmungsrichtung ungeordnete, hochfrequente Schwangungsbewegungen in allen Richtungen überlagert, deren Größe bei stationärer Strömung nur wenige Prozent der Grundströmungsgeschwindigkeit in Längsrichtung betragen. Diese Schwankungsbewegungen verursachen eine mehr oder weniger starke Durchmischung und bewirken einen kinetischen Energieaustausch zwischen den einzelnen Strömungsschichten.

Als Folge ergibt sich für die turbulente Strömung eine gleichmäßigere Geschwindigkeitsverteilung ("bauchigeres" Geschwindigkeitsprofil) in der Grenzschicht als für die laminare (siehe Abbildung 7.2.). Der Reibungswiderstand in der turbulenten Grenzschichtströmung ist wesentlich höher als in der laminaren (siehe Abbildung 2.1.).

2.1.3. Abgelöste Grenzschichtströmung

Wenn die Strömung einen starken Druckanstieg längs der Schaufeloberfläche überwinden muss, wobei die Druckverteilung von der Profilform und dem Anstellwinkel abhängt ist, kann es zu einer *Ablösung* (separation) der Grenzschichtströmung kommen.

Das in der Grenzschicht abgebremste Fluid kann wegen seiner geringeren kinetischen Energie nicht allzu weit in das Gebiet höheren Druckes eindringen, weicht dann seitlich aus und wird in das Innere der Strömung abgedrängt. Vom Ablösepunkt stromabwärts geht die Strömung in einen instationären und chaotischen Zustand über, ohne erkennbare Hauptströmungsrichtung, und es kommt in Wandnähe sogar zu einer Rückströmung. Hierbei sei erwähnt, dass eine turbulente Grenzschichtströmung längs einer Profilform, gegenüber einer laminaren, aufgrund des kinetischen Energieaustausches zwischen den einzelnen Strömungsschichten später ablöst.

2.2. Übergang von laminar zu turbulent

Bei einem angeströmten Schaufelprofil bildet sich, beginnend im Staupunkt, zunächst eine *stabile* laminare Grenzschicht in der Nähe der Vorderkante (leading edge) aus (siehe dazu Abbildung 3.1.).

Nach einer gewissen Lauflänge auf der Oberfläche wird diese laminare Grenzschicht *instabil* und schlägt nach einer weiteren Wegstrecke in die turbulente Strömungsform um.

Einen streng definierten Umschlagpunkt von laminarer auf turbulente Strömung gibt es nicht, vielmehr erstreckt sich der Übergang über einen gewissen Bereich.

2.2.1. Der Intermittenzfaktor

Dieser *laminar-turbulente* Umschlag der Grenzschicht über einen lokalen Bereich zeigt sich als Strömung mit "intermittierendem Charakter". Darunter versteht man, dass die Strömung zeitweise laminar und zeitweise turbulent ist. Das bededutet, es wechseln Zeitabschnitte mit laminarer und turbulenter Strömung in unregelmäßiger Folge.

Der physikalische Charakter dieser Strömung kann gut gekennzeichnet werden durch den *Intermittenzfaktor* γ (intermittency factor), welcher den Bruchteil der Zeit angibt, in welchem an einer bestimmten Stelle (einem festgehaltenen Ort) turbulente Strömung herrscht. Es bedeutet also $\gamma = 1$ die andauernd turbulente und $\gamma = 0$ die andauernd nicht-turbulente, sprich laminare Strömung.

Mit anderen Worten ist der Umschlag somit ein lokales, zeitlich unregelmäßiges Auftreten von entweder laminarer oder turbulenter Strömung. Sie erstreckt sich über einen bestimmten Bereich, wo beide Strömungsarten, laminar und turbulent, gleichzeitig existieren. Im Umschlagsbereich nimmt der Intermittenzfaktor γ vom Beginn mit $\gamma = 0$ alle Werte von 0 bis 1 an, bis zum Ende des Umschlags mit $\gamma = 1$.

2.2.2. Charakteristische Merkmale des Übergangs

Mit dem Übergang von laminarer zur turbulenten Strömung treten verschiedene charakteristische Merkmale auf.

In erster Linie ist ein starkes Anwachsen der Grenzschichtdicke δ (boundary layer thickness) zu bemerken. Weiters ist ein auffälliger Wechsel in der Form der Geschwindigkeitsverteilung ersichtlich. (siehe später Kapitel 7.1. "Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschichtströmung")

Mit dem Umschlag ist auch ein starker und markanter Anstieg des örtlichen Reibungswiderstandes bzw. der Wandschubspannung verbunden. Dies ist in Abbildung 2.1. für die ebene längsangeströmte Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) mit dem dimensionslosen örtlichen Reibungsbeiwert (wall friction coefficient)

$$c'_f = \frac{\tau_W}{\rho \cdot U_{\infty}^2/2} \tag{2.1.}$$

über der mit der Lauflänge x gebildeten Reynoldszahl Re_x deutlich erkennbar.



Abbildung 2.1. örtlicher Reibungsbeiwert c'_f einer laminar-turbulenten Grenzschichtströmung [14]

Das Kernstück der vorliegenden Arbeit befasst sich mit der Bestimmung des Wandschubspannungsverlaufes τ_W entlang der Oberfläche eines umströmten Schaufelprofiles. Mit den mittels Heißfilmsonden gewonnenen Wandschubspannungen kann somit auf die Lage und die Art des Überganges geschlossen werden.

Es gibt noch eine Vielzahl weiterer Veränderungsmerkmale für den Übergang laminarturbulent, auf die jedoch in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen wird.

2.2.3. Kritische Reynoldszahl und Turbulenzgrad einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle

Allgemein betrachtet charakterisiert die kritische Reynoldszahl (critical Reynolds number)

$$\operatorname{Re}_{x,krit} = \frac{U_{\infty} \cdot x_{krit.}}{v} \approx 3,5 \cdot 10^5$$
 (2.2.)

den Umschlag einer Strömung von laminar in turbulent, wobei $x_{krit.}$ die Lage des Bereichs der Umschlagstelle darstellt (siehe dazu Abbildung 3.1.). Laut [17] lässt sich zeigen, dass dieser Zahlenwert stark vom Störungsgrad der Außenströmung (free-stream turbulence), auch Turbulenzgrad der Außenströmung (free-stream turbulence intensity) genannt, abhängig ist und dementsprechend heraufgesetzt werden kann, wenn die Zuströmung eine äußerst störungsfreie ist (Re_{x.krit} bis zu $\approx 30 \cdot 10^5$).

Hierbei sei bemerkt, dass bei der ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) die Zu- bzw. Anströmung der Außenströmung entspricht, d.h. $U(x) = U_{\infty}$.

Der Turbulenzgrad Tu (turbulence intensity)

$$Tu = \frac{1}{U_{\infty}} \sqrt{\frac{1}{3} \cdot \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right)}$$
(2.4.)

kann quantitativ gemessen werden durch zeitliche Mittelung der Schwankungsanteile (velocity fluctuation) (u', v', w') der einzelnen Geschwindigkeitskomponenten (u, v, w) in x-, y- und z-Richtung.

Gemäß [17] wurde durch Experimente nachgewiesen, dass ein unterer Grenzwert von $\text{Re}_{x,krit}$ existiert, unterhalb dessen, bei noch so starken Störungen (Turbulenzgrad) es zu keinem Umschlag kommt. D.h., die Störungen klingen ab und die Strömung bleibt laminar und ist somit stabil.

Anmerkung: Die Reynoldszahl

$$\operatorname{Re}_{l,charakt.} = \frac{U_{\infty} \cdot l_{charakt.}}{v}$$
(2.3.)

kann auf verschiedene charakteristische Längen $l_{charakt.}$ bezogen werden.

Neben der Länge x werden oft die Größen der Grenzschichtdicke $\delta(x)$ und der Impulsverlustdicke $\delta_{\theta}(x)$ verwendet.

2.2.4. Druckgradient eines längsangeströmten Schaufelprofils mit Druckgefälle

Im Gegensatz zur ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) hat der Druckgradient (pressure gradient) längs der Wand an einem Schaufelprofil $(dp/dx \neq 0)$ bei der Grenzschichtströmung einen entscheidenden Einfluss auf den Umschlag. An der Saugseite des Schaufelprofils kommt es im Gebiet des Druckabfalls bis zum Druckminimum zu einer beschleunigten Strömung, wobei die Grenzschicht im Allgemeinen laminar bleibt, während schon ein schwacher Druckanstieg meist sofort den Umschlag herbeiführt. Die Lage des Druckminimums bei einem umströmten Körper ist somit von entscheidendem Einfluss auf die Lage des Umschlagbereiches.

Auf der Saugseite liegt die Umschlagsstelle nahe im Bereich des Druckminimums.

Wie bereits in 2.1.3. erwähnt, ist eine laminare Grenzschicht nicht in der Lage einen hohen Druckanstieg zu überwinden. Daraus folgt, dass eine laminare Grenzschicht bei Druckanstieg zu einer Ablösung neigt, ohne dass vorher ein laminar-turbulenter Umschlag stattgefunden hat. In welcher Form (auf die noch genau eingegangen wird) als auch an welcher lokalen Stelle der laminar-turbulente Umschlag in der Grenzschicht eintritt, wird von vielen Parametern beeinflusst, von denen außer der Reynoldszahl die wichtigsten die Störungsfreiheit (Turbulenzgrad) der Außenströmung, der Druckverlauf (abhängig von der Profilform bzw. vom Anstellwinkel) der Außenströmung und in weiterer Folge die Wandbeschaffenheit (Rauhigkeit der Schaufeloberfläche) des Schaufelprofils sind.

Allgemein gilt somit die Aussage;

- je niedriger die Reynoldszahl,
- je geringer der Turbulenzgrad der Außenströmung,
- je moderater der Druckgradient und
- je glatter die Schaufeloberfläche,

desto *stabiler* ist die laminare Grenzschicht und desto *weiter stromabwärts* bleibt die Grenzschicht laminar bzw. beginnt der Umschlag.

Weitere Einflüsse, wie Kompressibilität, Wärmeeinfluss, Krümmungseffekte usw., werden in dieser Arbeit (wie auch die Wandbeschaffenheit, die vollständigerweise erwähnt wurde) nicht weiterbehandelt und berücksichtigt.

3. Transition

Transition (transition) ist der Überbegriff der einzelnen Erscheinungsformen und Zustände der Grenzschichtströmungen, die während eines Übergangs von laminar auf turbulent auftreten können.

3.1. Erscheinungsformen der Transition (transition-modes)

Allgemein unterscheidet man drei bedeutende Erscheinungsformen der Transition, die folgendermaßen unterteilt sind:

Natürliche Transition Bypass-Transition Transition über eine Ablöseblase

3.1.1. Natürliche Transition (natural transition)

Diese Form wird als der klassische Fall der Transition bezeichnet.

Sie wird durch eine schwache Störung (verursacht durch Ungleichmäßigkeiten der Außenströmung und auch durch die Oberflächenrauhigkeit des umströmten Körpers) in der stabilen laminaren Grenzschicht hervorgerufen und durchläuft in weiterer Folge verschiedene Phasen stärker werdender Instabilität bis hin zu einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung.





Diese verschiedenen Phasen, betrachtet nach [17] an einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0), sind im Folgenden kurz beschrieben und in Abbildung 3.1. dargestellt:

a,b) Ab einem kritischen Wert der Reynoldszahl $\operatorname{Re}_{x,krit}$ reagiert die stabile laminare Grenzschichtströmung empfindlich gegen schwache Störungen und es entwickelt sich daraus eine Instabilität in der Form zweidimensionaler TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen.

c,d) Diese Instabilitäten verstärken sich innerhalb der Grenzschicht weiter und wachsen zu einer Form dreidimensionaler Wellen an. In weiterer Folge kommt es zu Wirbelbildungen in Längsrichtung (so genannte Längswirbel) mit großen Strömungsschwankungen, deren Intensität mit steigender Lauflänge zunimmt.

e,f) Zum Schluss entwickeln sich aus den starken Strömungsschwankungsanteilen der Grenzschicht lokale turbulente Flecken (so genannte Turbulenzflecken), welche stromabwärts anwachsen und zu einer voll entwickelten turbulenten Grenzschichtströmung zusammenwachsen. In diesem Bereich findet der eigentliche Umschlag statt.

Turbulenzflecken (turbulent spots)

Unter einem turbulenten Flecken versteht man gemäß [17] ein kleines turbulentes Gebiet von unregelmäßiger Gestalt an einer bestimmten Stelle in der Grenzschicht, welches hinter der Entstehungsstelle in einem keilförmigen Gebiet stromabwärts wandert und anwächst (siehe Abbildung 3.2.). Solche Turbulenzflecken erscheinen in unregelmäßiger zeitlicher Folge an verschiedenen, unregelmäßig verteilten Stellen des angeströmten Körpers. Während im Inneren des keilförmigen Gebietes die Strömung überwiegend turbulent ist, findet in den Randgebieten ein dauernder Wechsel zwischen laminarer und turbulenter Strömung statt.



Abbildung 3.2. Turbulenzflecken [14]

Während in der obigen Beschreibung die *Natürliche Transition* über einen Bereich, beginnend mit der Instabilität der TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen bis hin zur voll turbulenten Strömung beschrieben ist, wird der Beginn der Transition ($\gamma = 0$) mit dem ersten Auftreten von Turbulenzflecken (siehe dazu Abbildung 3.2.) definiert. Wie später noch erklärt, ist damit der ansteigende Wert des Intermittenzfaktors γ festgelegt. In der Mitte des transitionalen Bereiches, d.h. zwischen Transitionsbeginn ($\gamma = 0$) und Transitionsende ($\gamma = 1$), wird der Umschlagpunkt bzw. der Transitionspunkt ($\gamma = 0,5$) definiert.

3.1.2. Bypass-Transition (bypass-transition)

Bei höherem Turbulenzgrad überspringt diese Form der Transition die ersten Phasen der *Natürlichen Transition* und es entstehen Turbulenzflecken innerhalb der Grenzschicht einzig aufgrund starker Störungen der Außenströmung. D.h., bei höherem Turbulenzgrad bilden sich Turbulenzflecken direkt aus der stabilen laminaren Grenzschicht und es treten hierbei keine TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen auf.

3.1.3. Transition über eine Ablöseblase (separated-flow transition)

Diese Form der Transition tritt bei stark verzögerter Strömung auf, wenn die laminare Strömung dem hohen Druckgradienten nicht mehr folgen kann. Es kommt zu einer Ablösung der stabilen/instabilen laminaren Grenzschicht (laminar separation). Innerhalb der sich dabei ausbildenden freien Scherschicht (free-shear-layer) kommt es aufgrund starker Störungen der Außenströmung zu einer Transition, die in den gleichen Phasen abläuft, wie bei der *Natürlichen Transition*. Die so entstandene turbulente Strömung kann sich gemäß [14] weiter stromabwärts als turbulente Grenzschicht wieder an die Wand anlegen (reattachment), da sie jetzt nun aufgrund des höheren Energiepotentials in der Lage ist, denn hohen Druckgradienten zu überwinden.



Abbildung 3.3. Darstellung einer Ablöseblase [16]

Dadurch bildet sich, wie in Abbildung 3.3. dargestellt, eine so genannte Ablöseblase (separation bubble), die zwischen dem laminaren Ablösepunkt und dem turbulenten Wiederanlegepunkt liegt. Aufgrund der Ablösung kommt es zu einer Rückströmung in Wandnähe, sodass sich die Strömung innerhalb der Blase in zirkulatorischer Bewegung befindet. Ist der Druckgradient allerdings zu hoch, tritt eine Wiederanlegung nicht auf.

Man unterscheidet laut [12] zwischen kurzen Ablöseblasen (short bubbles) im Nasenbereich aufgrund der großen Krümmungsänderung und hohen auftretenden Beschleunigung, und größeren Ablöseblasen (long bubbles), die die Profildruckverteilung wesentlich stärker beeinflussen.

Die Länge der Ablöseblasen hängt laut [16] vom Transitionsprozess innerhalb der freien Scherschicht ab.



Abbildung 3.4. Druckverteilung in einer Ablöseblase [16]

(i) Lange Blasen wirken mit der Außenströmung in solch einem Ausmaß zusammen, dass die Druckverteilung über die Oberfläche merklich verschieden ist von einer Strömung ohne Ablösung. Die Druckverteilung kann nach Abbildung 3.4. vereinfacht so dargestellt werden, dass der Druck vom Ablösepunkt bis zu der Stelle der größten Dicke der Ablöseblase konstant ist (sogenanntes Druckplateau) und dahinter bis zum Wiederanlegepunkt linear ansteigt.

(ii) Kurze Blasen haben nur einen lokalen Verdrängungseffekt. Die Druckverteilung über der Oberfläche vor und nach der Blase stimmt mit einer Strömung ohne Ablösung überein.
Nach Angabe von [14] sind kurze Blasen eine effektive Möglichkeit, die Strömung turbulent zu machen und gelten als Mittel zur Kontrolle des Betriebsverhaltens. Die gegenwärtige Schwierigkeit besteht in der Vorhersage, ob die Blasen lang oder kurz sind.

Gemäß [16] können kleine Änderungen von Reynoldszahlen oder Anstellwinkeländerungen ein "Aufplatzen" von kurzen zu langen Blasen verursachen. Lange Blasen produzieren große Verluste und große Abweichungen des Abströmwinkels, was in weiterer Folge sogar zu einer vollständigen Ablösung führen kann und daher auf jeden Fall verhindert werden sollte. Die drei oben beschriebenen Transitionsmodi werden aufgrund ihrer Übergangsrichtung von laminarer zu turbulenter Grenzschichtströmung auch als *Vorwärts-Transition* (forward transition) bezeichnet.

Neben den drei klassischen Transitionsmodi werden weiters noch zwei wichtige Erscheinungsformen der Transition angeführt:

3.1.5. Transition über eine Relaminarisierung (reverse transition)

Darunter versteht man den Umschlag von turbulenter in laminare Strömung, d.h. es kommt zu einer sogenannten Relaminarisierung (relaminarization) der turbulenten Grenzschichtströmung. Diese Form der Transition tritt im Bereich nahe der Profilvorderkante an der Saugseite oder im Bereich nahe der Profilhinterkante an der Druckseite auf, da auf Grund der auftretenden hohen lokalen Beschleunigung die turbulente Grenzschichtströmung wieder in eine laminare Strömung umschlagen kann.

3.1.6. Transition durch eine Nachlaufdelle (perodic-unsteady transition)

Diese Form der Transition tritt maßgeblich in den einzelnen Verdichter- bzw. Turbinenstufen auf, wenn die Laufreihe periodisch die turbulenten Nachlaufgebiete bzw. Nachlaufdellen (wakes) der stromaufwärts liegenden Leitreihe(n) passiert, dargestellt in Abbildung 3.5., und kann als eine Art Multimode-Transition (wake-induced transition) betrachtet werden.



Abbildung 3.5. Transition durch Nachlaufdellen in einer axialen Verdichterstufe [15]

Da der Turbulenzgrad in der Nachlaufdelle der Laufreihe deutlich höher als in der ungestörten Strömung ist, verursachen diese Nachlaufdellen am nachfolgenden Schaufelprofil (Leitreihe) nicht nur Geschwindigkeitsschwankungen, sondern auch Schwankungen des Anströmwinkels und des Turbulenzgrades der Zuströmung bzw. der Außenströmung. Diese Geschwindigkeitsund Anströmwinkelschwankungen wirken sich sehr stark im Bereich des größten Druckgradienten aus. Gewöhnlich trifft das auf den Bereich nahe der Profilvorderkante zu. Hier können die Schwankungen oszillierende Ablöseblasen hervorrufen.

Ebenso können bei schallnaher Strömung auftretende Verdichtungsstöße diesen Effekt hervorrufen (shock-induced transition).

3.2. Parameter der Natürlichen/Bypass-Transition

Wie bereits in Kapitel 2 erwähnt, ist die Transition, neben der Wandbeschaffenheit, bei ebenen längsangeströmten Platten ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) von der Reynoldszahl und vom Turbulenzgrad; bei Schaufelprofilen $(dp/dx \neq 0)$ zusätzlich auch noch vom Druckgradienten abhängig.

3.2.1. Turbulenzgrad der Außenströmung Tu = F(x)

Bei der ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) ist die Außenströmung der Grenzschicht gleich der Zu- bzw. Anströmung $(U(x) = U_{\infty} = konstant)$. Somit ist der Turbulenzgrad der Zu- bzw. Anströmung gleich dem Turbulenzgrad der Außenströmung und daher längs der ebenen Platte unveränderlich.

Bei einem Schaufelprofil ist aufgrund des Druckgefälles die Außenströmung U(x) veränderlich und mit dem Druckgradienten dp/dx längs der Wand bzw. Schaufeloberfläche über die Bernoulli-Gleichung (siehe Gleichung (3.6.)) verknüpft. Somit ist der Turbulenzgrad der Außenströmung bei einem Schaufelprofil eine mit der Lauflänge x längs der Wand bzw. Schaufeloberfläche veränderliche Größe Tu = F(x).

Eine qualitative Aussage kann soweit getroffen werden; steigt der Turbulenzgrad Tu_{∞} der Zubzw. Anströmung, so steigt auch der Turbulenzgrad Tu(x) der Außenströmung.

Im Allgemeinen kann man den Turbulenzgrad für alle Strömungskomponenten in Turbomaschinen, außer dem Fan, als hoch bezeichnen. Messungen in Verdichter- und Turbinenteilen haben laut [14] einen Turbulenzgrad von 5-10%, außer in den turbulenten Nachlaufgebieten hinter dem Schaufelprofil von bis zu 15-20% ergeben.

3.2.2. Reynoldszahl $\operatorname{Re} = F(Tu)$

Gemäß [14] haben Untersuchungen an ebenen längsangeströmten Platten ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) bestätigt, dass der Turbulenzgrad *Tu* der Außenströmung einen direkten Einfluss auf die Produktionsrate der Turbulenzflecken und in weiterer Folge auf den Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition* hat.

Hier konnte empirisch ein Zusammenhang (graphisch dargestellt in der Abbildung 3.6.) zwischen dem Turbulenzgrad Tu [%] und dem Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition*, ausgedrückt durch die *Reynoldszahl* Re_{θ,T}, gefunden werden:

$$\operatorname{Re}_{\theta,T} = 400 \cdot T u^{-\frac{5}{8}}$$
 (3.1.)

Anmerkung: Die Reynoldszahl Re_{θ} = $U_{\infty} \cdot \delta_{\theta} / v$ (momentum thickness Reynolds number) wird mit der Impulsverlustdicke $\delta_{\theta} = 0.664 \sqrt{x \cdot v} / U_{\infty}$ (boundary layer momentum thickness) gebildet und gilt für laminare Grenzschichtströmung.

Mit dem Index T wird der Beginn der Natürlichen/Bypass-Transition bezeichnet (d.h. $\gamma = 0$) und Re_{θ,T} ist mit Re_{x,krit} assoziierbar.



Abbildung 3.6. Zusammenhang zwischen Reynoldszahl $\operatorname{Re}_{\theta,T}$ und Turbulenzgrad Tu bei Natürlichen/Bypass-Transitionsbeginn [14]

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass, wie in 2.2.3. schon erwähnt, mit steigendem Turbulenzgrad Tu die Reynoldszahl Re_{θ,T} sinkt bzw. die *Natürliche/Bypass-Transition* weiter stromaufwärts beginnt.

Mit Gleichung (3.1.) ergibt $\operatorname{Re}_{\theta,T} \sim Tu^{-\frac{5}{8}}$ bzw. mit $\operatorname{Re}_{\theta,T} \sim \delta_{\theta,T} \sqrt{x_T}$ folgt: $x_T \sim Tu^{-\frac{5}{4}}$.

Ebenfalls ist zu erkennen (siehe Kapitel 2.2.3.), dass es einen Grenzwert von $\text{Re}_{\theta,T}$ gibt, unterhalb dessen, trotz noch so großem Turbulenzgrad, es zu keinem Umschlag kommt.

3.2.3. Druckgradient dp/dx = F(x)

Die Grenzschicht an der ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) ist dadurch ausgezeichnet, dass die Geschwindigkeitsprofile in verschiedenen Abständen von der Plattenvorderkante zueinander affin sind (siehe dazu Abbildung 7.1.).

Diese Affinität ist eine Folge des konstanten Druckes (dp/dx = 0) der Außenströmung. Bei einem Schaufelprofil dagegen, bei dem der Druckgradient längs der Wand von Ort zu Ort verschieden ist $(dp/dx \neq 0)$, sind die Geschwindigkeitsprofile an den verschiedenen Stellen längs der Körperkontur im Allgemeinen nicht zueinander affin. Während bei der ebenen längsangeströmten Platte sämtliche Geschwindigkeitsprofile die gleiche Stabilitätsgrenze besitzen, ist bei einem Schaufelprofil diese Stabilitätsgrenze für die einzelnen Profile sehr stark verschieden, und zwar im Druckabfallgebiet höher und im Druckanstieggebiet niedriger als für die Plattengrenzschicht.

D.h., Druckabfall in Strömungsrichtung längs der Schaufeloberfläche wirkt stabilisierend und Druckanstieg destabilisierend.

3.2.4. Beschleunigungsparameter K = F(Re, Tu)

Wie in 3.2.3. erwähnt, hat der Druckgradient entlang des Schaufelprofils einen wesentlichen Einfluss auf die *Natürliche/Bypass-Transition*. Im Gebiet des Druckabfalls (favorable pressure) kommt es zu einer beschleunigten Strömung, bei Druckanstieg (adverse pressure) wird die Strömung verzögert.

Dieser Umstand kann nach [14] mit dem dimensionslosen *Beschleunigungsparameter* (acceleration parameter)

$$K = \frac{v}{U^2(x)} \cdot \left(\frac{dU}{dx}\right)$$
(3.2.)

erfasst werden. Hierbei stellen positive K-Werte eine Beschleunigung, negative eine Verzögerung der Außenströmung dar.

Abbildung 3.7. stellt graphisch den Zusammenhang zwischen dem Beschleunigungsparameter K und dem Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition*, ausgedrückt durch die Reynoldszahl Re_{θ,T}, in Abhängigkeit des Turbulenzgrades *Tu* dar (mit dem Index *T* wird der Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition* bezeichnet).

Aus dem Diagramm ist erkennbar, dass, wie schon in 3.2.3. erwähnt, Beschleunigung (Druckabfall) den Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition* weiter stromabwärts (dargestellt durch höhere Reynoldszahl Re_{θ,T}), und Verzögerung (Druckanstieg) den Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition* weiter stromaufwärts (dargestellt durch niedrigere Reynoldszahl Re_{θ,T}) verlegt.

Die horizontalen Linien im Diagramm stellen den Zusammenhang bei Turbulenzgraden $Tu \ge 3\%$ dar. Dadurch ist ersichtlich, dass der Einfluss des Beschleunigungsparameters K

(für den Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition*) bei größer werdenden Turbulenzgraden immer geringer wird und Re_{θ,T} mit der Gleichung (3.1.) für ebene längsangeströmte Platten ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) bestimmt werden kann.



Abbildung 3.7. Zusammenhang zwischen Reynoldszahl $\operatorname{Re}_{\theta,T}$ und Beschleunigungsparameter K in Abhängigkeit des Turbulenzgrad Tu bei Beginn der Natürlichen/Bypass-Transition [14]

Das schraffierte Gebiet kennzeichnet den Turbulenzgradbereich (für Turbomaschinen) von $5\% \le Tu \le 10\%$ mit einem Reynoldszahlbereich von $95 \le \text{Re}_{\theta,T} \le 146$.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass bei niedrigen Turbulenzgraden der Einfluss des Beschleunigungsparameters signifikant ist. Bei hohen Turbulenzgraden ist der Einfluss des Beschleunigungsparameters hingegen eher gering und der Beginn der *Natürlichen/Bypass-Transition* wird in erster Linie durch den Turbulenzgrad kontrolliert.

3.3. Parameter der laminaren Ablösung

3.3.1. Beschleunigungsparameter K = F(Re, Tu)

Untersuchungen nach [14] haben ergeben, dass eine Ablösung der laminaren Grenzschicht dann eintritt, wenn gilt:

$$\lambda_{\theta,S} = \operatorname{Re}_{\theta,S}^2 \cdot K_S \approx -0,082 \tag{3.3.}$$

Anmerkung: Der Faktor $\lambda_{\theta} = \delta_{\theta}^2 / v \cdot (du/dx)$ (pressure gradient parameter) wird als POHLHAUSEN-Faktor bezeichnet und kann durch mathematische Umformung auf die Form (3.3) gebracht werden. So wie die Reynoldszahl Re als eine dimensionslose Verhältniszahl von Trägheitskraft/Reibungskraft betrachtet werden kann, wird der POHLHAUSEN-Faktor $\lambda = \delta^2 / v \cdot (du/dx)$ laut [17] als Verhältnis Druckkraft/Reibungskraft angesehen.

Mit dem Index S wird der Beginn der laminaren Ablösung (Separation) bezeichnet.

Mit der Beziehung (3.3.) lässt sich durch Umformung eine wichtige Aussage ableiten: *Natürliche/Bypass-Transition* wird immer vor einer laminaren Ablösung eintreten, solange für den Beschleunigungsparameter K gilt:

$$K > K_{crit.} = K_s = -0.082 / \text{Re}_{\theta.T}^2$$
 (3.4.)

Ausgedrückt durch den Turbulenzgrad Tu [%] mit Gleichung (3.1.) folgt daraus der Zusammenhang (dargestellt in Abbildung 3.8.):

$$K > K_{crit.} = K_s = -5.13 \cdot 10^{-7} \cdot Tu^{5/4}$$
 (3.5.)

D.h., in Abhängigkeit des Turbulenzgrades Tu wird oberhalb der charakteristischen K_{crit} . Linie *Natürliche/Bypass-Transition* vor laminarer Ablösung eintreten und unterhalb der Linie umgekehrt.



Abbildung 3.8. Kritischer Beschleunigungsparameter $K_{crit.}$ in Abhängigkeit des Turbulenzgrad Tu für eintretende Transition (Natürliche/Bypass-Transition) oder laminare Ablösung [14]

Mit kleiner werdendem Turbulenzgrad Tu verschiebt sich K_{crit} , zu größeren Werten.

Hieraus ist ersichtlich, dass Ablöseblasen bei vorerst niedrigem Turbulenzgrad verschwinden können, wenn der Turbulenzgrad steigt. D.h., auftretende Ablösung bei geringem

Turbulenzgrad kann bei steigendem Turbulenzgrad in eine Natürliche/Bypass-Transition übergehen.

Da die Turbulenzgrade der Strömungen in Turbomaschinen (Engine Tu's) $Tu \ge 5\%$ sind, folgt daraus, dass somit $K_{crit.} \le -3.8 \cdot 10^{-6}$ ist.

Hinweis: Aufgrund der höheren kinetischen Energie einer turbulenten Strömung ist der Betrag des Wertes K_{crit} bei einer turbulenten Ablösung dementsprechend größer als bei einer laminaren Ablösung ($|K_{crit,turbulent}| > |K_{crit,laminar}|$).

3.4. Transition-Modi - Diagramm

In Abbildung 3.9. sind die auftretenden Bereiche der Transition-Modi und laminaren Ablösung (Separation) in Abhängigkeit der drei wichtigen Parameter Turbulenzgrad Tu, Beschleunigungsparameter K und Reynoldszahl Re_{θ} dargestellt.



Abbildung 3.9. Transition-Modi - Diagramm [14]

Die Linien mit Tu = konstant stellen die Funktionen dar, wann *Natürliche/Bypass-Transition* bei jeweiligem Beschleunigungsparameter K_T und dementsprechender Reynoldszahl Re_{θ,T} einsetzt.

D.h., der Wert der Reynoldszahl $\text{Re}_{\theta,T}$ steigt mit größer werdendem Beschleunigungsparameter K_T bzw. kleiner werdendem Turbulenzgrad Tu.

Welcher Transition-Mode (Natürliche oder Bypass-Transition) sich bei Natürlichen/Bypass-Transitionsbeginn einstellt, wird von der Stabilitätsgrenze (Auftreten von TOLLMIEN- SCHLICHTING-Wellen) bestimmt, welche durch die *Stabilitäts-Kriterium Linie* im Diagramm (siehe Abbildung 3.9.) dargestellt ist.

Oberhalb der *Stabilitäts-Kriterium Linie* treten die Instabilitäten der so genannten TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen auf und es kommt zu einer *Natürlichen Transition*. Unterhalb kommt es bei steigendem Turbulenzgrad Tu, wie in 3.1.2. erwähnt, zu einer *Bypass-Transition*.

Der Bereich des Diagramms (siehe Abbildung 3.9.) im linken, oberen Feld wird durch die *Ablösung-Kriterium Linie* begrenzt. Diese charakteristische Linie wird mit der Gleichung (3.4.) bestimmt.

Oberhalb der *Ablösung-Kriterium Linie* kommt es zu einer laminaren Ablösung der Grenzschicht, die in weiterer Folge zu einer *Transition über eine Ablöseblase* führen kann. Gegenwärtig ist die Abhängigkeit des Turbulenzgrades bei abgelösten laminaren Grenzschichtströmungen nicht bekannt und daher die *Ablöse Kriterium Linie* mit einem punktierten Linienzug dargestellt.

Der schattierte Sektor im Diagramm stellt den Bereich von Turbulenzgraden von 5-10% dar. Daraus resultiert, dass Transition in Turbomaschinen in erster Linie in Form der *Bypass-Transition* vorkommt. Bei verzögerter Strömung kann es trotz des hohen Turbulenzgrades zu einer *Natürlichen Transition* kommen. Bei stark verzögerter Strömung tritt sogar Ablösung ein.

Bei der Interpretation des Diagramms ist die folgende Überlegung von Nutzen.

Bei einer Strömung mit der Geschwindigkeit U(x) = konstant ergibt sich für den Beschleunigungsparameter der Wert K = 0 (d.h. weder beschleunigte noch verzögerte Strömung und entspricht der Strömung an der ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0)).

Der zugehörige Wert für *Natürliche Transition* ergibt die Reynoldszahl $\text{Re}_{\theta,T}(K=0) \approx 400$. Dies entspricht der in Gleichung (2.2.) erwähnten Reynoldszahl $\text{Re}_{x,krit} \approx 3.5 \cdot 10^5$.

3.5. Transition an einer Turbinenschaufel

3.5.1. Beschleunigungsparameter-Verteilung am Schaufelprofil

Bei einem längsangeströmten Schaufelprofil kann eine erste Aussage über die Transition-Modi mit Hilfe des in Gleichung (3.2.) definierten Beschleunigungsparameters K getroffen werden. Von Interesse ist hierbei die Beschleunigungsparameter-Verteilung (K-Werte-Verteilung) entlang der Schaufelprofiloberfläche x/l. Die Bestimmung des *K*-Faktors entlang der Schaufelprofiloberfläche erfolgt mittels der Druckverteilung entlang der Schaufelprofiloberfläche. Da der herrschende Druck in der Grenzschicht von der Außenströmung aufgeprägt wird, d.h. p(x,y) = p(x), kann mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung die Geschwindigkeitsgröße *U* bzw. *dU* durch die Druckgröße *p* bzw. *dp* ersetzt werden. Voraussetzung hierfür ist $Ma \le 0,2$, sprich eine inkompressible Strömung.

Mit der Bernoulli-Gleichung (Bernoulli's equation)

$$p(x) + \rho \cdot \frac{U^2(x)}{2} = p_{\infty} + \rho \cdot \frac{U_{\infty}^2}{2} = konstant$$
 (3.6.)

ergibt sich die Ableitung

$$\frac{dU}{dp} = \frac{1}{\rho \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot (p_{\infty} - p(x)) + U_{\infty}^{2}}}}$$
(3.7.)

Mit dem statischen Druckkoeffizienten (pressure coefficient)

1- -

$$C_{p}(x) = \frac{p(x) - p_{\infty}}{\rho \cdot \frac{U_{\infty}^{2}}{2}}$$
(3.8.)

ergibt sich die Ableitung

$$\frac{dp}{dC_p} = \rho \cdot \frac{U_{\infty}^2}{2}$$
(3.9.)

Mit der *Profil-Reynoldszahl* (chord Reynolds number)

$$\operatorname{Re}_{\infty} = \frac{U_{\infty} \cdot l}{v}$$
(3.10.)

ergibt sich somit durch einsetzen in Gleichung (3.2.) von Gleichung (3.6.) umgeformt nach $U^2(x)$, Gleichung (3.7.), Gleichung (3.8.) umgeformt nach p(x), Gleichung (3.9.) und Gleichung (3.10.) für den Beschleunigungsperemeter K der Ausdruck:

für den Beschleunigungsparameter K der Ausdruck:

$$K = -\frac{1}{2 \cdot \text{Re}_{\infty}} \cdot \frac{1}{(1 - C_p)^{3/2}} \cdot \frac{dC_p}{d(x/l)}$$
(3.11.)

Abbildung 3.10. und 3.11. stellen eine typische Druckverteilung (Druck- und Saugseite) eines Turbinenschaufelprofils mit seiner zugehörigen *K*-Werte-Verteilung dar.

Die *K*-Werte-Verteilung ändert sich in Größe als auch in Form in Abhängigkeit des Anströmwinkels, hervorgerufen durch die sich ändernde Druckverteilung.



Abbildung 3.10. Druckverteilung C_p an einer Turbinenschaufel [14]



Abbildung 3.11. Beschleunigungsparameterverteilung K an einer Turbinenschaufel [14]

3.5.2. Wichtige K-Werte

Bei der Beurteilung der Beschleunigungsparameter-Verteilung sind zwei *K*-Werte von großer Bedeutung:

1) $\boldsymbol{K} = \boldsymbol{K}_{\text{Rev.}T} = \boldsymbol{3} \cdot \boldsymbol{10}^{-6}$

Untersuchungen [14] haben ergeben, dass es auf der Saugseite im Bereich der Profilvorderkante bzw. auf der Druckseite im Bereich der Profilhinterkante, wo hohe Beschleunigungen auftreten, zu einer Relaminarisierung kommt (Transition in Form einer *Transition über einer Relaminarisierung*), wenn der Wert $K \ge 3 \cdot 10^{-6}$ ist.

Umgekehrt folgt daraus, dass **keine** Transition eintreten kann, solange der Faktor $K \ge 3 \cdot 10^{-6}$ ist!

2) $K = K_{crit.} = -3,8.10^{-6}$ Dieser Zahlenwert ergibt sich aus Gleichung (3.5.) für einen Turbulenzgrad von Tu = 5%.

Somit können folgende Aussagen getroffen werden:

1) Natürliche/Bypass-Transition kann nur dann eintreten, wenn für den Beschleunigungsparameter K gilt:

$$K_{crit.} = -3.8 \cdot 10^{-6} \le K \le 3 \cdot 10^{-6} = K_{\text{Rev.}T}$$

Die Transition beginnt an jener Stelle an der Schaufelprofiloberfläche, wo $Re_{\theta} = Re_{\theta,T}$ gilt.

2) Laminare Ablösung kann nur dann eintreten, wenn für den Beschleunigungsparameter *K* gilt:

$$K \le -3.8 \cdot 10^{-6} = K_{crit}$$

Laminare Ablösung erfolgt an jener Stelle an der Schaufelprofiloberfläche, wo laut Gleichung (3.3.) $\operatorname{Re}_{\theta}^2 \cdot K = -0,082$ gilt.

3.5.3. Transitionsbereiche am Schaufelprofil

Aufgrund der Oberflächenkrümmung im Bereich der Eintrittskante (Nase) kommt es zu einer starken Umlenkung der Strömung. Dies ist in Form von großen Druckänderungen entlang der Schaufeloberfläche in Abbildung 3.10. ersichtlich, sowohl auf der Druck- als auf der Saugseite. In Abbildung 3.11. dargestellt, führt dies, beginnend vom Staupunkt aus, zu einer starken Beschleunigung der Strömung (hohe positive K-Werte) mit anschließender großer Verzögerung (hohe negative K-Werte, besonders auf der Druckseite).

Die Betrachtung der Abbildung 3.11.zeigt, dass K den Wert $K_{\text{Rev.}T} = 3 \cdot 10^{-6}$ auf der Saugseite im Bereich $x/l \approx 0.15$ und auf der Druckseite im Bereich $x/l \approx 0.4$ einnimmt. Weiters ist erkennbar, dass K den Wert $K_{crit.} = -3.8 \cdot 10^{-6}$ auf der Druckseite in der Nähe der Eintrittskante ($x/l \approx 0.05$) einnimmt.

Somit kommt es auf der Druckseite im Bereich $x/l \approx 0,05$ zu einer laminaren Ablösung der Strömung. Aufgrund des Überschreiten von $K_{crit.} = -3,8 \cdot 10^{-6}$ in der Nähe von $x/l \approx 0,15$, tritt die Form der laminaren Ablösung als Ablöseblase (bubble) auf. Mit zunehmender Lauflänge x/l kommt es zu einem *Natürlichen/Bypass-Transitions*beginn, sobald $\text{Re}_{\theta} = \text{Re}_{\theta,T}$ übereinstimmt.

Im Bereich von $x/l \approx 0.4$ kommt es auf Grund von $K = K_{\text{Rev.T}} = 3 \cdot 10^{-6}$ zu einer Relaminarisierung der turbulenten Strömung.



Abbildung 3.12. Transitionsbereiche an einer Turbinenschaufel [14]

Auf der Saugseite tritt bis zur Lauflänge $x/l \approx 0,15$ eine *Transition über einer Relaminarisierung* auf, da $K \ge K_{\text{Rev.T}} = 3 \cdot 10^{-6}$ ist. Danach wird es erst in der Nähe der Stelle des minimalen Druckes $(x/l \approx 0,5)$ gemäß Abbildung 3.10. zu einem *Natürlichen/Bypass-Transitions*beginn kommen. Vorrausetzung hierfür ist der weitere moderate Druckverlauf (entgegengesetzter Druckgradient) nach der Druckminimumstelle.

Wäre der weitere Druckverlauf nach der Stelle des Druckminimums steil entgegengesetzt, und würde die *K*-Werte-Verteilung den Wert $K = K_{crit.}$ erreichen, so käme es zu einer laminaren Ablösung der Strömung ohne vorherigen *Natürlichen/Bypass-Transitions*beginn (da sonst die Strömung turbulent wäre und somit $K_{crit,turbulent}$ maßgebend wäre für eine Ablösung (siehe Kapitel 3.3.)).

Die getroffenen Aussagen über die Bereiche der einzelnen Transition-Modi an einem Turbinenschaufelprofil sind in Abbildung 3.12. zusammengefasst.

3.5.4. Beschleunigungsparameter-Verteilung am Schaufelprofil in Abhängigkeit der Profilreynoldszahl Re∞

Bei variierender Profilreynoldszahl Re_{∞} ändert sich die *K*-Werte-Verteilung nur in Größe und nicht in Form (Nulldurchgang des *K*-Faktors bleibt an der gleichen Profiloberflächenlänge x/l), da die Druckverteilung aufgrund der sich wenig ändernden Grenzschichtdicke ungefähr die gleiche bleibt.



Abbildung 3.13. Beschleunigungsparameterverteilung K an einer Turbinenschaufel für zwei verschiedene Profilreynoldszahlen $\operatorname{Re}_{\infty}$ [14]

Mit Gleichung (3.11.) kann eine wichtige Aussage getroffen werden: Der Beschleunigungsparameter K verhält sich indirekt proportional zur Profilreynoldszahl Re_{∞} (ist nicht zu verwechseln mit Reynoldszahl Re_{θ}):

$$K \sim \frac{1}{\text{Re}_{\infty}}$$

D.h., kleine Re_{∞} -Werte bewirken große *K*-Werte und umgekehrt. Dies macht sich folgendermaßen bemerkbar.

Abbildung 3.13. stellt die *K*-Werte-Verteilung an einem Schaufelprofil (Druck- und Saugseite) für zwei verschiedene Profilreynoldszahlen $\text{Re}_{\infty} = 1 \times 10^5$ und 4×10^5 dar.

Betrachtet man die Druckseite für die zwei verschiedenen Re_{∞} -Zahlen, so ist erkennbar, dass bei kleinerer Reynoldszahl $\text{Re}_{\infty} = 1 \times 10^5$ sowohl die positiven als auch die negativen *K*-Werte größere Beträge einnehmen. Dies ist besonders sichtbar an der Saugseite.

Für die Saugseite bedeutet dies, dass bei kleinerer Re_{∞} eine laminare Ablösung ($K = K_{crit.}$) eintreten kann.

3.5.5. Transition-Modi am Schaufelprofil in Abhängigkeit der Profilreynoldszahl Re∞

Da bei hoher Profilreynoldszahl Re_{∞} ebenso Re_{θ} hoch ist und in weiterer Folge nach kurzer Schaufeloberflächenlauflänge *x* der Wert $\text{Re}_{\theta} = \text{Re}_{\theta,T}$ erreicht ist, kommt es bereits weiter stromaufwärts zu einer *Natürlichen/Bypass-Transition* und die Strömung ist über einen Großteil des Schaufelprofils turbulent.

Mit sinkender Profilreynoldszahl Re_{∞} bewegt sich die Stelle der *Natürlichen/Bypass-Transition* stromabwärts. Aufgrund der in 3.2.1. erwähnten auftretenden hohen Turbulenzgrade in Turbomaschinen kommt es zu einer *Bypass-Transition*. Diese Situation ist in Abbildung 3.14. im rechten Teil dargestellt. Der zugehörige Verlustbeiwert ist gering.

Mit einer weiteren Verringerung der Profilreynoldszahl Re_{∞} wird der Wert $K = K_{crit.}$ erreicht, d.h. es tritt laminare Ablösung in Form von Ablöseblasen an Stelle der *Natürlichen/Bypass-Transition* ein. Die Stelle $K = K_{crit.}$ bewegt sich mit kleiner werdender Profilreynoldszahl Re_{∞} weiter stromaufwärts. Diese Situation ist in Abbildung 3.14. im mittleren Teil dargestellt und der zugehörige Verlustbeiwert ist geringfügig größer geworden. Bei niedriger Profilreynoldszahl Re_{∞} kommt es schließlich zu einer laminaren Ablösung ohne Wiederanlegung, sprich zum Abreißen der Strömung. Diese Situation ist in Abbildung 3.14. im linken Teil dargestellt und der zugehörige Verlustbeiwert ist stark angestiegen.



Abbildung 3.14. Transition-Modi und Verlustbeiwert an einer Turbinenschaufel für verschiedene Profilreynoldszahlen [14]

Allgemein kann man feststellen, dass hohe Re-Zahlen einen langen und ruhigen *Natürlichen/Bypass-Transitions*prozess; niedrige Re-Zahlen (laut [14] wahrscheinlich aufgrund einer beginnenden Grenzschichtablösung) einen plötzlichen und raschen *Natürlichen/Bypass-Transitions*prozess bewirken.

4. Grundlagen der Heißfilmanemometrie

4.1. Die Heißfilmsonde

Die Messungen am Turbinenschaufelprofil wurden mit der in Abbildung 4.1. dargestellten Heißfilmsonde DANTEC 55R47 durchgeführt. Die Sonde besteht aus einem dünnen Draht (Heißfilm) aus Nickel (0,9 mm x 0,7 mm x 0,001 mm), der auf eine Polyamidfolie (8 mm x 16 mm x 0,05 mm) aufgebracht ist. Der Heißfilm ist mit zwei goldplattierten Anschlussplättchen aus Nickel verbunden. Auf diese Anschlussplättchen sind die beiden Verbindungsdrähte (\emptyset 0,1 mm x 55 mm) aufgelötet. Die gesamte Heißfilmsonde ist durch eine dünne Schicht aus SiO₂ geschützt und wird auf die zu untersuchende Fläche geklebt. Die Strömungsrichtung ist parallel zur längeren Seite der rechteckigen Trägerfolie.



Abbildung 4.1. Heißfilmsonde DANTEC 55R47

4.2. Prinzip der Heißfilmsonde

Das Messprinzip der Heißfilmsonde beruht laut [9] auf der Analogie zwischen der Wandschubspannung und dem örtlichen Wärmeübergang auf die Grenzschichtströmung. Der dünne Draht der Heißfilmsonde wird durch elektrischen Strom auf ein gewisses Temperaturniveau erhitzt und gleichzeitig durch das vorbeiströmende Fluid der Grenzschichtströmung abgekühlt. Die zur Erhitzung notwendige elektrische Spannung (Messspannung), aufgrund der sich ändernden Strömungsbedingungen (laminar, turbulent oder transitional), ist ein Maß für den übertragenen Wärmestrom in die Grenzschichtströmung bzw. für die auftretende Wandschubspannung zwischen Grenzschichtströmung und Wandoberfläche (siehe später Kapitel 6. "Physikalisch-mathematische Grundlagen").

4.3. Konstant-Temperatur-Anemometer

Die Messung wurde mit einer Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA) durchgeführt. Wie in [19] beschrieben, wird durch das Anemometer die Heißfilmsonde beheizt, womit einerseits eine so genannte Überhitzung mit der Temperaturdifferenz ΔT zwischen Heißfilmsonde (Draht) T_W und strömenden Fluid T(x) existiert und andererseits die Temperatur des Drahtes, und damit der Widerstand R_W der Heißfilmsonde

$$R_W = R_o \cdot \left[1 + \alpha_o \cdot \left(T_W - T_o\right)\right]$$

auf einem konstanten Wert gehalten wird.

Die Grundlagen der Heißfilmanemometrie sind ausführlich in [3] beschrieben.

Ein Konstant-Temperatur-Anemometer (siehe Abbildung 4.2.) besteht aus einer Wheatston`schen Brücke, in deren einem Zweig die Heißfilmsonde als aktives Element geschaltet ist. R_W stellt, wie bereits erwähnt, den Heißfilmsondenwiderstand und R_L den Kabelwiderstand dar.

Mit dieser Schaltung wird im Messbetrieb die Heißfilmsonde auf konstanter Temperatur T_W über dem Temperaturniveau T(x) der Außenströmung gehalten. Die Anemometer-Spannung E stellt die Messspannung dar.



Abbildung 4.2. Prinzipschaltbild eines Konstant-Temperatur-Anemometers

Ändert sich übertragene Wärmestrom, der so ist die Fehlerspannung $e_2 - e_1$ (Brückenspannung) ein Maß für die Änderung des Heißfilmsondenwiderstandes R_W . Diese Spannungsdifferenz wird an den Eingang des Operationsverstärkers (G) weitergeleitet. Der Ausgangsstrom i des Operationsverstärkers ist umgekehrt proportional der Widerstandsänderung der Heißfilmsonde. Durch Rückspeisung des Stromes in die Wheatston'sche Brücke wird der ursprüngliche Widerstand der Heißfilmsonde wieder hergestellt.

Durch Verstellung von R_3 wird die Brücke abgeglichen (Spannungspotential $e_2 - e_1 = 0$).
4.4. Festlegung wichtiger Messgrößen

Für die Versuchsdurchführung sind wichtige Größen festzulegen, die eine erfolgreiche Messung gewährleisten. Dies betrifft in erster Linie die Anzahl der verwendeten Heißfilmsonden und die Überhitzungstemperatur $\Delta T = T_W - T(x)$. Eine zu große Anzahl von positionierten Sonden des Typs DANTEC 55R47 ist am Schaufelprofil aus Platz- und Kostengründen nicht machbar.

Die Grenzfrequenz f_{grenz} des Messsystems hängt laut [13] von der gewählten Überhitzungstemperatur ΔT ab. Eine hohe Überhitzung ergibt eine hohe Auflösung der Messung, hat aber zur Folge, dass aufgrund der hohen Temperatur T_W des Drahtes die Lebensdauer der Heißfilmsonde stark eingeschränkt wird. Die Grenzfrequenz f_{grenz} , die Frequenz des Tiefpassfilters f_{LP} sowie die Frequenz des Hochpassfilters f_{HP} können laut [13] mit Hilfe des "Square-Wave Tests" bestimmt werden.

Weitere für die Auswertung mittels Statistik wichtige Größen stellen die Anzahl der Messungen N und die Abtastfrequenz f = N/t über den Zeitbereich t dar.

Hierzu sind Tabelle 4.1. Literaturangaben in über wichtige Größen von Heißfilmsondenmessungen an Turbinenschaufeln übersichtlich dargestellt. Die angegebenen Untersuchungen wurden alle an der Saugseite von Turbinenschaufeln an ebenen Schaufelgittern in Gitterwindkanälen durchgeführt. Im Gegensatz zu der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Heißfilmsonde DANTEC 55R47 sind auch so genannte "Sonden-Arrays" in Verwendung. Mit dieser Art von Sonde kann eine hohe örtliche Dichte von Messstellen erzielt werden ohne gegenseitige strömungstechnische Beeinflussung.

In der letzten Zeile von Tabelle 4.1. sind die gewählten Größen der vorliegenden Arbeit aufgelistet.

Referenz	Sondentyp	S	Anzahl der	ΔT	f	N	f_{LP}	f_{HP}	fgrenz
		[mm]	Messstellen	[°C]	[kHz]	[-]	[kHz]	[kHz]	[kHz]
HODSON [12]	DANTEC (Array)	56	5	?	40	?	10	?	≥15
ACTON [1]	?	100	44	60	?	?	?	?	15
HARBECKE [11]	DANTEC 55R47	73	10	?	50	?	10	ja	?
CANEPA et al. [5]	DANTEC 55R47	300	28	?	40	140000	20	?	≥20
GRIFFIN u. DAVIES [10]	Senflex (Array)	93	30	130	20	?	?	?	?
CANEPA et al. [4]	DANTEC 55R47	300	30	60	50	172032	20	?	≥20
eigene Messungen	DANTEC 55R47	100	12	60	50	140000	10	nein	≥30

Tabelle 4.1. Zusammenstellung von Literaturangaben über Heißfilmsondenmessungen an Turbinenschaufeln

5. Turbinengitter

5.1. Schaufelprofil

Das verwendete Modell, an der die Grenzschichtmessung durchgeführt wird, ist ein Turbinenschaufelprofil mit der Bezeichnung T100. Die Schaufelgeometrie mit der Positionierung der aufgeklebten Heißfilmsonden (Position 1-12) ist in Abbildung 5.1. dargestellt. Durch die Verwendung einer vergrößerten Modellschaufelgeometrie bzw. einer großen Sehnenlänge s kommt es zu einer Vergrößerung der Profilreynoldszahl. In weiterer Folge kommt es zu einer größeren geometrischen Auflösung und dadurch zu einer erhöhten Messgenauigkeit des Transitionsbereiches gegenüber der kleineren Originalschaufel in Turbomaschinen.



Abbildung 5.1 Geometrie des Turbinenschaufelprofils T100 mit Positionierung (1-12) der Heißfilmsonden

5.2. Positionierung der Heißfilmsonden

Die Positionierung der Heißfilmsonden darf die Strömung bzw. die Grenzschichtmessung nicht beeinflussen. Daher gelten hierfür einige Anforderungen:

(i) Es darf keine Stolperkante durch die dünne Filmsonde auf der Schaufelprofiloberfläche entstehen. Die Zuleitungsdrähte der Sonde (angeschlossen an den beiden Verbindungsdrähten, siehe dazu Abbildung 5.2.) müssen möglichst weit außerhalb des interessierenden Strömungsbereichs liegen. In weiterer Folge müssen die einzelnen Heißfilmsonden und ihre Zuleitungsdrähte so platziert werden, dass es zu keiner gegenseitigen Beeinflussung kommt.

(ii) Die Sonde muss thermisch zur Schaufelprofiloberfläche gut isoliert sein, damit der größte Teil des erzeugten Wärmestromes direkt an die Strömung abgegeben wird. Bei schlechter Isolierung wird durch Wärmeleitung Energie an die Schaufel abgegeben. Diese Energie beeinflusst die benachbarten Heißfilmsonden und wird über die nicht mit Sonden bedeckte Schaufelprofiloberfläche an die Strömung weitergegeben und führt in weiterer Folge zu einer Verfälschung der Messergebnisse.

(iii) Der Ohmsche Widerstand einer Heißfilmsonde soll sehr hoch sein, um das Verhältnis R_W/R_L groß zu halten, damit der größte Teil der aufgebrachten Energie an der Sonde und nicht in der Zuleitung umgesetzt wird.

Hierzu werden die Heißfilmsonden DANTEC 55R47 sorgfältig und sauber auf der Saugseitenoberfläche der Turbinenschaufel mit Silikon aufgeklebt (um eine Wiederverwendung der kostspieligen Sonden zu ermöglichen). Um eine Störung der Grenzschicht durch stromaufwärts liegende Sonden zu vermeiden, werden diese in Strömungslängsrichtung versetzt angeordnet. Aufgrund der begrenzten Schaufelhöhe werden die Positionierungen auf zwei Schaufeln (Position 1-6 und Position 7-12) aufgeteilt. Die Zuleitungsdrähte werden durch Bohrungen parallel zur Schaufellängsachse nach außen geführt. Das Schaufelmaterial besteht aus PVC, damit die von den Heißfilmsonden in das Substrat auftretende Wärmeleitung möglichst gering gehalten wird.

Abbildung 5.2. zeigt die instrumentierte Turbinenschaufel mit den positionierten Heißfilmsonden (Position 1-6) und die Anordnung der Zuleitungsdrähte.



Abbildung 5.2. Instrumentierte Turbinenschaufel mit positionierten Heißfilmsonden (1-6) und den Zuleitungsdrähten

5.3. Schaufelgitter

Die Turbinenschaufel mit den positionierten Heißfilmsonden (Position 7-12) ist in Abbildung 5.3. als außermittige Schaufel in einem ebenen Schaufelgitter platziert. Das Gitter T100 besteht aus insgesamt 9 Schaufeln und die zugehörige Gittergeometrie ist in Abbildung 5.4. ersichtlich.



Abbildung 5.3. Ebenes Schaufelgitter mit positionierten Heißfilmsonden (7-12) bestückter Turbinenschaufel

5.4. Zuströmwinkel

Bei den durchgeführten Grenzschichtmessungen ist der Einfluss des Zuströmwinkels von Interesse. Je nach Lastfall ändert sich in einer Turbinenstufe die Zuströmrichtung der Turbinenschaufeln. Der zugehörige Zuströmwinkel der Turbinenschaufel ist mit der Definition des Inzidenzwinkels

$$i = \beta_{1,des} - \beta_1$$

festgelegt (siehe dazu Abbildung 5.4.).

Der Inzidenzwinkel *i* der Zuströmung ergibt sich aus der Differenz des Auslegungszuströmwinkels $\beta_{I,des}$ und des tatsächlichen Zuströmwinkels β_{I} .

Entsprechend dieser Definition treten negative Inzidenzwinkel bei Teillast auf und verursachen an der Turbinenschaufel einen Rückenstoß (Zuströmung trifft auf die Saugseite). Überlastzustände rufen dagegen positive Inzidenzwinkel hervor und führen zu einem Bauchstoß (Zuströmung trifft auf die Druckseite).



Abbildung 5.4. Gittergeometrie und Definition des Inzidenzwinkels i

Tabelle 5.1. zeigt die bei den durchgeführten Grenzschichtmessungen eingestellten Zuströmbzw. Inzidenzwinkel. Der Bereich $i = \pm 30^{\circ}$ ergibt sich aus den Einschränkungen der Verstellung des Gitterwindkanals.

β_l [°]	<i>i</i> [°]	Lastzustand
120	-30	Teillast
90	0	Nennlast
60	+30	Überlast

Tabelle 5.1. Untersuchte Zuström- bzw. Inzidenzwink	el
---	----

6. Physikalisch-mathematische Grundlagen

Nach [2] kann über die Bestimmung des Wärmestroms bzw. Wärmeübergangs der Wandschubspannungsverlauf zwischen Grenzschichtströmung und angrenzender Wand entlang einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) gemessen werden.

Grundlage ist die Analogie zwischen dem erzeugten Temperaturprofil T(y), dass durch den Wärmeeintrag der Heißfilmsonde erzeugt wird, und dem auftretenden Geschwindigkeitsprofil u(y) in Wandnähe, welches für die Größe der Wandschubspannung τ_w verantwortlich ist.

6.1. Temperatur-Grenzschicht

Zur Bestimmung des Wärmestroms ist die Temperaturverteilung T(y) (Temperaturprofil) in der Grenzschichtströmung maßgebend. Die in Abbildung 6.1. dargestellte Temperaturgrenzschichtdicke $\delta_{T}(x)$ verwechseln mit der ist nicht zu Strömungsgrenzschichtdicke $\delta(x)$.



Abbildung 6.1. Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung innerhalb der Grenzschicht [9]

An der Vorderkante der Heißfilmsonde beginnend, bildet sich eine Temperaturgrenzschicht der Dicke $\delta_T(x)$ aus. Die Länge der Heißfilmsonde sei dabei so kurz, dass die von ihr erzeugte Temperaturgrenzschicht $\delta_T(x)$ noch innerhalb der viskosen Unterschicht (viscous sublayer) liegt und die Geschwindigkeitsverteilung u(y) innerhalb der Temperaturgrenzschicht daher als linear angesehen werden kann.

Für die weitere Herleitung gilt somit die Vorraussetzung, dass die Temperaturgrenzschicht δ_T wesentlich dünner sein muss als die Strömungsgrenzschicht δ , d.h. $\delta_T \ll \delta$.

 T_W stellt die Temperatur der erhitzten Heißfilmsonde dar. Die Temperatur der Außenströmung kann gleichgesetzt werden mit der Zu- bzw. Anströmtemperatur, d.h. $T(x) = T_{\infty}$.

6.2. Bilanzierung des in die Grenzschicht fließenden Wärmestroms

Betrachtet man eine stationäre zweidimensionale laminare inkompressible Grenzschichtströmung an der ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0), so lautet die *Energiegleichung* (1. Hauptsatz)

$$d\dot{H} = dQ \tag{6.1.}$$

wobei die durch innere Reibung (Dissipation) erzeugte Wärme gegenüber der Wärmeübertragung durch die erhitzte Heißfilmsonde vernachlässigt werden kann.

In Abbildung 6.2. ist ein Kontrollvolumen innerhalb der Temperaturgrenzschicht mit der Länge dx und der Tiefe b über die Temperaturgrenzschichtdicke δ_T dargestellt. Die Bilanzierung der Wärme- und Enthalpieströme nach Gleichung (6.1.) ergibt gemäß [6] für die Leistungsbilanz:

$$\dot{H}_{Austritt} - \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{Grenzschicht} = d\dot{Q}_{W}$$
(6.2.)



Abbildung 6.2. Energiebilanz eines Kontrollvolumens

Bilanzierung der einzelnen Energieströme:

Für den durch die Heißfilmsonde übertragenen Wärmestrom folgt:

$$d\dot{Q}_W = \dot{q}_W(x) \cdot b \cdot dx \tag{6.3.}$$

Für den Eintritt folgt:

$$\dot{H}_{Eintritt} = \dot{m}_{Eintritt} \cdot h = \rho \cdot b \cdot c_p \cdot \int_{y=0}^{\delta_T} u(y) \cdot T(y) \cdot dy$$
(6.4.)

Für den Austritt folgt:

$$\dot{H}_{Austritt} = \dot{m}_{Austritt} \cdot h + \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_{Austritt} \cdot h) \cdot dx = \rho \cdot b \cdot c_p \cdot \int_{y=0}^{\delta_T} \left[u(y) + \frac{\partial}{\partial x} u(y) \cdot dx \right] \cdot \left[T(y) + \frac{\partial}{\partial x} T(y) \right] \cdot dy$$
(6.5.)

Mit der Massenbilanz:

$$\dot{m}_{Grenzschicht} = \dot{m}_{Austritt} - \dot{m}_{Eintritt} = \rho \cdot b \cdot \int_{y=0}^{\delta_T} \frac{\partial}{\partial x} u(y) \cdot dx \cdot dy$$
(6.6.)

folgt für die Grenzschicht:

$$\dot{H}_{Grenzschicht} = \dot{m}_{Grenzschicht} \cdot h = \rho \cdot b \cdot c_p \cdot T_{\infty} \cdot \int_{y=0}^{\delta_T} \frac{\partial}{\partial x} u(y) \cdot dx \cdot dy$$
(6.7.)

Die einzelnen Energieströme mit den Gleichungen (6.3.), (6.4.), (6.5.) und (6.7.) eingesetzt in Gleichung (6.2.) ergibt:

$$\frac{d}{dx} \left[\rho \cdot c_p \cdot \int_{y=0}^{\delta_T} u(y) \cdot (T(y) - T_{\infty}) \cdot dy \right] = \dot{q}_W$$
(6.8.)

Gleichung (6.8.) stellt die Leistungsbilanz in der Grenzschichtströmung dar und zeigt den Zusammenhang zwischen Temperaturprofil T(y) und Geschwindigkeitsprofil u(y).

Die Differenz der kinetischen Energie zwischen Austritt und Eintritt bzw. Grenzschicht des Kontrollvolumens kann vernachlässigt werden.

6.3. Zusammenhang zwischen Wärmestrom und Wandschubspannung

Zur Bestimmung der Wandschubspannung ist die Geschwindigkeitsverteilung u(y) in der Grenzschichtströmung maßgebend.

Mit dem Newton'schen Reibungsgesetz viskoser Flüssigkeiten

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial u(y)}{\partial y} \tag{6.9.}$$

gilt innerhalb der viskosen Unterschicht für die Wandschubspannung der lineare Ansatz:

$$\tau_W = \mu \cdot \frac{u(y)}{y} \tag{6.10.}$$

Gleichung (6.10.) umgeformt nach der Strömungsgeschwindigkeit u(y) und eingesetzt in Gleichung (6.8.) ergibt:

$$\frac{d}{dx} \left[\rho \cdot c_p \cdot \frac{\tau_W}{\mu} \int_{y=0}^{\delta_T} y \cdot (T(y) - T_\infty) \cdot dy \right] = \dot{q}_W$$
(6.11.)

Ähnlichkeitsfunktion $f(\eta)$:

Die mathematische Lösung der Differentialgleichung (6.11.) wird gemäß [2] wesentlich vereinfacht mit Hilfe einer Ähnlichkeitsfunktion

$$f(\eta) = (1 - 4\eta^{3} + 3\eta^{4}) + \alpha \cdot (\eta - 3\eta^{3} + 2\eta^{4}), \qquad (6.12.)$$

wobei die dimensionslose Größe

$$\eta(x,y) = \frac{y}{\delta_T(x)}$$
(6.13.)

die Laufvariable der Temperaturgrenzschichtdicke δ_T und α eine vorerst unbekannte Größe darstellt.

Für den Integralanteil von Gleichung (6.11.) ergibt sich für die Temperaturdifferenz zwischen der Temperaturverteilung T(y) der Grenzschichtströmung und der Temperatur T_{∞} der Außenströmung mit Hilfe der Ähnlichkeitsfunktion $f(\eta)$ folgender Ansatz

$$T(y) - T_{\infty} = \Delta T \cdot f(\eta), \qquad (6.14.)$$

wobei die Temperaturdifferenz $\Delta T = T_W - T_{\infty} = konstant$ definiert ist. (siehe Kapitel 4.3.)

Mit der Randbedingung y = 0 eingesetzt in Gleichung (6.14.) erhält man die Bestätigung für $T(y = 0) = T_w$.

Mit der Ableitung $\partial T(y)/\partial y$ von Gleichung (6.14.), die an der Wand (y = 0) dem Wärmeleitungsgesetz nach *Fourier*

$$\frac{\partial T(y)}{\partial y} = \frac{\dot{q}_W(x)}{\lambda}$$
(6.15.)

entsprechen muss, erhält man für α in Gleichung (6.12.) den Ausdruck

$$\alpha(x) = \frac{\dot{q}_W(x) \cdot \delta_T(x)}{\lambda \cdot \Delta T}, \qquad (6.16.)$$

welcher die *Nusselt*-Zahl darstellt. Der Integralanteil von Gleichung (6.11.)

$$\int_{y=0}^{\delta_T} y \cdot (T(y) - T_{\infty}) \cdot dy \longrightarrow$$

eingesetzt mit Gleichung (6.13.) umgeformt nach y, mit Gleichung (6.16.) umgeformt nach $\delta_T(x)$ und

mit Gleichung (6.14.) ergibt

$$\longrightarrow = \int_{0}^{1} \left(\delta_{T}(x) \right)^{2} \cdot \eta \cdot \Delta T \cdot f(\eta) \cdot d\eta = \left(\alpha(x) \right)^{2} \cdot \int_{0}^{1} \eta \cdot f(\eta) \cdot d\eta \cdot \frac{\lambda^{2} \cdot \Delta T^{3}}{\dot{q}_{W}^{2}}$$
(6.17.)

Mit Gleichung (6.17.) und dem Term:

$$(\alpha(x))^2 \cdot \int_{0}^{1} \eta \cdot f(\eta) \cdot d\eta = A_1 \longrightarrow$$
 welcher sich gemäß [2] als $A_1 = konstant$ erweist, (6.18.)

folgt für Gleichung (6.11.) :

$$\frac{d}{dx} \left[\rho \cdot c_p \cdot \frac{\tau_W}{\mu} \cdot A_1 \cdot \frac{\lambda^2 \cdot \Delta T^3}{\dot{q}_W^2(x)} \right] = \dot{q}_W(x)$$
(6.19.)

Mit der Prandtl-Zahl

$$\Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$$
(6.20.)

und Integration von Gleichung (6.19.) über die Länge *L* der Heißfilmsonde, wobei $\dot{q}_W(x) = \dot{q}_W = konstant$ angesehen werden kann, ergibt sich für die Wandschubspannung:

$$\tau_W^{1/3} = \frac{\dot{q}_W \cdot (L \cdot \mu \cdot \nu)^{1/3}}{(\Pr \cdot A_1)^{1/3} \cdot \lambda \cdot \Delta T}$$
(6.21.)

Gleichung (6.21.) stellt den Zusammenhang zwischen dem in die Grenzschichtströmung übertragenen Wärmestrom und der auftretenden Wandschubspannung dar.

Allgemein sind die Stoffwerte ρ, μ, c_p und λ temperaturabhängig und variieren dadurch innerhalb der Temperaturgrenzschicht. Der Faktor

$$A_2 = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \nu}{\Pr}\right)^{1/3}$$
(6.22.)

kann jedoch gemäß [2] über einen großen Temperaturbereich als konstant angesehen werden.

6.4. Zusammenhang zwischen elektrischer Leistung und Wandschubspannung

Die Leistungsbilanz an einem elektrischen Widerstand lautet:

$$P_{elektr.} = Q \tag{6.23.}$$

Die elektrische Leistung $P_{elektr.}$ des Widerstandes R_W der Heißfilmsonde, dargestellt in Abbildung 6.3., wird einerseits als Wärmestrom \dot{q}_W in die Grenzschichtströmung und andererseits als $\dot{q}_{Substrat}$ in die Wand übertragen.



Abbildung 6.3. Energiebilanz einer Heißfilmsonde

Somit ergibt sich mit Gleichung (6.23.) für die Leistungsbilanz der Heißfilmsonde:

$$P_{elektr.} = i^2 \cdot R_W \cdot C_1 = \underbrace{\left(\dot{q}_W + \dot{q}_{Substrat}\right)}_{\dot{q}_{Total}} \cdot L \cdot B$$
(6.24.)

L (Länge) und *B* (Breite) stellen die Abmessungen des Heißfilmsondedrahtes dar. Die Konstante C_1 berücksichtigt die vorhandenen Verluste und ist eine Funktion der Temperatur ΔT .

Gleichung (6.21.) umgeformt nach dem Wärmestrom \dot{q}_W und die Konstanten A_1 (Gleichung (6.18.)) und A_2 (Gleichung (6.22.)) zusammengefasst zu $A_3 = konstant$, ergibt eingesetzt in Gleichung (6.24.):

$$i^{2} \cdot R_{W} = \frac{L \cdot B}{C_{1}} \cdot \left(\underbrace{\frac{\Delta T}{(L)^{1/3}} \cdot A_{3} \cdot (\tau_{W})^{\frac{1}{3}}}_{\dot{q}_{W}} + \dot{q}_{Substrat} \right)$$
(6.25.)

Gleichung (6.25.) stellt den Zusammenhang zwischen auftretender Wandschubspannung und der elektrischen Leistung dar.

6.5. Zusammenhang zwischen elektrischer Spannung und Wandschubspannung

Die Heißfilmsonde ist in Abbildung 4.2. als aktives Element in einer Wheatston`schen Brücke geschaltet, wobei der Sondenwiderstand aufgrund der Konstant-Temperatur-Anemometrie $R_w = konstant$ ist (siehe Kapitel 4.3.).

Mit dem Ohmschen-Gesetz

$$i = \frac{E}{(R_W + R_L + R_1)}$$
(6.26.)

eingesetzt in Gleichung (6.25.), und durch Zusammenfassung der Konstanten $R_W, R_L, R_1, L, B, \Delta T$ und C_1 bzw. A_3 folgt daraus der vorerst endgültige Zusammenhang zwischen der Messspannung E (Anemometerspannung) und der Wandschubspannung τ_W für eine ebene längsangeströmte Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0):

$$\tau_{W}^{\frac{1}{3}} = \frac{E^{2}}{C} - \dot{q}_{Substrat}$$
(6.27.)

6.6. Momentanwert der Quasi-Wandschubspannung

Betrachtet man Gleichung (6.27.), so stellt sich die Frage nach dem Wert der Konstanten Cund dem zwischen Heißfilmsonde und Substrat fließenden unbekannten Wärmestrom $\dot{q}_{Substrat}$.

Unbekannter Wärmestrom $\dot{q}_{Substrat}$:

Man setze mit Gleichung (6.21.) folgende Betrachtungsweise an und definiert mit der Konstanten C^* den Momentanwert der Wandschubspannung:

$$\tau_{W}^{1/3} = \frac{\dot{q}_{W}}{C^{*}} = \frac{\dot{q}_{Total} - \dot{q}_{Substrat}}{C^{*}}$$
(6.28.)

Für ein ruhendes Fluid, d.h. die Anströmgeschwindigkeit u_{∞} bzw. die Grenzschichtströmung u(y) hat den Wert Null, folgt mit der Randbedingung $\tau_{W} = 0$:

$$\dot{q}_{Total}(\tau_W = 0) = \dot{q}_{Substrat}(\tau_W = 0) = \dot{q}_0(\tau_W = 0)$$
 (6.29.)

In Wirklichkeit ist \dot{q}_0 der bei ruhendem Fluid durch Leitung in die Wand, durch natürliche Konvektion und durch Wärmestrahlung fließende Wärmestrom. Den hauptsächlichen Anteil macht jedoch dabei die Wärmeleitung aus und die natürliche Konvektion und die Wärmestrahlung können vernachlässigt werden.

Somit kann die Annahme mit der mathematischen Betrachtung (Gleichung (6.29.))

$$\dot{q}_0(\tau_W = 0) = \dot{q}_{Substrat}(\tau_W = 0)$$

als genügend genau definiert werden.

(Der Index 0 beschreibt den Strömungszustand für ein ruhendes Fluid mit einer Anströmgeschwindigkeit $U_{\infty} = 0$ bzw. $\tau_{W} = 0$)

Laut [12] haben Untersuchungen weiters ergeben, dass der Wärmestrom $\dot{q}_{Substrat}$ sich bei strömendem Fluid ($\tau_W \neq 0$) mit verschiedenen Geschwindigkeiten gegenüber ruhendem Fluid nicht maßgeblich ändert und somit als

$$\dot{q}_{Substrat}(\tau_W \neq 0) = \dot{q}_0(\tau_W = 0) = konstant$$
 (6.30.)

angenommen werden kann.

Somit folgt für Gleichung (6.27.) mit der Randbedingung $\tau_{W} = 0$:

$$E^{2}(\tau_{W} = 0) = C \cdot \dot{q}_{Substrat}(\tau_{W} = 0) = E_{0}^{2}(\tau_{W} = 0) = konstant$$
(6.31.)

bzw. für $\tau_w \neq 0$:

$$\tau_W^{\frac{1}{3}} = \frac{E^2 - E_0^2}{C}$$
(6.32.)

Unbekannte Konstante C:

Nachdem bei der Untersuchung des Grenzschichtströmungszustandes (laminar, turbulent oder transitional) nur ein qualitativer Zustand von Interesse ist, ist der absolute Betrag der Wandschubspannung τ_W nicht von Bedeutung und daher eine Kalibrierung der Gleichung (6.32.) zur Bestimmung der Konstanten *C* nicht erforderlich.

[12] gelangte zu der Annahme, dass auftretende Effekte durch Kalibrierung verschiedener Sensoren aufgrund kleiner Differenzen von Messfühlerbereichen, Widerständen, unterschiedlicher Flächen etc. dadurch unterdrückt werden, wenn für die Konstante C^* (siehe Gleichung (6.28.)) der Wert $C^* = \dot{q}_0$ angenommen wird.

Eingesetzt in Gleichung (6.28.) mit Gleichung (6.30.) definiert man den *Momentanwert der Quasi-Wandschubspannung*:

$$q\tau_{W}^{1/3} = rac{\dot{q}_{Total} - \dot{q}_{0}}{\dot{q}_{0}}$$

Diese Betrachtungsweise auf Gleichung (6.32.) bezogen, ergibt mit $C = E_0^2$:

$$q\tau_{W} = \left(\frac{E^{2} - E_{0}^{2}}{E_{0}^{2}}\right)^{3}$$
(6.33.)

Mit dieser Beziehung ist der endgültige Zusammenhang zwischen der Quasi-Wandschubspannung $q\tau_W$ und der Messspannung E (Anemometerspannung) festgelegt.

7. Wandschubspannung

Betrachtet man die Gleichung (6.9.), so ist in erster Linie der Geschwindigkeitsgradient an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ hauptverantwortlich für die Wandschubspannung, die über den auftretenden Wärmestrom gemessen wird. Um den Verlauf der Wandschubspannung entlang der Schaufelprofiloberfläche interpretieren zu können, ist die Kenntnis der Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Grenzschicht erforderlich.

7.1. Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschichtströmung

7.1.1. Geschwindigkeitsverteilung einer laminarer Strömung

In Abbildung 7.1. ist die Geschwindigkeitsverteilung u(x, y) in der Grenzschicht an einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0) schematisch dargestellt, wobei die Abmessungen in der Querrichtung stark überhöht dargestellt sind. An der Plattenvorderkante ist senkrecht zur Platte eine konstante Geschwindigkeitsverteilung vorhanden.

Innerhalb der Grenzschicht wird das strömenden Fluid durch das Haften an der Wand aufgrund der Reibungskräfte abgebremst. Die Geschwindigkeit steigt vom Wert Null an der Wand asymptotisch auf den vollen Wert der reibungslosen Außenströmung U_{∞} an.



Abbildung 7.1. Geschwindigkeitsverteilung einer Grenzschichtströmung ohne Druckgefälle [18]

Mit wachsendem Abstand von der Plattenvorderkante nimmt die Dicke der Grenzschicht gemäß [18]

$$\delta(x) \sim \sqrt{\frac{v \cdot x}{U_{\infty}}}$$

mit der Lauflänge x zu, da immer mehr Fluidmaterial von der Abbremsung erfasst wird. Auch ist ersichtlich, dass mit größer werdender Reynoldszahl die Grenzschichtdicke kleiner wird bzw. im Grenzübergang zum reibungslosen Fluid ($\text{Re} \rightarrow \infty$) die Grenzschichtdicke verschwindet.

Aufgrund der Affinität der Geschwindigkeitsprofile innerhalb der Grenzschicht wird das Geschwindigkeitsprofil u(x, y) mit zunehmender Lauflänge x wegen der zunehmenden Grenzschichtdicke $\delta(x)$ flacher bzw. der Geschwindigkeitsgradient $(\partial u/\partial y)$ geringer.

Aussage a): Der Geschwindigkeitsgradient an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ wird mit zunehmender Lauflänge *x* geringer.

7.1.2. Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Strömung

Die Grenzschichtdicke $\delta(x)$ der turbulenten Grenzschichtströmung weist infolge der größeren Energieverluste gegenüber der laminaren einen größeren Wert auf und es macht sich ein markanter Unterschied in der Geschwindigkeitsverteilung zwischen laminarer und turbulenter Grenzschichtströmung bemerkbar.

Wie in Abbildung 7.2. dargestellt, ist gemäß [7] das Geschwindigkeitsprofil einer turbulenten Grenzschichtströmung "bauchiger" gegenüber einer laminaren und dementsprechend ist der Geschwindigkeitsgradient $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ größer.



Abbildung 7.2. Geschwindigkeitsprofil u(y) einer laminaren und einer turbulenten Grenzschichtströmung [7]

Aussage b): Der Geschwindigkeitsgradient an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ ist bei turbulenter Grenzschicht größer als bei laminarer.

7.1.3. Geschwindigkeitsverteilung bei verzögerter und beschleunigter Strömung

Bei einer beschleunigten (verzögerten) Strömung wird die Grenzschichtdicke $\delta(x)$ geringer (größer). Die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb einer Grenzschicht mit Druckgefälle hängt maßgeblich vom Druckgradienten dp/dx ab.

Mit der gemäß [17] stationären Prandtlschen Grenzschichtgleichung:

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} + v \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

folgt mit der Randbedingung an der Wand: $y = 0 \rightarrow u = v = 0$

$$\mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)_{y=0} = \frac{dp}{dx}$$

D.h., in nächster Wandnähe wird die Krümmung des Geschwindigkeitsprofils lediglich durch das Druckgefälle bestimmt. Somit ergibt sich bei einer

(i) beschleunigten Strömung dp/dx < 0 für die Krümmung $\left(\partial^2 u/\partial y^2\right)_{v=0} < 0$

und bei einer

(ii) verzögerten Strömung dp/dx > 0 für die Krümmung $\left(\partial^2 u/\partial y^2\right)_{v=0} > 0$.



Abbildung 7.3. Geschwindigkeitsverteilung einer Grenzschichtströmung mit Druckgefälle (Verzögerung dp/dx < 0) [18]

Abbildung 7.3. zeigt die Geschwindigkeitsverteilung u(x, y) in der Grenzschicht für eine verzögerte Strömung entlang einer Lauflänge x mit einer Ablösung und anschließender

Rückströmung in Wandnähe. Mit der Bezeichnung *A* wird der Beginn der laminaren Ablösung dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass der Geschwindigkeitsgradient an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ über die Lauflänge *x* abnimmt; bzw. ist bei einer beschleunigten Strömung der Geschwindigkeitsgradient $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ größer als bei einer verzögerten.

Ist der Geschwindigkeitsgradient $(\partial u/\partial y)_{y=0} = 0$, ergibt sich für die Wandschubspannung $\tau_w = 0$. Das stellt die Bedingung für eine Ablösung der Strömung dar.

Aussage c): Der Geschwindigkeitsgradient an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ ist bei beschleunigter Strömung größer als bei einer verzögerten.

7.2. Wandschubspannungsverlauf

7.2.1. Wandschubspannungsverlauf einer laminaren und einer turbulenten Strömung

In Abhängigkeit des Geschwindigkeitsgradienten an der Wand $(\partial u/\partial y)_{y=0}$ können für den Wandschubspannungsverlauf $\tau_W(x)$ folgende Aussagen getroffen werden:

a) Wie in Abbildung 7.4. für eine laminare und für eine turbulente Grenzschichtströmung an einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (jeweils an der Vorderkante beginnend) dargestellt, nimmt mit wachsendem Abstand von der Plattenvorderkante die Wandschubspannung $\tau_W(x)$ mit der Lauflänge x ab.

b) Die Wandschubspannung der turbulenten Grenzschichtströmung weist gegenüber der laminaren sowohl einen größeren Wert als auch einen steileren Verlauf auf.





c) Bei der Betrachtung einer Strömung an einem Schaufelprofil $(dp/dx \neq 0)$ ist zu bemerken, dass eine Erhöhung der Wandschubspannung τ_w sowohl durch einen *turbulenten Umschlag* der Grenzschichtströmung, als auch durch eine *beschleunigte Strömung* (dp/dx < 0) innerhalb einer laminaren Grenzschicht (d.h. ohne turbulenten Umschlag) hervorgerufen werden kann.

7.2.2. Wandschubspannungsverlauf eines laminar - turbulenten Umschlags

Abbildung 7.5. zeigt an einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle den Verlauf einer *Natürlichen Transition*, beginnend mit einer laminaren Grenzschichtströmung und Umschlag in eine turbulente. In der unteren Darstellung sind jeweils die Wandschubspannungsverläufe für laminare und turbulente Strömung erkennbar, wie bereits in Abbildung 7.4. erläutert.





Hierbei ist zu erkennen, dass der Beginn der Instabilität (Instabilitätspunkt) im laminaren Grenzschichtbereich anhand des Wandschubspannungsverlaufes nicht eindeutig zuordenbar ist. Eindeutig erkennbar ist der Transitionsbeginn (verbunden mit dem ersten Entstehen von Turbulenzflecken), der mit dem Auftreten des Schubspannungsminimums definiert ist.

Das Transitionsende ist durch das Schubspannungsmaximum charakterisiert.

Der Transitionspunkt liegt zwischen Schubspannungsminimum und -maximum und legt den Strömungszustand mit 50% laminaren Anteil und 50% turbulenten Anteil fest.

Die Charakteristiken des Schubspannungsverlaufes über einer Ablöseblase und einer *Natürlichen Transition* unterscheiden sich nur unwesentlich, insbesondere da die eingesetzten Heißfilmsonden keine Strömungsrichtungscharakteristik besitzen und somit innerhalb einer Ablöseblase keine negativen Schubspannungen (sprich Rückströmung) messen können. Die Transitionsart kann daher allein anhand des Wandschubspannungsverlaufes nicht bestimmt werden.

8. Signalcharakteristik des Messsignals

Die positionierte Heißfilmsonde liefert aufgrund des schon beschriebenen Wärmeübergangs auf die Grenzschichtströmung, mittels gewonnenen Messsignals (Anemometerspannung) Aussagen über den Zustand der Grenzschicht.

Das zur Verfügung stehende Messsignal am Anemometerausgang ist eine Spannung E(t)über einen Zeitbereich t (siehe Abbildung 4.2.). Mit Hilfe der Signalcharakteristik kann festgestellt werden, welche Strömungsart in der Grenzschicht - laminar, turbulent oder transitional (laminar/turbulent) - vorliegt.

Abbildung 8.1. zeigt typische Signale für laminare, transitionale und turbulente Grenzschichtströmung. Hierbei sei nochmals zu erwähnen, dass die absoluten Werte der Anemometerspannung E keinerlei Aussage über die tatsächlich auftretende Größe der Wandschubspannung (siehe Kapitel 6.6.) bzw. über den Strömungszustand haben.

8.1. Signalcharakteristik einer laminaren und turbulenten Strömung

Wie in Kapitel 7. erwähnt, treten im laminaren Bereich generell kleinere Werte von Wandschubspannungen auf als im turbulenten Bereich. Daher sind die Messsignale in Abbildung 8.1. im laminaren Bereich von $E(t) \approx 1,40 V$ und im turbulenten Bereich von $E(t) \approx 1,45 V$.

Wie in Kapitel 2. und 3. erwähnt, sind die Strömungsvorgänge innerhalb der Grenzschicht instationär. Dies trifft auf die turbulente und auf die *instabile* laminare Strömung zu. Die *stabile* laminare Strömung ist stationär.

In der turbulenten Strömung sind die Schwankungen stochastisch und daher ist auch keine charakteristische Frequenz zu erkennen. Im Gegensatz dazu ist eine instabile laminare Strömung durch dominierende Schwankungen bzw. Instabilitäten (sprich, durch bestimmte Störfrequenzen) gekennzeichnet.

Diese angesprochene Instationärität führt in weiterer Folge zu einer Änderung der Wandschubspannung (begleitet durch eine Veränderung der Wärmetransportrate) bzw. zu Wandschubspannungsschwankungen.

Diese Schwankungen machen sich durch einen unregelmäßigen Signalverlauf bemerkbar.

Aufgrund der größeren Schwankungsanteile bei turbulenter Strömung gegenüber der laminaren, sind die Signalmplituden $\Delta E(t)$ der turbulenten Grenzschicht in der Signalerfassung größer.

Abbildung 8.1. zeigt für die turbulente Strömung ein $\Delta E(t) \approx 0.04$ V gegenüber der instabilen laminaren $\Delta E(t) \approx 0.01$ V.



Abbildung 8.1. Typische Verläufe der Anemometerspannung E(t) bei laminarer, transitonaler und turbulenter Grenzschichtströmung

8.2. Signalcharakteristik einer transitionalen Strömung

Nach Abbildung 7.5. findet der Übergang der Grenzschichtströmung zwischen Schubspannungsminimum und -maximum statt. Der Beginn der Transition ist verbunden mit der Entstehung erster Turbulenzflecken. Diese Turbulenzflecken mit ihrem weiteren Anwachsen zu größeren Bereichen, stellen den turbulenten Anteil der Strömung während des Übergangs dar.

Das Signal zeigt abwechselnd Bereiche des typischen Messsignals für laminare Strömung und für turbulente Strömung in Abhängigkeit der Intermittenz (Intermittenzfaktor γ).

Aufgrund des intermittierenden Charakters (laminar/turbulent) im Transitionsbereich und der schon erwähnten Wandschubspannungsschwankungen, kommt es zu größeren Wandschubspannungsänderungen (siehe Wandschubspannungskurvenverlauf im Transitionsbereich in Abbildung 7.5) und dadurch zu größeren Amplituden in der Signalerfassung gegenüber der voll ausgebildeten turbulenten Grenzschichtströmung. Im Transitionspunkt sind die Änderungen der Wandschubspannung am größten und somit auch die Signalamplituden.

9. Strömungscharakteristik mittels Statistik

Aus der Darstellung der Anemometerspannung E(t) über den Zeitbereich t können durch Vergleich der einzelnen Signale (der einzelnen Heißfilmsonden, positioniert über die Oberfläche) bereits grobe Aussagen über den Strömungsverlauf in der Grenzschicht (laminar, turbulent, transitional) getroffen werden.

Es lassen sich jedoch keine qualitativen Aussagen über den Verlauf der Transition selbst treffen. Aufgrund des instationären Effektes der Grenzschichtströmung, besonders im Bereich der Transition, kann man jedoch mit Hilfe der Statistik genauere Aussagen finden.

Hierzu werden eine Reihe von statistischen Größen, geltend für jede Heißfilmsonde (Position 1-12), festgelegt und definiert:

9.1. Der zeitliche Mittelwert

Der Momentanwert der Quasi-Wandschubspannung ergibt sich mit Gleichung (5.31.):

$$q\tau_{W}(i) = \left(\frac{E(i)^{2} - E_{0}^{2}}{E_{0}^{2}}\right)^{3}$$
(9.1.)

(Anmerkung: *i* stellt eine von *N*=140 000 Messungen dar)

Die Anemometerspannung E_0 ergibt sich für ein ruhendes Fluid, wie schon in Kapitel 6.6. erwähnt, mit der Randbedingung $\tau_W = 0$. Hiezu wird für jede Heißfilmsonde bei ruhender Strömung durch zeitliche Mittelung der Anemometerspannung $E(i) = E_0(i)$ der Wert

$$E_{0} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} E_{0}(i)$$

bestimmt.

Die Darstellung des Momentanwerts der Quasi-Wandschubspannung $q\tau_w(t)$ über den Zeitbereich t ist qualitativ vergleichbar mit der Darstellung der Anemometerspannung E(t) über den Zeitbereich t.

Der *zeitliche Mittelwert* aus den Momentanwerten der Quasi-Wandschubspannung ist definiert als:

$$\overline{q\tau}_{W} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} q\tau_{W}(i)$$
(9.2.)

Die Darstellung von $q\tau_w$ über die Lauflänge x einer ebenen längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle (dp/dx = 0), gemessen durch die einzelnen positionierten Heißfilmsonden, stellt qualitativ den Wandschubspannungsverlauf $\tau_w(x)$ dar.

Betrachtet man jedoch den $q\tau_w$ -Verlauf eines Schaufelprofils, so muss man sich immer in Erinnerung rufen, dass der Duckgradient $dp/dx \neq 0$ ist und somit das Geschwindigkeitsprofil und in weiterer Folge die Wandschubspannung sich aufgrund von Beschleunigung und Verzögerung zusätzlich ändert (siehe Kapitel 7.). D.h., bei einer Beschleunigung, wie sie im vorderen Bereich auf der Saugseite vorkommt, erhöht sich die Wandschubspannung aufgrund des "bauchigeren" Geschwindigkeitsprofils (hervorgerufen durch dp/dx < 0) und nicht durch einen Umschlag in eine turbulente Strömung. Dieser Umschlag kann in einem Bereich, wo Beschleunigung vorhanden ist, gar nicht eintreten.

9.2. Die mittlere quadratische Abweichung

Die *mittlere quadratische Abweichung* (*Root-Mean-Square*), oder auch "*Standardabweichung*" genannt, ist definiert als:

$$q\tau_{W,RMS} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} \left(q\tau_{W}(i) - \overline{q\tau}_{W} \right)^{2}}$$
(9.3.)

Die mittlere quadratische Abweichung $q\tau_{W,RMS}$, gemessen vom zeitlichen Mittelwert der Quasi-Wandschubspannung $q\overline{\tau}_{W}$, ist ein Maßstab für die Größe der auftretenden Amplitude des Messsignals E(t).

Betrachtet man dazu eine Auswertung $q\tau_{W,RMS}$ einer *Natürlichen Transition* in Abbildung 9.1., so ist ersichtlich, dass die $q\tau_{W,RMS}$ -Werte im turbulenten Bereich aufgrund der größeren Schwankungsanteile größer sind gegenüber $q\tau_{W,RMS}$ im instabilen laminaren Bereich.

Durch den Beginn des leichten Anstieges von $q\tau_{W,RMS}$ in Abbildung 9.1 kann der Instabilitätspunkt der *Natürlichen Transition* bestimmt werden. Bei einer *Bypass-Transition* fällt dieser leichte Anstieg weg, aufgrund fehlender Instabilität. Bei stabiler laminarer Strömung ist aufgrund fehlender Schwankung (stationär) der Wert $q\tau_{W,RMS} = 0$.

Bei Transitionsbeginn kommt es zu einem steilen Anstieg des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs, aufgrund der größeren auftretenden Amplituden. Die größten $q\tau_{W,RMS}$ -Werte treten daher, wie zu erwarten,

im Bereich der Transition auf. Sie wurden bereits ausführlich im Kapitel 8.2. (Wandschubspannungsschwankungen) beschrieben. Mit dem Maximum von $q\tau_{W,RMS}$ kann der Transitionspunkt, unabhängig von der Transitionsart, bestimmt werden.

Laut [16] kommt es bei Transition mittels Ablöseblase vor dem globalen Maximum des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs (siehe Abbildung 9.1.) zu einem Auftreten eines wesentlich kleineren lokalen Maximums. Dieses Maximum ist nicht immer deutlich ausgeprägt und liegt im Bereich des Ablösepunktes der Blase. Bei schwach ausgeprägten Ablöseblasen können beide Maxima verschmelzen. Nach dem Maximum weist $q\tau_{W,RMS}$ wiederum einen konstanten Wert auf.

Mit dem Beginn des konstanten Bereiches ist das Ende der Transition bestimmt. Im Falle der Transition mittels Ablöseblase liegt der turbulente Wiederanlegepunkt am Ende des Transitionsgebietes.

Wie schon erwähnt, führt eine beschleunigte Strömung ebenfalls zu einem Anstieg der Wandschubspannung τ_W bzw. zu einem Anstieg der Quasi-Wandschubspannung $\overline{q\tau}_W$. In der Auswertung des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs wird jedoch kein Anstieg der $q\tau_{W,RMS}$ -Werte erkennbar sein (da stabile laminare Strömung), im Gegensatz zum Anstieg der Wandschubspannung infolge einer Transition

9.3. Die Schiefe

Die Schiefe, oder auch "Skewness" genannt, ist definiert:

$$q\tau_{W,S} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{q\tau_{W}(i) - \overline{q\tau}_{W}}{q\tau_{W,RMS}} \right)^{3}$$
(9.4.)

Während bei der mittleren quadratischen Abweichung $q\tau_{W,RMS}$ zwischen positiver und negativer Abweichung nicht unterschieden wird (aufgrund der 2. Potenz), sprich es werden nur die Absolutwerte der Abweichung betrachtet, wird bei der Schiefe $q\tau_{W,S}$ dem Umstand der Unterscheidung zwischen positiv und negativ mit der 3. Potenz Rechnung getragen.

Unter der Schiefe versteht man die Unsymmetrie der Schwankungen um den zeitlichen Mittelwert $\overline{q\tau}_{W}$. Sowohl bei einer instabilen laminaren, als auch turbulenten Strömung sind die Schwankungsanteile symmetrisch und somit ergibt sich der Wert $q\tau_{W,S} = 0$. Bei einer stabilen laminaren Strömung sind keine Schwankungen vorhanden.

Betrachtet man das Messsignal E(t) innerhalb des Transitionsbereichs mit laminaren und turbulenten Anteilen, so ist der Wert der Schiefe positiv, wenn die laminaren Anteile überwiegen, bzw. negativ, wenn die turbulenten Anteile überwiegen. Im Transitionspunkt wechseln sich jeweils zu gleichen Anteilen laminare und turbulente Bereiche ab, woraus der Wert $q\tau_{W,S} = 0$ resultiert.

Betrachtet man dazu eine Auswertung $q\tau_{W,S}$ einer *Natürlichen* bzw. *Bypass-Transition* in Abbildung 9.1., so ist ersichtlich, dass am Anfang und am Ende des Verlaufs die Schiefe $q\tau_{W,S} = 0$ ist und dazwischen einen Null-Durchgang aufweist. Dieser Null-Durchgang charakterisiert den Transitionspunkt.

In weiterer Folge kann mit dem Verlauf der Schiefe der Zusammenhang mit dem Intermittenzfaktor γ hergestellt werden (siehe Abbildung 9.1.). Bei laminarer Strömung sind keine turbulenten Anteile vorhanden, daher ist $\gamma = 0$. Bei turbulenter Strömung sind keine laminaren Anteile vorhanden, daher ist $\gamma = 1$. Im Transitionspunkt ist aufgrund der gleichen Anteile ein Wert $\gamma = 0.5$. Mathematisch lässt sich zeigen, dass das Auftretende Maximum (Minimum) der $q\tau_{W,S}$ -Verteilung dem Wert $\gamma = 0.25$ ($\gamma = 0.75$) entspricht.



Abbildung 9.1. Verteilung von mittlerer quadratischer Abweichung, Schiefe und Intermittenzfaktor γ bei einer Natürlichen Transition

10. Messtechnik

10.1. Heißfilmsondenmesstechnik

Der Aufbau der Heißfilmsondenmesstechnik ist schematisch in Abbildung 10.1. dargestellt. Die zentrale Einheit der Heißfilmsondenmesstechnik bildet ein DANTEC 90N10 Frame mit drei CTA-Modulen 90C10. Das System arbeitet nach dem Prinzip der Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA). Die Heißfilmsonde DANTEC 55R47 ist mit einem 4 m langen BNC-Kabel CTA-Modul verbunden. Das Signal **CTA-Moduls** mit einem des (Anemometerspannung E) wird durch eine NATIONAL INSTRUMENTS SCB-86 Connector Box an eine AT-MIO 16E10 A/D-Wandlerkarte im PC weitergegeben. Zusätzlich ist der PC durch eine RS232-Schnittstelle mit dem DANTEC 90N10 Frame verbunden. Die Steuerung erfolgt durch die Software DANTEC StreamWare3.0. Zur weiteren Veranschaulichung zeigen Abbildung 10.2. eine Ansicht des Gitterwindkanals mit der pneumatischen Messtechnik und Abbildung 10.3. das Schaufelgitter mit der instrumentierten Messschaufel.



Abbildung 10.1. Aufbau der Heißfilmsondenmesstechnik



Abbildung 10.2. Ansicht des Gitterwindkanals mit Schaufelgitter und pneumatischer Messtechnik



Abbildung 10.3. Ansicht des Schaufelgitters mit instrumentierter Messschaufel

10.2. Pneumatische Messtechnik

Der Aufbau der pneumatischen Messtechnik ist schematisch in Abbildung 10.4. dargestellt. Zur Messung der Zuströmung werden ein Pitotrohr, ein Pt100-Widerstandsthermometer sowie Wandbohrungen verwendet. Zur Messung der Profildruckverteilung wurde eine spezielle Druckmessschaufel angefertigt. Diese weist in halber Schaufelhöhe insgesamt 29 Druckmessbohrungen auf der Druck- und der Saugseite auf. Die Druckausgänge sind über PVC Schläuche mit einem Druckmessstellenumschaltgerät (FURNESS CONTROLS) bzw. mit den piezoresistiven Druckaufnehmern (HONEYWELL) verbunden. Die zentrale Einheit der pneumatischen Messtechnik bildet das Datenerfassungs- und Steuerungssystem HP 3852A. Dieses ist mit verschiedenen Einschüben (24-Kanal Hochgeschwindigkeits-Multiplexer HP 44711A, 13 bit Hochgeschwindigkeits-Voltmeter HP 44702B, 16-Kanal Digitalausgang HP 44724A) bestückt und mittels GPIB-Bus mit dem PC verbunden. Als Software wird LabVIEW (NATIONAL INSTRUMENTS) eingesetzt.



Abbildung 10.4. Aufbau der pneumatischen Messtechnik

11. Versuchsdurchführung

Nach dem Aufbau und der Überprüfung der Messtechnik wird das Gebläse des Gitterwindkanals gestartet und etwa 15 bis 30 Minuten betrieben. Dadurch soll ein Ausgleich der Temperaturen von Luft und Turbinengitter hergestellt werden. Anschließend wird das Gebläse abgestellt und es wird die Anemometerspannung $E_0(i)$ bei ruhender Strömung für sämtliche Heißfilmsonden (1-12) gemessen.

Die bei der vorliegenden Untersuchung verwendeten Einstellungen des Heißfilmanemometriesystems sind Tabelle 4.1. zu entnehmen. Bei einer Abtastfrequenz f = 50 kHz und einer Anzahl von Messungen N = 140000 ergibt sich eine Messzeit t = N/f = 2,8 s.

Anschließend wird das Gebläse wieder gestartet und es werden die Grenzfrequenzen f_{grenz} sämtlicher Sonden mit Hilfe des "Square-Wave Tests" bestimmt. Für den ungünstigsten Fall konnte bei den vorliegenden Untersuchungen $f_{grenz} = 30$ kHz gemessen werden. Anschließend werden die Anemometerspannungen E(i) sämtlicher Heißfilmsonden (1-12) gemessen.

Die für jede Messstelle erhaltenen Messdaten sind in Tabelle 12.1 aufgelistet.

Tabelle 11.1. zeigt die bei den durchgeführten Grenzschichtmessungen eingestellten Bedingungen der Anströmung im Windkanal.

Profilreynoldszahl	$Re_{\infty} = 1, 4.10^5$
Turbulenzgrad der Anströmung	$Tu_{\infty} = 4\%$
Geschwindigkeit der Anströmung	$U_{\infty} = 23 \text{ m/s}$

Tabelle 11.1. Parameter der Anströmung
--

12. Ergebnisse und Auswertung

12.1. Druckverteilung C_p

Die Ermittlung der Verteilung des statischen Druckkoeffizienten C_p (siehe Gleichung (3.8.)) über Druck- und Saugseite entlang der Profiloberflächenlänge x/l erfolgte einerseits durch eine numerische Strömungsberechnung (CFD) und andererseits durch Messungen.

(i) Bei der CFD-Rechnung wurde zur Turbulenzmodellierung das Standard k/ε -Modell mit Wandfunktionen verwendet. Die Eintrittsrandbedingungen für die Geschwindigkeit und die Turbulenzgrößen wurden aus den gemessenen Daten berechnet. Abbildung 12.1. zeigt das verwendete Finite-Elemente Netz der Turbinenschaufel T100 in einer Ebene normal zur Schaufelachse.



Abbildung 12.1. Finite-Elemente Netz (2D) der Turbinenschaufel T100

(ii) Die Druckmessung wurde mit 29 an der Schaufeloberfläche verteilten Profildruckmessbohrungen durchgeführt.

Die Druckverteilungen C_p am Turbinenschaufelprofil T100 für die verschiedenen Zuströmwinkel β_1 (siehe Tabelle 5.1.) sind in Abbildung 12.2., 12.3. und 12.4. dargestellt.

Aus dem C_p -Verlauf ist der Einfluss des Zuströmwinkels β_1 auf die aerodynamische Belastungsverteilung des Turbinenschaufelprofils erkennbar.

•) Auf der Druckseite ergibt sich über die gesamte Profiloberflächenlänge eine gute Übereinstimmung von CFD-Rechnung und Messung.

Auf der Saugseite jedoch ergeben sich im hinteren Bereich $0,6 \le x/l \le 1,0$ merkliche Abweichungen.

•) Auf der Saugseite befindet sich für alle drei Lastfälle das Druckminimum an der Stelle x/l = 0.4. Daraus ist zu schließen, dass der Transitionsbeginn bei $x/l \approx 0.4$ liegt (im Bereich des Druckminimums).

12.2. Beschleunigungsparameterverteilung *K*

Die Ermittelung der Beschleunigungsparameterverteilung K (siehe Gleichung (3.11.)) über Druck- und Saugseite entlang der Profiloberflächenlänge x/l erfolgte ebenfalls durch numerische Strömungsberechnung (CFD) mit Hilfe der Verteilung des statischen Druckkoeffizienten C_p (siehe oben).

Es ist nicht zielführend, für den *K*-Verlauf die gemessenen Druckwerte C_p zu übernehmen. Wegen der zur Bestimmung von *K* erforderlichen Ableitungen (dC_p/dx) (siehe Gleichung (3.11.)), ergeben sich aufgrund der relativ geringen Anzahl von Druckmessstellen sehr große Fehler bei der Bildung der Differenzenquotienten für den *K*-Wert.

Die Beschleunigungsparameterverteilungen K am Turbinenschaufelprofil T100 für die verschiedenen Zuströmwinkel β_1 (siehe Tabelle 5.1.) sind in Abbildung 12.2., 12.3. und 12.4. dargestellt.

○) Die *K*-Werte-Verteilung auf der Saugseite bleibt einigermaßen unabhängig vom Zuströmwinkel $β_1$, besonders ist dies im hinteren Bereich 0,4 < x/l < 1,0 erkennbar. Es beginnt bei allen drei Lastfällen eine verzögerte Strömung bei x/l = 0,4 (Druckminimum) und erstreckt sich über den restlichen Bereich der Saugseite.

Daraus ist zu schließen, dass die Transition in allen drei Lastfällen sehr ähnlich ablaufen wird. Der Wert für $K_{\text{Rev.T}} = 3 \cdot 10^{-6}$ liegt bei allen drei Lastfällen bei $x/l \approx 0.3$. Daraus ist zu schließen, dass im vorderen Bereich 0 < x/l < 0.3 eine laminare Grenzschichtströmung auftreten wird.

•) Auf der Druckseite ist eine größere Abhängigkeit der Druck- bzw. *K*-Werte-Verteilung vom Zuströmwinkel β_1 erkennbar. Der Wert für $K > K_{\text{Rev.}T} = 3 \cdot 10^{-6}$ liegt für Teil- und Nennlast im hinteren Bereich der Druckseite, für Überlast im gesamten Bereich der Druckseite. Somit liegt im Überlastfall auf der Druckseite über den ganzen Bereich 0 < x/l < 1,0 eine laminare Grenzschichtströmung vor und es kommt zu keiner Transition.

Aus der Beschleunigungsparameterverteilung K auf der Saugseite des Schaufelprofils ergibt sich die Überlegung, an welcher Stelle am Schaufelprofil mit dem Beginn einer Transition zu rechnen ist und in weiterer Folge, in welchem Bereich die Heißfilmsonden positioniert werden.

Dazu werden die 12 Heißfilmsonden (Messstellen 1-12) im Bereich von $0,3 \le x/l \le 0.85$ angeordnet (siehe Tabelle 12.2.).



Abbildung 12.2. statischer Druckkoeffizient $C_{_p}$ und Beschleunigungsparameter K Teillast, Zuströmwinkel β_1 =120°



Abbildung 12.3. statischer Druckkoeffizient C_p und Beschleunigungsparameter KNennlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 90^\circ$


Abbildung 12.4. statischer Druckkoeffizient $C_{_p}$ und Beschleunigungsparameter K Überlast, Zuströmwinkel $\beta_1=60^\circ$

12.3. Signalcharakteristik des Messsignals

Die gemessenen Anemometerspannungen $E(t) - E_0$ über der Zeit *t* für die verschiedenen Zuströmwinkel β_1 (siehe Tabelle 5.1.) sind in Abbildung 12.5., 12.6. und 12.7. dargestellt. Die gemessenen Werte der 12 Messstellen sind über einen Zeitbereich von t = 0,1 s übereinander aufgetragen.

Der einzelne Abstand der Messsignale 1-12 in Abbildung 12.5., 12.6. bzw. 12.7. hat keinerlei Aussagekraft und wurde zur besseren Interpretation willkürlich gewählt.

Die Signalcharakteristik der 12 Heißfilmsonden unterscheidet sich bei den drei Lastfällen nicht wesentlich. Dies war bereits zu erwarten aufgrund der sehr ähnlichen K-Werte-Verteilung bei Teil-, Nenn- und Überlast.

Allgemein kann die Aussage getroffen werden, dass die Signalcharakteristik der Messstellen 1-12 einen laminar-turbulenten Umschlag bestätigt.

Die Messstellen 1 und 2 (außer bei Teillast) deuten auf eine *stabile* laminare Grenzschichtströmung hin.

Die Messstellen 2 (außer bei Nenn- und Überlast), 3, 4, 5 und 6 weisen aufgrund ihrer Schwankungsanteile auf eine *instabile* laminare Grenzschichtströmung hin, die jedoch nur bei niedrigen Turbulenzgraden in Form einer *Natürlichen Transition* auftritt.

Dies erscheint bei erster Betrachtung im Widerspruch zu stehen mit dem Turbulenzgrad der Zuströmung $Tu_{\infty} \approx 4\%$. Da jedoch der Turbulenzgrad der Außenströmung Tu für die Transition verantwortlich ist, kann man davon ausgehen, dass aufgrund der hohen Beschleunigung im vorderen Teil des Schaufelprofils der Turbulenzgrad der Außenströmung zu wesentlich niedrigen Werten tendiert. Laut [20] für Turbulenzmodellierung gilt für isotrope Turbulenz

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} \cdot k}}{U(x)}$$
(12.1.)

mit k = konstant

$$Tu \cdot U(x) = Tu_{\infty} \cdot U_{\infty} \tag{12.2.}$$

Mit Gleichung (3.6.) und (3.8.) eingesetzt in Gleichung (12.2.) folgt:

$$Tu = \frac{Tu_{\infty}}{\sqrt{1 - C_p}} \tag{12.3.}$$

Hieraus lässt sich der Turbulenzgrad der Außenströmung in Abhängigkeit der Druckverteilung berechnen (siehe Tabelle 12.1.), womit obige Aussage bestätigt wird.

β ₁ [°]	$C_{p min}$ [-]	<i>Tu</i> [%]	K_{crit} [-]
120	-9,0	~1,3	-0,7
90	-12,5	~1,0	-0,5
60	-9,0	~1,3	-0,7

Tabelle 12.1. Turbulenzgrad und K_{crit}.

Mit Gleichung (3.5.) ergibt sich der jeweilige Wert für $K_{crit.}$ für die laminare Ablösung (siehe Tabelle 12.1.). Eingezeichnet im Diagramm (Abbildung 12.2., 12.3. und 12.4.) ergibt den Bereich, wo laminare Ablösung eintritt. Es ist zu erwähnen, dass der Schnittpunkt von K_{crit} mit der K-Werte-Verteilung nicht exakt übereinstimmt mit der tatsächlichen Ablösung (siehe später). Grund dafür ist die nicht exakte K-Werte-Verteilung aufgrund der CFD-Berechnung.

Die Messstellen 8, 9, 10, 11 und 12 deuten auf eine turbulente Grenzschichtströmung hin.

Die Messstelle 7 weist aufgrund der großen auftretenden Amplituden auf eine transitionale Grenzschichtströmung hin.



Abbildung 12.5. Messsignale der Anemometerspannung $E(t) - E_0$ Teillast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 120^{\circ}$









12.4. Statistik

Die statistischen Größen der aufgenommenen Messdaten (siehe Tabelle 12.2.) sind für die verschiedenen Zuströmwinkel β_1 (siehe Tabelle 5.1.) graphisch in Abbildung 12.8., 12.9. und 12.10. dargestellt.

Die einzelnen Verläufe von $q\tau_W$, $q\tau_{W,RMS}$ und $q\tau_{W,S}$ unterscheiden sich bei den drei Lastfällen nicht wesentlich. Dies folgt, wie schon erwähnt, aufgrund der sehr ähnlichen *K*-Werte-Verteilung bei Teil-, Nenn- und Überlast. Augenscheinlich variiert nur die Größe des Maximum des $q\tau_{WS}$ -Verlaufs.

12.4.1 Zeitlicher Mittelwert $\overline{q\tau}_{W}$

An der Stelle x/l = 0.52 (Messstelle 6) weist der $q\tau_W$ -Verlauf auf eine Ablösestelle hin, da $q\tau_W = 0$ ist und dementsprechend qualitativ gleichzusetzen ist mit $\tau_W = 0$. Der anschließende Anstieg des $q\tau_W$ -Verlauf lässt auf ein Wiederanlegen der Strömung in turbulenter Form (Reattachment) schließen, da die Wandschubspannung τ_W gemäß $q\tau_W$ wieder ansteigt.

Bei der Interpretation für stabile laminare Strömung ist das Einzeichnen der Stelle $x/l \approx 0.3$ für den K-Faktor $K_{\text{Rev.}T} = 3 \cdot 10^{-6}$ in das $q\tau_w$ -Diagramm von Nutzen.

12.4.2. Mittlere quadratische Abweichung $q\tau_{W,RMS}$

Der anfängliche Anstieg des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs wird durch die Instabilitäten hervorgerufen. Das lokale Maximum des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs im Bereich $0,3 \le x/l \le 0,5$ weist ebenfalls laut [16] auf das Auftreten einer Ablöseblase (*Transition über eine Ablöseblase*) hin. Diese Aussage wird auch bestätigt durch den Druckanstieg C_p im Bereich $0,4 \le x/l \le 0,5$, wie in Abbildung 12.2., 12.3. bzw. 12.4. dargestellt.

Durch die aufgrund der Ablöseblase entstehende "Aufdickung" der Grenzschicht, kommt es zu einer Beschleunigung der Außenströmung und somit zu geringeren C_p -Werten (\Box -Messungen mittels Profildruckmessbohrungen) gegenüber der CFD-Rechnung. Laut [8] neigt das Standard k/ε -Turbulenzmodell mit Wandfunktionen (CFD-Rechnung) dazu, Ablösungen zu unterdrücken.

Die Druckverteilung aufgrund einer langen Ablöseblase ist durch ein Druckplateau (siehe Abbildung 3.4.) charakterisiert. Betrachtet man den C_p -Verlauf in Abbildung 12.2., so ist im Bereich $0.58 \le x/l \le 0.62$ ein möglicher konstanter Druck aus den \Box -Messungen mittels Profildruckmessbohrungen erkennbar. Eine größere Anzahl von Profildruckmessbohrungen in diesem Bereich würde einen eindeutigen Aufschluss ergeben.

Der markante Anstieg des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs im Bereich der Messstellen 6 und 7 ist zurückzuführen auf den großen Anstieg der Amplituden von Messsignal 6 zu 7 (siehe Abbildung 12.5.). Diese Schwankungen lassen sich so interpretieren, dass innerhalb der Ablöseblase eine transitionale Strömung herrscht.

12.4.3. Schiefe $q\tau_{W,S}$

Obwohl die Messstelle 1 laut Signalcharakteristik in den Abbildungen 12.5., 12.6. bzw. 12.7. eindeutig als stabile laminare Strömung identifiziert wurde, sind die dazugehörigen $q\tau_{W,S}$ -Werte ungleich 0 (außer im Überlastfall Abbildung 12.10.). Diese Abweichung ist damit zu interpretieren, dass einerseits aufgrund der Messtechnik geringe Schwankungen im Signal auftreten, andererseits diese geringe Abweichung gegenüber den Absolutwerten der Messstellen 4, 5, 6, 7 bzw. 8 vernachlässigt werden kann. Somit können die Messstellen 1, 2 und 3 als laminare Strömung mit $\gamma = 0$ und die Messstellen 9, 10, 11 bzw. 12 als turbulent mit $\gamma = 1$ angesehen werden. (bei Nennlast zusätzlich noch Messstelle 8 und 7).

Der Transitionspunkt ist laut [4] durch den Nulldurchgang des $q\tau_{W,S}$ -Verlauf definiert und befindet sich für Teillast an der Stelle x/l = 0,58 zwischen den Messstellen 7 und 8. An dieser Stelle sollte auch das globale Maximum des $q\tau_{W,RMS}$ -Verlaufs auftreten, dass jedoch aufgrund des großen Heißfilmsondenabstandes verfälscht ist.

Auffallend ist die Unsymmetrie des $q\tau_{W,S}$ -Verlaufs. Im Bereich des Maximums überwiegen laut Definition die Anteile der laminaren Strömung, im Bereich des Minimums überwiegen die Anteile der turbulenten Strömung. Ob diese Unsymmetrie auf den großen Heißfilmsondenabstands zurückzuführen ist oder eine spezifische Aussage der Ablöseblase nach sich zieht, kann nicht mit Sicherheit gesagt werden. Es konnte keine Literatur gefunden werden, die Aussagen über die statistische Erfassung des $q\tau_{W,S}$ -Verlaufs bei Ablöseblasen liefert.

Die augenscheinliche Variation der Größen der Maxima der einzelnen $q\tau_{W,S}$ -Verläufe bei Teil-, Nenn- und Überlast kann nach Meinung des Autors entweder auf ein Verkleinerung bzw. Vergrößerung oder auf eine lokale Verschiebung der Ablöseblase zurückzuführen sein. Hier wäre ebenfalls eine größere Anzahl von Heißfilmsonden wünschenswert, um einen genaueren $q\tau_{W,S}$ -Verlauf zu erhalten und dadurch eine bessere Aussage treffen zu können.



Abbildung 12.8. Quasi-Wandschubspannung $\overline{q\tau}_{_W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{_{W,RMS}}$ und Schiefe $q\tau_{_{W,S}}$ Teillast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 120^{\circ}$



Abbildung 12.9. Quasi-Wandschubspannung $\overline{q\tau}_{_W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{_{W,RMS}}$ und Schiefe $q\tau_{_{W,S}}$ Nennlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 90^{\circ}$



Abbildung 12.10. Quasi-Wandschubspannung $\overline{q\tau}_{W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{W,RMS}$ und Schiefe $q\tau_{W,S}$ Überlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 60^{\circ}$

Tabelle 12.2. Messdaten der Positionen 1-12

	x/l[-]	$\overline{E}_0[V]$	$T_{\infty}[^{\circ}C]$	$\overline{q} \overline{ au}_{W}$	$q au_{\scriptscriptstyle W, RMS}$	$q au_{W,S}$
1	0,3181	1,20308	22,4	0,068506	$10,7.10^{-4}$	-0,0371
2	0,3745	1,19323	22,4	0,081837	$21,0.10^{-4}$	0,0918
3	0,4309	1,19375	22,3	0,054191	$25,2.10^{-4}$	0,1512
4	0,4591	1,18325	22,3	0,013625	19,9.10 ⁻⁴	0,4349
5	0,4873	1,19876	22,1	0,003185	7,6.10 ⁻⁴	8,5612
6	0,5155	1,18833	22,1	0,002579	8,0.10 ⁻⁴	1,4418
7	0,5719	1,12438	17,7	0,151586	383,0.10 ⁻⁴	-0,0236
8	0,6283	1,17723	17,4	0,244023	231,6.10 ⁻⁴	0,1893
9	0,6847	1,14055	17,2	0,208919	171,8.10 ⁻⁴	0,2411
10	0,7411	1,16585	17,1	0,205116	$172, 2.10^{-4}$	0,3203
11	0,7976	1,17360	17,0	0,166662	$150, 8.10^{-4}$	0,3372
12	0,8540	1,13860	17,0	0,199958	$172, 4.10^{-4}$	0,2234

Nennlast, $\beta_1 = 90^\circ$

	x/l[-]	$\overline{E}_0[V]$	$T_{\infty}[^{\circ}C]$	$\overline{q} au_{_W}$	$q au_{_{W,RMS}}$	$q au_{W,S}$
1	0,3181	1,21836	23,1	0,070539	12,7.10 ⁻⁴	0,259
2	0,3745	1,20381	23,3	0,069844	18,2.10 ⁻⁴	0,295
3	0,4309	1,18969	23,3	0,059501	27 7.10 ⁻⁴	0,119
4	0,4591	1,18295	23,3	0,016212	15,8.10 ⁻⁴	0,0072
5	0,4873	1,20763	23,3	0,003128	7,6.10 ⁻⁴	1,684
6	0,5155	1,18769	23,3	0,001562	3,6.10 ⁻⁴	2,222
7	0,5719	1,12494	18,5	0,110209	371,2.10 ⁻⁴	0,3191
8	0,6233	1,17994	18,3	0,226878	221,6.10 ⁻⁴	-0,0153
9	0,6847	1,14072	18,2	0,199166	161,2.10 ⁻⁴	0,0691
10	0,7411	1,16643	18,1	0,190884	157,8.10 ⁻⁴	0,2826
11	0,7976	1,17750	18,1	0,145288	133,4.10-4	0,2988
12	0,8540	1,14251	18,0	0,168874	145,3.10 ⁻⁴	0,2298

Überlast, $\beta_1 = 60^\circ$

	x/l[-]	$\overline{E}_0[V]$	$T_{\infty}[^{\circ}C]$	$\overline{q\tau}_{W}$	$q au_{\scriptscriptstyle W, RMS}$	$q au_{W,S}$
1	0,3181	1,15676	17,5	0,038174	7,0.10 ⁻⁴	0,3606
2	0,3745	1,19352	17,1	0,088094	$28,2.10^{-4}$	0,2301
3	0,4309	1,19243	17,0	0,064263	34,2.10 ⁻⁴	-0,0098
4	0,4591	1,18761	16,9	0,023779	$28,1.10^{-4}$	0,5073
5	0,4873	1,20212	16,8	0,007847	16,1.10 ⁻⁴	0,7971
6	0,5155	1,18753	16,7	0,003202	7,2.10 ⁻⁴	4,6803
7	0,5719	1,12523	18,6	0,076551	348,9.10 ⁻⁴	0,8104
8	0,6283	1,17815	18,5	0,244718	270,4.10 ⁻⁴	-0,6933
9	0,6847	1,14074	18,3	0,210811	$173, 1.10^{-4}$	-0,3099
10	0,7411	1,16488	18,3	0,212415	$170,2.10^{-4}$	0,1734
11	0,7976	1,17245	18,2	0,170114	146,3.10 ⁻⁴	0,2785
12	0,8540	1,13257	18,1	0,223355	179,4.10-4	0,1934

13. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit berichtet über die Messung der Quasi-Wandschubspannungen auf der Saugseite eines umströmten Turbinenschaufelprofils, um Aussagen über den laminar/turbulent-Übergang (Transiton) in der Grenzschichtströmung abzuleiten. Für die Messung mittels Heißfilmanemometrie wurden 12 Heißfilmsonden DANTEC 55R47 auf der Profiloberfläche einer Turbinenschaufel T100 aufgeklebt.

Die Auswertungen der

- (i) Druckverteilung C_p (mittels Messung und mittels numerischer Strömungsberechnung),
- (ii) Beschleunigungsparameterverteilung *K* (mittels numerischer Strömungsberechnung),
- (iii) Signalcharakteristik des Messsignals der einzelnen Heißfilmsonden 1-12 und
- (iiii) statistischen Größen der aufgenommenen Messsignale

wurden einzeln betrachtet und zu einem Gesamtbild zusammengefügt.

Mit Hilfe der Druckverteilung C_p und der Beschleunigungsparameterverteilung K konnte der fragliche Bereich der Transition für die Positionierung der 12 Heißfilmsonden lokalisiert werden, was sich in der Signalcharakteristik der Messsignale der einzelnen Heißfilmsonden 1-12 bestätigt. Hierbei sind die einzelnen Grenzschichtströmungszustände – laminar, turbulent und transitional – eindeutig erkennbar.

Mit Hilfe der Druckverteilung C_p , der Beschleunigungsparameterverteilung K und der Statistik konnte Transition über eine Ablöseblase festgestellt werden. Da nur eine Heißfilmsonde (Position 7) den Transitionsbereich erfasst, ergeben sich sehr große Gradienten in den statistischen Größen. In diesem Bereich wäre ein kleinerer Abstand der einzelnen Heißfilmsonden oder eine größere Anzahl von Sonden wünschenswert, um die Auswertung und die Interpretation zu erleichtern.

Der Einfluss des Zuströmwinkels β_1 der drei Lastfälle (Teil-, Nenn- und Überlast) ist auf der Saugseite aufgrund der Turbinenschaufelgeometrie unwesentlich und macht sich weder durch eine Änderung des Transitionsbereiches noch durch eine Änderung des Transitionsmodus bemerkbar.

Da diese Messtechnik erstmalig am Institut für Thermische Energieanlagen zum Einsatz kam, war das wesentliche Ziel die Sammlung von Erfahrungen bei der Applikation der Sonden, der Messung, der Auswertung und der Interpretation der Ergebnisse.

In weiterführenden Arbeiten sollen numerische Berechnungen unter Einsatz eines Turbulenzmodells mit Transition durchgeführt werden. Die Berechnungen lassen ebenfalls eine verbesserte Interpretation der Messergebnisse erwarten.

Ebenso ist eine Auswertung der Anemometersignale im Frequenzbereich (FFT) zielführend, um - wie in Kapitel 8.1. erwähnt - charakteristische Schwankungsfrequenzen zu erkennen. Schließlich soll die Methode der Heißfilmanemomnetrie auch auf den Bereich der Seitenwand des axialen Turbinengitters angewendet werden. In diesem Fall sind vor allem Ergebnisse für das Turbinengitter mit vorhandenem Radialspalt von Interesse. Hierbei tritt jedoch das Problem auf, dass durch die Heißfilmsonde die Strömungsrichtung nicht bestimmbar ist.

14. Literaturverzeichnis

[1] Acton P.: Untersuchung des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen. Dissertation, Universität der Bundeswehr, München (1998)

[2] **Bellhouse B.J., Schultz D.L.:** Determination of Mean and Dynamic Skin Friction, Separation and Transition in Low-Speed Flow with a Thin-Film Heated Element. J. Fluid Mech. Vol. 24, part 2 (1966), pp. 379 - 400

[3] **Bruun H.H.:** Hot-Wire Anemometry. Principles and Signal Analysis. Oxford University Press (1995)

[4] Canepa E., Cattanei A., Pittaluga F., Ubaldi M., Zunino P.: Transitional Boundary Layer on the Suction Side of a Turbine Blade at Different Reynolds Numbers. 5^{th} European Conference on Turbomachinery – Fluid Dynamics and Thermodynamics, March 17 – 22, 2003, Prague, Czech Republic

[5] **Canepa E., Ubaldi M., Zunino P.:** Experiences in the Application of Intermittency Detection Techniques to Hot-Film Signals in Transitional Boundary Layers. Proceedings of the 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, Cambridge, UK (September 2002)

[6] **Choi H. Y., Rohsenow W.M.:** Heat, Mass and Momentum Transfer. Prentice-Hall Series in Engineering of the Physical Sciences-International Series in Engineering (1961)

[7] **Carruthers N.B., Houghton E.L.:** Aerodynamics for Engineering Students. Third Edition (1982)

[8] **Drabek T.:** Numerische Simulation der turbulenten Strömung in ebenen Diffusoren. Diplomarbeit, TU Wien (Mai 2001)

[9] Eckelmann H.: Einführung in die Strömungsmeßtechnik. Teubner Studienbücher (1997)

[10] **Griffin P.C., Davies M.R.D.:** On the Use of Hot Film Sensors in the Investigation of Fluid Dynamic Phenomena in the Near Wall Region. Proceedings of the 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, Cambridge, UK (September 2002)

[11] **Harbecke U.:** Aerodynamische Wirkung fertigungsbedingter technischer Rauheiten und Geometriefehler an gefrästen Turbinenschaufeln. VDI Fortschritt-Bericht 419, Reihe 7 (2001)

[12] **Hodson H.P.:** Boundary-Layer Transition and Separation Near the Leading Edge of a High-Speed Turbine Blade. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107 (January 1985), pp. 127 - 134

[13] Jørgensen F.E.: How to Measure Turbulence with Hot-Wire Anemometers. DANTEC Dynamics (2002)

[14] **Mayle R.E.:** The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (October 1991), pp. 509 - 537

[15] **Mayle R.E.:** Boundary Layers in Turbomachines. von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture series 1991-06 (September 2-6,1991)

[16] **Römer N.:** Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Umschlagverhalten der Profilgrenzschicht an Verdichter- und Turbinengittern. Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1990)

[17] Schlichting H.: Grenzschicht-Theorie. Achte Auflage (1982)

[18] Schlichting H., Truckenbrodt E.: Aerodynamik des Flugzeuges. Erster Band-Grundlagen aus der Strömungsmechanik-Aerodynamik des Tragflügels, Zweite Auflage (1967)

[19] Willinger R.: Unterlagen zur Laborübung Hitzdrahtanemometrie. TU Wien (2001)

[20] **Willinger R.:** Vorlesung; Rechnergestützte Auslegung Thermischer Turbomaschinen und Thermischer Energieanlagen (Oktober 1998)

15. Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen

<u>Abbildung 2.1.</u> Reibungswiderstand c'_{f} einer laminar-turbulenten Grenzschichtströmung

<u>Abbildung 3.1.</u> Idealisierte Skizze des Umschlags laminar-turbulent in der Grenzschicht der längsangeströmten Platte ohne Druckgefälle

Abbildung 3.2. Turbulenzflecken

Abbildung 3.3. Darstellung einer Ablöseblase

Abbildung 3.4. Druckverteilung in einer Ablöseblase

Abbildung 3.5. Transition durch Nachlaufdellen in einer axialen Leit- und Laufreihe

<u>Abbildung 3.6.</u> Zusammenhang zwischen Reynoldszahl $\text{Re}_{\theta,T}$ und Turbulenzgrad Tu bei Natürliche/Bypass-Transitionsbeginn

<u>Abbildung 3.7</u>. Zusammenhang zwischen Reynoldszahl $\text{Re}_{\theta,T}$ und Beschleunigungsparameter K_T in Abhängigkeit des Turbulenzgrad Tu bei Natürliche/Bypass-Transitionsbeginn

<u>Abbildung 3.8.</u> Kritischer Beschleunigungsparameter $K_{crit.}$ in Abhängigkeit des Turbulenzgrad *Tu* für eintretende Transition (Vorwärts - Transition) oder laminarer Ablösung

Abbildung 3.9. Transition-Mode - Diagramm

<u>Abbildung 3.10.</u> Druckverteilung C_p an einer Turbinenschaufel

<u>Abbildung 3.11.</u> Beschleunigungsparameterverteilung *K* an einer Turbinenschaufel

Abbildung 3.12. Transitionsbereiche an einer Turbinenschaufel

<u>Abbildung 3.13.</u> Beschleunigungsparameterverteilung K an einer Turbinenschaufel für zwei verschiedene Profilreynoldszahlen Re_{∞}

<u>Abbildung 3.14.</u> Transition-Moden und Widerstandsbeiwert an einer Turbinenschaufel für verschiedene Profilreynoldszahlen

Abbildung 4.1. Heißfilmsonde DANTEC 55R47

Abbildung 4.2. Prinzipschaltbild eines Konstant-Temperatur-Anemometer

<u>Abbildung 5.1.</u> Geometrie des Turbinenschaufelprofils T100 mit Positionierung (1-12) der Heißfilmsonden

<u>Abbildung 5.2.</u> Instrumentierte Turbinenschaufel mit positionierten Heißfilmsonden (1-6) und den Zuleitungsdrähte

<u>Abbildung 5.3.</u> Ebenes Schaufelgitter mit positionierten Heißfilmsonden (7-12) bestückter Turbinenschaufel

Abbildung 5.4. Gittergeometrie und Definition des Inzidenzwinkels *i*

Abbildung 6.1. Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung innerhalb der Grenzschicht

Abbildung 6.2. Energiebilanz eines Kontrollvolumens

Abbildung 6.3. Energiebilanz einer Heißfilmsonde

Abbildung 7.1. Geschwindigkeitsverteilung einer Grenzschichtströmung ohne Druckgefälle

<u>Abbildung 7.2.</u> Geschwindigkeitsprofil u(y) einer laminaren und einer turbulenten Grenzschichtströmung

<u>Abbildung 7.3.</u> Geschwindigkeitsverteilung einer Grenzschichtströmung mit Druckgefälle (Verzögerung dp/dx < 0) 42

<u>Abbildung 7.4.</u> Wandschubspannungsverlauf $\tau_{W}(x)$ einer laminaren und einer turbulenten Grenzschichtströmung

<u>Abbildung 7.5.</u> Wandschubspannungsverlauf τ_{W} einer umschlagenden Grenzschichtströmung (Natürliche-Transition)

<u>Abbildung 8.1.</u> Typische Verläufe der Anemometerspannung E(t) bei laminarer, transitonaler und turbulenter Grenzschichtströmung

<u>Abbildung 9.1.</u> Verteilung von mittlerer quadratischer Abweichung, Schiefe und Intermittenzfaktor γ bei einer Natürlichen-Transition

Abbildung 10.1. Aufbau der Heißfilmsondenmesstechnik

<u>Abbildung 10.2.</u> Ansicht des Gitterwindkanals mit Schaufelgitter und pneumatischer Messtechnik

Abbildung 10.3. Ansicht des Schaufelgitters mit instrumentierter Messschaufel

Abbildung 10.4. Aufbau der pneumatischen Messtechnik

Abbildung 12.1. Finite-Elemente Netz (2D) der Turbinenschaufel T100

<u>Abbildung 12.2.</u> statischer Druckkoeffizient C_p und Beschleunigungsparameter K Teillast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 120^{\circ}$ <u>Abbildung 12.3.</u> statischer Druckkoeffizient C_p und Beschleunigungsparameter *K* Nennlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 90^{\circ}$

<u>Abbildung 12.4.</u> statischer Druckkoeffizient C_p und Beschleunigungsparameter *K* Überlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 60^{\circ}$

<u>Abbildung 12.5.</u> Messsignale der Anemometerspannung $E(t) - E_0$ Teillast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 120^{\circ}$

<u>Abbildung 12.6.</u> Messsignale der Anemometerspannung $E(t) - E_0$ Nennlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 90^\circ$

<u>Abbildung 12.7.</u> Messsignale der Anemometerspannung $E(t) - E_0$ Überlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 60^{\circ}$

<u>Abbildung 12.8.</u> Quasi-Wandschubspannung $q\tau_{W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{W,RMS}$ und Schiefe $q\tau_{W,S}$ Teillast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 120^{\circ}$

<u>Abbildung 12.9.</u> Quasi-Wandschubspannung $q\tau_{W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{W,RMS}$ und Schiefe $q\tau_{W,S}$ Nennlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 90^{\circ}$

<u>Abbildung 12.10.</u> Quasi-Wandschubspannung $\overline{q\tau}_{W}$, mittlere quadrat. Abweichung $q\tau_{W,RMS}$ und Schiefe $q\tau_{W,S} q\tau_{W,S}$ Überlast, Zuströmwinkel $\beta_1 = 60^{\circ}$

<u>Tabelle 4.1.</u> Zusammenstellung von Literaturangaben über Heißfilmsondenmessungen an Turbinenschaufeln

Tabelle 5.1. Untersuchte Zuström- bzw. Inzidenzwinkel

Tabelle 11.1. Parameter der Anströmung

Tabelle 12.1. Turbulenzgrad und K_{crit}.

Tabelle 12.2. Messdaten der Positionen 1-12