

**Instationäre Untersuchungsmethoden
der saugseitigen Statorgrenzschicht
in einem
Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter**

**Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation**

von

**Dipl.-Ing. Achim Griebel
geboren am 29.07.1973 in Hannover**

2009

1. Referent Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume,
Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik,
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
2. Referent Prof. Dr.-Ing Dieter Peitsch,
Institut für Luft- und Raumfahrt - Luftfahrtantriebe,
Technische Universität Berlin
- Vorsitzender Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Schulze,
Fachgebiet Planung und Steuerung von Lager-
und Transportsystemen (PSLT),
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover

Tag der Promotion 12. Dezember 2008

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während und aus meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluidodynamik (TFD) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Sie wurde von Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Seume betreut, dem ich hiermit für seine Unterstützung und seine konstruktiven Beiträge herzlich danke. Herrn Prof. Dr.-Ing. D. Peitsch danke ich für die Übernahme des Korreferates und Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Schulze für die Übernahme des Vorsitzes.

Die Messdaten dieser Arbeit wurden mit Hilfe einer instationären Messtechnik gewonnen, welche im Rahmen des von Prof. Dipl.-Ing. W. Rieß initiierten DFG-Projektes “Ri 375 / 14-1” unter dem Titel “Instationäre Strömungsfeld- und Turbulenzmessungen in einem mehrstufigen Niederdruckaxialverdichter” angeschafft und finanziert wurden. Ich danke der Deutschen Forschungsgemeinschaft hiermit für ihre Unterstützung.

Bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen des Instituts, welche mir stets freundlich und mit wertvollen Anregungen entgegengekommen sind. Mein besonderer Dank gilt auch dem gesamten Team der Werkstatt des TFD. Hier erhielt ich stets tatkräftige und fachlich kompetente Unterstützung. Insbesondere Herrn Fuhrmann, der den Prüfstand des NGAV unkompliziert und persönlich betreute, Herrn von Lüder, der mir mit wertvollem Rat zur Seite stand, Herrn Erbe, ohne dessen Hilfe der elektrische Betrieb des Prüfstandes teilweise unmöglich gewesen wäre, Herrn Weber, der immer schnelle und effiziente Lösungen für die Steuerung und Überwachung des NGAV anbot, Herrn Wichmann, der sein Fachwissen über die Messtechnik an mich weitergab und Herrn Steckel, der wertvolle Informationen über die Konstruktion des NGAV beisteuerte, möchte ich namentlich erwähnen. Danken möchte ich auch den Studenten, die mir durch ihre Studienarbeiten am NGAV geholfen haben.

Meinen Eltern danke ich für ihre Unterstützung während meiner schulischen und studentischen Ausbildung, wodurch sie diese Arbeit überhaupt erst ermöglicht haben.

Mein innigster Dank gilt meiner Ehefrau Stefanie, die mich stets mit ihrer Geduld und mit ihrem Rückhalt bei der Ausarbeitung dieser Arbeit bestärkt und vorangetrieben hat. Danke für die vielen Stunden, die Du wegen dieser Arbeit auf mich verzichtet hast.

Zossen bei Berlin, im Oktober 2008

Achim Griebel

Kurzfassung

Die hier vorliegende Arbeit beschreibt die Messung, Auswertung und Interpretation hoch instationärer Daten aus einem zweistufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter. Dabei wurden die zeitlichen Betrachtungsräume so fein gewählt, dass Strömungsphänomene innerhalb des Durchlaufes eines Rotorblattes vorbei an einer Statorschaufel klar unterschieden werden konnten. Räumlich wurde die Betrachtung der Strömung auf den Mittenschnitt der Schaufelprofile beschränkt. Für die Auswertungen wurde von einer quasi-zweidimensionalen Strömung ausgegangen.

Die Auswertungen der Messdaten aus der freien Hauptströmung des Verdichters liefern ein detailliertes Bild über instationäre Zusammenhänge, welche sich in den axialen Schaufelzwischenräumen durch die Rotor-Stator-Interaktion in einer axialen Turbomaschine ergeben. Für den Hauptteil dieser Arbeit wurden zwei Statorschaufeln der ersten Verdichterstufe saugseitig mit einem Heissfilmarray und mit instationären Miniaturdruckaufnehmern ausgestattet. Die Messdaten, welche mit Hilfe der Oberflächenheissfilme und der Oberflächendruckaufnehmer aufgenommen wurden, konnten mit Hilfe verschiedener Auswertungsverfahren analysiert werden. Diverse Ergebnisse über Strömungsphänomene der saugseitigen Statoroberflächengrenzschicht wurden dargestellt.

Bei der Auswertung im Zeitbereich kam das klassische Ensemble-Averaging Verfahren zum Einsatz. Die allgemein bekannte Frequenzanalyse lieferte Ergebnisse im Frequenzbereich. Als Erweiterung dazu werden in dieser Arbeit Möglichkeiten von Waveletanalysen und dem Matching Pursuit Verfahren aufgezeigt. Zur Analyse der Intermittenz der Oberflächenströmung der Statorschaufel, also des turbulenten Strömungsanteils, wurden Literaturquellen über Verfahren zur Turbulenzerkennung recherchiert und einige der Verfahren erprobt.

Daraufhin wurde ein neuer Aspekt der Strömungsdatenauswertung ausgearbeitet: Die hier erarbeitete Form einer Kombination eines Ensemble-Mittelungsverfahrens mit einem Turbulenzerkennungsalgorithmus ist dem Autor aus keiner Veröffentlichung bekannt. Die Ergebnisse zeigen eine Möglichkeit auf, wie zeitliche Turbulenzanteile in instationären Messdaten aus einer Turbomaschine bestimmt werden können. In dieser Arbeit wurde die Methode nur auf Messdaten der Oberflächenheissfilme angewendet, ist aber prinzipiell auch für alle anderen instationären Strömungsgeschwindigkeitsmessdaten (Hitzdrähte) denkbar.

Schlagwörter: Rotor-Stator Interaktion, Grenzschicht, Instationäre Datenauswertung

Abstract

This thesis describes measurements, evaluation, and interpretation of highly unsteady data from a two stage low speed axial compressor. The timescale has been chosen sufficiently short that flow phenomena within one passing by of a rotor blade can be clearly distinguished. The spatial focus has been laid on the mid-span plane, so that the flow can be considered two dimensional. The measurement data evaluation of the main flow path deliver a detailed image about unsteady-flow coherence in the axial gap between the blade rows, which are due to the rotor-stator interaction of a typical turbomachine. For the main part of this work, two stator vanes were instrumented with a hotfilm array and miniature pressure transducers on the suction surface. The measurement data from the hotfilms and the pressure transducers were analyzed by means of different methodologies. Different results about the suction side surface flow of the stator vane have been compiled.

The classical ensemble-averaging was used for evaluation in time. Well known frequency analysis delivered frequency plots. In addition to that, the potential of wavelet analysis and a matching pursuit algorithm are shown. To derive the intermittency of the stator suction surface flow, literature was reviewed and different turbulence detection methodologies were tested.

This led to a new aspect of turbulent data analysis: The author is not aware of a publication about any application similar to that presented herewith, combining ensemble-averaging and a certain turbulence detection algorithm. The results show a methodology to detect intermittency in turbomachine specific data and to evaluate the intermittency fraction. In this thesis the algorithm has only been applied to hotfilm measurement data but in principle it is expected that this methodology can be applied to any unsteady velocity measurement data (hotwire).

Keywords: Rotor-Stator Interaction, Boundary Layer, Unsteady Data Analysis

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	iii
Kurzfassung	v
Abstract	vii
Inhaltsverzeichnis	ix
Nomenklatur	xi
1 Einleitung	1
2 Prüfstand und Versuchsprogramm	3
2.1 Prüfstand	3
2.2 Versuchsprogramm	6
2.3 Schaufelmodifikation	8
3 Messtechnische Ausstattung	11
3.1 Stationäre Messwertaufnahme	11
3.2 Instationäre Messtechnik	11
3.3 Splitfilm-Sonden	11
3.4 Oberflächenheißfilme auf einer Statorschaufel	13
3.5 Oberflächen- Miniaturdruckaufnehmer auf einer Schaufel des Stators 1	14
4 Methoden zur Auswertung instationärer Messdaten	17
4.1 Übersicht über Verfahren der Datenanalyse	17
4.2 Ensemble-Mittelungsverfahren bzw. “Ensemble-Averaging”	19
4.3 Schwankungsgrößen und statische Kennwerte	20
4.4 Fourier- bzw. Frequenzanalyse (FFT)	22
4.5 Waveletanalyse und -Dekomposition	23
4.6 “Matching Pursuit”	26
4.7 Möglichkeiten der Turbulenzerkennung	27
4.8 Die TERA-Methode	28
4.8.1 Die TERA-Methode nach Zoran Zarić	28
4.8.2 Kombination einer TERA-basierten Methode mit der Ensemble-Mittelung	29
4.8.2.1 Gesamtablauf der Auswertung	30
4.8.2.2 Modifikation der TERA-Methode	33
4.8.2.3 Der TERA-Algorithmus, abgewandelt für Verdichter-Statormessungen	38

5	Auswertungen und Ergebnisse	41
5.1	Ensemble-gemittelte Darstellungen der Strömungsparameter	41
5.1.1	Freie Strömung stromab des Rotors 1	41
5.1.2	Freie Strömung stromab des Stators 1	45
5.1.3	Saugseitige Grenzschichtströmung des ersten Stators	49
5.1.4	Effekte manipulierter Rotorschaukeln	52
5.1.4.1	Manipulierte Nachläufe des Rotors 1	53
5.1.4.2	Potentialwirkung des Rotors 2	54
5.2	FFT-Analysen	57
5.2.1	Spektrum der originalen Maschinenkonfiguration	57
5.3	Wavelet-Analysen mit “LastWave”	64
5.3.1	Analyse ensemble-gemittelter Daten	64
5.3.2	Zeitdaten-Waveletanalyse	75
5.3.3	Gezielte Wavelet-Dekomposition	78
5.4	Matching Pursuit mit Guimauve	83
5.5	Ergebnisse der ensemble-gemittelten TERA-Methode	84
5.5.1	Erkennung einzelner turbulenter Strömungsereignisse	84
5.5.2	Turbulenzentwicklung entlang der Saugseite des Stators	90
5.5.3	Mittlere Turbulenz auf der Saugseite des Stators	98
5.6	Zusammenfassung der Ergebnisse	100
6	Schlussfolgerungen und Ausblick	101
A	Zu Kapitel 2 – Prüfstand	103
A.1	Der Prüfstand in der Übersicht	103
B	Zu Kapitel 3 – Messtechnische Ausstattung	107
C	Zu Kapitel 4 – Methoden zur Auswertung	109
C.1	Kalibrierung der Splitfilmsonden	109
C.2	Auswertung der Splitfilmmessungen	111
C.2.1	Definition des allgemeinen Koordinatensystems	111
C.2.2	Zeitliche und räumliche Auflösung der Splitfilmmessungen	112
C.2.3	Fortran90-Programm zur Auswertung der Splitfilmdaten	113
C.3	Das Softwarepaket “LastWave” zur Waveletanalyse	122
C.4	Die Software “Guimauve” zum Matching Pursuit Verfahren	125
D	Zu Kapitel 5 – Weitere Auswertungen	127
D.1	FFT Spektrum der originalen Maschinenkonfiguration	127
D.2	Spektrum der modifizierten Schaufelkonfiguration	134
D.3	Matching Pursuit mit Guimauve	137
D.4	Übersichtplots zur Turbulenzentwicklung	142
	Literaturverzeichnis	146
	Index	154
	Lebenslauf	155

Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung	Seite, (Gleichung)
A	-	Konstante für das King'sche Gesetz	11, (3.1)
AR	-	"Aspect ratio", Längenverhältnis	3, (2.1)
a, b	-	Fourierkoeffizienten	22, (4.10)
B	-	Konstante für das King'sche Gesetz	11, (3.1)
C_1	-	Linearfaktor der Turbulenzauswertung	33, (4.14)
C_2	-	Linearfaktor der Turbulenzauswertung	34, (4.15)
C_3	-	Linearfaktor der Turbulenzauswertung	35, (4.16)
C_4	-	Linearfaktor der Turbulenzauswertung	35, (4.17)
c	m/s	Geschwindigkeit	22, (4.8)
E	Volt	Anemometerspannung	11, (3.1)
E	Volt	Brückenspannung des Constant-Temperatur-Anemometers	13, (3.2)
f	Hz	Frequenz	22, (4.9)
h	mm	Höhe, Schaufelhöhe	3, (2.1)
l	m	Länge	5, (2.3)
\dot{m}	kg/s	Massenstrom	6, (2.5)
N	-	Funktion im Algorithmus der Splitfilmauswertung	21, (4.4)
N	-	Gesamtanzahl in der Summenformel	22, (4.10)
n	min^{-1}	Drehzahl	6, (2.4)
n	-	Parameter (Exponent) im King'schen Gesetz	11, (3.1)
n	-	Zähler in der Summenformel	22, (4.10)
NPT	-	Gesamtanzahl der Datenpunkte pro Zeitabschnitt "number of points per trace"	20, (4.1)
NTT	-	Gesamtanzahl der Datenpunkte pro Zeitabschnitt "number of time traces"	20, (4.1)
p	Pa	Druck	6, (2.5)
s	mm	Profil-Sehnenlänge	3, (2.1)
s	-	Skalierungsfaktor in der Waveletanalyse	25, (4.11)
T	K	Temperatur	6, (2.5)
TR_1	-	Schwellwert der Turbulenzauswertung	33, (4.14)
TR_2	-	Schwellwert der Turbulenzauswertung	34, (4.15)
TR_3	-	Schwellwert der Turbulenzauswertung	35, (4.16)
TR_4	-	Schwellwert der Turbulenzauswertung	35, (4.17)
t	s	Zeit	22, (4.9)
u	m/s	Geschwindigkeit	5, (2.3)
u	-	zeitliche Verschiebung einer Waveletfunktion in der Waveletanalyse	25, (4.11)
U	Volt	elektrische Spannung	110, (C.1)
U	m/s	Strömungsgeschwindigkeit (King'sches gesetz)	11, (3.1)

w	m/s	Relativgeschwindigkeit	
W	-	Koeffizient der Waveletanalyse	25, (4.13)
x	-	Platzhalter für beliebigen Parameter in Formeln	20, (4.1)
z	-	Anzahl der Samples im Mittelungsfenster der Turbulenzauswertung	38
α	°	absoluter Strömungswinkel tangential zum Umfangszylinder des Annulus	12, 111
β	°	relativer Strömungswinkel tangential zum Umfangszylinder	12, 111
γ	°	Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit in radialer Richtung	12, 111
η	-	Maßzahl für eine Waveletfrequenz	25
η	-	transformierte y-Koordinate im lokalen System	111, (C.4)
θ	°C	Temperatur bei Umrechnung der CTA-Spannung	
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität	5, (2.3)
ξ	-	transformierte x-Koordinate im lokalen System	111, (C.4)
σ	-	Varianz eines Wavelets im Zeit- bzw. Frequenzbereich	25
${}_q\tau_w$	-	Quasi-Wandschubspannung	13, (3.2)
ψ	-	Waveletfunktion bzw. "Mutterwavelet"	25, (4.11)
ω	s ⁻¹	Kreisfrequenz	22, (4.9)

Tiefgestellte Indizes

0	Anfangszustand, Ruhezustand
1	Zustand 1 oder erster Wert eines Wertepaares (z.B. Splitfilmsonde)
2	Zustand 2 oder zweiter Wert eines Wertepaares (z.B. Splitfilmsonde)
ax	axiale Richtung
c	Richtung "cross" bzw. quer zur Hauptströmungsrichtung
ein	Eintritts-
ex	Austritts- bzw. Abströmgröße
heiz	Überhitzungstemperatur des CTA-Sensors
IGV	"Inlet Guide Vane", das Vorleitrad betreffend
i	Summationsindex, Zähler
i	imaginäre Zahl "i"
in	Eintritts- bzw. Zuströmgröße
kal	Zustand des Fluids beim Kalibrieren der CTA-Sensoren
m	in Hauptströmungsrichtung "main"
mess	Zustand während einer Messung
n	Summationsindex
r	radiale Richtung
ref	Referenzzustand
red	reduzierte bzw. normierte Größe
Rotor	den Rotor betreffend
Stator	den Stator betreffend
u	in Umfangsrichtung
u	Umgebungszustand

Rechensymbole und Kennzahlen**Seite,
(Gleichung)**

x'	momentaner Schwankungswert einer Größe x	20, (4.3)
$\langle \bar{x} \rangle$	“Ensemble Mittelwert” einer Größe x	20, (4.1)
k	turbulente kinetische Energie [m^2/s^2]	22, (4.7)
Re	Reynolds-Zahl [-]	5, (2.3)
Tu	Turbulenzgrad [%]	22, (4.8)

1 Einleitung

Axialverdichter finden in weiten Bereichen der Industrie dort ihre Anwendung, wo große Massenströme bei verhältnismäßig geringem Druckaufbau pro Verdichterstufe gefördert werden müssen. Dies ist z. B. in der chemischen Industrie oder bei der Bereitstellung von großen Luft- und Gasmengen der Fall. Ein weiteres klassisches Einsatzgebiet von Axialverdichtern sind stationäre Gasturbinen und Flugzeugtriebwerke.

Um den gesamten Prozess der Konstruktion und Optimierung von Axialverdichtern zu beschleunigen und zu verbessern, werden heutzutage Simulationsprogramme (CFD-Codes, d. h. "Computational Fluid Dynamics") zur Strömungssimulation herangezogen. Diese Computerprogramme basieren auf der mathematischen Nachbildung der Strömung, d. h. die physikalischen Phänomene einer Turbomaschine, welche dreidimensional und hochkomplex ausgeprägt sein können, werden mathematisch modelliert.

Heutige Strömungssimulationen sind relativ weit fortgeschritten und liefern erstaunlich gute Ergebnisse, mit denen qualitative Aussagen und auch Vorhersagen getroffen werden können. Eine weitere Verbesserung der Simulationscodes ist nur dann möglich, wenn das Verständnis der Physik der Strömung vertieft werden kann. Hierzu sind sowohl stationäre, aber zunehmend auch zeitlich und räumlich fein aufgelöste Messdaten und deren Ergebnisse notwendig. In Verbindung mit instationärer Messtechnik können an Prüfständen wie dem Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik Messungen durchgeführt werden, die an Serienmaschinen wenn überhaupt oft nur mit extrem hohem Aufwand durchgeführt werden könnten.

Zur Validierung müssen die Rechenergebnisse der CFD-Simulation immer wieder mit realen Strömungen verglichen werden. Für diesen sog. Validierungsprozess werden Messdaten benötigt, die sowohl in ihrer räumlichen als auch zeitlichen Auflösung den hohen Anforderungen der CFD-Simulationen genügen. Zu diesem Zweck kann der Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover genutzt werden, da er aufgrund seiner Bauart speziell für Grundlagenuntersuchungen besonders gut geeignet ist. Im Rahmen dieser Arbeit wurden instationäre Messdaten am NGAV gewonnen und mit Hilfe verschiedener Auswertungsmethoden untersucht.

2 Prüfstand und Versuchsprogramm

2.1 Prüfstand

Der Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover wurde Ende der 1980er Jahre speziell als Versuchs- und Forschungsverdichter konstruiert und ausgelegt. Er zeichnet sich durch einen großen Strömungskanal aus, so dass über etwa ein Drittel der Schaufelhöhe um den Mittenschnitt herum näherungsweise von einer 2-dimensionalen Strömung ausgegangen werden kann. Um bei Messungen die Randzonenströmung gut von der Kernströmung unterscheiden und deren Effekte voneinander trennen zu können, wurde eine Beschauflung mit großem Längenverhältnis (aspect ratio) gewählt.

$$AR = \frac{h}{s} \quad , \quad (2.1)$$

wobei h die Schaufelhöhe und s die Sehnenlänge bezeichnet. Am NGAV beträgt das Längenverhältnis der einzelnen Schaufeln

$$AR_{IGV} \approx 1,33 \quad AR_{Rotor} \approx 1,87 \quad AR_{Stator} \approx 1,56 \quad .$$

Der Verdichter bietet gute Zugangsmöglichkeiten für Strömungssonden, welche sowohl radial als auch peripher positioniert werden können. Daher ist er besonders gut für Grundlagenuntersuchungen geeignet. Seine geringe Drehzahl führt zu vergleichsweise niedrigen Schaufelwechselfrequenzen und erlaubt es, bei instationären Messungen die zu untersuchenden Strömungsphänomene eindeutig von den Frequenzen der Schaufelinteraktionen zu unterscheiden. Der Verdichter fördert das Arbeitsfluid (Luft) im Gegensatz zu häufig gewählten offenen Bauanordnungen in einem geschlossenen Kreislauf (siehe Abbildung 2.1 und Abbildung A.5 im Anhang auf Seite 106). Diese Prüfstandskonstruktion bietet einerseits den Vorteil relativ geringen Raumbedarfs verglichen mit anderen großen Prüfständen, andererseits werden Verschmutzungen des Versuchsträgers und der eingesetzten Sonden nahezu vollkommen vermieden. Dies vereinfacht nicht nur den Versuchsbetrieb durch geringeren Reinigungsaufwand, sondern erhöht gleichzeitig die Lebensdauer der verwendeten sehr empfindlichen Strömungssonden. Da bei einem geschlossenen Kreislauf mangels Fluidaustausches zur Wärmeabfuhr sonst nur die Möglichkeit der Wärmeabstrahlung bestünde, wurde ein Rippenrohrwasserkühler in den Kreislauf integriert (Teil f in Bild 2.1). Der Kühler wird vom allgemeinen Kühlwassersystem des Institutes gespeist und besitzt einen automatischen Ventilregler. Auf diese Weise ist es möglich, die Eintrittstemperatur des Arbeitsfluides in den Verdichter innerhalb enger Grenzen zu regeln. Dies ermöglicht eine gute Vergleichbarkeit verschiedener Versuchskampagnen und eine sehr gute Einstellbarkeit eines stationären Betriebspunktes.

Der Versuchsverdichter wird abströmseitig von einem 450 kW Gleichstrommotor mit variabel einstellbarer Drehzahl angetrieben. Der Motor ist über eine Drehmomentmesswelle und eine Gelenkwelle mit dem Verdichterrotor verbunden (Teil c in Bild 2.1 bzw. Nr. 15, Bild A.5).

Das Fluid wird nach dem Austritt aus dem Verdichter im geschlossenen Kanal umgelenkt und über einen Diffusor durch den Rippenrohrwasserkühler geleitet. Stromab des Wärmetauschers wird der Kanal düsenförmig wieder verengt und die Strömung wird zweimal mit Hilfe von Umlenklechen umgeleitet, bevor das Fluid durch ein Wabengitter hindurch in den doppelt

ausgeführten Eintrittsdiffusor und in die Beruhigungskammer eintritt (Teil j, Bild 2.1 bzw. Nr. 11, Bild A.5). Während das Wabengitter vor dem Eintrittsdiffusor und die Turbulenzsiebe in-

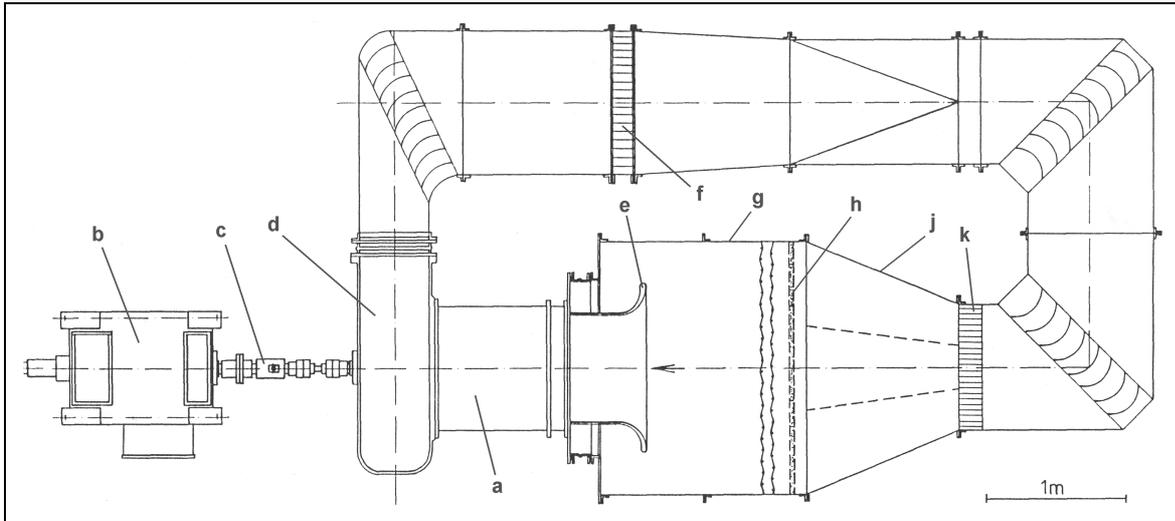


Abbildung 2.1: Fluidkreislauf des NGAV

Symbol	Bedeutung
a	Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGAV)
b	Gleichstrommotor, Antrieb (150-3000 1/min)
c	Drehmoment-Messwelle
d	Abströmgehäuse
e	Eintrittsdüse
f	Wasserkühler
g	Beruhigungskammer mit Turbulenzsieben und Filtermatten
h	Filtermatten und Turbulenzsiebe
j	Diffusor
k	Wabenförmiger Strömungsgleichrichter

Tabelle 2.1: Bezeichnungen in Abbildung 2.1

Symbol	Bedeutung
a	Vorleitrad, 20 Schaufeln
b	Rotor 1, 30 Schaufeln
c	Stator 1, 26 Schaufeln
d	Rotor 2, 30 Schaufeln
e	Stator 2, 26 Schaufeln
f	Lagerstern
g	Eintrittsdüse
h	Nabe der Eintrittsdüse
j	Austrittsdrossel
k	Austrittsgehäuse

Tabelle 2.2: Bezeichnungen in Abbildung 2.2

nerhalb der Beruhigungskammer für eine drallfreie, homogene und turbulenzarme Zuströmung sorgen, halten Filtermatten Staubpartikel aus der Strömung zurück (Teil h in Bild 2.1). Um den Einfluss der Reynoldszahl auf die Gittercharakteristik, womit hier Umlenkung und Verlustverhalten gemeint sind, zu minimieren, wurden nach Traulsen (1989) bei der Profilauslegung Schaufel-Reynoldszahlen von über $2,2 \cdot 10^5$ angestrebt. Nach Traulsen (1989) können folgende Reynoldszahlen für den NGAV des TFD im Auslegungspunkt abgeschätzt werden:

$$\begin{aligned}
 Re_{Rotor,Nabe} &\approx 4,0 \cdot 10^5 \\
 Re_{Stator,Gehäuse} &\approx 5,1 \cdot 10^5 \\
 Re_{IGV,Mittenschnitt} &\approx 3,4 \cdot 10^5
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

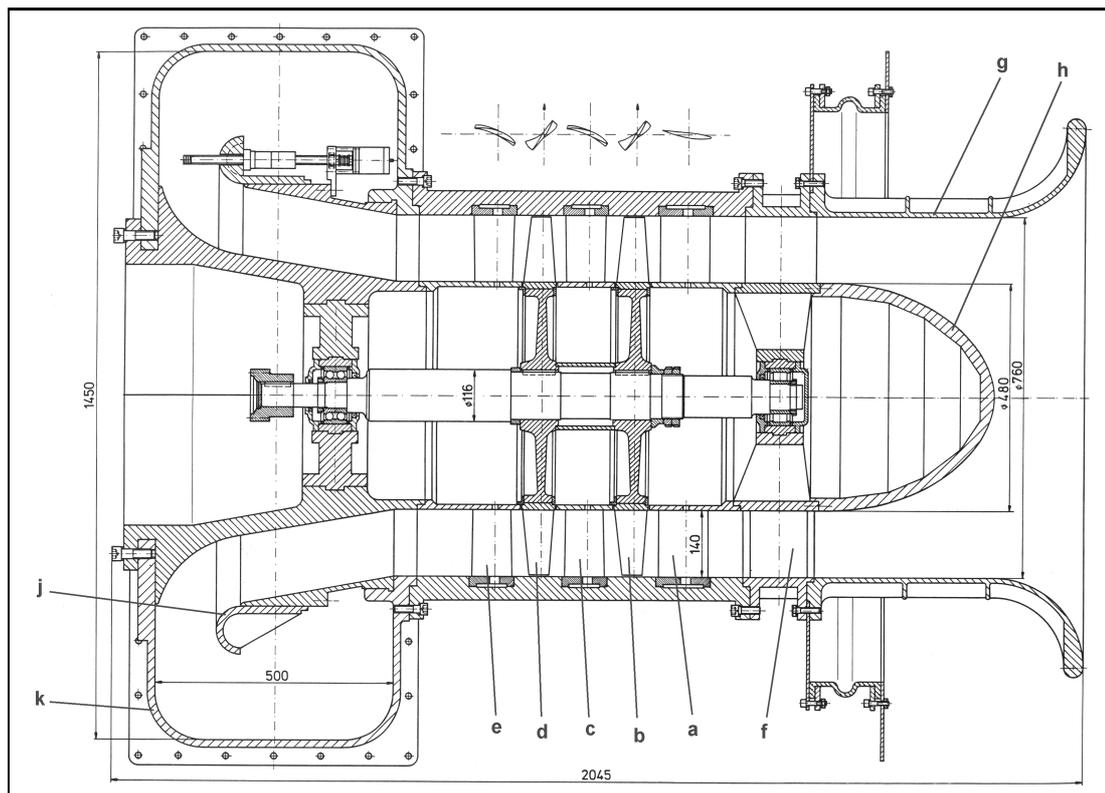


Abbildung 2.2: Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGAV) des Instituts Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Leibniz Universität Hannover (Legende auf Seite 4)

Bei der Berechnung der Reynoldszahl

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (2.3)$$

bedeutet u die Strömungsgeschwindigkeit, l die charakteristische Sehnenlänge und ν die kinematische Viskosität.

Der NGAV wurde nach Traulsen (1989) für einen Nennmassenstrom von 16,5 kg/s ausgelegt. Mit Hilfe eines Drosselringes am Austritt des Verdichters, welcher über drei Schrittmotoren verfahren werden kann, ist es möglich, den Massenstrom stufenlos einzustellen.

Der Rotor des NGAV ist an der Zuströmseite in der Nabe mit einem einreihigen Zylinderrollenlager und abströmseitig mit einem doppelreihigen Kugellager gelagert, welche beide über einfache Öлтаuchschmierung geschmiert werden.

Der Verdichter ist mit zwei geometrisch identischen Stufen und einem Vorleitrad ausgestattet. Das Vorleitrad besitzt 20 Schaufeln, während beide Rotoren 30 und die Statoren 26 Schaufeln aufweisen. Für die Profilierung wurden bei der Auslegung Profile der NACA 65 Reihe ausgewählt. Der Strömungskanal ist über die gesamte messtechnisch interessante axiale Länge rein zylindrisch gestaltet. Dies führt in Verbindung mit der geometrischen Ähnlichkeit beider Stufen zur Ausprägung einer relativ dicken Grenzschicht an den Wänden der zweiten Stufe. Der Radialspalt über den Laufschaufeln ist kleiner als 1 mm, was auf die Sehnenlänge s bezogen etwa 1,1 % bedeutet. Bezogen auf die Schaufelhöhe h ergibt sich für den Radialspalt ein Anteil von ca. 0,7 %.

Ergänzende Abbildungen und Schemata zu Profilaufwicklungen und zu den möglichen Sensoranordnungen im Verdichter sind im Anhang A ab Seite 103 abgedruckt.

2.2 Versuchsprogramm

Die Realgrößen (Drehzahl und Massenstrom) des Versuchsprogramms dieser Arbeit wurden zur Darstellung wie folgt auf den Normzustand umgerechnet:

$$n_{red} = n_{mess} \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{ein,mess}}} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_{red} = \dot{m}_{mess} \cdot \frac{p_{ref}}{p_{u,mess}} \cdot \sqrt{\frac{T_{ein,mess}}{T_{ref}}} \quad (2.5)$$

Dabei kennzeichnen die Indizes $_{red}$ den normierten Wert. Parameter mit dem Index $_{ref}$ sind eingesetzte Werte für den Normzustand ($T_{ref} = 288,15 \text{ K}$; $p_{ref} = 1013 \text{ mbar}$), und der Index $_{mess}$ bezieht sich auf den real gemessenen Versuchswert.

Die Messungen dieser Arbeit wurden an drei ausgewählten Betriebspunkten des Verdichters bei der Auslegungsdrehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Diese Drehzahl entspricht einer reduzierten Drehzahl von $n = 2950 \text{ min}^{-1}$. Bei einer Rotorschaufelzahl von 30 Schaufeln ergibt sich eine Schaufelwechselfrequenz von 1,5 kHz. In der Regel unterlag die Drehzahl einem Fehler von $< 0,7 \%$. Durch Verfahren der Ringdrossel am Austritt des Versuchsverdichters (vgl. Abbildung 2.2) wurden die Betriebspunkte, die in Tabelle 2.3 aufgelistet sind, angefahren.

Betriebspunkt	Massenstrom [kg/s]	Totaldruckverhältnis	Beschreibung
OPs50	$\approx 21,1$	1,05...1,055	nahe der Schluckgrenze
OPs70	$\approx 19,0$	1,07...1,075	nahe dem optimalen Wirkungsgrad
OPs80	$\approx 16,6$	1,08...1,085	nahe der Stabilitätsgrenze

Tabelle 2.3: Betriebspunkte des Versuchsprogramms

Einen grafischen Überblick über die Lage der Betriebspunkte im Verdichterkennfeld zeigt Abbildung 2.3 auf Seite 7.

Die unterschiedlichen Messdaten und präsentierten Ergebnisse, welche in dieser Arbeit gezeigt werden, wurden in vier unterschiedlichen Messkampagnen gewonnen, deren Besonderheiten in Tabelle 2.4 aufgelistet sind. Leider ergaben die Analysen der letzten Messkampagne (4), dass der Sensor für das allgemeine Drehzahlsignal einen Defekt gehabt haben muss. Dies lässt sich aus den FFT-Analysen sämtlicher Daten der letzten Messkampagne ableiten. Es zeigt sich, dass die reale Drehzahl des Rotors bei $n = 3050 \text{ min}^{-1}$ gelegen haben muß, obwohl die Instrumente während des Versuches eindeutig die Zieldrehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ anzeigten. Es wird vermutet, dass die TTL-Lichtschranke, welche für die Online-Drehzahlüberwachung des Prüfstandes verwendet wird und von einer Lochscheibe mit 60 Löchern getaktet wird, ein Loch pro Umdrehung nicht korrekt erkannt hat. Das Triggersignal für die instationäre Datengewinnung wurde mit einem anderen und davon unabhängigen Drehzahlgeber mit nur einem Impuls je Umdrehung aufgenommen und kann darum als zuverlässig angesehen werden. Das beschriebene Problem bedeutet, dass die letzte Messkampagne (4) bei einer Überdrehzahl von ca. 1,7 % gegenüber der Auslegungsdrehzahl gefahren wurde, was einer reduzierten (Über-)Drehzahl von $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ entspricht. Auf die qualitativen Ergebnisse dieser Arbeit hat dieser Umstand keine Auswirkungen.

Messkampagne	Samplingrate [kHz]	Kommentar
1)	200	DFG Ri375-14/1, nur jeweils eine Splitfilmsonde, Tests mit einzelnen Heissfilmen
2)	50	weiterführende Heissfilmmessungen
3)	200	manipulierte Rotorschaukeln (siehe Abschnitt 2.3), Splitfilmsonden hinter Rotor-1 und Stator-1, Totaldrucksonde nach Rotor-1, Heissfilme u. instat. Druckaufnehmer auf Stator-1, instat. Wanddruckaufnehmer nach Rotor-1 u. Stator-1
4)	200	normale Schaukeln, sonst wie 3) Überdrehzahl aufgrund defekten Drehzahlsensors

Tabelle 2.4: Messkampagnen des Versuchsprogramms

Beide Kennlinien der Abbildung 2.3 geben das Verhalten des Verdichters in der Nähe der Nenndrehzahl wieder. Die untere Kennlinie zeigt die Versuche mit je zwei manipulierten Schaukeln in

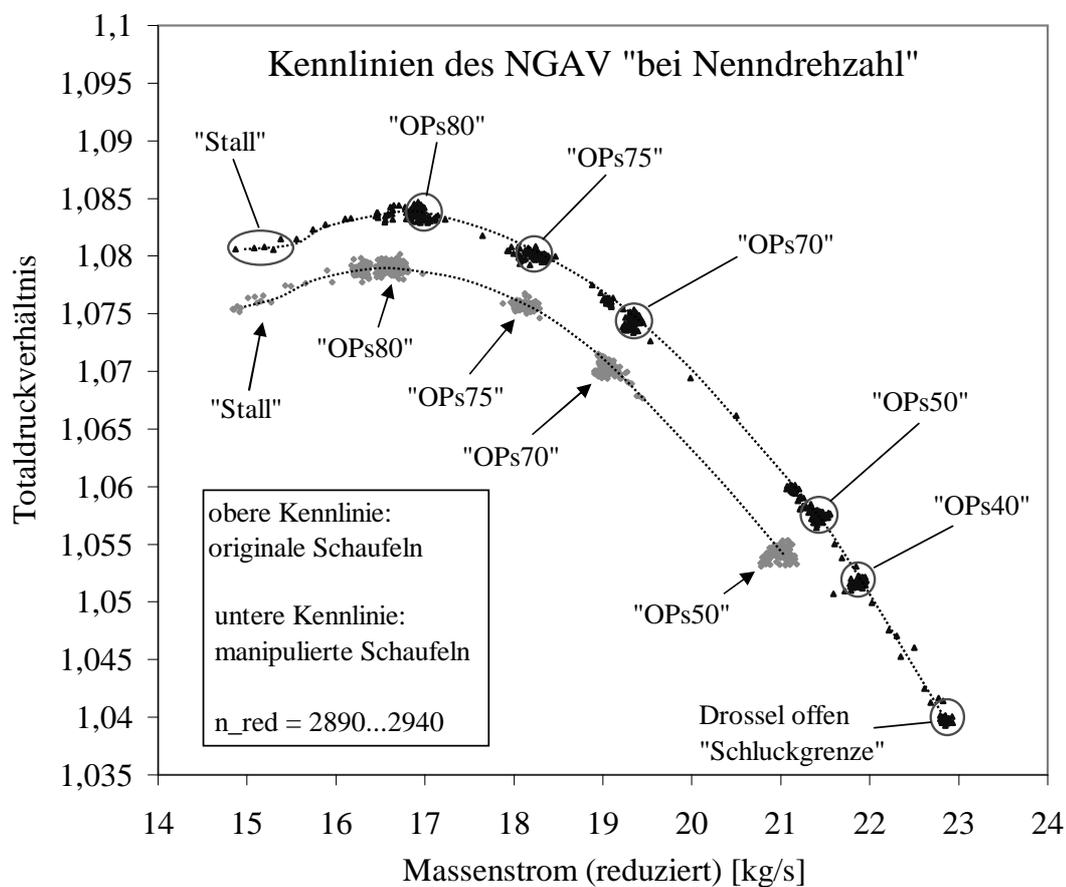


Abbildung 2.3: Kennlinien des NGAV, die während der Untersuchungen dieser Arbeit durchgeführt wurden.

Rotor eins und zwei (siehe Abschnitt 2.3), während die obere Kennlinie das Maschinenverhalten mit der normalen Beschau felung zeigt. Die kleinen Messpunkte stellen Daten der stationären, automatischen Prüfstandsüberwachung über den Versuchstag dar. Große Punktehaufen zeigen eine längere Verweildauer des Prüfstandes im jeweiligen Betriebspunkt an. Die Benennung der besonders hervorgehobenen Betriebspunkte: “OP” steht für “Betriebspunkt” (engl. operating point) und “sXX” steht für die Einstellung des Verfahrens des Ringdrossel am Verdichteraustritt in %.

2.3 Schaufelmodifikation

Der NGAV besitzt zwei geometrisch identische Stufen und ein Vorleitrad. Aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit liefern die einzelnen Messsignale der Sensoren, die auf der Statorschau fel im ersten Stator angebracht sind, nicht genügend Informationen, um bestimmten Bereichen der Messdaten eindeutig ganz spezielle Strömungsphänomene zuzuordnen, welche entweder stromauf- oder stromabwärts generiert wurden. Da jedes auftretende Strömungsphänomen in irgendeiner Form mit der Schaufelwechselfrequenz auftritt und diese für beide Verdichterstufen identisch ist, kann die klassische Frequenzanalyse für Phänomene, welche stromab- oder stromaufwärts des ersten Stators ihren Ursprung haben, keine Hilfestellung geben, die die Zuordnung zu stromauf- oder stromabwärts gelegenen Ursachen ermöglicht. Auch Mailach und Vogeler (2003) beschreiben das Problem, welches bei dem Versuch entsteht, bestimmte Charakteristika der Messwertkurven der einzelnen Sensoren eines stromauf- und stromabwärts von Rotoren umgebenen Stators einer bestimmten Ursache zuzuordnen.

Aus diesem Grund wurden im NGAV einzelne Rotorschau feln mit Hilfe einer Geometrieänderung quasi markiert, obwohl vorauszusehen war, dass dies zu einer aerodynamischen Verschlechterung der Einzelschau fel führte. Dazu wurden die Schau feln 15 und 30 des ersten Rotors jeweils druck- und saugseitig mit Kunststoffröhrchen am Hinterkantenbereich ausgestattet (siehe Abbildung 2.4 und 2.5). Diese Schau feln befinden sich an den definierten Umfangspositionen 0° und 180° des Rotors. Die Röhrchen besaßen etwa die Dicke der maximalen Profildicke und überdeckten in radialer Richtung die Schau felhöhe zwischen 35% und 90%. Die unterschiedliche Ausstattung der Schau feln erzeugte im ersten Rotor zwei eindeutig voneinander unterscheidbare Nachläufe. Um einen Einblick in die Wirkung der Potentialwirkung des stromabwärts drehenden Rotors auf die Statorgrenzschicht zu erhalten, wurden die Schau feln 08 und 23 des Rotors 2 wie in Abbildung 2.4 gezeigt mit stumpfen Vorderkanten versehen. Die Positionen dieser beiden Schau feln entspricht etwa 96° und 276° des Rotorumfangs. Beide Schau feln wurden mit baugleichen Kunststoffröhrchen wie für die Hinterkante beschrieben an der Vorderkante ausgestattet. Dieses resultierte in einer verstärkten Potentialwirkung, welche bei beiden Fällen identisch war.

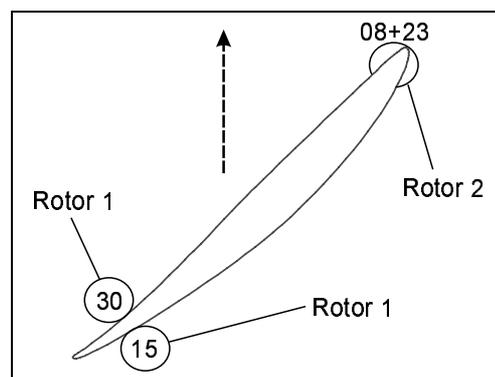


Abbildung 2.4: Schema der Anordnung der Kunststoffröhrchen auf den Schau feln des Rotors.

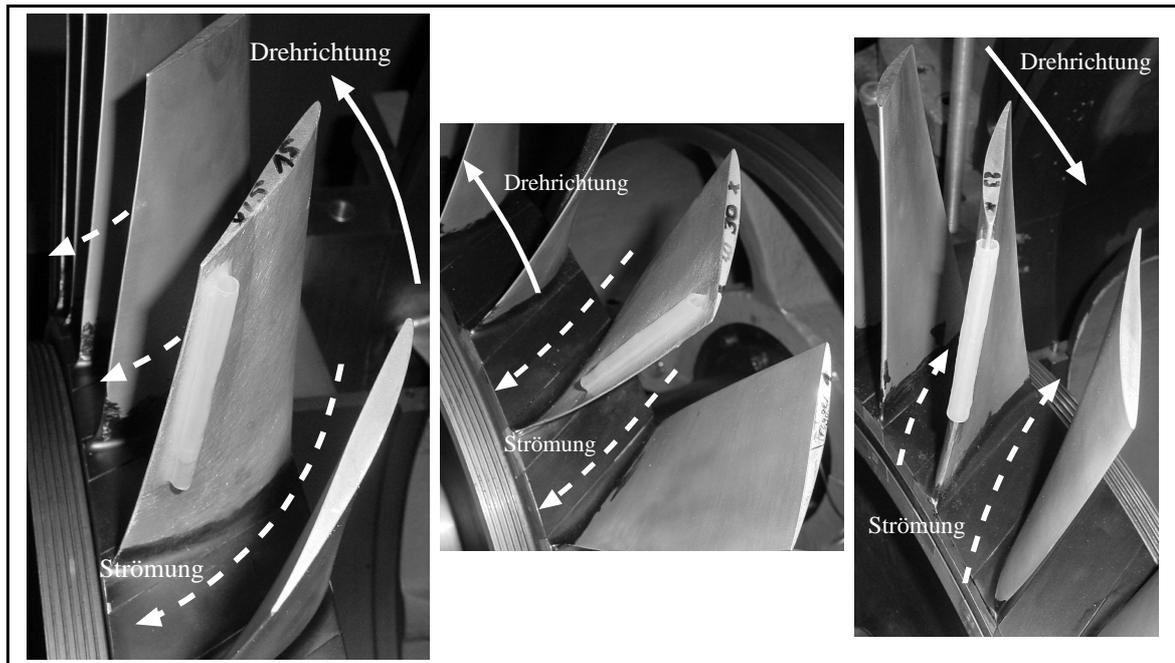


Abbildung 2.5: Geometrisch manipulierte Schaufeln. Links: Schaufel 15 des Rotors 1 mit Röhrchen auf der Saugseite der Hinterkante. Mitte: Schaufel 30 des Rotors 1 mit Röhrchen auf der Druckseite der Hinterkante. Rechts: Schaufel 23 des Rotors 2 mit Röhrchen an der Vorderkante. Die Schaufel 08 des Rotors 2 wurde analog bestückt.

Durch die geometrischen Veränderungen der Rotorschaukeln wurden folgende Effekte in der Strömung erzeugt:

1. Die Schaufel 15 des Rotors 1, welche auf der Saugseite mit dem Kunststoffröhrchen ausgerüstet wurde, besaß nun eine extreme Strömungsablösung an der Hinterkante. Dadurch wurde ihr Nachlaufgebiet einerseits stark aufgeweitet und erzeugte nun ungewöhnliche turbulente Ablösewirbel. Andererseits wurde die gesamte Umlenkung dieser Rotorschaukel durch die saugseitige Ablösung im Hinterkantenbereich stark reduziert. Hierdurch wurde der relative Abströmwinkel β im Vergleich zum Design-Abströmwinkel β_{ex} entgegen der Rotordrehrichtung vergrößert (siehe Abbildung 2.6, Seite 10). Dies wiederum verursachte einen kleineren Inzidenzwinkel α des Stators 1 gegenüber dem Designeintritt α_{in} und führte zu einer lokalen Verspätung der eintreffenden Nachlaufdelle auf die Vorderkante des Stators 1.
2. Die Abströmung der Schaufel 30 des ersten Rotors wurde umgekehrt verändert: Das Kunststoffröhrchen auf der Druckseite der Hinterkante führte auch bei dieser Schaufel zu einer aufgeweiteten und stark verwirbelten Abströmung. Allerdings wirkte das Strömungshindernis in diesem Falle - ähnlich wie eine Landeklappe am Flugzeug - verstärkend auf den Umlenkwinkel der Schaufel. Dies richtete den relativen Abströmwinkel β in Drehrichtung des Rotors, verkleinerte ihn also. Dies wiederum führte zu einer Beschleunigung der freien Strömung im Axialspalt stromab des Rotors in Umfangsrichtung und dadurch zu einem verfrühten Auftreffen der Nachlaufdelle auf die Vorderkante des Stators, nun jedoch mit einem größeren Inzidenzwinkel α als dem Designwinkel α_{in} (vgl. Abbildung 2.6, unten).
Beide oben beschriebenen Strömungsmechanismen werden durch die Auswertungen der Messdaten in Abbildung 5.30 und 5.31 auf Seite 54 untermauert.
3. Die Verdickung der Vorderkante der beiden Schaufeln 08 und 23 des Rotors 2 hatte fol-

genden Effekt (vgl. Abbildung 2.7, Seite 10): Während die einzelne Rotorschaukel mit ihrer breiten Vorderkante einerseits als Strömungsblockade wirkte und damit die Abströmungsgeschwindigkeit aus dem Stator herabsetzte (siehe Abbildung 5.32 und 5.34 auf Seite 55 und 56), wurde die Strömung lokal in Umfangsrichtung abgedrängt, was eine betragsmäßige Vergrößerung des Abströmwinkels α_{ex} gegenüber dem normalen Abströmwinkel α verursachte.

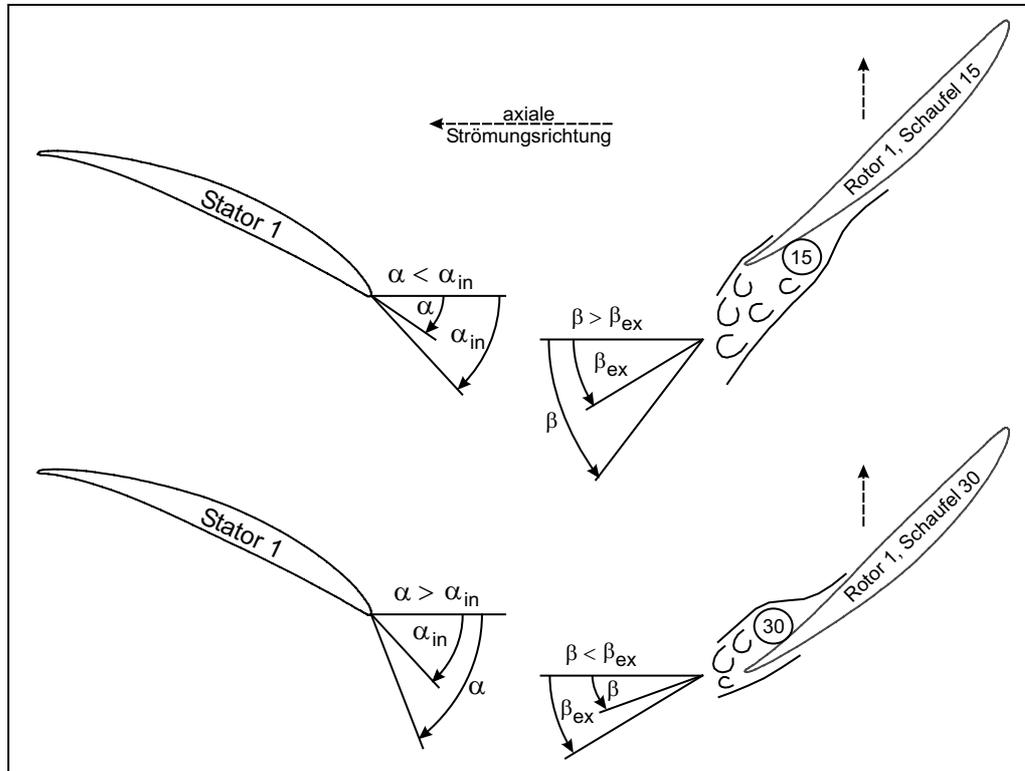


Abbildung 2.6: Schema: Einfluss der Fehlströmung der manipulierten Schaufeln des Rotors 1 auf die Zuströmung des Stators 1

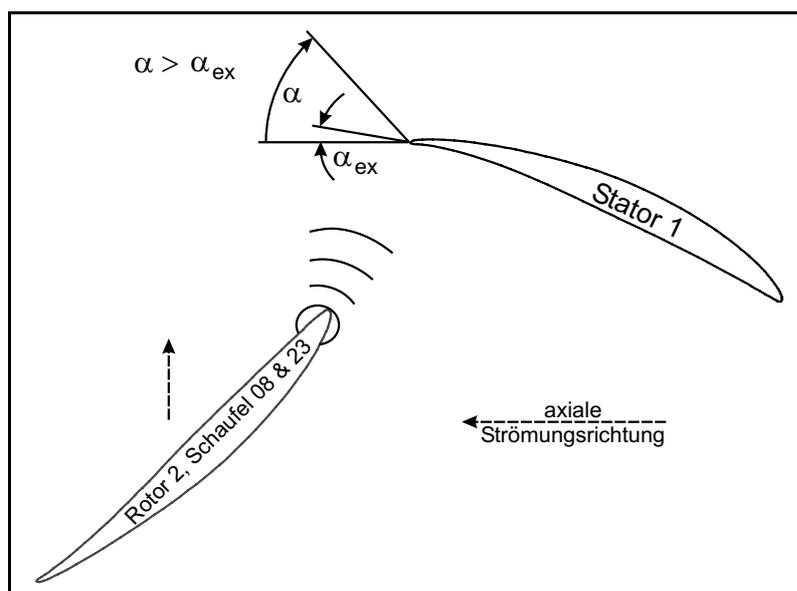


Abbildung 2.7: Schema: Auswirkung der veränderten Vorderkante der manipulierten Schaufeln des Rotors 2 auf die Abströmung des Stators 1

3 Messtechnische Ausstattung

3.1 Stationäre Messwertaufnahme

Der stationäre Betriebspunkt des Versuchsverdichters wurde im Wesentlichen über zwei unterschiedliche Systeme überwacht: Für den Anschluss der “Typ K” Thermoelemente und PT100-Temperatursensoren sowie die Messung der Drehzahl, der Sondenpositionen und derjenigen Drücke, die mit Hilfe von sog. “Bartonzellen” gemessen wurden, stand eine Kombination von zwei Agilent “34970A Data Acquisition Switch Unit”-Geräten zur Verfügung. Die Ansteuerung dieser Multiplexer und das Datenauslesen geschah über den GPIB-Bus mit Hilfe eines selbst entwickelten “HP-Vee”-Programms. Ergänzend dazu war ein sog. “intelligenter pneumatischer Druckscanner” des Modells “Pressure Systems 9010” in Betrieb. Diese Druckmesseinheit verfügte über 16 Kanäle, die im Sinne stationärer Messungen quasi-gleichzeitig abgefragt werden konnten. Für instationäre Messungen sind diese Druckaufnehmer nicht geeignet. Der A/D-Wandler dieser Bauart der verwendeten Druckmesseinheit wandelt die gemessenen Drücke intern in digitale Daten um. Die Kommunikation mit dem sog. Messrechner erfolgte über die RS232-Schnittstelle.

3.2 Instationäre Messtechnik

Für die instationären Messungen existiert am Institut ein “StreamLine Research CTA-System” der Firma Dantec Dynamics. Das ganze System besteht aus einem Hauptrahmen (Dantec Typ 90N10), welcher die verschiedenen Messbrücken-Module (Dantec Typ 90C10) aufnimmt und steuert, sowie aus einer separaten sog. “Flow Unit”(Dantec Steuerungsmodul 90H01 und Strömungskalibrator 90H02), mit der kleine Sonden in einem Freistrahle kalibriert werden können. Die Ansteuerung des Systems geschieht über eine Mitgelieferte Software, welche mit dem Hauptrahmen des Systems über die RS232-Schnittstelle kommuniziert. Sämtliche Einstellungen werden über die Software vorgenommen. Die A/D-Wandlung der eigentlichen Mess-Signale fand in einem separat eingerichteten Messrechner statt, dessen A/D-Karte Samplingraten bis zu 200 kHz je Kanal bei langen Messzeiten zuließ. Nach einer Konvertierung des Datenformates standen die Messdaten als kontinuierliche Zeitschriebe im Real32-Binärformat zur Auswertung zur Verfügung.

3.3 Splitfilm-Sonden

Ein Teil der instationären Messungen wurde mit Hilfe sogenannter Splitfilmsonden durchgeführt. Das Messprinzip dieser Sonden ist verwandt mit der Hitzdrahtmesstechnik und beruht darauf, dass ein auf eine konstante Temperatur geheizter Metallfilm seinen elektrischen Widerstand proportional zu seiner von außen erzwungenen Abkühlung ändert. Der Zusammenhang zwischen gemessener Anemometerspannung E und der Fluidgeschwindigkeit U wird mit Hilfe des King’schen Gesetzes beschrieben (siehe Bruun (1995)):

$$E^2 = A + B \cdot U^n \quad (3.1)$$

Hierbei stehen A und B für Kalibrierkonstanten, welche die Eigenschaften des Fluids und des Sensors und den thermischen Übergang zwischen Sensor und Fluid berücksichtigen.

Wird ein Hitzdraht oder ein Heißfilm von einem Fluid umströmt, wird er je nachdem ob die Strömungsgeschwindigkeit höher oder niedriger ist, mehr oder weniger durch Konvektion abgekühlt. Wird so ein Sensor fein genug aufgebaut, können auf diese Weise Geschwindigkeitsänderungen einer Strömung in extrem kleinskaligem Zeitbereich gemessen werden.

Der Hersteller Dantec Dynamics gibt auf der Internetseite von Dantec Dynamics A/S (2004) die maximale Frequenz für seine Hitzdrahtsonden mit 400 kHz und diejenigen für die in diesem Projekt verwendeten Splitfilmsonden mit 175 kHz an. Da die Sonden sehr klein bauen, ist auch die örtliche Auflösung solcher Messungen gut. Der Sensor einer Splitfilmsonde besteht aus einem 3 mm langen Quarzröhrchen, dessen Durchmesser 200 μm beträgt. Das Röhrchen, auf welches zwei Halbschalen aus Nickel aufgedampft sind, wird zwischen vier vergoldeten Stahlspitzen gehalten. Der eigentliche sensitive Bereich des Sensorkopfes ist etwa 1,25 mm lang.

Dadurch, dass auf dem Quarzröhrchen zwei getrennte Sensorflächen aufgedampft sind und sich diese je nach Anströmrichtung des Fluids unterschiedlich abkühlen, kann mit dieser Sensorbauart sowohl die Strömungsgeschwindigkeit als auch ein Winkel bestimmt werden. D. h., Splitfilmsonden können eine Strömung 2-dimensional, also in einer Ebene, die senkrecht zum Quarzröhrchen der Sonde steht, vermessen. Der Hersteller gibt den Messbereich der Strömungsgeschwindigkeit mit 0,2 m/s bis zu maximal 350 m/s an. Um sowohl die Strömungskomponenten in der Tangentialebene zum Umfang als auch in der Radial-Ebene messen zu können, wurden nacheinander zwei unterschiedliche Sonden verwendet: Sonde R57 (Abbildung 3.1 links) besitzt einen senkrechten Sensor, so dass hiermit die Tangentialkomponenten der Strömung zur Umfangsebene gemessen werden. Der Winkel α wird dabei mathematisch positiv definiert, wenn man von außerhalb der Maschine bzw. von oben auf die Sonde blickt. Sonde R56 (Abbildung 3.1 rechts) ist mit einem waagrecht liegenden Sensor ausgestattet, der Komponenten der Radialebene misst. Ein positiv gemessener Gammawinkel (siehe Abbildung 3.1 rechts) bedeutet eine Strömung, die quasi vom Gehäuse der Maschine auf die Sonde trifft. Ein negativer Gammawinkel zeigt eine Strömung an, die von unten bzw. von der Nabe her zur Sonde strömt. Weitere Details zur Winkeldefinition und Kalibrierung der Splitfilmsonden finden sich in Abschnitt 4.3, ab Seite 20 (Abbildungen 4.3 und 4.4) sowie im Anhang C ab Seite 109.

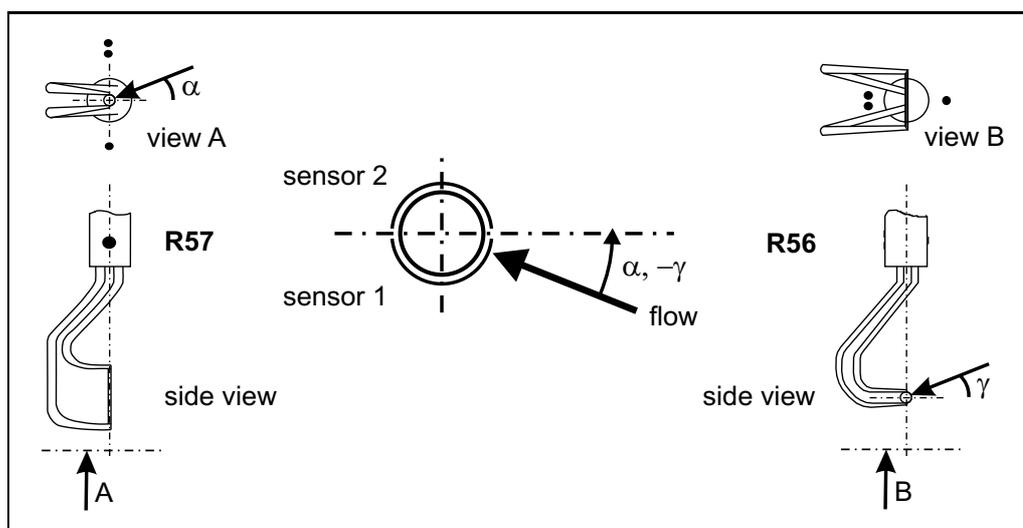


Abbildung 3.1: Schema der Splitfilmsonden

3.4 Oberflächenheißfilme auf einer Statorschaufel

Für die qualitative Untersuchung der Transition und des Turbulenzverhaltens der saugseitigen Oberflächenströmung eines Stators, bei dem die Strömung auf der Saugseite vom laminaren in den turbulenten Strömungszustand übergeht, wurde eine Schaufel des Stators 1 mit einem Array aus Oberflächenheißfilmen ausgerüstet. Die Umfangsposition der Schaufel wurde einerseits nach fertigungstechnischen Gründen, andererseits aber auch so ausgewählt, dass der Einfluss einer Nachlaufdelle des Vorleitrades möglichst vermieden wurde (siehe Abbildung A.2 auf Seite 104). Die aktiven Sensorbereiche in der Mitte des Heißfilmarrays wurden im Mittenschnitt der Schaufel angeordnet, um qualitative Vergleiche mit den Messungen der Splitfilmsonden anstellen zu können (siehe Abbildung 3.2, obere Schaufel).

Die Positionen der Sensoren auf der Oberfläche der Schaufel in Strömungsrichtung wurden wie folgt ermittelt: Die gesamte Lauflänge der Strömung über die konturierte Oberfläche der Schaufelsaugseite beträgt vom abgeschätzten Staupunkt bis zur Hinterkante 95,5 mm und wurde zu 100% definiert. Der erste Sensor wurde bei einer Lauflänge von 2,0 mm angeordnet. Der Abstand zwischen zwei benachbarten Sensoren beträgt 2,5 mm. Dadurch ergab sich eine Anordnung der Sensoren, welche in Abbildung 3.3 visualisiert und im Detail in Tabelle B.1 in Anhang B auf Seite 107 eingetragen ist.

Das Messprinzip eines Heißfilms ist das gleiche wie das bei Hitzdraht- oder Splitfilmsondenmessungen: Die Strömung streicht über den elektrisch beheizten Sensor, der je nach Strömungsgeschwindigkeit mehr oder weniger durch Konvektion abgekühlt wird. Die Änderung des elektrischen Sensorwiderstandes durch seine Temperaturänderung wird indirekt über das Konstant-Temperatur-Anemometer in Form einer veränderlichen Brückenspannung gemessen.

Die Heißfilme selber wurden wegen ihrer geometrischen Anordnung von der MTU-München bezogen. Bei dem Versuch, diese Heißfilme in Verbindung mit dem Dantec-CTA-System in Betrieb zu nehmen, stellte sich heraus, dass sich die CTA-Messmodule der verschiedenen Kanäle gegenseitig beeinflussen und eine stabile Abstimmung extrem schwierig zu erzielen ist. Es wird vermutet, dass die Regelsignale der einzelnen CTA-Module an den Stellen, wo die elektrischen Zuleitungen zu den Sensoren nahe beieinander durch das Maschinengehäuse geführt werden, aufgrund des hochfrequenten Signals elektromagnetisch gegenseitig in die Leitungen einstreuen. Aus diesem Grunde konnten nicht wie geplant alle acht Kanäle des CTA-Gesamtsystems parallel, sondern immer nur eine unterschiedliche Anzahl weniger Sensoren synchron vermessen werden. Der Betrieb einzelner Heißfilme war immer möglich.

Um ein Maß für die Oberflächenschubspannungen der Statorschaufel zu erhalten, wurde aus den Mess-Signalen der Oberflächenheißfilme die sog. Quasi-Wandschubspannung $q\tau_w$ nach Mailach und Vogeler (2003) berechnet. Zur Ermittlung dieses "Quasi Wall Shear Stress" dienen letztlich die gemessenen Spannungen des Konstant-Temperatur-Anemometers:

$$q\tau_w = \left(\frac{E^2 - E_0^2}{E_0^2} \right) \quad (3.2)$$

Hierbei stellt E_0 die gemessene Ruhespannung des Heißfilms ohne Strömung dar, während E das instationäre Mess-Signal während des Versuchs charakterisiert.

Um die Oberflächenheißfilmsignale in eine Form zu bringen, bei der die stochastischen Strömungsschwankungen und die periodischen Phänomene der Turbomaschine unterscheidbar sind, wurde auch hier bei Bedarf die Ensemble-Averaging-Methode bei der Auswertung verwendet.

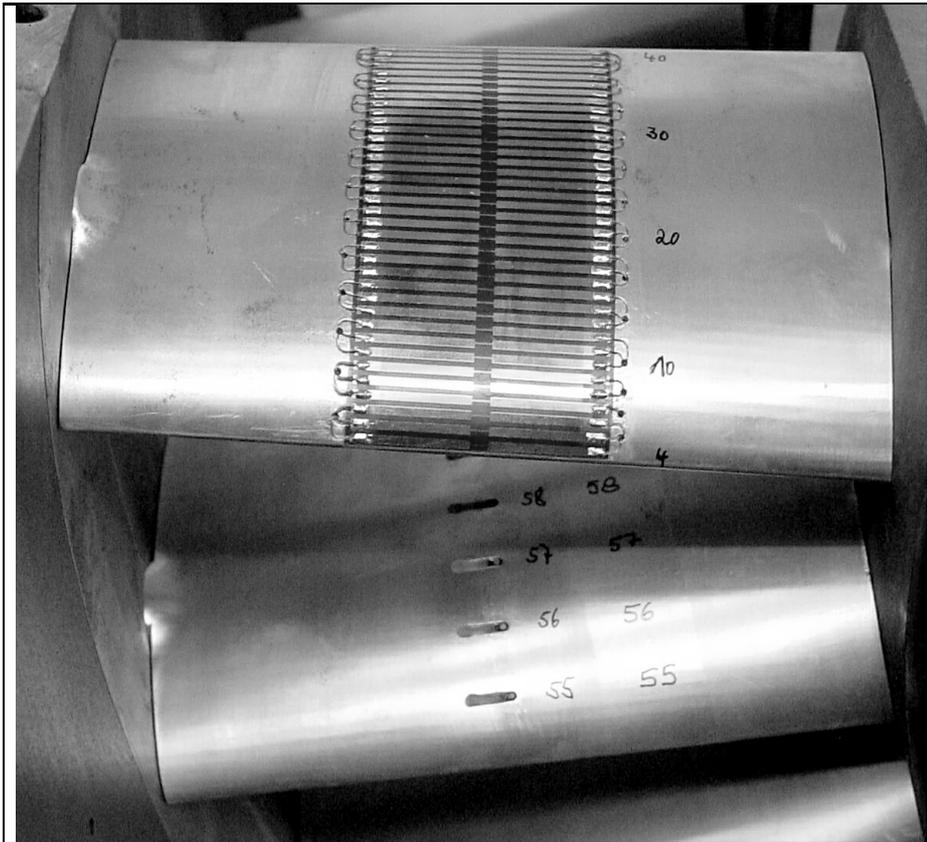


Abbildung 3.2: Instrumentierte Schaufeln in Stator 1

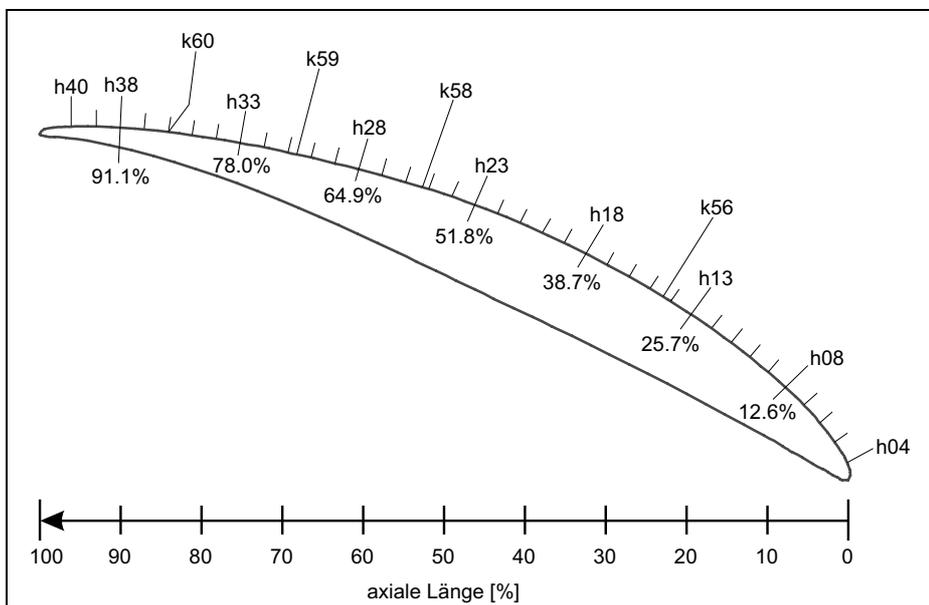


Abbildung 3.3: Positionen der Heissfilm- und Drucksensoren auf den Schaufeln des Stators 1 (Heissfilme und "Kulite"-Druckaufnehmer befinden sich auf benachbarten Schaufeln)

3.5 Oberflächen- Miniaturdruckaufnehmer auf einer Schaufel des Stators 1

Aus fertigungstechnischen Gründen wurde die Statorschaufel, welche im Rahmen dieses Projektes mit Miniaturdruckaufnehmern ausgerüstet wurde, direkt neben der Schaufel mit dem

Heißfilmmatrix angeordnet (siehe Abbildung A.2 auf Seite 104). Auch hier ist der Einfluss einer Nachlaufdehle des Vorleitrades als relativ gering zu erwarten. Die Anordnung der Sensoren wurde in Analogie zu den Heißfilmsensoren im Mittenschnitt gewählt. Abbildung 3.2 zeigt die instrumentierten Schaufeln im eingebauten Zustand. Die ursprünglich sechs zur Verfügung stehenden Sensoren wurden linear auf der Länge der Oberfläche der Schaufel verteilt und wandbündig versenkt. Abbildung 3.3 stellt die relativen “Kulite”-Positionen auf demselben Profil mit den Heißfilmen dar. Tatsächlich handelt es sich um zwei benachbarte Schaufeln. Die genauen Positionen der Kulite Drucksensoren sind in Anhang B in Tabelle B.2 auf Seite 108 aufgelistet. Aufgrund der Einbauverhältnisse mussten für die Oberflächenmessungen auf der Statorschaufel Absolutdruckaufnehmer ausgewählt werden. Der kleinste erhältliche Druckbereich dieser Bauart der Miniaturdruckaufnehmer betrug 1.7 bar. Das bedeutet, dass die kleinen Druckänderungen in der hier betrachteten Maschine relativ grob aufgelöst wurden.

Leider erlitten der Druckaufnehmer “k55” und “k57” während des Einbauprozesses einen technischen Defekt. Dies führte dazu, dass die Mess-Signale dieser beiden Sensoren nur noch zu Frequenzanalysen herangezogen werden können, da sowohl der Mittelwert als auch die Amplitude des Signals erheblich vom Originalzustand abweicht. Als Erklärung für den Defekt kann folgender Zusammenhang genannt werden: Die Druckaufnehmer selbst bestehen aus einer Wheatstone’schen Messbrücke mit mehreren Dehnungsmessstreifen. Der ganze Miniaturdruckaufnehmer hat eine Gesamtbauhöhe von nur 0,6 mm. Da die defekten Aufnehmer Signale liefern, die sich proportional zum aufgelegten Druck verhalten, kann eine einfache Kabelzerstörung während des Einbaus ausgeschlossen werden. Aufgrund der Tatsache, dass die defekten Druckaufnehmer nicht mehr auf den üblichen Nullpunkt abgleichbar sind, kann gefolgert werden, dass möglicherweise ein Verzug des Trägermaterials und der Messbrücke des Druckaufnehmers durch den Klebeprozess stattgefunden hat und dadurch die Messbrücke des Druckaufnehmers verstimmt hat. Aufgrund des beschriebenen Zustandes der “Kulite”-Sensoren “k55” und “k57” wurden für diese Arbeit nur die Miniatur-Druckaufnehmer “k56”, “k58”, “k59” und “k60” verwendet.

4 Methoden zur Auswertung instationärer Messdaten

4.1 Übersicht über Verfahren der Datenanalyse

Zur Auswertung instationärer Messdaten sollen hier folgende Ansatzmöglichkeiten hervorgehoben werden :

1. Direkte instationäre Betrachtung der Zeitdaten:
Sind die Daten verschiedener Sensoren zeitlich parallel aufgenommen worden, ist es möglich, einzelne Zeitabschnitte der instationären Datenscribe verschiedener Sensoren direkt im Zeitbereich miteinander zu vergleichen und visuell zu analysieren. Dabei können charakteristische Datenbereiche mit besonderen zeitlichen Verläufen in den Messsignalen verschiedener Sensoren gesucht und beurteilt werden.
2. Anwendung statistischer Methoden:
In manchen Fällen ist es nicht möglich, die zu untersuchenden Signale exakt zeitparallel aufzuzeichnen. In solch einem Fall oder wenn eher das grundsätzliche Phänomen anstelle der Momentanaufnahme interessiert, werden i. d. R. statistische Verfahren zur Auswertung herangezogen. Hierzu kann beispielsweise die Berechnung von statistischen Kennzahlen wie dem Mittelwert, der Streuung und Varianz, der Standardabweichung, der Schiefe oder der Kurtosis gezählt werden. Mit Hilfe dieser Methoden ergeben sich dann Auswertungsergebnisse, welche statt einer Momentaufnahme der Strömung das statistische Mittel des betrachteten Phänomens wiedergeben.
Sehr häufig wird die Statistik über den gesamten Datenscribe einer Messung angewendet. Für Messungen in quasi-stationären Strömungen, z. B. im Freistrahle, in einer Rohrströmung oder in einem normalen Windkanal ist dies sinnvoll. Den Messsignalen, welche in Turbomaschinen gewonnen werden, ist jedoch aufgrund der Bauweise und Funktion einer Turbomaschine i. d. R. ein periodischer Anteil aufgeprägt. Bei der Auswertung solcher Daten im Zeitbereich kann es sinnvoller sein, statt der herkömmlichen Statistik die weiter unten beschriebene Methode des “Ensemble-Averagings” zu nutzen.
3. Methoden der Frequenzanalyse:
Neben der Betrachtung im Zeitbereich ist es möglich, Messsignale im Frequenzbereich zu untersuchen. Eine sehr verbreitete Methode ist die sog. Fast-Fourier-Transformation (FFT) oder auch Spektralanalyse, welche zur Ermittlung der im Messsignal enthaltenen Frequenzen dient. Dies kann dann sinnvoll sein, wenn die Analyse von Frequenzanteilen bzw. deren Amplitude und Phasenlage Rückschlüsse auf die Vorgänge in der Turbomaschine erlaubt.
4. Datenanalyse im Zeit- und im Frequenzbereich:
Die drei oben angeführten Methoden haben gemeinsam, dass sie entweder eine Darstellung der Daten im Zeitbereich oder im Frequenzbereich erlauben, jedoch nicht beides zugleich. Ist eine Analyse der Daten erwünscht, bei der man die Änderung der Frequenzanteile des Signals über den zeitlichen Verlauf aufgeschlüsselt darstellen kann, so kommen Verfahren wie die sog. “Short-Time-Fourier-Analyse” (STFT) oder die “Waveletanalyse” in Frage.

Die Vor- und Nachteile der einzelnen Analyseverfahren können anhand von Abbildung 4.1 schematisch dargestellt werden. Das Diagramm stellt symbolisch die Auflösung eines Analyseverfahrens im Zeitbereich und im Frequenzbereich dar: Der einfache zeitliche Plot einer Datenreihe (Amplitude über Zeit) gibt die zeitlichen Informationen einer gemessenen Größe wieder. In diesem Zusammenhang kann hierzu auch die Methode des Ensemble-Averagings gezählt werden, da mit dieser auch nur zeitliche Phänomene ausgewertet werden. Dabei können aber keinerlei Aussagen über Frequenzanteile, die im Signal enthalten sind, getroffen werden (Abbildung 4.1 a)). Hierzu ist das Fourier-Analyseverfahren (FFT) (siehe Abschnitt 4.4) entwickelt worden. Dieses hat jedoch den Nachteil, dass zwar die Frequenzanteile eines Datenscribes dargestellt werden, diese geschieht aber statistisch über das gesamte Signal gemittelt. Angaben über einen bestimmten Momentanzustand des Phänomens sind nicht möglich (Abbildung 4.1 b)). Um die zeitliche Auflösung mit der Frequenzanalyse zu verbinden, wurde die FFT-Analyse zur sog. Short-Time-Fourier-Analyse (STFT) weiter entwickelt. Dieses Verfahren hat noch den Nachteil, dass die Größe des Analyse-Zeitfensters und damit auch die Auflösung im Frequenzbereich zu Beginn der Analyse vorgewählt werden muss (Abbildung 4.1 c)). Dazu muss der Anwender einen sinnvollen Kompromiss zwischen zeitlicher Auflösung und Frequenzauflösung finden, da ein Optimum wegen der Heisenberg'schen Unschärfe-Bedingung nach Mallat (1998) und nach Pereyra und Mohlenkamp (2004) nicht für beides gleichzeitig zu bewerkstelligen ist. An dieser Stelle kann der Einsatz der Wavelet-Analyse (siehe Abschnitt 4.5) Vorteile bieten. Zwar ist mit Hilfe der Waveletanalyse eine exakte quantitative Auswertung der Frequenzen nur relativ aufwändig möglich, weil die Ergebnisausgabe einer Waveletanalyse sich i. d. R. auf einen Skalierungsfaktor des sog. Mutterwavelets bezieht und nicht auf eine Basisfrequenz. Die grobe Bestimmung einer Frequenz ist jedoch auch hier möglich. Der wesentliche Vorteil der Waveletanalyse ist derjenige, dass die einzelnen Wavelets während der Analyse einerseits im Zeitbereich verschoben und andererseits im Frequenzbereich skaliert werden und dadurch an die jeweiligen Notwendigkeiten angepasst werden. Dies führt dazu, dass eine Waveletanalyse im Bereich niedriger Frequenzen eine relativ gute Frequenzauflösung besitzt, während die zeitliche Auflösung besonders bei hohen Frequenzen hervor tritt. Diese Eigenschaft ist gerade im technischen Bereich oft als günstig anzusehen, da sich eine Fehlbestimmung einer Frequenz im hochfrequenten Bereich prozentual nicht so stark auswirkt wie dies bei niedrigen Frequenzen der Fall ist. Umgekehrt sind Phänomene niedriger Frequenz oftmals auch länger andauernde Vorgänge, so dass für die zeitlichen Erfassung im Bereich niedriger Frequenzen Abstriche bei der Genauigkeit in Kauf genommen werden können.

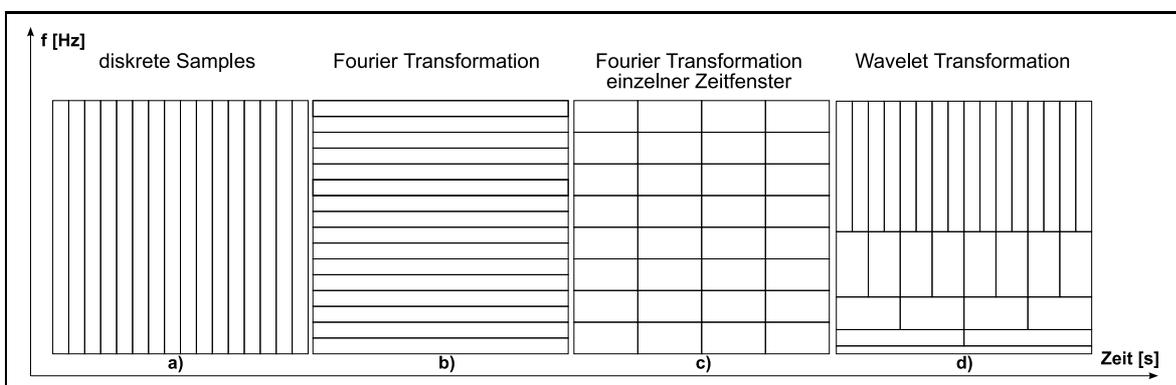


Abbildung 4.1: Schema der Zeit-Frequenz-Auflösung unterschiedlicher Auswertungsverfahren (nach Jin et al. (2004)). a) Diskrete Darstellung der Samples (keine Frequenz-Information); b) Fourier-Transformation bzw. FFT-Spektrum (keine zeitliche Information); c) Fourier-Transformation mit einzelnen Zeitfenstern - STFT (konstante “Heisenberg-Boxen”); d) Wavelet-Transformation (variable “Heisenberg-Boxen”)

4.2 Ensemble-Mittelungsverfahren bzw. "Ensemble-Averaging"

Da das Arbeitsprinzip einer Turbomaschine immer lokal fixierte und bewegte Bauteile erfordert, welche über das Fluid miteinander interagieren, ist den Parametern der Strömung in einer solchen Maschine zwangsläufig eine Periodizität aufgeprägt. Diese periodischen Schwankungen überlagern immer den Signalverlauf eines beliebigen gerade betrachteten Phänomens. Um Informationen aus diesen periodischen Messdaten zu gewinnen, die über die bloße Frequenzanalyse des kompletten Signals hinausgehen und eine Betrachtung im Zeitbereich erlauben, wird häufig das sog. "Ensemble-Averaging" Verfahren angewendet, welches z. B. Riess und Sentker (1998) und Sentker (2000) beschrieben haben.

Bei diesem Verfahren werden die Zeitverläufe der Signale nicht, wie es bei Messungen freier Strömungen oft üblich ist, als eine zusammenhängende Reihe von Messpunkten aufgefasst, sondern sie werden mit Hilfe eines exakt identifizierbaren Triggerzeitpunktes, welcher sich aus der Messung des instationären Drehzahlsignals des Rotors bestimmen lässt, in Signalverläufe einzelner Umdrehungen unterteilt (siehe Abbildung 4.2). Danach ist es möglich, Abschnitte im Messsignal zu bestimmen, die zu geometrisch äquivalenten Messorten anstatt zu kontinuierlichen Zeitabschnitten gehören. Es ist damit möglich eine repräsentative Mittelung der Messdaten zu erhalten, welche die Strömungsphänomene im quasistationären Zustand, aber dennoch räumlich aufgelöst, widerspiegelt. Um Drehzahlschwankungen auszugleichen, wurde

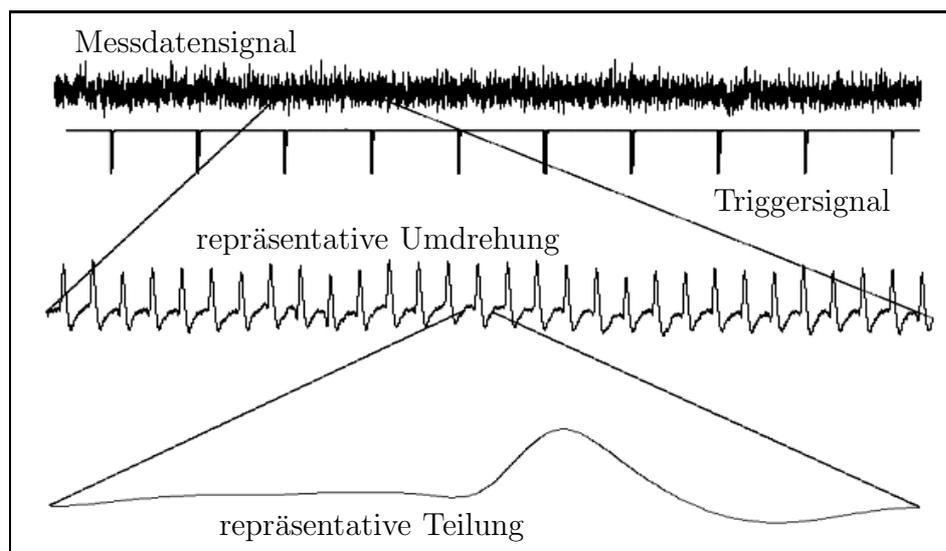


Abbildung 4.2: Prinzip der Auswertung nach dem Ensemble-Averaging-Verfahren

für die Auswertungen dieser Arbeit jeder Zeitverlauf einer kompletten Umdrehung mit einem Spline angenähert. Die Stützstellen des neuen künstlichen Signals wurden dabei immer etwas dichter gewählt, als das Original gesampled wurde. Auf diese Weise konnten quasi künstliche Signalverläufe für jede Umdrehung erzeugt werden, die alle exakt dieselbe Anzahl von virtuellen Einzelmesswerten enthielten.

Die so gewonnenen normierten Signalverläufe der einzelnen Umdrehungen konnten dann mit Hilfe der Ensemble-Averaging-Methode exakt gemittelt werden. Hierbei wurden immer die Messwerte zur Mittelung herangezogen, welche bezogen auf das Triggersignal zum äquivalenten gleichen Zeitpunkt aufgenommen wurden (siehe Gleichung 4.1). Auf diese Weise ergab sich der Datenverlauf einer virtuellen repräsentativen Umdrehung, welche aus über 250 Einzelumdrehungen gemittelt wurde und aus exakt 4200 virtuellen Datenpunkten bestand. Der Ensemble-

Mittelwert wird durch folgende Beziehung gebildet:

$$\langle \bar{x}_i \rangle = \frac{1}{NPT} \sum_{n=1}^{NPT} x_{n,i} \quad \text{mit } i = 1 \dots NPT \quad (4.1)$$

Das Symbol x ist hier ein Platzhalter für den zu mittelnden Parameter, z. B. eine momentane Geschwindigkeit, einen instationären Wert des statischen Wanddruckes oder die Quasi-Wandschubspannung. $\langle \bar{x} \rangle$ stellt den “ensemble-gemittelten” Wert bzw. den sog. “Ensemble-Mittelwert” dar. Der Summationsindex n steht dabei für den Zähler der jeweils betrachteten Umdrehung. i ist der Summationsindex und Zähler des einzelnen Samples innerhalb einer Umdrehung. Um eine charakteristische Darstellungen und Aufschlüsse über die Strömung einer gemittelten repräsentativen Rotorteilung zu erhalten, wurde der Zeitverlauf der repräsentativen Umdrehung in 30 Teile, die der Schaufelzahl eines Rotors entsprechen, unterteilt. Die einzelnen Zeitfenster enthielten nun jeweils $NPT = 140$ oder $NPT = 40$ Werte (je nach Samplingfrequenz, entweder 200 kHz oder 50 kHz), die ensemble-gemittelt genau einen repräsentativen mittleren Rotorblattdurchlauf vorbei an der Sondenposition ergaben (Abbildung 4.2, Seite 19). Der arithmetische Mittelwert der Datenreihe kann nach folgender Gleichung auch aus dem Ensemble-Mittel berechnet werden:

$$\bar{x} = \frac{1}{NPT} \sum_{i=1}^{NPT} \langle \bar{x}_i \rangle \quad (4.2)$$

4.3 Schwankungsgrößen und statische Kennwerte

Durch die Methode des Ensemble-Averaging wird für jede Messgröße ein zeitlicher Ensemble-Mittelwert für eine lokale Position gebildet. Die Momentanwerte der Strömung an diesem Ort weichen davon ab, wobei die Turbulenz der Strömung stochastische Abweichungen erzeugt. Für die Ermittlung dieser Abweichungen empfiehlt es sich, ein strömungsorientiertes Koordinatensystem zu wählen. Der Vorteil dieser Methode besteht darin, dass die Raumrichtungen des Koordinatensystems nach der Strömung selber und nicht nach der Maschine ausgerichtet sind. Daraus ergibt sich, dass es eine Hauptströmungsrichtung “main”, eine Strömungsrichtung “cross” quer zur Hauptströmung und eine radiale Strömungsrichtung “radial” gibt. Analog werden die Geschwindigkeiten und deren Schwankungsgrößen im selben Strömungskoordinatensystem berechnet und danach benannt (c'_m, c'_c, c'_r).

Für die Auswertung der Schwankungsgrößen der Strömung dienen die Skizzen der Abbildungen 4.3 und 4.4 zur Verdeutlichung. Die senkrechte Hilfslinie des Koordinatensystems der Splitfilmsonde R57 liegt parallel zur Maschinenachse. Die Waagerechte des Koordinatensystems der Sonde R56 ist ebenfalls parallel zur Maschinenachse ausgerichtet. Details über die Kalibrierung der Splitfilmsonden und über die Umwandlung der gemessenen Anemometer-Spannungen einer Splitfilmsonde in eine Strömungsgeschwindigkeit c und den zugehörigen Strömungswinkel α bzw. γ sind im Anhang in Abschnitt C.1 beschrieben.

Da Splitfilmsonden aufgrund ihrer Bauform nur 2-dimensional messen, kann Sonde R57 streng genommen nur Strömungskomponenten in einer Ebene, welche tangential zum Umfangszyylinder der Maschine liegt, messen, während Sonde R56 nur in der radialen (S1-) Maschinenebene misst. Dies ist in Abbildung 4.4 angedeutet.

Aus den mit einem Spline zeitlich normierten virtuellen Momentandaten einer Umdrehung und mit dem Zeitverlauf der oben ensemble-gemittelten repräsentativen Umdrehung wurden die Schwankungsgrößen gebildet:

$$x'_i = x_i - \langle \bar{x}_i \rangle \quad \text{mit } i = 1 \dots NPT \quad (4.3)$$

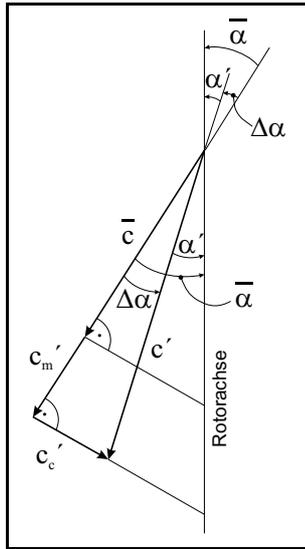


Abbildung 4.3: Bildung der Schwankungsgrößen an Splitfilmsonde R57

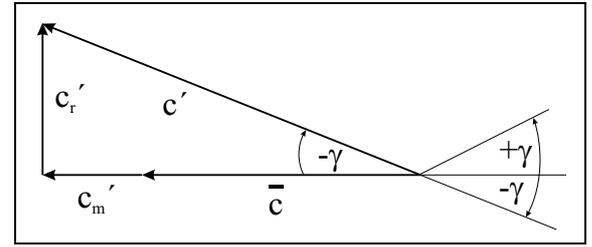


Abbildung 4.4: Bildung der Schwankungsgrößen an Splitfilmsonde R56

Die quadratischen Mittelwerte der momentanen Schwankungsgrößen können als Reynoldsspannungsterme interpretiert werden. Die Beschreibung der instationären Strömung erfolgte über die gemischten und normalen Reynoldsspannungsterme. Diese wurden berechnet, indem zunächst die Schwankungskomponenten aus Formel 4.3 miteinander multipliziert wurden und dann nach der Ensemble-Averaging-Methode gemittelt wurden.

$$\langle \overline{x'^2} \rangle = \frac{1}{NTT} \sum_{n=1}^{NTT} x'_{i,n,j} \cdot x'_{i,n,k} \quad \text{mit } i = 1 \dots NPT \quad \text{und } j, k = \text{main, cross, radial} \quad (4.4)$$

Durch die Multiplikation identischer Schwankungskomponenten ($j = k$) ergeben sich die normalen, bei Multiplikation verschiedener Schwankungskomponenten ($j \neq k$) die gemischten Reynoldsspannungen. Da mit den Splitfilmsonden immer nur zwei Raumrichtungen simultan gemessen werden können, werden immer nur gemischte Reynoldsspannungen zweier Raumrichtungen ausgewertet.

Die mittlere quadratische Abweichung (RMS-Wert) wird verwendet, um Informationen über die stochastischen Schwankungen der instationär gemessenen Daten zu bekommen. Die ensemble-gemittelte mittlere quadratische Abweichung wird berechnet nach:

$$\langle \overline{RMS}_i \rangle = \sqrt{\frac{1}{NTT} \sum_{n=1}^{NTT} (x_{n,i} - \langle \bar{x}_i \rangle)^2} \quad \text{mit } i = 1 \dots NPT \quad (4.5)$$

Die sog. Schiefe (Skewness) ist ein Maß für die Asymmetrie der Schwankungen einer Messreihe um den arithmetischen Mittelwert herum.

$$\langle \overline{S}_i \rangle = \frac{\frac{1}{NTT} \sum_{n=1}^{NTT} (x_{n,i} - \langle \bar{x}_i \rangle)^3}{\left(\sqrt{\frac{1}{NTT} \sum_{n=1}^{NTT} (x_{n,i} - \langle \bar{x}_i \rangle)^2} \right)^3} \quad \text{mit } i = 1 \dots NPT \quad (4.6)$$

Unabhängig vom Ensemble-Averaging sind oft zwei weitere Beschreibungsgrößen für die instationäre Strömung von Interesse: Die turbulente kinetische Energie und der sog. Turbulenzgrad.

Die turbulente kinetische Energie ist ein Maß für die absolute Intensität der Schwankungsgrößen und wird aus der Summe der mittleren Schwankungsgrößen berechnet:

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{c'_m{}^2} + \overline{c'_c{}^2} + \overline{c'_r{}^2} \right) \quad (4.7)$$

Der Turbulenzgrad beschreibt die relative Turbulenzintensität der Strömung. Nach Schröder (2004) entspricht der Turbulenzgrad “der auf die ungestörte Strömungsgeschwindigkeit bezogenen Quadratwurzel des arithmetischen Mittelwertes der zeitlich gemittelten, quadrierten Schwankungsgeschwindigkeiten”. Nach Fleige (2002) wird zur Bildung des Turbulenzgrades der Strömung “die turbulente kinetische Energie ins Verhältnis zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit gesetzt”. Daraus ergibt sich nach Fleige (2002), Schröder (2004) und Prandtl et al. (1990) der Turbulenzgrad zu:

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{\bar{c}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3} \left(\overline{c'_m{}^2} + \overline{c'_c{}^2} + \overline{c'_r{}^2} \right)}}{\bar{c}} \quad (4.8)$$

4.4 Fourier- bzw. Frequenzanalyse (FFT)

Das Verfahren der Fast-Fourier-Transformation bzw. Spektralanalyse basiert im Wesentlichen auf der Fourier-Transformation, welche 1822 vom französischen Mathematiker und Physiker Jean Baptiste Joseph Fourier (* 21. März 1768, † 16. Mai 1830) entwickelt wurde. Die für die heute übliche Spektralanalyse wesentliche Essenz seiner Arbeit ist, dass sich jede beliebige Folge von Messdaten, welche in gleichbleibenden zeitlichen Abständen aufgezeichnet worden sind, allein mit Hilfe von überlagerten Sinus- und Kosinusfunktionen nachbilden bzw. approximieren lässt. Dieser Vorgang lässt sich für ein Signal $f(t)$ nach Mallat (1998) mathematisch in der Form

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{f}(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (4.9)$$

bzw. nach Wikipedia (2006) und Hering et al. (1995)

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^N (a_n \cos(n\omega t) - b_n \sin(n\omega t)) \quad (4.10)$$

ausdrücken. Die Funktion $\hat{f}(\omega)$ beinhaltet dabei die Amplituden bzw. die sog. Fourierkoeffizienten a_0, \dots, a_n bzw. b_1, \dots, b_n der jeweiligen Sinus- und Kosinusfunktionen mit der Kreisfrequenz ω . Hierzu zeigt Abbildung 4.5 ein Beispiel: Die obere Kurve stellt eine Approximation eines Rechtecksignals dar. Sie wird durch Addition bzw. Überlagerung der darunter abgebildeten Sinusfunktionen zusammengesetzt (Arbeitsablauf von unten nach oben im Bild).

Die FFT-Analyse stellt heutzutage ein wesentliches Werkzeug zur Analyse von instationären Messdaten dar. Mit diesem Verfahren wird ein Messsignal in seine einzelnen Frequenzanteile und deren energetischen Inhalt am Gesamtsignal zerlegt. D. h., es findet quasi ein Vorgang statt, wie er im abgebildeten Beispiel (Abbildung 4.5) von oben nach unten dargestellt ist: Ein Signal wird in seine Frequenzbestandteile mit der dazu gehörigen Amplitude zerlegt, anstatt mehrere Sinus- oder Kosinusfunktionen zu einem Gesamtsignal zu überlagern. Mathematisch betrachtet ist dies eine Transformation der Zeitdaten in den Frequenzbereich. Es ist damit möglich, die einzelnen Frequenzanteile eines Signals, welche sich bei einer einfachen Darstellung im Zeitbereich gegenseitig überlagern und dadurch zum großen Teil unkenntlich werden,

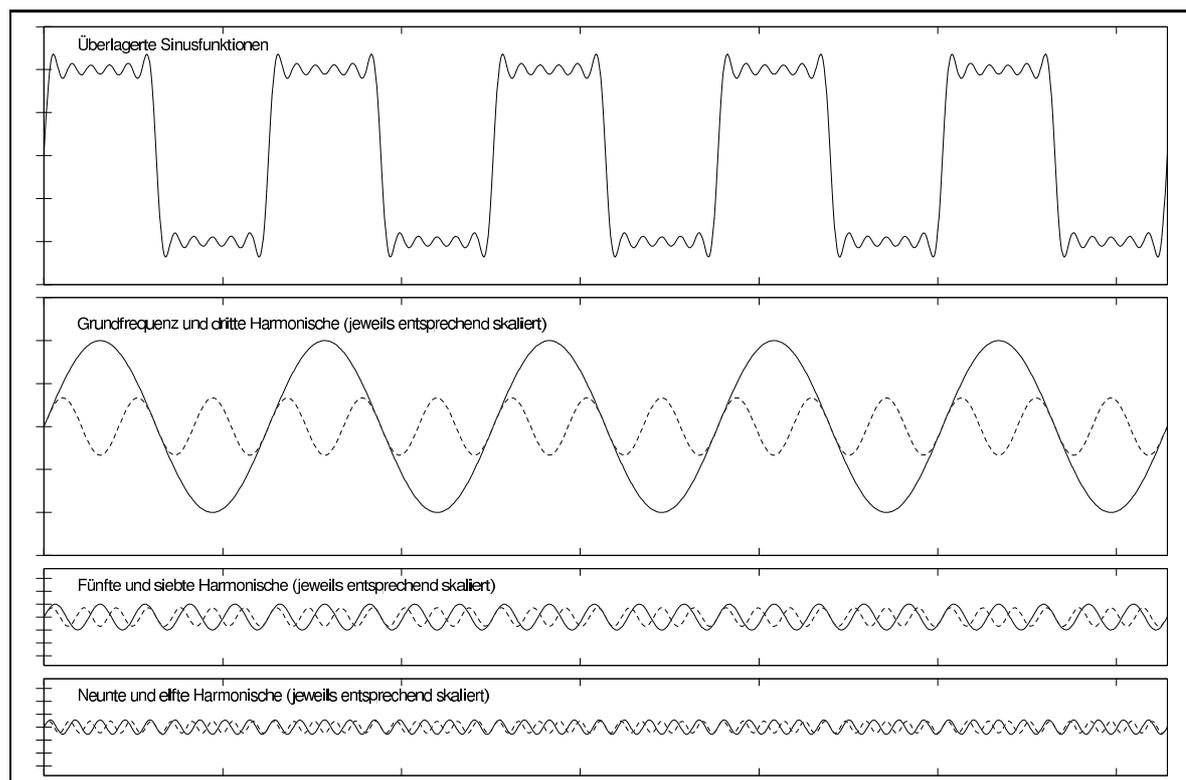


Abbildung 4.5: Approximation eines Rechtecksignals durch Überlagerung von skalierten Sinusfunktionen

herauszuarbeiten und darzustellen. Die grafische Ausgabe des FFT-Verfahrens ist i. A. ein sog. Amplituden-Frequenz-Diagramm und ein Phasendiagramm.

Die Stärke heutiger FFT-Algorithmen ist ihre Verarbeitungsgeschwindigkeit. FFT-Analysen können teilweise so schnell sein, dass eine quasi-online Analyse eines Signals unter bestimmten Voraussetzungen möglich ist. Der Nachteil der FFT-Analyse ist die Tatsache, dass durch dieses Verfahren jegliche Kurzzeit-Information des Originalsignals verloren geht. Es findet sozusagen eine frequenzbezogene Zerlegung des originalen Signals und daraufhin eine Wichtung bzw. Mittelung der Signalanteile statt. Eine Aussage, welche Frequenzanteile zu welchem Zeitpunkt auftreten, ist mit dieser Analyse nicht möglich.

Dazu wurde die FFT-Analyse weiter entwickelt und etwas abgewandelt. Das daraus entstandene Verfahren ist heute unter dem Namen “Short-Time-Fourier-Transformation” (STFT) oder auch Kurzzeit-Frequenzanalyse bekannt. Diese Methode vereinigt die Möglichkeiten der FFT-Analyse mit einer zeitlichen Zuordnung. Dadurch kann die Änderung der Verteilung der Frequenzanteile eines Messsignals über die Zeit in Abschnitten dargestellt werden, indem immer nur ein kurzer Abschnitt des Originalsignals analysiert wird und die Routine dann eine bestimmte Zeitspanne weiter rückt.

4.5 Waveletanalyse und -Dekomposition

Die Waveletanalyse basiert auf einem ähnlichen Prinzip wie die FFT-Analyse: Eine Folge von zeitlich aufeinander folgenden Messdaten wird durch eine Überlagerung von vorgegebenen und bekannten Funktionen approximiert. Das Grundprinzip ist also mit dem der FFT-Analyse grob vergleichbar. Folgende Besonderheiten sind bei der Waveletanalyse hervorzuheben:

- Es wird nicht die gesamte Messdatenfolge analysiert und approximiert, sondern immer einzelne Zeitabschnitte. Dies ist mit der Short-Time-Fourier-Analyse (STFT) vergleichbar.
- Die Funktionen zur Approximation des Messsignals sind keine Sinus- oder Kosinusfunktionen, sondern sog. “Mutterwavelets” (engl. “Motherwavelets”). Diese Funktionen erfüllen besondere Voraussetzungen und müssen vom Benutzer je nach Anwendungsfall ausgewählt werden können. Die Auswahl und Verwendung unterschiedlicher Mutterwavelets kann zu unterschiedlichen Ergebnissen bezüglich eines gesuchten Phänomens führen (Mallat und Zhang (1993)). Torrence und Compo (1998) erläutern, dass ein schmales Wavelet eine gute zeitliche Charakteristik hat, dafür aber eine schlechte Frequenzauflösung besitzt, während ein breites Wavelet eine gute Frequenzbestimmung erlaubt, dafür jedoch den Zeitpunkt verwischt. Grundsätzlich schreiben Torrence und Compo (1998), ist es günstig, wenn das Mutterwavelet in der Gestalt der Funktion die Eigenschaften widerspiegelt, welche im Zeitsignal gesucht werden.
- Im Gegensatz zur STFT-Analyse bleibt die Frequenzauflösung der Approximationsfunktion während der Analyse nicht konstant, sondern wird angepasst. Dies erreicht man durch eine Größenskalierung des Mutterwavelets.

Das Prinzip der Waveletanalyse wird sehr gut auf der Website der Firma MathWorks (2006) beschrieben. Das Vorgehen kann dabei in fünf grobe Schritte unterteilt werden, die sich während einer kompletten Analyse mehrfach wiederholen (siehe auch Abbildung 4.6):

1. Im ersten Schritt wird eine gewählte Waveletfunktion mit dem Anfangsteil des zu untersuchenden Datenstranges verglichen, der der Waveletlänge entspricht.
2. Im zweiten Schritt wird ein Korrelationskoeffizient für den Vergleich von Wavelet und zu untersuchendem Datenstück berechnet, welcher ein Maß dafür ist, wie gut das Wavelet den Signaldaten dieses Stückes ähnelt. Je größer der Koeffizient ist, desto ähnlicher sind sich Wavelet und Messdaten. An diesem Punkt wird deutlich, dass die Größe des “Korrelationskoeffizienten” stark abhängig von der Gestalt des Wavelets ist.
3. Danach wird das Wavelet relativ zum Signaldatenstrang verschoben und Schritt eins und zwei wiederholt. Dies wird so lange fortgeführt, bis das gesamte Signal untersucht worden ist.
4. Im vierten Schritt wird das Wavelet skaliert, also in seiner Größe und damit indirekt in seinen Frequenzeigenschaften gedehnt oder gestaucht. Mit dem skalierten Wavelet werden die Schritte eins bis drei erneut durchlaufen.
5. Die Schritte eins bis vier werden für alle vorgesehenen Waveletskalierungen durchgeführt.

Zum Schluss entsteht ein zweidimensionales Bild bzw. Ergebnis, welches die “Korrelationskoeffizienten” für jede Skalierung und für alle Zeitabschnitte des Messsignals wiedergibt. Abbildung 4.1 auf Seite 18 verdeutlicht die Besonderheiten der Waveletanalyse bezüglich der Zeit- und Frequenzdarstellung. Während die STFT-Analyse sowohl über die Zeit als auch über das Frequenzspektrum konstante Heisenberg-Boxen aufweist (Abbildung 4.1 c)), wird das Wavelet einerseits über die Zeitspanne der Messdaten vorgerückt und andererseits skaliert, was zu einer veränderten Frequenzempfindlichkeit führt. Dadurch ergeben sich Heisenberg-Boxen, deren Fläche zwar gleich bleibt, deren Form sich jedoch je nach Zeitpunkt und Frequenzbereich stark verändert (Abbildung 4.1 d) und Abbildung 4.7). Die Grundlagen der mathematischen Beschreibung der Wavelet-Transformation beschreibt Mallat (1998) in seinem Buch “A Wavelet

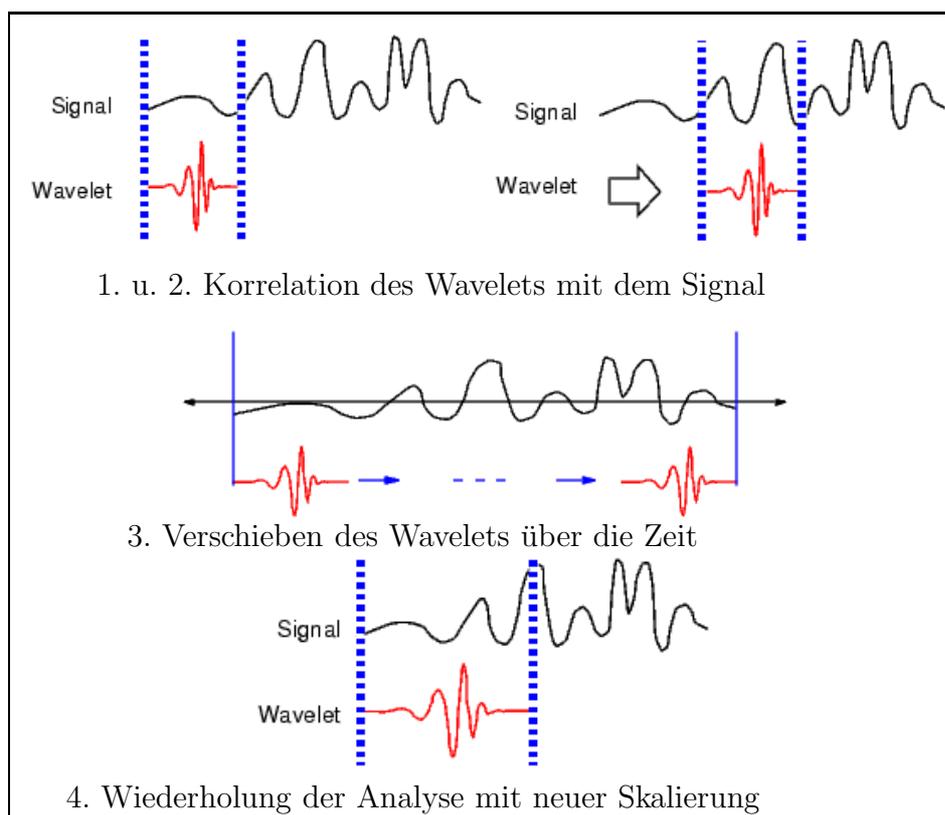


Abbildung 4.6: Prinzip der Waveletanalyse. Bildquelle: MathWorks (2006)

Tour of Signal Processing”, auf dem die folgende Beschreibung inhaltlich basiert.

Ein Wavelet ist eine Funktion ψ

$$\psi_{u,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \psi\left(\frac{t-u}{s}\right), \quad (4.11)$$

welche für die Waveletanalyse mit dem Parameter s skaliert und mit dem Parameter u zeitlich verschoben wird. Eine Waveletfunktion besitzt einen Mittelwert von Null:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t) dt = 0. \quad (4.12)$$

Die Wavelet-Transformation einer Funktion f mit der Skalierung s zum Zeitpunkt u wird mathematisch beschrieben mit

$$Wf(u, s) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{s}} \psi^*\left(\frac{t-u}{s}\right) dt. \quad (4.13)$$

Der Waveletkoeffizient $Wf(u, s)$ ist abhängig von den Werten der Funktion $f(t)$ und dem Frequenzspektrum $\hat{f}(\omega)$. Dabei ist der größte Energieanteil der Funktion an dem Zeitpunkt u des Wavelets $\psi_{u,s}$ und innerhalb dessen Frequenzspektrum $\psi_{u,s}(\omega)$ konzentriert. Zeitlich variierende harmonische Frequenzen in der zu untersuchenden Funktion werden zu dem Zeitpunkt und bei der Skalierung der Waveletkoeffizienten großer Amplitude detektiert.

Der Energieinhalt des Wavelets ist im Frequenz-Zeit-Diagramm in Heisenberg-Boxen konstanter Fläche $\sigma_t \sigma_\omega$ konzentriert, wobei die Frequenzaufösung sich wie in Abbildung 4.7 verhält. Der Parameter σ steht hier für die Varianz des Wavelets im Zeit- bzw. Frequenzbereich und η ist eine Maßzahl für die Frequenz. Die Mittelpunkte der Heisenberg-Boxen sind zeitlich an der

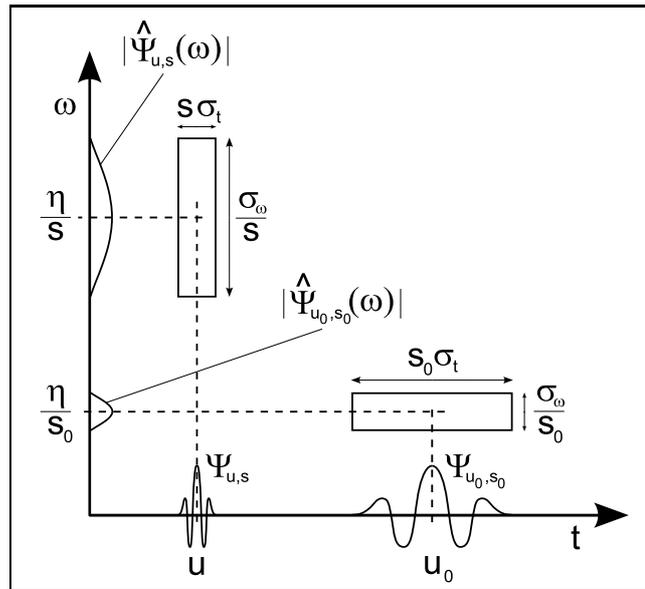


Abbildung 4.7: Zeit-Frequenz-Auflösung zweier Wavelets $\Psi_{u,s}$ und Ψ_{u_0,s_0} . Je kleiner die Skalierungen s des Mutterwavelets wird, desto besser wird die zeitliche Zuordnung des Wavelets. Dabei vergrößert sich die Unschärfe der Frequenzauflösung und verschiebt sich zu höheren Frequenzen. Bild nach Mallat (1998).

Stelle u und im Frequenzbereich bei η/s lokalisiert, während ihre Seitenlängen die Streuung der Waveletenergie in zeitlicher ($s\sigma_t$) Richtung und im Frequenzbereich (σ_ω/s) wiedergeben. Die Software, welche zur Erzeugung der Auswertungen in Abschnitt 5.3 genutzt wurde, wird in Anhang C.3 beschrieben.

4.6 “Matching Pursuit”

Das Matching-Pursuit-Verfahrens ist entfernt verwandt mit der FFT-Analyse oder der Wavelet-Dekomposition. Es ist also prinzipiell ein Verfahren zur Näherung eines Messsignals durch Überlagerung von Funktionen. Während die FFT-Analyse eine komplette zeitliche Akkumulation der Frequenzanteile eines Signals vornimmt, stellt die STFT-Analyse schon eine bedingte zeitliche Auflösung und damit Flexibilität zur zeitlichen Analyse eines Signals dar. Eine Waveletanalyse besitzt sowohl die Fähigkeit der zeitlichen Signalauflösung als auch einer qualitativen Analyse des Frequenzspektrums. Durch die Auswahl eines bestimmten Mutterwavelets kann der Anwender die Analyse- bzw. Dekompositionsmöglichkeiten und -Feinheiten der Waveletanalyse verbessernd an das Signal anpassen, leider aber durch ungünstige Auswahl der Waveletfunktion auch negativ beeinflussen und den Nutzen des Ergebnisses verringern.

Mallat (1998) schreibt sinngemäß in seinem Buch “A Wavelet Tour of Signal Processing” über die Pursuit-Methode: “Eine Musikaufnahme enthält oft verschiedene Noten unterschiedlicher Dauer zum selben Zeitpunkt, was bedeutet, dass so ein Signal nicht gut mit einer ‘besten lokalen Kosinus-Basis’ wiedergegeben werden kann. Dieselbe Musiknote kann auch verschiedene Längen haben, wenn sie zu unterschiedlichen Zeiten gespielt wird, was dazu führt, dass eine ‘beste Waveletpaket-Basis’ ebensowenig dazu geeignet ist, dieses Musikstück gut wiederzugeben. Um Musiksignale effektiv zu approximieren, muss der Dekompositionsalgorithmus dieselbe Flexibilität besitzen wie der Komponist, welcher frei die ‘Zeit-Frequenz-Atome’ (Noten) auswählen kann, die die Musik am besten wiedergeben. [...] Pursuit-Algorithmen suchen nach effektiven aber nicht unbedingt optimalen Funktionen zur Approximation des Signals. Es findet also sinn-

gemäß eine automatische Suche nach der bestmöglichen Dekomposition des Signals statt, die nicht vom Benutzer durch manuelle Auswahl einer Mutterfunktion beeinflusst wird.”

Eine frei erhältliche Software zur Auswertung mit dem Matching Pursuit Verfahren wird im Anhang C.4 benannt. Weitere Details zu den Hintergründen der Software Guimauve und zum Matching-Pursuit-Verfahren findet man bei Brachere (2006), Mallat und Zhang (1993) und Mallat (1998). Anwendungsfälle von Datenauswertungen mit der Matching-Pursuit-Methode werden von Gribonval und Barcry (2003) und Kling und Roads (2004) beschrieben.

4.7 Möglichkeiten der Turbulenzerkennung

Ein Ziel dieser Arbeit war es, nach Möglichkeiten zu suchen, turbulente Strömungsanteile in realen Messdaten zu erkennen. Hierzu finden sich in der Literatur diverse Ansätze. Canepa, Edward et al. (2002) stellen Analysemethoden für Heissfilmdaten einer Grenzschichtströmung dar. Ihre Methoden basieren auf Schwellwertüberschreitung, Kriteriumsfunktion und Zeitfenstern. Sie verweisen in ihrem Artikel auf Grundlagen aus einer Turbulenzauswertung von Grenzschichtmessungen, welche schon in den Artikeln von Hedley und Keffer (1974a) und Hedley und Keffer (1974b) beschrieben werden. Tubergen und Tiederman (1993) untersuchten die Turbulenz einer zweidimensionalen Grenzschichtströmung mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen. Zhang et al. (1996) vergleichen einige verschiedene Verfahren zur Turbulenzerkennung miteinander und bewerten sie. Die Basis für die Neuentwicklung der hier ausgearbeiteten Auswertungsmethode lieferte der Artikel von Falco und Gendrich (1988), welcher ausführlich die Datenanalyse mit einem Algorithmus von Zarić beschreibt

Die meisten Methoden der oben genannten Verfasser arbeiten damit, das Niveau des Messsignals eines Hitzdrahtes oder Heissfilmes zu bestimmen und davon abhängig turbulente Zeitabschnitte der Strömung abzuleiten. Viele Techniken der Turbulenzerkennung basieren auf der Tatsache, dass eine turbulente Grenzschichtströmung bei ansonsten gleich bleibenden bzw. kaum veränderten Randbedingungen eine größere Wandschubspannung überträgt als eine laminare Grenzschicht. Gleichzeitig besitzt eine turbulente Strömung wesentlich mehr quergerichtete Strömungsanteile als die laminare. Diese beiden Phänomene wirken sich in gleicher Weise auf die Abkühlung eines Hitzdrahtes oder eines Heissfilmes in der Grenzschicht aus, so dass das Messsignal des Konstant-Temperatur-Anemometers nicht nur zeitlich unruhiger sondern auch allgemein auf einem höheren Spannungsniveau liegt, was von einer beliebigen statistischen Rechenroutine mit Hilfe eines selbst vorgewählten Schwellwertes (oft als “Threshold” bezeichnet) gut erkannt werden kann. Danach werden von der Statistik-Routine die Zeitabschnitte des als turbulent definierten Bereiches mit der gesamten Messzeit verglichen, woraus letztlich ein Anteil an turbulenter Strömung abgeleitet wird. Die Kunst dieser Verfahren liegt also zum Großteil in der Definition bzw. Auswahl des Schwellwertes, bei dem zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden wird. Canepa, Edward et al. (2002) geben den hier beschriebenen Vorgang detailliert wieder.

Zwei prinzipiell andere Ansätze zur Erkennung turbulenter Strömungsabschnitte im Messsignal können folgendermaßen beschrieben werden:

- Turbulente Strömungsanteile verändern das Frequenzspektrum des Messsignals. Diese Besonderheiten müssten sich mit geeigneten Hilfsmitteln finden und hervorheben lassen. Hier kann teilweise die Waveletanalyse und ihre verwandten Verfahren (Matching Pursuit) Ansätze bieten.
- Die turbulenten Schwankungsbewegungen der Strömung verändern das grundsätzliche Aussehen eines gemessenen Signals dahingehend, dass das Signal nicht relativ ruhig auf

einem Niveau verbleibt, sondern es zeigen sich deutliche Schwankungen im Signal. Diese Schwankungen müssten mit einer passenden Berechnungsroutine als Veränderungen des lokalen RMS-Wertes zu detektieren sein.

4.8 Die TERA-Methode

4.8.1 Die TERA-Methode nach Zoran Zarić

Falco und Gendrich (1988), Walker und Solomon (1992) und Zhang et al. (1996) berichten in ihren Veröffentlichungen über eine Methode zur Erkennung turbulenter Phänomene in Messdaten, welche von Zoran Zarić 1984 zum ersten mal vorgestellt worden sein soll. Obwohl während der Literaturrecherchen dieser Arbeit der Originaltext von Zoran Zarić über den sog. TERA-Algorithmus nicht auffindig gemacht werden konnte, kann Folgendes aus den oben genannten Quellen zusammengefasst werden:

Während herkömmliche Turbulenzerkennungsalgorithmen häufig direkt Schwellwerte (Thresholds) der aufgenommenen Messdaten als Erkennungsmaß für die mögliche Ausprägung einer turbulenten Strömung bzw. für das Vorhandensein von Turbulenzballen verwenden, basiert die sog. TERA-Methode auf der Erkennung einer Schwellwertüberschreitung abgeleiteter Messparameter. Konkret bedeutet dies, dass mit Hilfe des “Turbulence Energy Recognition Algorithm” (TERA) die Schwankungsgröße u' , $u'(\partial u'/\partial t)$ und verwandte abgeleitete Größen untersucht und zur Turbulenzbestimmung herangezogen werden. Da in diesem Verfahren auch statistische Größen ausgewertet werden, ist hiermit keine Echtzeitüberwachung oder Online-Beobachtung der Messungen möglich. Vielmehr ist eine komplexe, nachgeschaltete Auswertung der Messdaten notwendig.

Falco und Gendrich (1988) beschreiben das Prinzip des TERA-Algorithmus folgendermaßen: Die Auswertungsmethode nach Zarić nutzt die Änderungsrate der stromabwärts gerichteten turbulenten Energie der Strömung, um einzelne Turbulenzereignisse nahe der Wand zu detektieren. Die turbulente Energie der Strömung, welche equivalent zu der abgeleiteten Messgröße $u'(\partial u'/\partial t)$ ist, besitzt eine stärkere Fluktuation als die Strömungsgeschwindigkeit oder der Gradient des Geschwindigkeitssignals. Die Nutzung der turbulenten Energie als sog. Detektorfunktion, also zur Entscheidungsfindung, ob ein Turbulenzereignis stattgefunden hat oder nicht, wird damit begründet, dass man annehmen kann, dass ein vorüberziehendes Turbulenzereignis mit lokal beschleunigender Wirkung von einem Anstieg der zeitlichen Änderung der turbulenten kinetischen Energie begleitet wird, während das Ende eines turbulenten Strömungsereignisses eine Verminderung der zeitlichen Änderung der turbulenten kinetischen Energie nach sich zieht. Durch die Überprüfung des Vorzeichens von u' kann bei einem wandnahen turbulenten Ereignis zwischen zwei Vorgängen unterschieden werden, welche turbulente kinetische Energie bzw. Reynolds-Spannungen produzieren. Bei einer sog. “ejection” wird energiearmes, langsames Fluid von der Wand weg in die freie Strömung abgegeben. Bei einem “sweep”- bzw. “inrush”-Ereignis wird schnelleres Fluid von wandferneren Regionen zur Wand hin transportiert und dort kurzzeitig zum Stillstand gebracht. Das Prinzip wird in Abbildung 4.8 erläutert. Da beide dieser Mechanismen zu abrupten Geschwindigkeitsänderungen kleiner Fluidvolumina führen, tragen sie wesentlich zur Generierung turbulenter Energie und Reynolds-Spannungen im Fluid bei.

Nach Falco und Gendrich (1988) wurde der Start eines turbulenten Ereignisses bei der originalen Methode nach Zarić mit Hilfe der Größe $u'(\partial u'/\partial t)$ erkannt, während die Dauer des Ereignisses durch Untersuchung der Amplitude sowie des Vorzeichens von $u'(\partial u'/\partial t)$, u' und $\partial u'/\partial t$ bestimmt wurde. Die verschiedenen Thresholds dieser Methode wurden mit einem einzigen linearen Proportionalitätsfaktor und dem quadratischen Mittelwert (RMS) der Parameter $u'(\partial u'/\partial t)$, $\partial u'/\partial t$ und u' gebildet. Weitere Details zu dieser TERA-Methode und eine Abwand-

lung dazu beschreiben Falco und Gendrich (1988).

Traditionell werden Turbulenzerkennungsmethoden auf einen kontinuierlichen Datenstrom an-

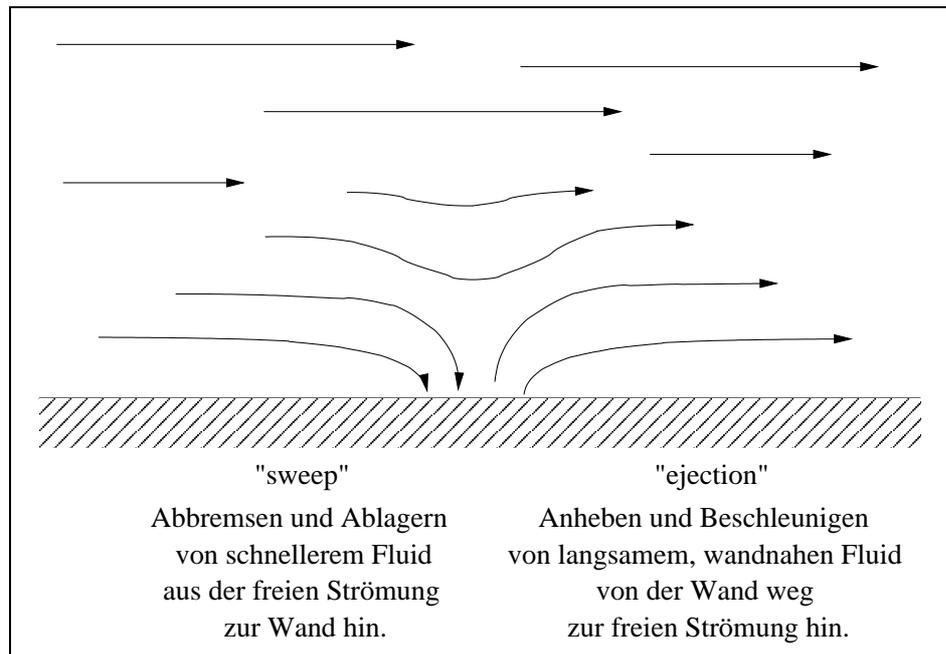


Abbildung 4.8: Schema der Wandnahen Turbulenzmechanismen "ejection" und "sweep"

gewendet. Beispiele hierzu findet man bei Hedley und Keffer (1974a) und Hedley und Keffer (1974b), die Grenzschichtmessungen an einer ebenen Platte durchführten und auswerteten oder bei Tubergen und Tiederman (1993).

Die Routinen zur Turbulenzerkennung analysieren häufig die Amplitude oder den Gradienten der Messdaten und entscheiden dann durch einen Vergleich mit vorgegebenen Schwellwerten (Thresholds), ob eine turbulente Strömung vorherrscht oder ob die Strömung als laminar angesehen wird. Kompliziertere Algorithmen bilden Ausschnitte aus dem Datenstrom und wenden Statistiken auf die vorgegebenen Zeitfenster an, um dann ebenfalls mit Hilfe eines Thresholds über den Turbulenzgrad der Strömung zu entscheiden. Allen dem Autor dieser Arbeit bekannten Methoden ist gemeinsam, dass sie nur für einen kontinuierlichen Datenstrom geeignet sind. Das bedeutet, dass diese Algorithmen nicht in der Lage sind, periodisch wiederkehrende Schwankungen in den Messdaten zu erkennen und diese als der Strömung inherente gleichmäßige Schwankungen zu identifizieren. Daraus folgt, dass diese Algorithmen beispielsweise eine starke Geschwindigkeitsänderung im Nachlauf einer vorbeilaufenden Rotorscheufel nicht von einer turbulenten Strömungsschwankung unterscheiden können. Viele dieser Methoden sind darum nicht zur Auswertung turbomaschinentypischer Messdaten anwendbar. Auf dieses Dilemma wies bereits Sentker (2000) in ihrer Arbeit hin und arbeitete an der Methode des Ensemble-Averaging und an deren Anwendung zur Auswertung instationärer Messdaten aus dem hier beschriebenen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter.

4.8.2 Kombination einer TERA-basierten Methode mit der Ensemble-Mittelung

Basierend auf den Grundideen der TERA-Methode nach Zarić wurde im Laufe dieser Arbeit eine Methode entwickelt, die es ermöglicht, instationären Messdaten, welchen turbomaschinentypische, periodische Schwankungen überlagert sind, auszuwerten und turbulente Strömungs-

ereignisse zu detektieren. Hierbei wird die TERA-Methode mit der Technik des Ensemble-Mittelungsverfahrens verknüpft. Das Prinzipschema dieser modifizierten und kombinierten TERA-Methode wird in den Flussdiagrammen der Abbildungen 4.9 und 4.11 dargestellt. Die Routine der Turbulenzerkennung selbst wurde gegenüber der originalen TERA-Methode nach Zarić verändert. Während der Algorithmus nach Zarić mit drei Thresholds arbeitet, die im Wesentlichen auf Formen des quadratischen Mittels der abgeleiteten Messgrößen $\partial u' / \partial t$ und $u'(\partial u' / \partial t)$ basiert, welche mit einer gewählten Konstante C gewichtet werden, kommen bei der Methode dieser Arbeit vier verschiedene Thresholds mit jeweils einem anderen gewählten Gewichtungsfaktor zum Einsatz. Ausserdem wird - wie bei Zarić - mit einem Mittelungsfenster gearbeitet. Der Algorithmus der Turbulenzerkennung ist als Flussdiagramm in Abbildung 4.13 dargestellt. In den folgenden Abschnitten wird der modifizierte TERA-Algorithmus in Kombination mit der Ensemble-Mittelung beschrieben. Zum besseren Verständnis des gesamten Ablaufes des Auswertungsprozesses von den Rohdaten bis zu einer zeitlichen Darstellung der Intermittenz der Wandschubspannung, wird der gesamte Ablauf in drei Ebenen vorgestellt, wobei zunächst die allgemeineren Schritte und dann später nähere Details beschrieben werden: Abbildung 4.9 auf Seite 32 und die Beschreibung in Abschnitt 4.8.2.1 gibt den allgemeinen Überblick. Hieraus wird Schritt (6), die ‐Turbulenzbestimmung‐, herausgegriffen und im Abschnitt 4.8.2.2 mit Hilfe von Abbildung 4.11 näher erläutert. Aus Abbildung 4.11 wird dann die ‐Modifizierte, TERA-Basierte Turbulenzerkennung‐ (dort Schritt (5)) im Flussdiagramm 4.13 im Detail dargestellt und im Abschnitt 4.8.2.3 beschrieben.

4.8.2.1 Gesamtablauf der Auswertung

Das Flussdiagramm 4.9 zeigt den Gesamtüberblick über die hier entwickelte Auswertungsmethode.

Zunächst wird ein Datensatz eines Sensors und die Datei des dazu gehörigen Triggersignals eingelesen (Schritt 1). Dann wird das aufgezeichnete Signal des TTL-Triggers des Maschinenrotors abgetastet, um alle Zeitpunkte bzw. Samples der Messung zu bestimmen, welche zeitlich mit der Null-Grad-Position des Rotors zusammenfallen. Hierzu werden in einem Ringspeicher immer drei aufeinander folgende Samples daraufhin überprüft, ob ihre Amplitude streng monoton fällt. Fällt das TTL-Signal gerade eben unter 2 Volt ab, so wird die Position des Samples als Null-Grad-Durchgang des Rotors abgespeichert. Da ein Datensatz einer Messung für diese Arbeit i.d.R. deutlich über eine Million Samples enthält, werden auf diese Weise über 250 Null-Grad-Durchgänge gefunden, wobei eine Umdrehung rund 4000 Samples enthält. Durch zeitliche Schwankungen der Rotationsgeschwindigkeit des Verdichterrotors können nie exakt gleich viele Samples pro Umdrehung aufgenommen werden. Für die spätere Mittelungsmethode sind jedoch pro Umdrehung des Rotors immer genau gleich viele Samples notwendig. Diesem Dilemma wird in der Auswertung dadurch begegnet, dass ein Re-Sampling der Daten vorgenommen wird, so dass letztlich je Umdrehung exakt gleich viele (hier 4200) Samples vorliegen (Schritt 2).

Die so gewonnenen Datensätze aller vollständigen Umdrehungen werden nun so gemittelt, dass aus über 250 Umdrehungen jeweils ein Mittelwert für jedes Sample einer bestimmten Rotorposition erhalten wird. Auf diese Weise entsteht ein Datensatz einer repräsentativen Umdrehung des Rotors, wobei die Winkel- bzw. Zeitposition der Messdaten erhalten bleibt (Schritt 3). Der bis hierher beschriebene Ablauf wird als Ensemble-Averaging bezeichnet (vgl. auch Abschnitt 4.2 ab Seite 19).

Nachdem nun mit der repräsentativen Rotorumdrehung für jede aufgelöste Winkelposition des Rotors ein arithmetischer Mittelwert existiert, können auch Schwankungsgrößen oder statistische Parameter wie der RMS-Wert oder die Schiefe für jede aufgelöste Rotorposition ermittelt werden (Schritt 4, vgl. auch Abschnitt 4.3, Seite 20). Durch einen weiteren Schritt (5) ist es

möglich, mittlere statistische Abweichungen der Schwankungsgrößen zu bilden oder durch eine nachgeschaltete Mittelung einen repräsentativen Durchlauf einer Rotorteilung zu erzeugen.

Mit Schritt (6) des Flussdiagramms 4.9 erfolgt die Verknüpfung der allgemein bekannten Ensemble-Mittelungsmethode mit der TERA-Turbulenzerkennung. Hierzu ist das Vorliegen einer ensemble-gemittelten repräsentativen Rotorumdrehung eine zwingende Voraussetzung, da an dieser Stelle ein neuer methodischer Ansatz beginnt: Sämtliche dem Autor bekannten Turbulenzerkennungsalgorithmen werden auf kontinuierliche Datenströme angewandt und basieren auf der Überprüfung, ob abgeleitete Strömungsparameter einen Threshold über- oder unterschreiten, wobei ein aus dem gesamten Datensatz gebildeter Mittelwert der Signalamplitude als Vergleichsnormale bzw. Null-Linie dient. Solch ein Vergleichsnormale in Form eines einfachen Zahlenwertes kann für turbomaschinentypische Messdaten nicht gebildet werden, da die Strömung in Turbomaschinen immer und in jeder Turbomaschinenbauart periodischen Schwankungen unterliegt. Diese Tatsache resultiert aus dem Arbeitsprinzip einer Turbomaschine und aus der Rotor-Stator-Interaktion zwischen bewegten und stehenden Maschinenteilen in der Hauptströmung. Ein einfacher statistischer Wert, welcher über alle kontinuierlichen Messdaten einer Turbomaschine gebildet wird, mittelt die strömungsinherenten natürlichen Schwankungen genauso wie die gesuchten Strömungsschwankungen turbulenter Phänomene aus und ist daher als Threshold für turbomaschinentypische Daten nicht zu verwenden. Um das Prinzip der Turbulenzerkennungsalgorithmen auf turbomaschinentypische Messdaten anwenden zu können, muss ein Ersatz für das oben angesprochene Vergleichsnormale bzw. für den statistischen Mittelwert der Messdaten gefunden werden. Die Grundidee der hier entwickelten Auswertungsmethode besteht darin, dass quasi ein umlaufender Mittelwert, also ein Vergleichsnormale gebildet wird, welches sich in möglichst feinen Schritten der Winkelstellung des Rotors anpasst. Dieses zeitlich veränderliche und an den Rotorwinkel angepasste Vergleichsnormale wird durch den Datensatz einer kompletten repräsentativen Umdrehung, also durch einen ensemble-gemittelten Messdatensatz gebildet. Um das Überprüfungsprinzip der Thresholdüberschreitung einer Turbulenzerkennungsroutine anwenden zu können, müssen die Messdaten so aufbereitet werden, dass immer genau solche Datenabschnitte existieren, zu denen die Winkelposition des Rotors bekannt ist, so dass diese Zeitdaten mit dem jeweils richtigen Vergleichsnormale in Beziehung gesetzt werden können.

Durch die weiter oben beschriebene Aufteilung der Zeitdaten in jeweils Abschnitte einer Umdrehung und durch das nachträgliche Re-Sampling ist die Möglichkeit eines Vergleichs der Messdaten mit dem vom Rotorwinkel abhängenden Vergleichsnormale möglich. Prinzipiell kann auf diese Weise ein beliebiger Turbulenzerkennungsalgorithmus auf turbomaschinentypische Messdaten angewendet werden. Es ist möglich, für jede vollständige gemessene Umdrehung einen gesonderten Datensatz einer sog. "Detektorfunktion" für die Intermittenz des Messsignals zu erhalten. Eine nachgeschaltete Ensemble-Mittelung (Schritt 7 auf 4.9) bildet dann einen repräsentativen Datensatz der Intermittenz des Messsignals für eine Umdrehung oder für eine Rotorteilung.

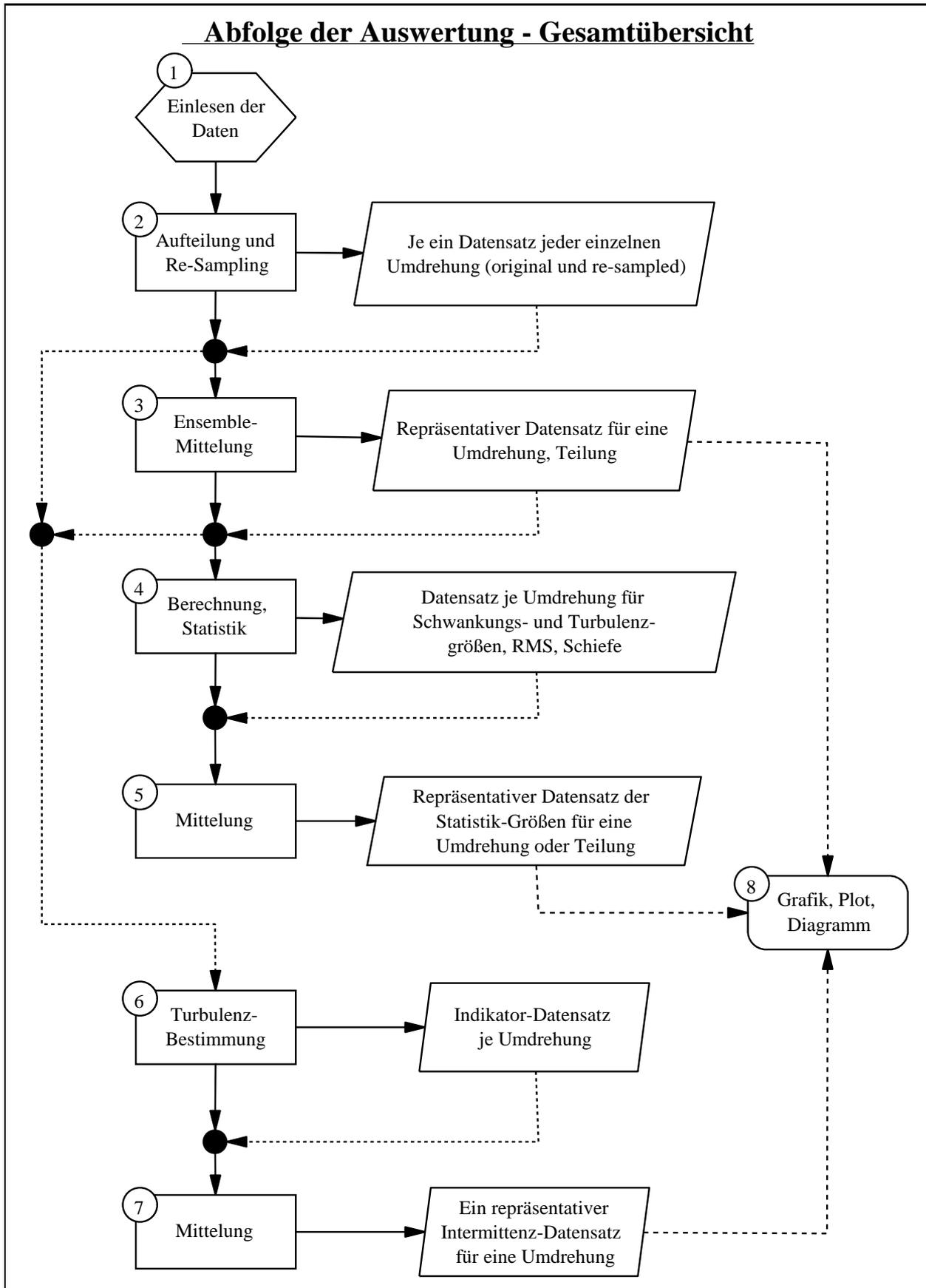


Abbildung 4.9: Übersicht der Abfolge der Turbulenz-Auswertung dieser Arbeit.

4.8.2.2 Modifikation der TERA-Methode

Das Grundprinzip der TERA-Methode nach Zoran Zarić wurde im Rahmen dieser Arbeit abgewandelt. Das Flussdiagramm 4.11 zeigt den Ablauf: Als erstes muss der Datensatz der ensemble-gemittelten repräsentativen Umdrehung $\langle \vec{u} \rangle$ vorliegen und eingelesen werden. Zweitens wird für jede der auszuwertenden Umdrehungen jeweils der re-sampled Datensatz der Messgröße \vec{u} selbst und drittens der dazu gehörigen Datensatz der momentanen Schwankungsgröße u' benötigt (Schritt 1, Abbildung 4.11). Während die Turbulenzbestimmung klassischerweise mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen arbeitet, deren Messdaten in Strömungsgeschwindigkeiten umgewandelt werden können, steht die Variable u hier nur für eine in Volt gemessene Spannung des Constant-Temperatur-Anemometers. Eine Umrechnung in eine Geschwindigkeit ist nicht möglich, da es sich um wandbündige Heissfilmsensoren handelt, deren Messdaten nur in die sog. Quasi-Wandschubspannung (siehe Formel 3.2, Seite 13) umgerechnet werden könnten. Formel 3.2 zeigt, dass die Umrechnung der gemessenen elektrischen CTA-Spannung in eine Quasi-Wandschubspannung für die hier angewandte Methode keinen physikalischen Einfluss auf die Turbulenzerkennung hat. Die Größe u ist hier also ein äquivalentes Maß für die Wandschubspannung der Strömung auf der Statorsaugseite.

Im zweiten Schritt werden die vom Anwender gewählten Threshold-Gewichtungsfaktoren C_1 , C_2 , C_3 und C_4 festgelegt. Im dritten Schritt wird aus den Umdrehungs-Datensätzen der Schwankungsgrößen der abgeleitete Turbulenzparameter $u'(\partial u'/\partial t)$ jeweils immer als Datensatz einer Umdrehung gebildet. Diese Datenscribe werden später für den Algorithmus der Turbulenzerkennung benötigt.

In Schritt (4) werden die Schwellwerte bzw. Thresholds gebildet, welche später in der eigentlichen Turbulenzerkennungsroutine zu einem Gesamtschwellwert zusammengesetzt werden und als Kriterien der Turbulenzerkennung dienen. Es gibt für jede Umdrehung jeweils einen neu gebildeten Threshold TR_1 , TR_2 , TR_3 und TR_4 . Durch die Neubildung für jede einzelne Umdrehung ist es möglich, langsamen und zeitlich lange dauernden Schwankungen des allgemeinen Strömungsbildes mit den dazu gehörigen Turbulenzeigenschaften rechnung zu tragen. Die Thresholds der hier erarbeiteten Auswertung werden folgendermaßen gebildet:

1. Der erste Teil-Schwellwert TR_1 dient zur Berücksichtigung des allgemeinen Amplitudenniveaus der Messdaten. Eine Analyse der Messdaten zeigte, dass die gemessene Spannung nicht nur turbulenten Strömungsphänomenen folgt, sondern je nach Bereich der Statorschaufel, also je nach Lauflänge der Strömung über die Schaufel ein anderes Gesamtniveau besitzt. Es zeigte sich bei den hier gemessenen Heissfilmdaten, dass die Heissfilmspannungen vom vorderen Bereich der Statorschaufel zum hinteren Bereich hin allgemein abnehmen. Dieses Phänomen lässt sich damit erklären, dass die Strömung im vorderen Schaufelbereich noch wesentlich schneller ist und darum die oberflächlich angebrachten Heissfilme besser kühlt. Dieser Vorgang bewirkt höhere gemessene Brückenspannungen. Zum hinteren Statorbereich hin wird die Strömung verzögert und kühlt die Sensoren darum weniger, was die gemessene Heissfilmspannung insgesamt sinken lässt. Diesem Vorgang wird rechnung getragen, indem der Threshold TR_1 - ähnlich wie bei Zarić - als quadratischer Mittelwert (Root Mean Square), also quasi als Effektivwert der Messdaten gebildet wird. Hierfür wird der momentane Messwert u herangezogen und mit dem Linearfaktor C_1 gewichtet. Im Zuge dieser Arbeit stellte sich $C_1 = 2.0$ als passender Wert heraus.

$$TR_1 = C_1 \cdot RMS(u) = C_1 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (u_i)^2}{n}} \quad (4.14)$$

2. Der zweite Threshold TR_2 ist eine Form der Varianz oder ein Streuungsmaß der Turbulenzgröße $u'(\partial u'/\partial t)$. Durch die Einführung dieses Schwellwertes soll der Tatsache begegnet werden, dass eine Strömung mit einem höheren Turbulenzniveau stärkeren zeitlichen

Schwankungen unterliegt und darum breiter gestreute Werte der Messdaten liefert als eine vorwiegend laminare Strömung. Als Skalierungsfaktor der Streuung wurde der Wert $C_2 = 0.05$ gefunden.

$$TR_2 = C_2 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left[\left(u'_i \frac{\partial u'_i}{\partial t} \right) - \overline{\left(u'_i \frac{\partial u'_i}{\partial t} \right)} \right]^2}{n}} \quad (4.15)$$

3. In den Fällen, bei denen Messdaten entweder von der Vorderkante der Statorschaufel oder aber aus dem Hinterkantenbereich analysiert wurden, zeigten die beiden ersten Thresholds alleine bei Probeläufen der Auswertung noch keine zufriedenstellende Zuverlässigkeit, turbulente Spots bzw. Ereignisse zu detektieren. Die Daten des Hinterkantenbereiches z. B. zeigen im turbulenten Strömungsfeld im Gegensatz zu Messungen an einer ebenen Platte häufig relativ niedrige Amplituden, da auf den untersuchten Statorschaufeln des NGAV im Bereich der Hinterkante teilweise Ablösungen oder lokale Rückströmungen auftreten können, welche das Geschwindigkeitsniveau an der Schaufeloberfläche stark herabsetzen und leicht zu Fehlinterpretationen führen können.

Darum wurde nach einer Möglichkeit gesucht, ein langfristig vorherrschendes turbulentes Strömungsregime zu erkennen. Hierzu wurden die Rohdaten der Messungen visuell untersucht. Dabei fiel für die hier gewonnenen Messdaten auf, dass im Signal der Heissfilme des Hinterkantenbereiches besonders für den stark angedrosselten Betriebspunkt kaum oder gar keine einzelnen Rotornachläufe mehr sichtbar sind. Die Messwerte bewegen sich in diesem Schaufelbereich auf einem relativ moderaten Amplitudenniveau und scheinen lang dauernden, stochastischen Schwankungen zu unterliegen, während die Daten aus dem mittleren Bereich der Statorsaugseite mittlere Amplituden und eindeutig erkennbare Rotornachläufe liefern. Die Messdaten aus dem Vorderkantenbereich der Statorschaufel besitzen ein relativ hohes Niveau der gemessenen Sensorspannung und liefern in der laminaren Strömung klar erkennbare, bei angedrosselter Maschine nur noch schwach sichtbare Rotornachläufe.

Es musste ein Faktor gefunden werden, der den Gesamtschwellwert, welcher letztlich in der Turbulenzerkennungsroutine als Vergleichswert herangezogen wird, für eine visuell klar turbulente Strömung herab- und für eine laminare Strömung heraufsetzt. Aus diesem Grunde wurde eine weitere statistische Kenngröße, die sog. Wölbung der Messdaten als dritter Threshold hinzugezogen, um die Flachheit bzw. Wölbung der statistischen Verteilung der Daten zu berücksichtigen.

Tennekes und Lumley (1999) beschreiben in ihrem Buch, dass Messdaten mit häufigen und großen Peaks (hier Datenverläufe mit klar erkennbaren Rotornachläufen) einen großen Wert der Kurtosis aufweisen, während Messdaten, deren Amplituden statistisch relativ gleichmäßig im gesamten Spektrum streuen, einen kleinen Wert der Kurtosis besitzen (siehe Abbildung 4.10). Nach der hier gewählten Berechnungsdefinition der Kurtosis (Formel 4.16), welche in dieser Form mit dem Subtrahend von (-3) auch Exzess genannt wird, besitzt ein normalverteilter Datensatz eine Wölbung mit dem Betrag Null. Ein sog. steilgipfliger Datensatz ergibt eine Wölbung mit Werten größer Null, während eine sog. flachgipflige oder subgaußförmige Verteilung Exzesswerte von kleiner Null besitzt. Da die Turbulenzdaten allgemein als gaußförmig verteilt angenommen werden, können i.d.R. für den Exzess der hier betrachteten Daten Werte größer oder gleich Null angenommen werden. Bei den Auswertungen dieser Arbeit wurde praktisch kein Wert des Exzesses von exakt Null und auch nicht kleiner als Null beobachtet.

Durch die beschriebenen Eigenschaften der gewählten Statistik-Kennzahl erhält man einen Faktor, welcher für stark turbulente Daten Werte in der Nähe von Null annimmt,

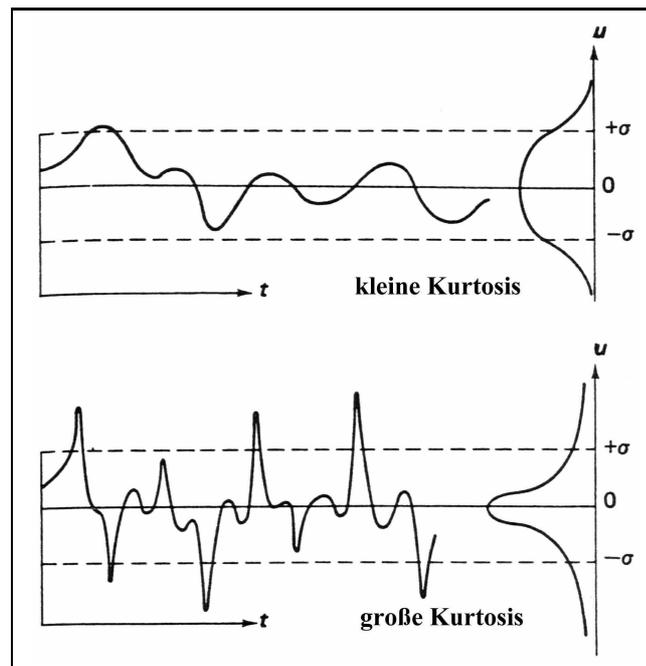


Abbildung 4.10: Datensatz mit kleiner und großer Kurtosis (Quelle: Tennekes und Lumley (1999))

während laminare Strömungen einen Wert von deutlich über Null erzeugen. Damit kann ein Threshold zur Turbulenzerkennung für laminare Strömungszustände, in denen Peaks mit hohen Amplituden auftreten, nach oben hin angepasst werden, während der Schwellwert in einem turbulenten Strömungsfall mit allgemein kleineren Amplituden verkleinert wird.

Indem die beschriebene Eigenschaft des Exzesses als Linearfaktor TR_3 mit der Skalierung von $C_3 = 0.285$ in die Bildung des Thresholds zur Turbulenzerkennung eingebracht wurde, konnte die Zuverlässigkeit der Turbulenzerkennung des hier verwendeten Algorithmus' insgesamt stark verbessert werden. Formel 4.16 beschreibt die Bildung des Thresholds TR_3 .

$$TR_3 = \left| C_3 \cdot \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n (u_i - \overline{u_i})^4}{\left[\sum_{i=1}^n (u_i - \overline{u_i})^2 \right]^2} - 3 \right| \quad (4.16)$$

4. Der Schwellwert TR_4 wird mathematisch genau wie TR_1 gebildet. Um ein weiteres Kriterium für die Turbulenzerkennungsroutine zur Verfügung zu haben, wurde TR_4 neu definiert und mit einem Faktor $C_4 = 2.5$ gewichtet.

$$TR_4 = C_4 \cdot RMS(u) = C_4 \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (u_i)^2}{n}} \quad (4.17)$$

Der fünfte Schritt des Ablaufes der modifizierten TERA-Turbulenzerkennung (Abbildung 4.11 auf Seite 37) besteht aus dem eigentlichen Algorithmus, welcher rechnerisch die Analyse der Messdaten durchführt und die Entscheidung fällt, ob ein turbulentes Ereignis in der Strömung stattfindet oder nicht. Nach diesem Arbeitsschritt steht für jede Umdrehung ein Datensatz der sog. Indikatorfunktion zur Verfügung. Die Indikatorfunktion ist ein Datensatz, welcher über die Zeit bzw. über den Winkel des Rotors darstellt, ob die Turbulenzerkennung ein turbulentes

Strömungsereignis detektiert hat oder nicht. Ein Wert von plus eins steht für ein “sweep”-Ereignis, während durch einen Wert von minus eins ein “ejection”-Ereignis angezeigt wird (siehe Abbildung 4.8 auf Seite 29) . Ein Indikatorwert von Null signalisiert, dass die Routine die Messdaten einer quasi-laminaren Strömung zuordnet. Wird nun noch eine Ensemble-Mittelung der einzelnen Umdrehungsdatensätze in Schritt (6) (Abbildung 4.11) nachgeschaltet, lässt sich der Turbulenzanteil bzw. die Intermittenz der Strömung für eine repräsentative gemittelte Rotorumdrehung auftragen.

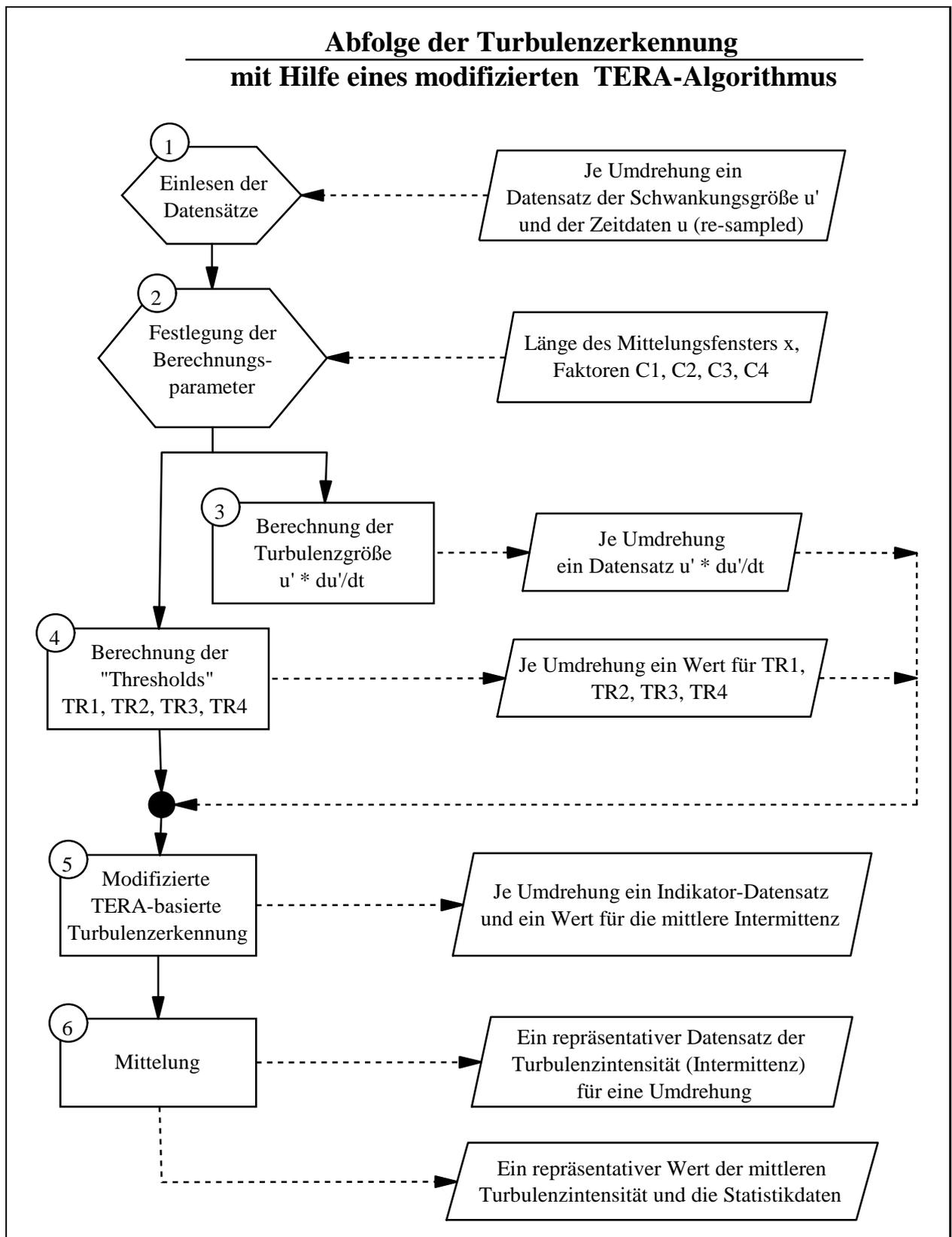


Abbildung 4.11: Abfolge der modifizierten TERA-Methode. Detail zu Schritt (6) in Diagramm 4.9

4.8.2.3 Der TERA-Algorithmus, abgewandelt für Verdichter-Statormessungen

Die eigentliche Kernkomponente der Turbulenzerkennungs-Methode, welche während dieser Arbeit entwickelt wurde, wird schematisch mit dem Flussdiagramm 4.13 auf Seite 40 wiedergegeben. Abbildung 4.12 stellt den Algorithmus etwas vereinfacht grafisch dar. Zunächst müssen

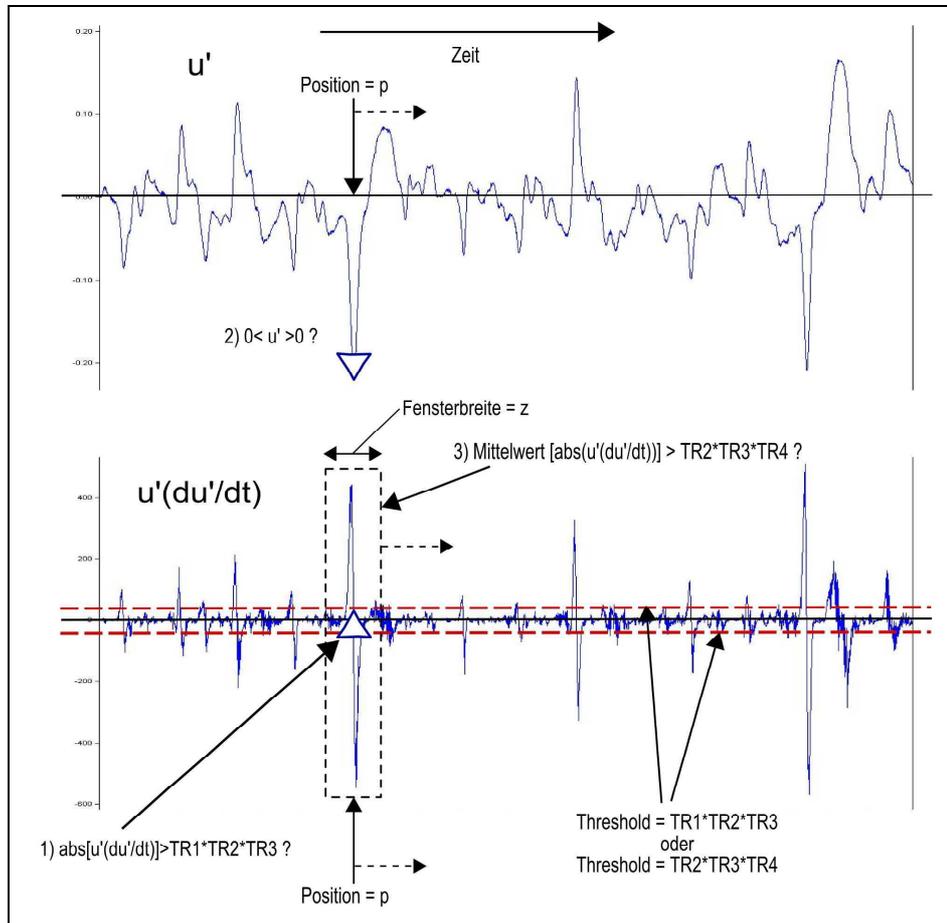


Abbildung 4.12: Vereinfachte Darstellung des Ablaufs der Turbulenzerkennung dieser Arbeit.

alle vorbereitenden Schritte aus den Abschnitten 4.8.2.1 und 4.8.2.2 abgearbeitet worden sein. D. h. es müssen Datensätze der Strömungsparameter u' und $u'(\partial u'/\partial t)$ sowie die berechneten Thresholds TR_1 , TR_2 , TR_3 und TR_4 für jede Umdrehung vorliegen. Die Breite z des Mittelungsfensters muss ebenfalls für die Turbulenzerkennungsroutine angegeben werden.

Die Turbulenzerkennungsroutine tastet jeweils eine Umdrehung von Anfang bis Ende punktweise ab und entscheidet mit Hilfe der im Folgenden beschriebenen Algorithmen, ob ein turbulentes Ereignis in der Strömung stattgefunden hat oder nicht. Da in einem Auswertungsschritt eine Mittelung über ein Mittelungsfenster mit z Samples vorgenommen wird, welche möglichst jeweils zur Hälfte rechts und links um den betrachteten Zeitschritt herum angeordnet sind, beginnt die Routine erst bei dem Sample mit der größtmöglichen Integerzahl $\text{int}(z/2)$ und wird bei Sample $n - \text{int}(z/2)$ beendet. Dadurch fehlt jeweils ein Stück zu Beginn und am Ende des Datenscribes jeder Umdrehung. In einer weiter führenden Arbeit sollte für diesen Umstand nach einer Verbesserung der Routine gesucht werden. Da im Falle dieser Arbeit Umdrehungen mit einer Datenmenge von insgesamt $n = 4200$ Samples und jeweils 30 Rotorschaufeldurchläufen verarbeitet wurden, können trotz der fehlenden Aussagen über den Anfang und das Ende des Datenstranges sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Die zeitliche Breite des Mittelungsfensters wurde für die Auswertungen dieser Arbeit mit $z = 15$ als passend gefunden.

Die erste eigentliche Überprüfung, ob ein turbulentes Ereignis in den Strömungsmessdaten zu

finden ist, wird über den Vergleich des abgeleiteten Parameters $u'(\partial u'/\partial t)$ mit dem Schwellwert $Threshold = (TR_1 \cdot TR_2 \cdot TR_3)$ durchgeführt (siehe Entscheidung (1) im Bild 4.12 und in Diagramm 4.13). Dabei wird getestet, ob $|u'(\partial u'/\partial t)|$ zum aktuellen Zeitpunkt bzw. an der Position p größer als das Produkt $Threshold = (TR_1 \cdot TR_2 \cdot TR_3)$ ist. Dieser Threshold wird durch Multiplikation der drei Einzelwerte TR_1 , TR_2 und TR_3 gebildet, welche in Abschnitt 4.8.2.2 ausführlich beschrieben werden. TR_1 steht dabei quasi für die effektive Messwertamplitude, TR_2 berücksichtigt die Streuung der Signalwerte und TR_3 dient der groben Erkennung eines global turbulenten oder laminaren Strömungsregimes. Der nächste Schritt (2) ist mit dem vorangehenden mit einer UND-Verknüpfung verbunden. Es wird getestet, ob die zeitliche Schwankungsgröße u' größer oder kleiner als Null ist. Im ersten Fall wird zur Validierung eines “sweep”-Ereignisses verzweigt. Ist u' kleiner als Null, werden die Messdaten auf eine “ejection” hin überprüft. Die Auswertung des Vorzeichens von u' und eine Unterscheidung nach “sweep”- oder “ejection”-Ereignis ist streng genommen bei den hier betrachteten wandbündigen Heissfilmen nicht möglich. Eine sichere Unterscheidung nach “sweep” oder “ejection” wäre nur dann möglich, wenn man die wandnahe bzw. senkrecht zur Wand gerichtete Strömungsgeschwindigkeit messen würde, was mit einem wandbündigen Heissfilmsensor nicht möglich ist. Dennoch lässt eine momentan erhöhte Spannung u' die Vermutung zu, dass kühleres Fluid aus der wandferneren Region auf den Sensor trifft, was dem “sweep”-Ereignis entspricht. Umgekehrt wird eine niedrigere Spannung gemessen, wenn der Sensor weniger gekühlt wird, was die Vermutung, ein “ejection”-Ereignis zu messen, zulässt. Dieser Unterscheidungsschritt wurde von der Methode nach Zarić übernommen und nicht eliminiert, so dass der Algorithmus prinzipiell auch für Hitzdrahtmessungen anwendbar ist. Für die hier vorgenommene Turbulenzauswertung wurden “sweep”- oder “ejection”-Ereignis gleichwertig behandelt und gingen beide schlicht als “allgemeines Turbulenzereignis” in die Auswertung ein.

Ist das Ergebnis der Prüfung in Schritt (1) oder Schritt (2) unwahr, so wird das Sample im Sinne der Turbulenzerkennung verworfen und die Routine wandert einen Zeitschritt weiter.

Für den Fall, dass im Schritt (1) ein Peak in den Daten detektiert wurde, welcher prinzipiell auf ein turbulentes Ereignis hindeuten könnte und falls in Schritt (2) die Entscheidung über “sweep” oder “ejection” gefällt werden konnte, also $u' \neq 0$ ist, wird Schritt (3) der Turbulenzüberprüfung durchgeführt. Dieser Schritt dient dazu, Fehlinterpretationen durch einzelne hohe Peaks, welche möglicherweise durch einen Partikel in der Strömung oder eine Störung im Messsystem hervorgerufen werden können, zu vermeiden. In diesem dritten Schritt der Turbulenzerkennung werden die Werte $u'(\partial u'/\partial t)$ über ein Datenfenster der zeitlichen Breite $z = 15$ Samples gemittelt und es wird durch einen Vergleich mit dem $Threshold = TR_2 \cdot TR_3 \cdot TR_4$ (siehe Abschnitt 4.8.2.2, Seite 35) überprüft, ob auch die zeitliche Umgebung des betrachteten Messpunktes turbulente Parameter aufweist. Kleine, kurze Peaks, welche auch in laminarer Strömung gemessen werden, werden auf diese Weise herausgefiltert.

Die gesamte Turbulenzerkennung dieser Routine beruht also auf der Suche nach einem bestimmten Mindestniveau der turbulenten kinetischen Energie, welche mit Hilfe der abgeleiteten Messgröße $u'(\partial u'/\partial t)$ dargestellt wird. Der entscheidende Schwellwert wird dabei unter Berücksichtigung der allgemeinen Amplitude der Messdaten (TR_1 bzw. TR_4), einem Maß für die Streuung der turbulenten kinetischen Energie der Strömung (TR_2) und einer Größe für die allgemeine Turbulenz der Strömung (TR_3) gebildet. Die Entscheidung, ob ein sog. “sweep”- oder “ejection”-Ereignis stattgefunden hat, wird mit Hilfe der Schwankungsgröße u' getroffen. Nach Abarbeitung einer kompletten Umdrehung wird die Indikatorfunktion jeder Umdrehung abgespeichert. Eine nachgeschaltete Mittelung erzeugt eine Darstellung der Intermitenz für eine repräsentative, ensemble-gemittelte Umdrehung. Es lässt sich nun eine statistische Aussage über die Verteilung der Turbulenzintensität bzw. Intermitenz über nahezu eine komplette Rotorumdrehung machen.

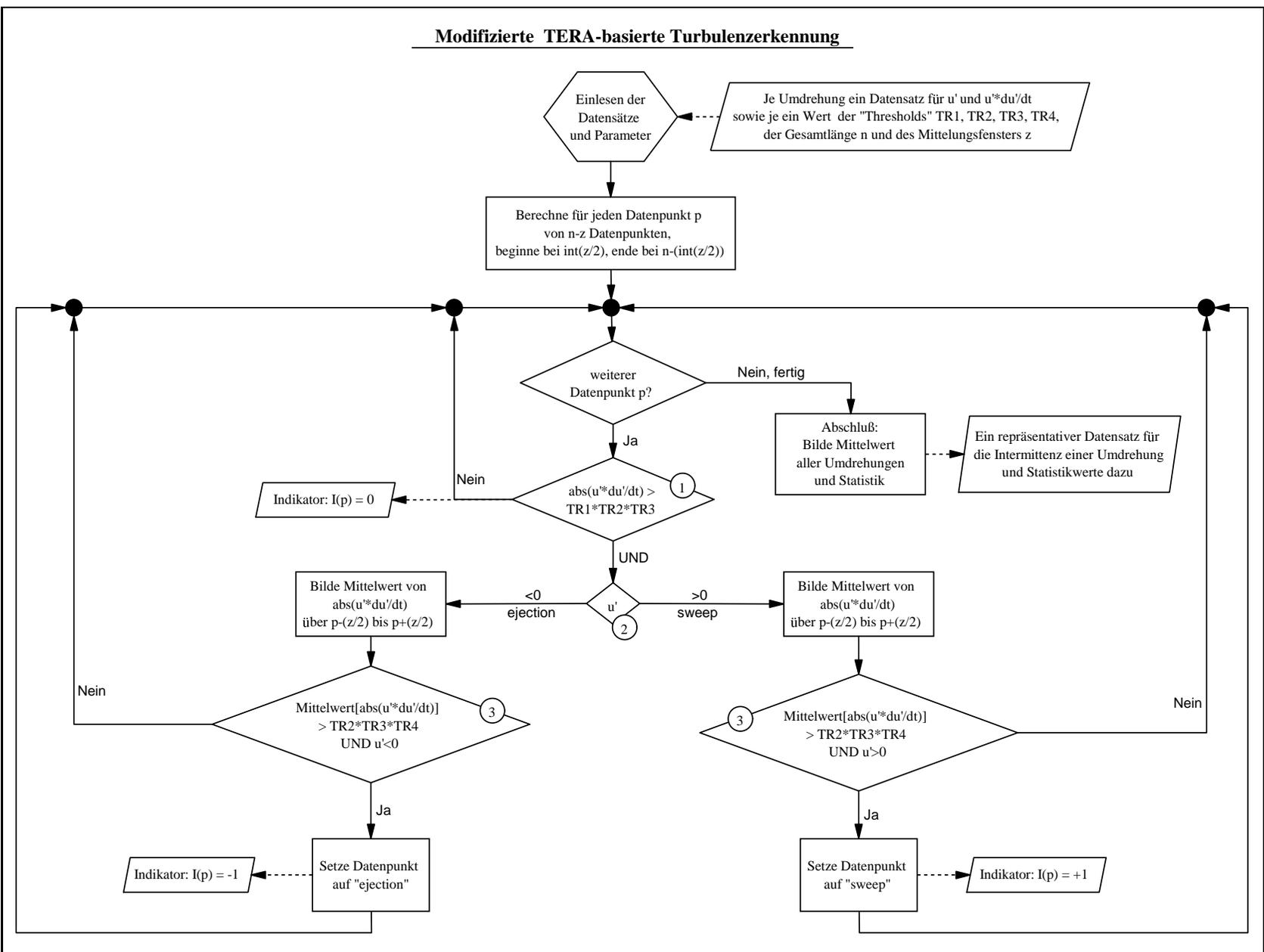


Abbildung 4.13: Algorithmus der Turbulenzerkennungsmethode dieser Arbeit. Detail zu Schritt (5) in Diagramm 4.11

5 Auswertungen und Ergebnisse

5.1 Ensemble-gemittelte Darstellungen der Strömungsparameter

Im Rahmen des DFG-Projektes “Ri375 / 14-1” wurde die freie Strömung in den Axialspalten in ähnlicher Weise wie bei Sentker (2000) vermessen. Durch die Ergebnisse der Arbeit lässt sich ein Bild der freien Strömung stromauf- und stromabwärts des Stators 1 darstellen. In den folgenden Abschnitten 5.1.1 und 5.1.2 werden auszugsweise die Ergebnisse aus dem Projekt “Ri375/14-1” für den Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze beschrieben. Die Ergebnisse zu diesem Betriebspunkt zeigen in der freien Strömung die am stärksten ausgeprägten Effekte. Für weitere Details sei auf den DFG-Bericht Griebel und Riess (2003) verwiesen.

5.1.1 Freie Strömung stromab des Rotors 1

Die Ansicht der Darstellungen der Splitfilmmessungen in der freien Strömung sind so gewählt, dass die Ergebnisse aus den Messungen nach dem Rotor im oberen rechten Bildbereich die Phänomene der Saugseite und im unteren linken Bildbereich Vorkommnisse der Druckseite eines Rotordurchlaufes widerspiegeln. Im Datenplot der absoluten Abströmungsgeschwindigkeit c und des absoluten Abströmwinkels α (Abbildung 5.2 und 5.3 auf Seite 43) ist das Nachlaufgebiet des Rotors durch die diagonale Struktur im Diagramm klar zu erkennen. Betrachtet man dazu die Darstellung der relativen Abströmungsgeschwindigkeit w des Rotors 1 (Abbildung 5.5) und die gemischten Schwankungsgrößen $c_m * c_c$ (Abbildung 5.8), welche mit der Sonde R57 gemessen wurden, zeigt sich für den angedrosselten Betriebspunkt, dass die Unterscheidungslinie für druck- und saugseitige Effekte etwa von der Zeitschritt-Skalenteilung 135 zur Marke des Umfangswinkels auf der x-Achse bei 4.25° gezogen werden kann. Die Mischgrößen $c_m * c_c$, welche für die Messebene der Sonde R57, also die Tangentialebene an den Umfang des Mittenschnittes gelten, zeigen hier einen Sprung von negativen zu positiven Werten, was quasi die Kernströmung des Rotornachlaufs charakterisiert, wo druckseitige und saugseitige Strömungen aufeinander treffen und sich das Schergebiet der Strömung ausbildet.

Die Potentialwirkung des Stators 1 wird in den Darstellungen der Absolutgeschwindigkeiten nach dem Rotor 1 in den Außenbereichen der Abbildung 5.2 sichtbar. Das Geschwindigkeitsdefizit zeigt sich auch sehr deutlich bei der Betrachtung der Relativabströmung des Rotors 1 in Abbildung 5.5. Im Umfangsbereich von etwa 2° bis 5° wird die Stauwirkung des Stators 1 als Zone niedrigerer Relativ-Strömungsgeschwindigkeiten und eines relativen Geschwindigkeitsdefizits von bis zu 12,8% gegenüber der freien Abströmung sichtbar.

In der Darstellung des absoluten Abströmwinkels Alpha (Abbildung 5.3) findet sich der Potentialeinfluss von Stator 1 in Form einer lokalen Winkelvergrößerung um teilweise bis zu -8° wieder. Läuft der Rotor 1 stromauf des Stators 1 an diesem vorbei, bewirkt die Zuströmung des Stators auf seiner Saugseite eine Erhöhung des absoluten Strömungswinkels Alpha. Gleichzeitig zeigt sich dies als Verringerung des relativen Abströmwinkels Beta (Abbildung 5.6).

Es zeigt sich, dass die freie Strömung zwischen den Rotorscheaufeln keine nennenswerten Erhöhungen der Schwankungen erfährt. Teilweise werden die Schwankungsgrößen in der freien Strömung sogar gedämpft. Dies liegt vermutlich daran, dass der Rotor dem Fluid absolut gesehen Energie

zuführt und eine Beschleunigung der Absolutströmung hervorruft, was einen relaminarisierenden Effekt zu haben scheint. Dies könnte auf eine Verformung der turbulenten Wirbelstrukturen in der freien Strömung zurückzuführen sein.

Bei Pope (2000) und Tennekes und Lumley (1999) wird dieses Phänomen "Vortex-Stretching"

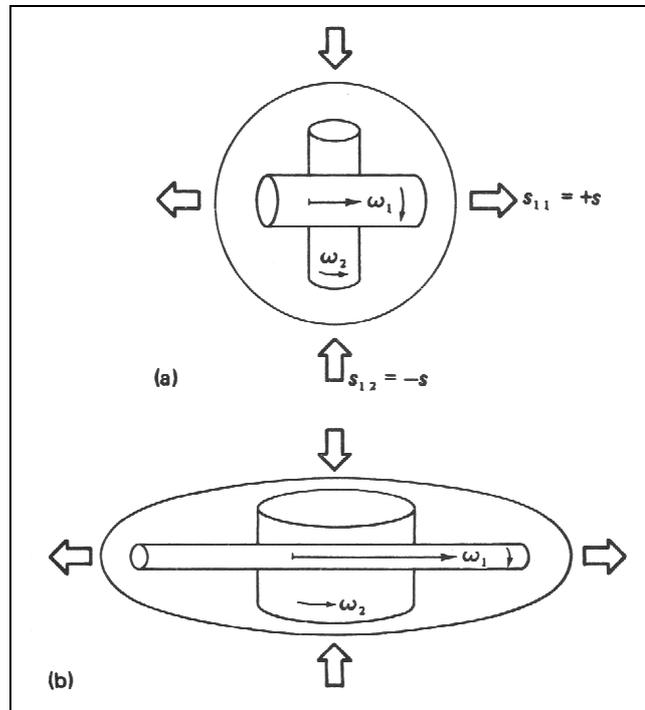


Abbildung 5.1: Schema zum Phänomen "Vortex-Stretching". Quelle: Tennekes und Lumley (1999)

genannt. Der Mechanismus ist in Abbildung 5.1 schematisch dargestellt. Wirbel, welche sich in einem zeitlich ungleichförmigen Strömungsfeld befinden, werden durch Scherspannungen in der Strömung gestaucht oder gedehnt. Je nach Ausrichtung des Wirbelvektors $\vec{\omega}$ wird dieser bei positiver Scherung s gedehnt (Abbildung 5.1, s_{11} , ω_1) bzw. bei negativer Scherspannung gestaucht (Abbildung 5.1, s_{12} , ω_2). Dies führt zu anisotrop verformten Strömungswirbeln. Mit Hilfe der Splitfilmsonden lassen sich diese indirekt durch unterschiedliche Beträge der Schwankungsgrößen in den verschiedenen Raumrichtungen nachweisen.

Von den Schwankungsgrößen erfährt die "Mainflow"-Komponente die größten Anstiege ihrer Werte innerhalb der Nachlaufdüse, während die "Crossflow-" und "Radialflow-"Komponenten relativ wenig ansteigen. Die Werte der Gammawinkel (Abbildung 5.4) zeigen, dass die Hauptströmung hier noch wenig dreidimensional ausgeprägt ist. Dadurch entstehen in der Abströmung des Rotorblattes im Wesentlichen Scherspannungen in Hauptströmungsrichtung und weniger in Quer- oder Radialströmungsrichtung. Bei Betrachtung der dreidimensionalen Darstellungen der Schwankungsgrößen, welche einen Radialanteil beinhalten (c_r^2 und $c_m * c_r$) fällt beim Umfangswinkel von etwa -2° eine schwache, aber deutlich sichtbare Spur erhöhter Werte auf, die vom Rotor zerteilt und auf der Saugseite schneller als auf der Druckseite durch den Rotor hindurch transportiert worden ist. Dieses Gebiet erhöhter Turbulenz stellt die Nachlaufdüse des Vorleitrades dar, welche beim Durchgang durch den Rotor 1 nicht nur zerteilt und saug- und druckseitig mit unterschiedlicher Geschwindigkeit axial weiter transportiert worden ist, sondern im Absolutsystem über sechs Grad in Umfangsrichtung in Drehrichtung des Rotors transportiert worden ist.

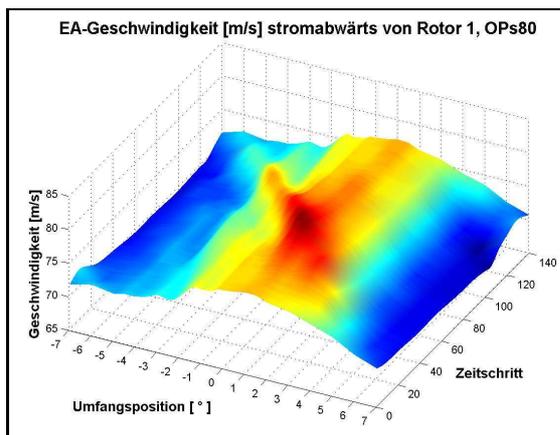


Abbildung 5.2: Ensemble-gemittelte Strömungsgeschwindigkeit c stromabwärts von Rotor 1, OPs80

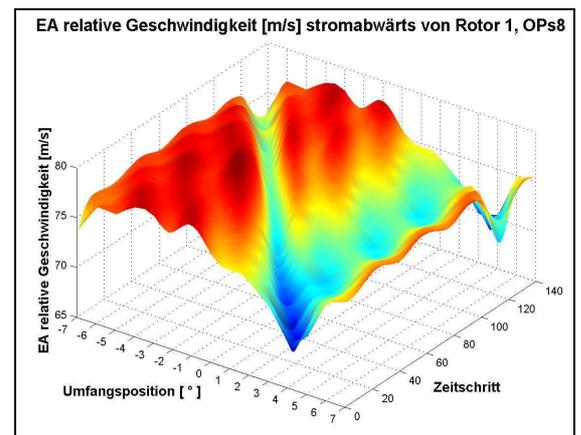


Abbildung 5.5: Ensemble-gemittelte relative Abströmgeschwindigkeit w von Rotor 1, OPs80, (gemessen mit R57)

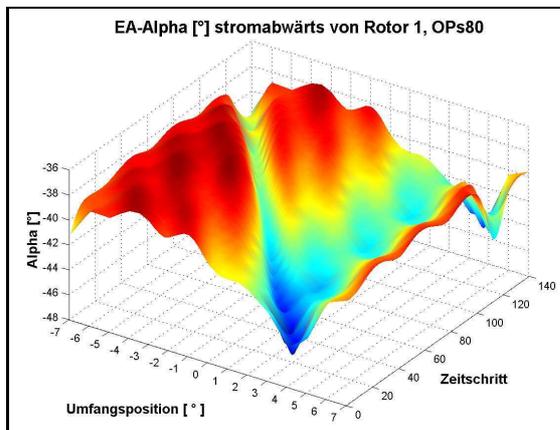


Abbildung 5.3: Ensemble-gemittelter Strömungswinkel α stromabwärts von Rotor 1, OPs80

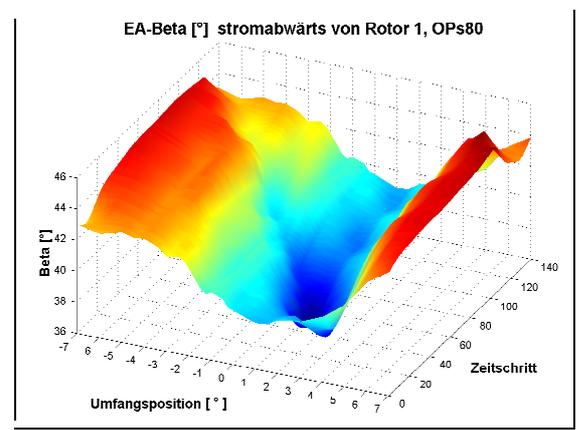


Abbildung 5.6: Ensemble-gemittelter relativer Abströmwinkel β von Rotor 1, OPs80

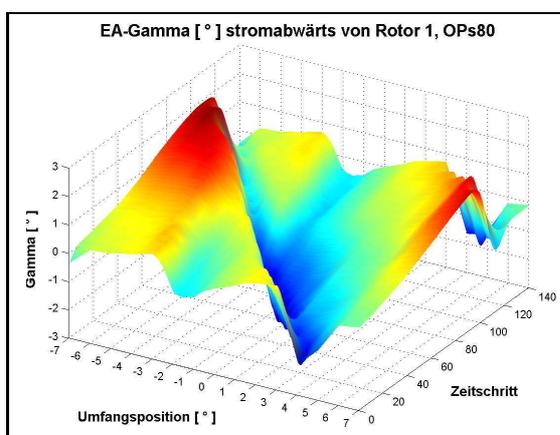


Abbildung 5.4: Ensemble-gemittelter Strömungswinkel γ stromabwärts von Rotor 1, OPs80

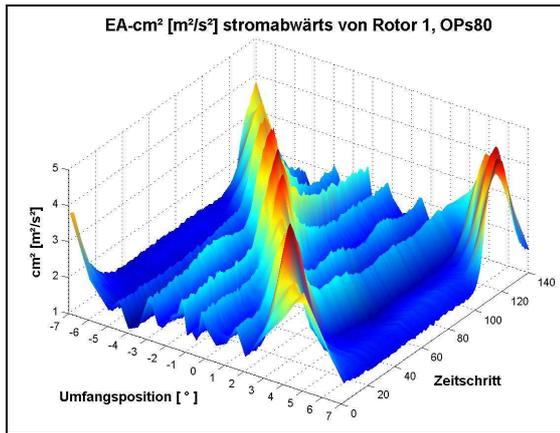


Abbildung 5.7: Ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung stromabwärts von Rotor 1, OPs80 (gemessen mit R57)

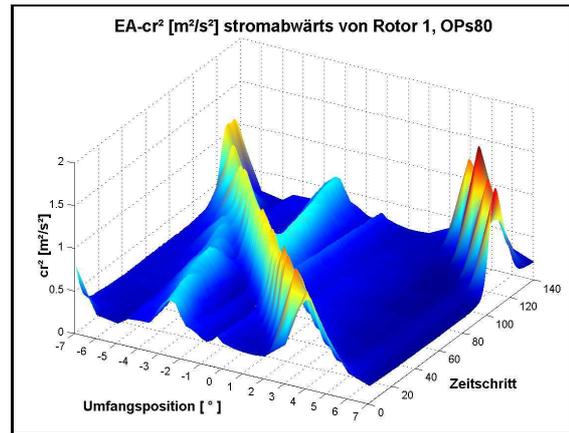


Abbildung 5.10: Ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in radialer Richtung stromabwärts von Rotor 1, OPs80

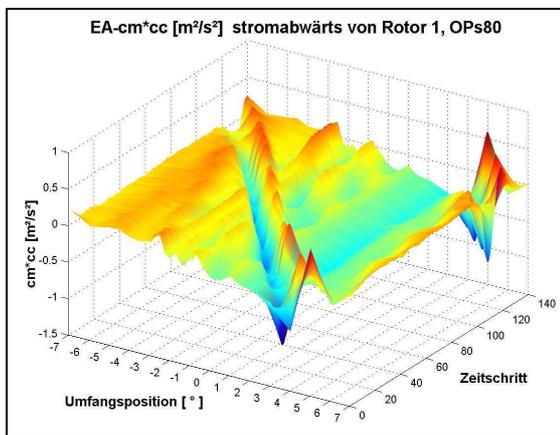


Abbildung 5.8: Produkt der ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung und quer dazu stromabwärts von Rotor 1, OPs80

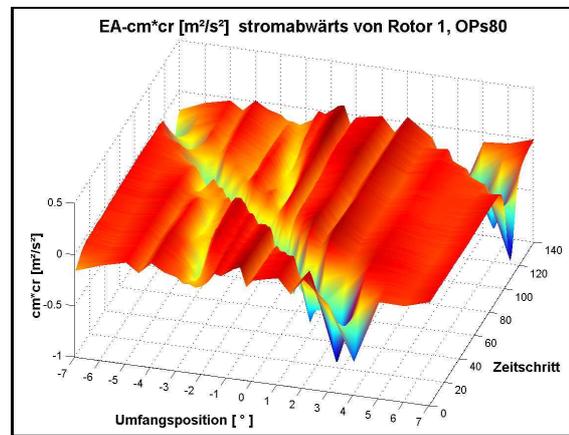


Abbildung 5.11: Produkt der ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung und in radialer Richtung stromabwärts von Rotor 1, OPs80

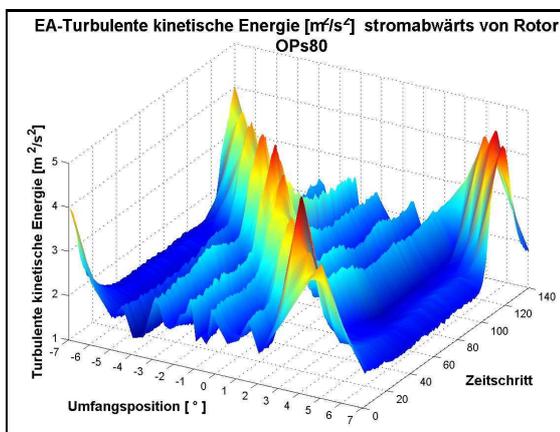


Abbildung 5.9: Ensemble-gemittelte turbulente kinetische Energie stromabwärts von Rotor 1, OPs80 (gemessen mit R57)

5.1.2 Freie Strömung stromab des Stators 1

Die Auswertungen der freien Nachlaufströmung des Stators 1 zeigen bei der Umfangsposition von -3° bis -4° die ortsfeste Nachlaufdelle einer Statorschaufel. Innerhalb der Nachlaufdelle sinkt die Geschwindigkeit um etwa 30% bezogen auf die freie Strömung ab. Dieser wesentliche Geschwindigkeitsverlust läßt sich aus der aerodynamischen Belastung der Statorschaufel ableiten. Außerdem erscheint die Nachlaufdelle des Stators breiter als die des Rotors, was auf eine dickere Grenzschicht oder lokale Ablösungen hindeutet. Auch dies läßt sich aus der aerodynamischen Belastung der Statorschaufel erklären. Hier findet auf dem hinteren Teil der Saugseite eine Strömungsverzögerung statt, um statischen Druck aufzubauen. Dies geht mit einer Aufdickung der Grenzschicht einher. Die Möglichkeit, dass der vermessenene Nachlauf des Stators 1 allein deswegen breiter als der des Rotors erscheinen könnte, weil der Stator möglicherweise eine dickere Metallhinterkante als der Rotor aufweist, kann nach manueller Vermessung der Rotor- und Statorhinterkanten ausgeschlossen werden.

Sowohl in den Geschwindigkeits- als auch in den Winkelauswertungen wird eine diagonal durch das Bild verlaufende Zone mit einer Geschwindigkeitsverringerng von etwa 9% bei den Messdaten der waagrecht liegenden Sonde R56 bzw. ca. 14% nach den Daten der Sonde R57 deutlich. Dies zeigt die Potentialwirkung des Rotors 2, welcher sich stromabwärts der Messstelle vorbei bewegt.

Nach Stator 1 zeigt der radiale Winkel γ der Strömung, dass der Strömung saugseitig der Statorschaufel eine Tendenz, zum Gehäuse zu strömen aufgeprägt wird, was im Nachlauf immer noch messbar ist (Umfangsposition $-3,5^\circ$). Dies läßt sich in Verbindung mit den Messdaten des Alphawinkel erklären: Der Alphawinkel wird durch die Potentialwirkung des nachfolgenden Rotors 2 in dessen Einflussbereich in Drehrichtung des Rotors lokal vergrößert. Dies wird bei Umfangswinkel -3 und Zeitschritt 80 besonders deutlich. Es ergibt sich durch den Einfluss des stromab laufenden Rotors 2 lokal eine Alphawinkelüberhöhung und ein stärkerer Drall, der in Verbindung mit der schnelleren Strömung und stärkeren Umlenkung im Nachlauf der Statorsaugseite zu einem stärkeren Drall bzw. zu einer Kraftkomponente auf das Fluid in Radialrichtung und damit zu einer Strömung in Richtung des Gehäuses führt. Auf der Druckseite der Statornachlaufdelle wird dies nicht so deutlich, da hier die Umlenkung des Profils und die Strömungsbeschleunigung im ersten Teil des Profils in Strömungsrichtung nicht so stark ist.

Das Niveau der Turbulenz steigt nach Stator 1 allgemein etwas an (Abbildung 5.17). Dies ist plausibel, da in den Statorkanälen Geschwindigkeitsenergie durch Verzögerung in statischen Druck umgewandelt wird. Dabei baut sich auf den Schaufeln eine Grenzschicht und damit eine Scherschicht auf, in welcher Turbulenz erzeugt wird. Beim Blick auf die Auswertungen der Schwankungsgrößen zeigt sich Folgendes:

Die Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung bewegen sich im freien Strömungsfeld bei etwa $1,5 \dots 2 \text{ m}^2/\text{s}^2$, die in Querrichtung bei ca. $0,5 \dots 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ und in radialer Richtung bei weniger als $0,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Global gesehen haben also die Reynoldsspannungen in Hauptströmungsrichtung den größten Anteil an den Strömungsschwankungen.

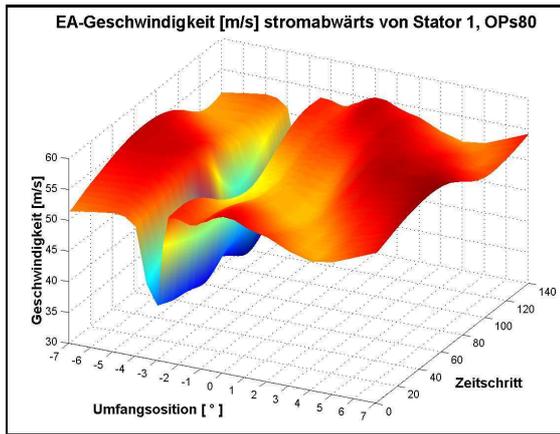


Abbildung 5.12: Ensemble-gemittelte Strömungsgeschwindigkeit c stromabwärts von Stator 1, OPs80

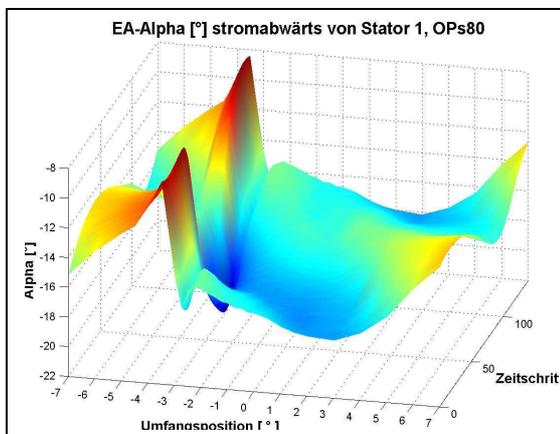


Abbildung 5.13: Ensemble-gemittelter Strömungswinkel α stromabwärts von Stator 1, OPs80

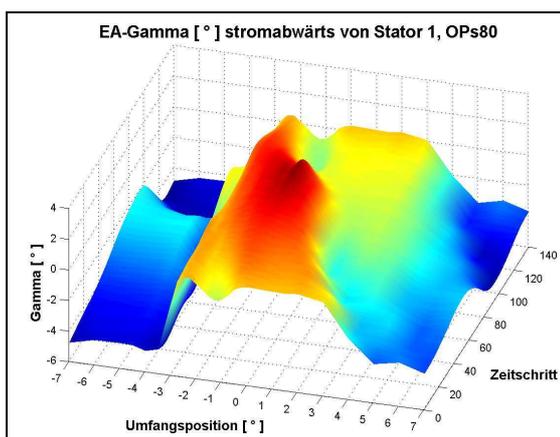


Abbildung 5.14: Ensemble-gemittelter Strömungswinkel γ stromabwärts von Stator 1, OPs80

Lokal in der Nachlaufdelle betrachtet lässt sich ablesen, dass der Anstieg der Schwankungsgrößen innerhalb des Statornachlaufs relativ gesehen für die Hauptströmungs- und Querströmungsrichtung mehr als 300% und in radialer Richtung sogar bis zu etwa 600% beträgt. Dies lässt darauf schließen, dass im wandnahen Bereich der Statorschaufel starke Scherspannungen auftreten. Der Plot der Schwankungsgrößen zeigt außerdem, dass der Gradient der Spannungen auf der Saugseite der Statorschaufel (linke Seite des Nachlaufgebietes) größer ist als auf der Druckseite (Abbildung 5.15). Dies geht mit der Feststellung einher, dass die Saugseite der Schaufel eine stärkere Strömungsumlenkung besitzt als die Druckseite und auf der Saugseite allgemein größere Scherspannungen innerhalb der Grenzschicht auftreten als auf der Druckseite.

Die Darstellung der turbulenten kinetischen Energie aus Hauptströmungs- und Radialströmungsanteilen in Abbildung 5.19 und die der radialen Schwankungsgrößen in Abbildung 5.18 zeigt sehr deutlich sowohl die Nachlaufdelle des Rotors 1, welche im Stator 1 zerteilt und saug- und druckseitig unterschiedlich schnell weiter transportiert wird. Außerdem ist in den Abbildungen die Nachlaufströmung des Vorleitrades sehr gut sichtbar. Es zieht sich in Form eines gekrümmten Bandes von ca. -1° Umfangsposition bei Zeitschritt 140 nach ca. 4° Umfangsposition bei Zeitschritt 1.

Besonders in der Abbildung der radialen Schwankungsgrößen c_r^2 lassen sich die Auswirkungen des Transportes der Nachlaufdelle des Vorleitrades durch den Rotor 1 hindurch erkennen: Man sieht in der Mitte eine Art Sprung im Verlauf der Spur.

Hier zeigt sich noch nach Stator 1, dass die Nachlaufdüse des Vorleitrades mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf der Saugseite und auf der Druckseite der Rotorscheufel weiter transportiert worden ist. Die Auswirkungen des Vorleitrades auf die Strömung sind also noch nach Stator 1 klar erkennbar. In der Darstellung der Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung (Abbildung 5.15) ist ein doppelter Peak festzustellen, welcher eine Unterscheidung der saugseitigen und druckseitigen Scherschicht möglich macht. Deutlich zu erkennen ist, dass die Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung saugseitig etwa doppelt so große Werte erreichen wie die auf der Druckseite. Hier zeigt sich, dass die saugseitige Grenzschicht einen wesentlich größeren Geschwindigkeitsgradienten überbrücken muss als die der Druckseite.

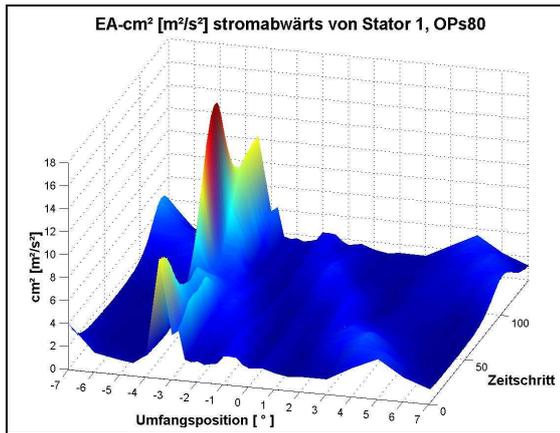


Abbildung 5.15: Ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung stromabwärts von Stator 1, OPs80 (gemessen mit R57)

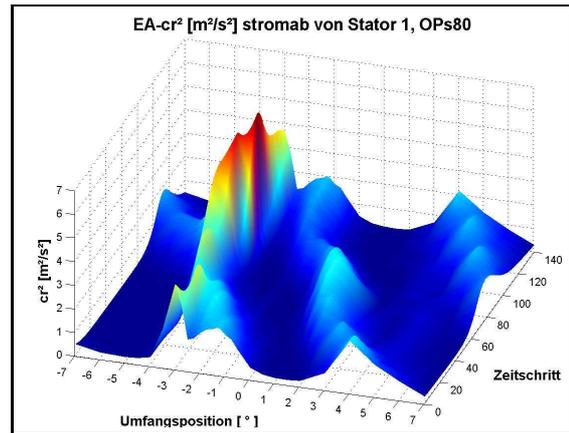


Abbildung 5.18: Ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in radialer Richtung stromabwärts von Stator 1, OPs80

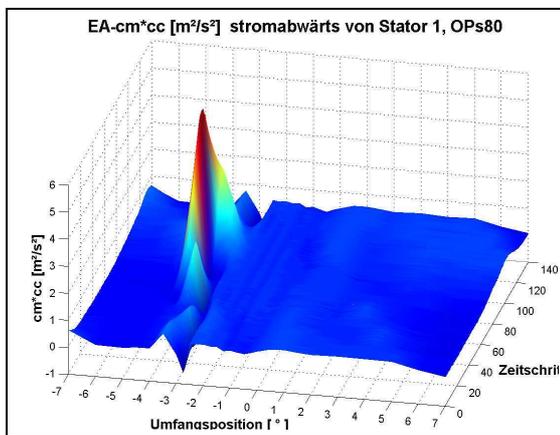


Abbildung 5.16: Produkt der ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung und quer dazu stromabwärts von Stator 1, OPs80

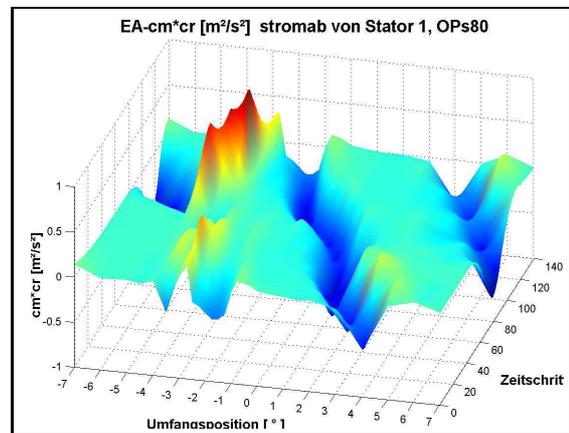


Abbildung 5.19: Produkt der ensemble-gemittelten Schwankungsgrößen in Hauptströmungsrichtung und in radialer Richtung stromabwärts von Stator 1, OPs80

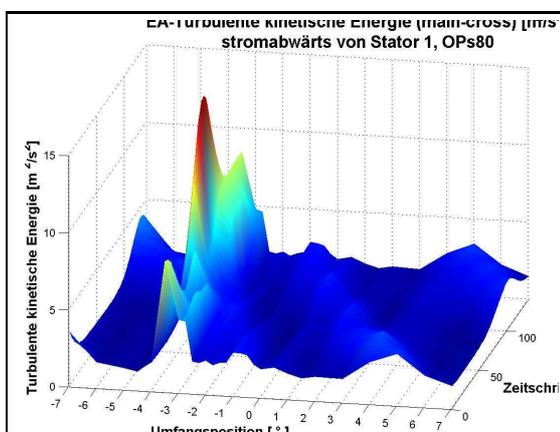


Abbildung 5.17: Ensemble-gemittelte turbulente kinetische Energie stromabwärts von Stator 1, OPs80 (gemessen mit R57)

5.1.3 Saugseitige Grenzschichtströmung des ersten Stators

Um einen ersten Eindruck über die Grenzschichtströmung der Statorschaufel des ersten Leitrades zu bekommen, wurden Messungen bei einer Samplingfrequenz von 50 kHz durchgeführt. Aus diesen Messungen konnten für den Betriebspunkt nahe der Schluckgrenze, nahe des besten Wirkungsgrades und nahe der Stabilitätsgrenze ensemble-gemittelte Darstellungen des zeitlichen Turbulenzanteiles der Grenzschichtströmung, der sog. “Intermittenz” γ , abgeschätzt werden. Die Intermittenz (engl. “intermittency”) ist der zeitliche Anteil einer Oberflächenströmung, z. B. einer Grenzschichtströmung, welcher als turbulent betrachtet werden kann.

Eine rein laminare Grenzschichtströmung hat die Intermittenz $\gamma = 0$ während eine volltur-

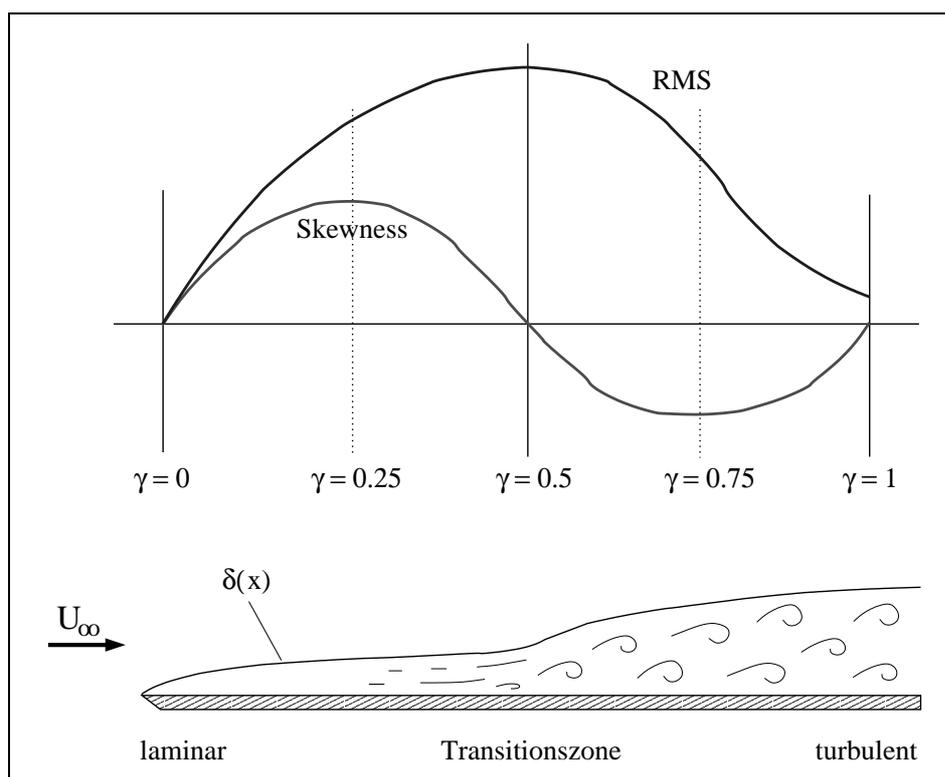


Abbildung 5.20: Schematischer Verlauf von Skewness- und RMS-Werten instationärer Messdaten der Grenzschichtströmung und die daraus ableitbare Intermittenz γ nach Mailach und Vogeler (2003)

bulente Grenzschichtströmung eine Intermittenz von $\gamma = 1$ besitzt. Malkiel und Mayle (1996) stellen eine Beziehung zwischen der Strömungsgeschwindigkeit und der Intermittenz her, indem sie von lokal unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten in laminaren und turbulenten Strömungsgebieten ausgehen. Halstead et al. (1997a), Halstead et al. (1997b) und Mailach und Vogeler (2003) beschreiben eine Methode, um die Intermittenz einer Grenzschichtströmung aus instationären Messungen der Wandschubspannung abzuschätzen, wie folgt:

Betrachtet werden die Quasi-Wandschubspannung, die ensemble-gemittelte Skewness und der dazugehörige RMS-Wert. Dann folgt, dass bei einer Skewness von Null und sehr kleinen RMS-Werten die Strömung als laminar angesehen werden kann. Während der ensemble-gemittelte RMS-Wert steigt, erreicht die Skewness bei einer Intermittenz von $\gamma = 0.25$ ein lokales positives Maximum. Bei statistisch gesehen gleichen zeitlichen Anteilen von laminarer und turbulenter Strömung, also einer Intermittenz von $\gamma = 0.5$, durchläuft die Skewness wieder eine Nullstelle, während die quadratische Standardabweichung ihren Maximalwert erreicht.

Wenn die turbulenten Anteile der Grenzschichtströmung weiter zunehmen, zeigt die Skewness negative Werte, während die quadratische Standardabweichung wieder sinkt. Für eine Intermittenz, bei der die turbulenten Strömungsanteile drei Viertel der Zeit einnehmen ($\gamma = 0.75$), sinken die RMS-Werte weiter und die Skewness erreicht ein betragsmäßiges lokales Maximum im negativen Wertebereich. Bei vollturbulenter Strömung steigt die Skewness wieder gegen Null an, während die RMS-Werte immer kleinere Beträge annehmen. Die beschriebene Auswertung ist in Abbildung 5.20 schematisch dargestellt.

Die Abbildungen 5.21 bis 5.23 zeigen Messergebnisse der Heissfilmsensoren h06, h10, h15, h17, h19, h21, h23, h25, h27, h29, h30, h32, h33 und h39. Die gemessenen CTA-Spannungen wurden nach dem Prinzip der Gleichung C.1 auf Seite 110 korrigiert, um der Temperaturdifferenz zwischen Ruhezustand und den Versuchsbedingungen Rechnung zu tragen. Dazu wurden in Gleichung C.1 eingesetzt:

$$\theta_{kal} = \text{Ruhetemperatur}$$

$$\theta_{heiz} = \text{Ruhetemperatur} + 60^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mess} = \text{Temperatur während der Messung}$$

Der Druckkorrekturterm der Gleichung C.1 wurde für diese Auswertung vernachlässigt, da eine Messung des Druckes auf der Schaufeloberfläche einerseits nicht möglich war, andererseits der Fehler zu maximal 1% abgeschätzt wurde.

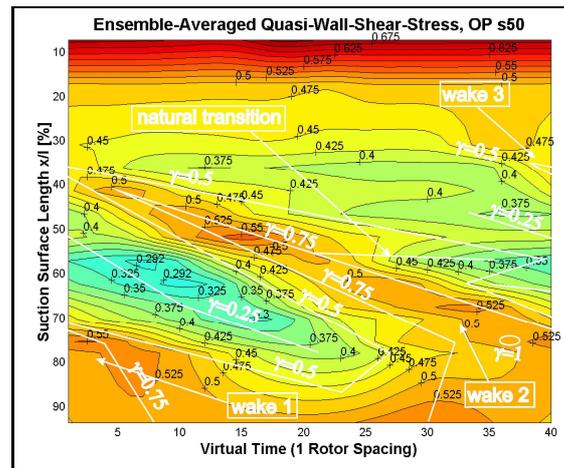


Abbildung 5.21: Ensemble-gemittelte Quasi-Wandschubspannung, OPs50

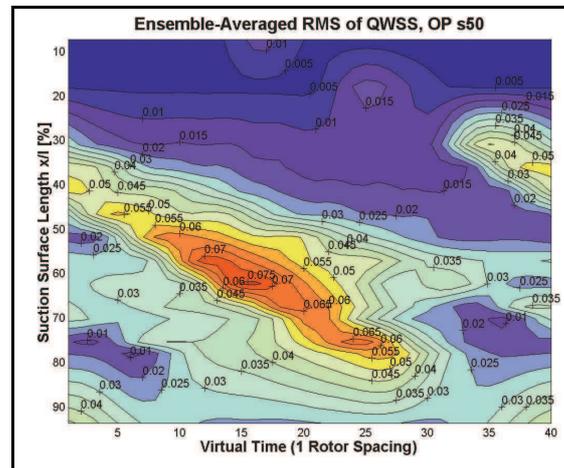


Abbildung 5.22: Ensemble-gemittelte RMS, OPs50

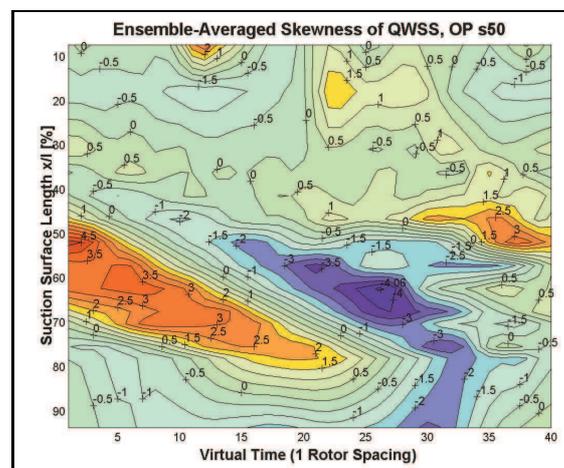


Abbildung 5.23: Ensemble-gemittelte Skewness, OPs50

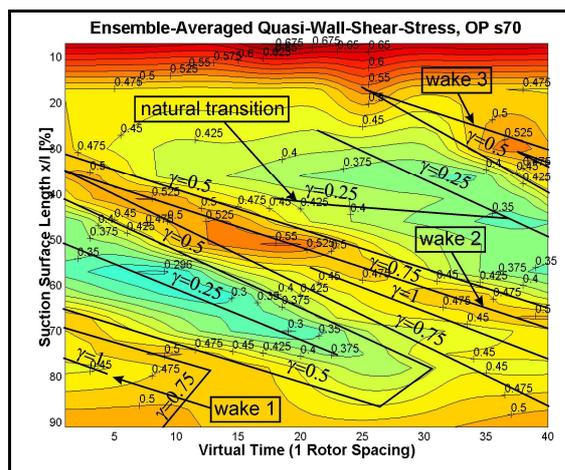


Abbildung 5.24: Ensemble-gemittelte Quasi-Wandschubspannung, OPs70

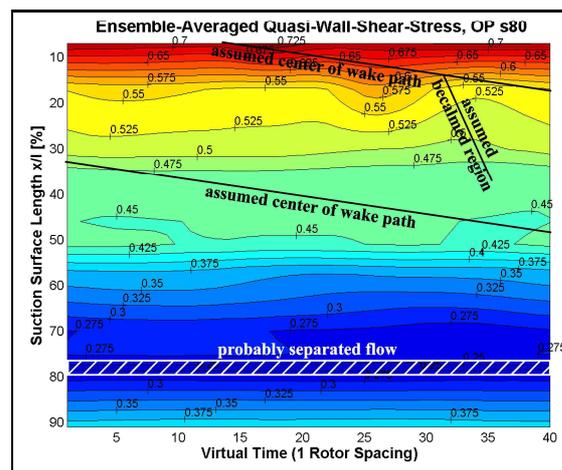


Abbildung 5.27: Ensemble-gemittelte Quasi-Wandschubspannung, OPs80

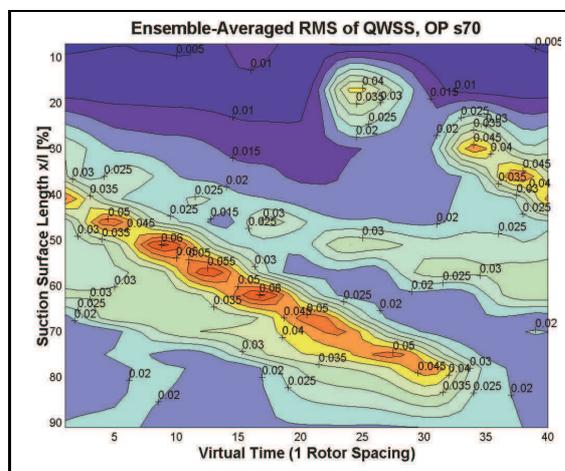


Abbildung 5.25: Ensemble-gemittelte RMS, OPs70

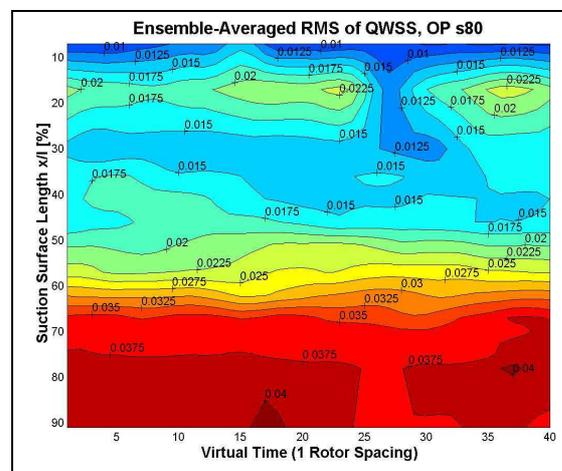


Abbildung 5.28: Ensemble-gemittelte RMS, OPs80

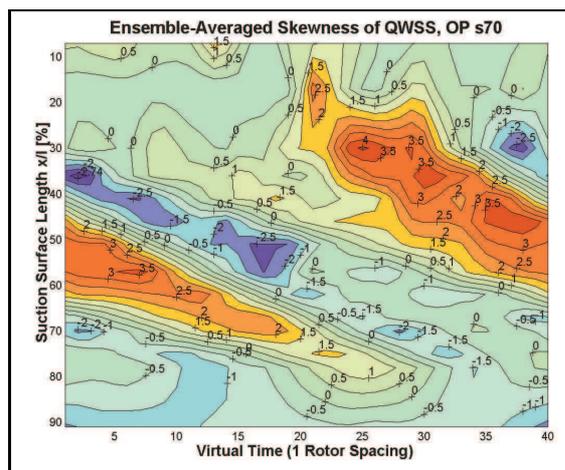


Abbildung 5.26: Ensemble-gemittelte Skewness, OPs70

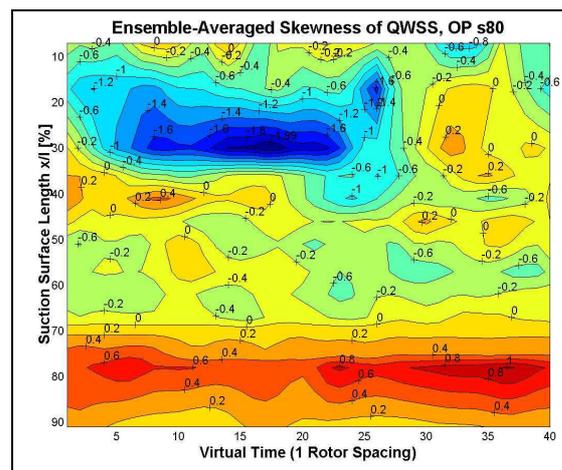


Abbildung 5.29: Ensemble-gemittelte Skewness, OPs80

Danach wurden die korrigierten CTA-Spannungen nach Gleichung 3.2 auf Seite 13 in die in-stationäre Quasi-Wandschubspannung umgerechnet. Jede dieser Datenreihen wurde nach der Ensemble-Averaging-Methode (Abschnitt 4.2, Gleichung 4.1, Seite 20) umgerechnet. Nun erhielt man ensemble-gemittelte Werte der Quasi-Wandschubspannung, welche genau für den Zeitabschnitt einer Rotorteilung repräsentativ sind. Aus den 14 einzelnen Datenreihen der o. g. Heissfilmsensoren wurde Abbildung 5.21 gebildet. Nach den Gleichungen 4.5 und 4.6 (Seite 21) wurden analog die Abbildungen 5.22 und 5.23 erstellt.

Nach der oben beschriebenen Methode (insbesondere nach Mailach und Vogeler (2003)) wurde aus den ensemble-gemittelten Messdaten und den dazu gehörigen Statistiken (Plots zu RMS-Werten und Skewness) ein vereinfachtes allgemeines Schema der saugseitigen Grenzschichtentwicklung für die Schaufel des Stators 1 entwickelt. Ein schematisches Isolinienfeld der Intermittenz wurde der Quasi-Wandschubspannung in Abbildung 5.21, 5.24 und 5.27 überlagert (siehe auch Griebel und Seume (2005a) und Griebel und Seume (2005b)).

Für den Betriebspunkt nahe der Schluckgrenze wird sichtbar, dass die Statorschaufel über die ersten 30% der Lauflänge hauptsächlich laminar überströmt wird. In diesem Gebiet liegt die Intermittenz bei $\gamma \leq 0.5$. Stromabwärts bis zu einer Lauflänge von $x/l \approx 85\%$ herrscht auf der Schaufelaußenseite ein oszillierendes Gebiet, welches abwechselnd von Rotornachläufen mit hohen Turbulenzanteilen von 75% und laminarem Strömungsregime überstrichen wird. Erst ab einer Lauflänge von über 85% herrscht turbulente Strömung vor. Bei der Profillänge von $x/l \approx 55\%$ zeigen die Auswertungen eine nahezu zeitlich konstante Strömungserscheinung, welche auf ein Gebiet natürlicher Transition zurückschließen lässt. Diese Zone wird kaum von einem Nachlaufgebiet beeinflusst und scheint eine Charakteristik des Schaufelprofils zu sein, welche die natürliche Transitionszone der Profilgeometrie beschreibt, die man in einer ungestörten Strömung z. B. in einem Windkanal finden könnte. Halstead et al. (1997b) bezeichnen diese Zone als "Transition zwischen den Nachläufen".

Die Strömung bei gutem aerodynamischen Wirkungsgrad (Abbildung 5.24) zeigt prinzipiell ähnliche Eigenschaften wie die oben beschriebene. Hier hat sich die Zone natürlicher Transition zwischen den Rotornachläufen um etwa 15% der Profillänge zur Vorderkante stromaufwärts verschoben, was sich mit der Vorstellung deckt, dass das Profil in diesem Betriebspunkt druckseitiger angeströmt wird und damit eher turbulente Erscheinungen zeigt.

Die ensemble-gemittelten Daten für den Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze zeigen keine klaren Strömungsphänomene. Dies ist dadurch erklärbar, dass die allgemeinen Strömungsschwankungen in diesem Betriebspunkt so stark sind, dass sich keine einzelnen Nachläufe mehr in den Heissfilmdaten erkennen lassen. Bei $x/l \approx 75\text{...}80\%$ zeigen die Quasi-Wandschubspannungen extrem kleine Werte, welche zum Ende der Schaufel wieder ansteigen. Hier liegt die Vermutung nahe, dass sich hier entweder eine lokal begrenzte Strömungsablösung mit Wiederanlegen, viel wahrscheinlicher jedoch ein Stagnations- und Rückströmungsgebiet auf der Statoroberfläche befindet.

5.1.4 Effekte manipulierter Rotorschaufeln

Als ersten Ansatz zur Lösungsfindung der Zuordnung stromaufwärts erzeugter Ursachen und stromabwärts generierter Effekte zu Phänomenen auf der Statorschaufel wurden je Rotor zwei Schaufeln geometrisch verändert. Im Rotor 1 wurden zwei Schaufeln mit Strömungshindernissen im Hinterkantenbereich ausgerüstet. Zwei um 90° versetzte Schaufeln des Rotors 2 erhielten stark vergrößerte Vorderkanten (siehe Abschnitt 2.3 und Abbildung 2.4 auf Seite 8). Diese Umrüstungen führten dazu, dass die Schaufel 15 aus dem ersten Rotor eine stark verminderte Umlenkung mit extremem Strömungsabriss besaß und die Schaufel 30 aus dem ersten Rotor eine extrem verbreiterte Nachlaufdelle und erhöhte Umlenkung erhielt (Abbildungen 2.4 und 2.5 auf den Seiten 8 und 9). Die resultierende Strömung ist für den Betriebspunkt

bei gutem Wirkungsgrad und nahe der Stabilitätsgrenze in den Abbildungen 5.30 bis 5.35 in Form ensemble gemittelter Messdaten dargestellt. Alle Plots zeigen exakt eine ensemble gemittelte Rotorumdrehung, so dass eine eindeutige Zuordnung der Strömungsphänomene zu den jeweils manipulierten Rotorscheaufeln ursächlich zugeordnet werden kann. Um einen direkten Vergleich der verschiedenen Kurven zu ermöglichen, wurden die Plots der unterschiedlichen Sensordaten manuell in zeitlicher Richtung so verschoben, dass alle Messdaten eine Position repräsentieren, wie sie an der Umfangsposition der Heissfilmschaufel zu erwarten ist. Es entsteht auf diese Weise eine Pseudo-Darstellung, die alle Messdaten an einem Umfangsort wiedergibt. Die Abbildungen 5.32 bis 5.35 sind der Veröffentlichung von Griebel und Seume (2005b) entnommen worden.

5.1.4.1 Manipulierte Nachläufe des Rotors 1

Zum besseren Verständnis der Abströmverhältnisse der manipulierten Rotorscheaufeln wurden die Messdaten der Splitfilmsonde, welche im Axialspalt zwischen Rotor 1 und Stator 1 positioniert war (siehe Skizze A.2 auf Seite 104), mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors in relative Abströmdaten der Rotorscheufel überführt.

In Abbildung 5.30 und 5.31 läßt sich im Zeitabschnitt zwischen 0,95 und 0,01 der nachfolgenden Umdrehung klar erkennen, dass die Rotorscheufel 15 einen starken Strömungsabriß an der Hinterkante mit der Folge einer stark verzögerten Geschwindigkeit innerhalb der Nachlaufdelle aufweist und dass ihre Umlenkung durch das Kunststoffröhrchen auf ihrer Hinterkante stark vermindert wird. Diese Nachlaufstörung erzeugt starke Turbulenzen in der Strömung, was in Abbildung 5.33 und 5.35 in Form der stark erhöhten RMS-Werte erkennbar ist. Des Weiteren ist diese Nachlaufdelle mit starken Druckverlusten verbunden, die in den Messdaten des Totaldrucks der freien Strömung stromab des Rotors 1 und an den Wanddrücken stromabwärts des Rotors zu sehen ist. Der Wanddruck und auch der statische Profildruck fallen zunächst im Nachlauf der Schaufel 15 ab, um dann in der darauffolgenden Rotorkanalabströmung anzusteigen, was hier durch die Massenstromverlagerung in den in Rotationsrichtung nächsten Kanal zu erklären ist.

Die Abströmung der Rotorscheufel 30 ist das analoge Gegenteil zur oben beschriebenen: Hier ist das Strömungshindernis auf der Druckseite im Hinterkantenbereich angebracht worden, was zu einer stärkeren Umlenkung und einer extrem verbreiterten Nachlaufdelle führt. In Abbildung 5.30 und 5.31 wird dies im Zeitabschnitt zwischen 0,45 und 0,5 Rotorumdrehungen sichtbar. Die verstärkte Umlenkung der einzelnen Schaufel führt zu einer zusätzlichen Beschleunigung der Strömung in Umfangsrichtung, was an der Drucksonde in der freien Strömung in Form eines erhöhten Totaldruckes messbar wird (Abbildung 5.32 und 5.34). Der Gehäusewanddruck zeigt zunächst eine Drucküberhöhung und danach einen lokalen Druckabfall, der einerseits durch die starke Umlenkung und Beschleunigung in Umfangsrichtung und andererseits durch einen saugseitigen Strömungsabriß und eine Massenstromverlagerung in den Schaufelkanal der Schaufel 30 zu erklären ist. Die beschleunigte Abströmung dieser Rotorscheufel 30 erzeugt auf der stromabwärts folgenden Statorsaugseite eine beschleunigte Strömung und dadurch eine lokal überhöhte Wandschubspannung, welche sich auf der Saugseite fortpflanzt und im Hinterkantenbereich der Statorschaufel durch starke turbulente Überlagerungen in der ensemble gemittelten Darstellung scheinbar verschwindet.

Im angedrosselten Betriebspunkt ist das gesamte Turbulenzniveau der saugseitigen Statorströmung schon so hoch, dass die ausgewerteten Plots der Quasi-Wandschubspannung (Abbildung 5.34) ab dem Heissfilmsensor h25 und stromabwärts keinen gleichförmigen Grenzschichtverlauf mehr zeigen. Vielmehr sind die Messwerte so stark durch Turbulenzen und durch mögliche lokale Oberflächenströmungsphänomene (lokale Ablösung) beeinflusst, dass einzelne Rotordurchläufe im Rohsignal nur noch schwer zu erkennen sind und die ensemble gemittelte

Darstellung der Quasi-Wandschubspannung in Abbildung 5.34 für h25, h31 und h37 Schubspannungswerteverläufe wiedergibt, die scheinbar lang dauernde globale Niveauschwankungen aufweisen (eine globale lange Signalwelle über die ganze Rotorumdrehung). Dieses Phänomen wird hier als Phänomen der Auswertungsmethode und nicht als reales physikalisches Phänomen bewertet, weil die Rohsignale insgesamt und über die ganze Zeit starken Signalschwankungen unterliegen.

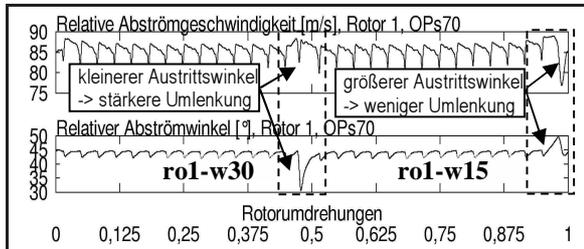


Abbildung 5.30: Ensemble-gemittelte Abströmung von Rotor 1 bei gutem Wirkungsgrad

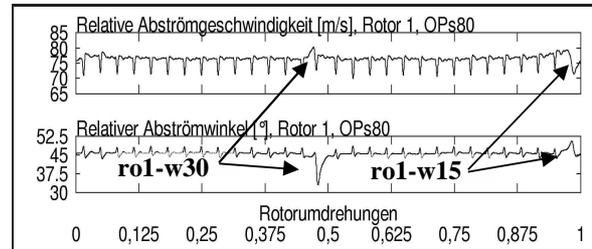


Abbildung 5.31: Ensemble-gemittelte Abströmung von Rotor 1 an der Stabilitätsgrenze

5.1.4.2 Potentialwirkung des Rotors 2

Prinzipiell wurde die Potentialwirkung eines Körpers in der Strömung schon von vielen Autoren messtechnisch nachgewiesen. Der Potentialeffekt der Rotorscheaufeln im NGAV wird schon in den Arbeiten von Sentker (2000) und Griebel und Riess (2003) beschrieben. Auszüge daraus werden in Abschnitt 5.1.1 und 5.1.2 dieser Arbeit wiedergegeben. Anhand der Auswertungen der Messdaten der hier vorliegenden Arbeit wird die Potentialwirkung der Rotorscheaufeln klar sichtbar: Die Datenplots der Splitfilmsonde, welche stromabwärts des Stators 1 positioniert war, zeigen auf den Abbildungen 5.32 und 5.34 eine sinusförmige Wellenstruktur. Diese Welligkeit des Signals kann nur entweder von den Nachläufen des Rotors 1, welche den Stator 1 bereits passiert haben, herrühren oder aber von den Druckfeldern der rotierenden Schaufeln des zweiten Rotors verursacht werden. Die Tatsache, dass die Nachläufe der Rotorscheaufeln 15 und 30 aus dem ersten Rotor, wie sie in Abbildung 5.32 und 5.34 markiert sind, eindeutig ungleiche und disharmonische Verformungen der Wellenstruktur des Splitfilmsignals verursachen, dagegen jedoch an den erwarteten Positionen der zwei manipulierten Schaufeln 08 und 23 des Rotors 2 nahezu perfekt eingefügte Veränderungen der Kurvenzüge auftreten, beweist, dass die allgemeine Welligkeitsstruktur der Splitfilmdaten stromabwärts des Stators 1 von der Potentialwirkung der Rotor-2-Schaufeln 08 und 23 herrühren muss. Über ähnliche Beobachtungen wurde für die axiale Position zwischen dem Vorleitrad und dem ersten Rotor, wo also keine anderen Phänomene außer der Potentialwirkung des Rotors als Ursache herangezogen werden können, von Griebel und Riess (2003) berichtet. Man erkennt in den Plots der Splitfilmdaten stromabwärts von Stator 1, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Moment des Vorbeilaufes der Schaufeln 08 und 23 in den Zeitabschnitten 0,17...0,26 und 0,67...0,76 stark absinkt, was durch die Blockagewirkung der verdickten Vorderkanten der Schaufeln 08 und 23 hervorgerufen wird. Der Strömungswinkel α der Abströmung des Stators 1 wird in diesem Bereich tendenziell stärker in negative Richtung abgelenkt und erfährt zum Zeitpunkt des Schaufeldurchlaufes 08 und 23 einen starken Unterschwinger, was eine Winkeländerung in Umfangsrichtung bedeutet (vgl. Winkeldefinitionen auf Abbildung 2.7, Seite 10). Die verstärkte Potentialwirkung der Rotor-2-Schaufeln 08 und 23 drückt die Strömung quasi mit der Drehrichtung des Rotors vor sich her in Umfangsrichtung. Gleichzeitig erzeugt die Strömungsverzögerung dieser veränderten Schaufeln 08 und 23 einen lokalen Anstieg des statischen Druckes an der Gehäusewand, was in

Abbildung 5.32 und 5.34 ebenfalls markiert ist und besonders im angedrosselten Betriebspunkt gut sichtbar wird.

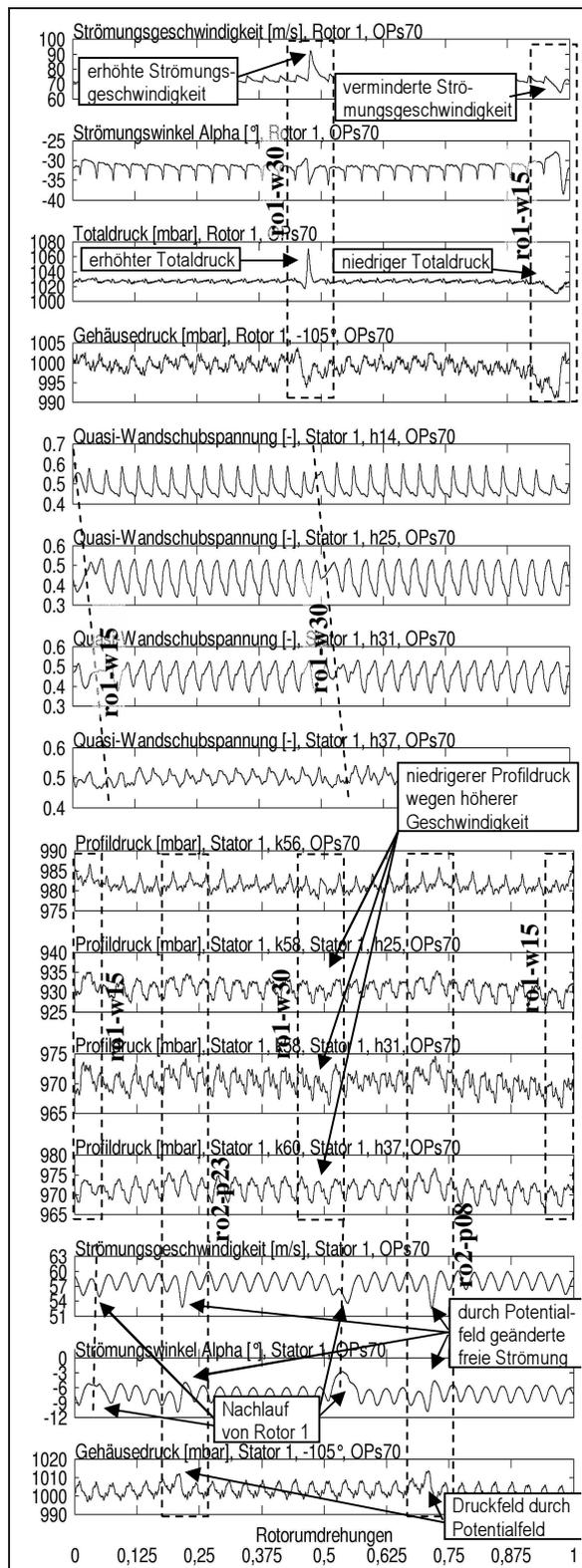


Abbildung 5.32: Ensemble-gemittelte Strömungsdaten um den Stator 1 bei gutem Wirkungsgrad

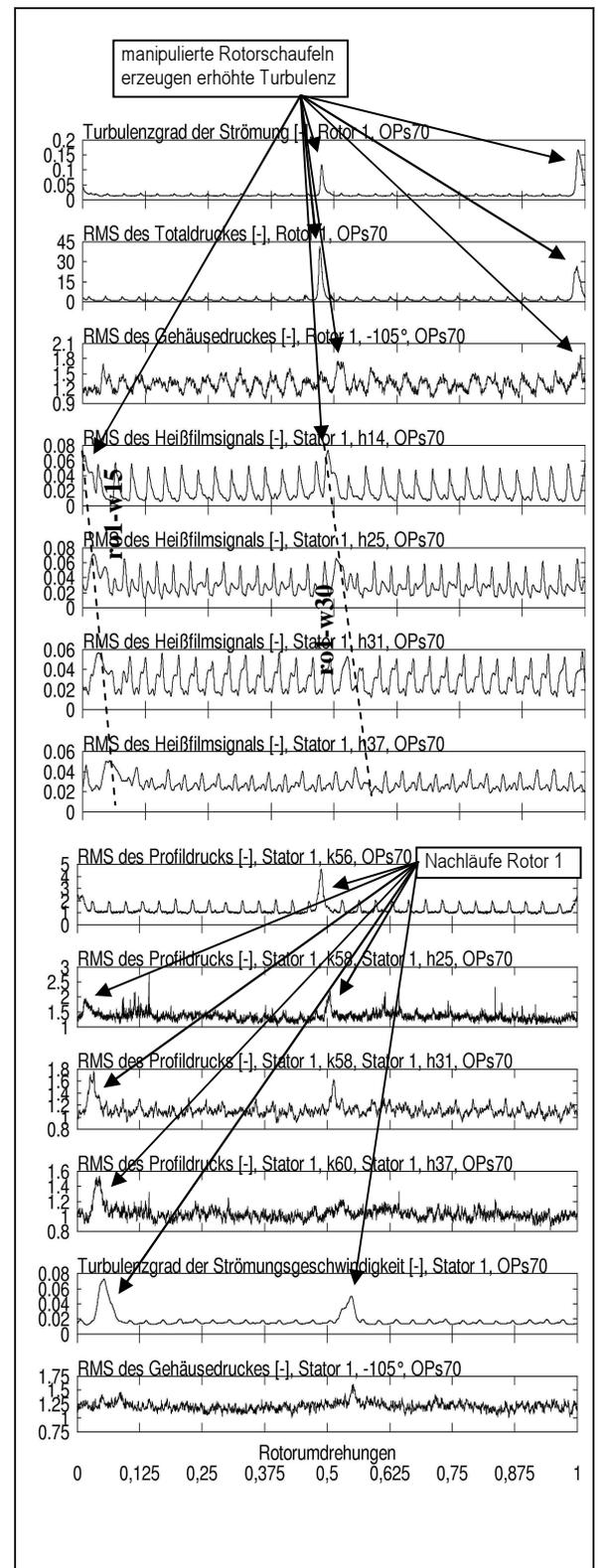


Abbildung 5.33: Ensemble-gemittelte RMS-Verläufe der Messdaten um den Stator 1 bei gutem Wirkungsgrad

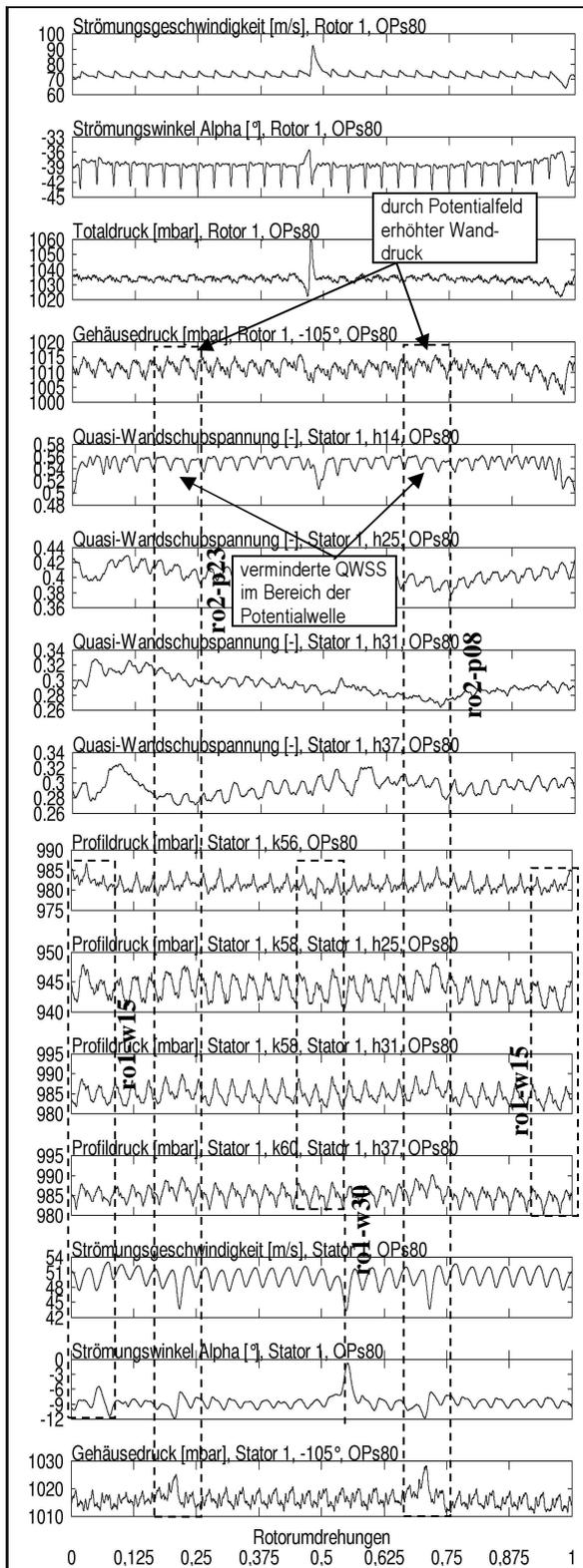


Abbildung 5.34: Ensemble-gemittelte Strömungsdaten um den Stator 1 an der Stabilitätsgrenze

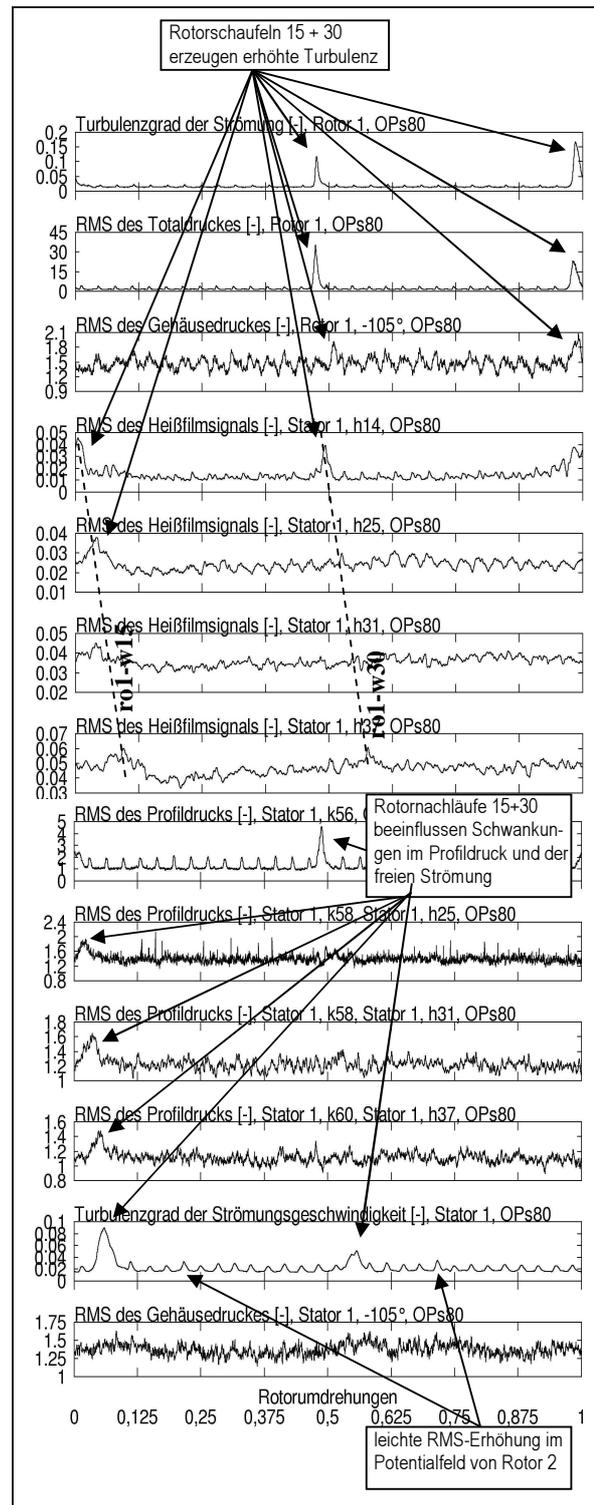


Abbildung 5.35: Ensemble-gemittelte RMS-Verläufe der Messdaten um den Stator 1 an der Stabilitätsgrenze

5.2 FFT-Analysen

Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse der FFT-Analysen unterschiedlicher Sensoren bzw. unterschiedlicher Messdaten zu den verschiedenen Betriebspunkten dieser Arbeit aufgeführt. Zur leichteren Orientierung bzw. zur Vorstellung der Sensorpositionen auf dem Stator sei auf Abbildung 3.3 auf Seite 14 verwiesen. Die Gesamtübersicht der Geometrie des Versuchsverdichters mit den Sondenpositionen ist in Kapitel 2 bzw. im Anhang A ab Seite 103 abgedruckt.

5.2.1 Spektrum der originalen Maschinenkonfiguration

Die Abbildungen 5.38 bis 5.40 zeigen FFT-Analysen der Signale von vier ausgewählten Heissfilmsensoren und der Drucksensoren der beiden instrumentierten Statorschaufeln des Stators 1 in komplett logarithmischer Auftragung. Einer im Diagramm scheinbar kleinen Amplitudenänderung liegt also in Wirklichkeit eine große Änderung des Energieinhalts der jeweiligen Frequenz zugrunde. Durch die logarithmische Auftragung treten manche Vergleichsergebnisse besser hervor. Besondere Merkmale der Spektren sind mit kleinen Pfeilen im Diagramm markiert und werden im Text erläutert. Die abgebildeten Ergebnisse wurden aus Messungen der dritten Messkampagne mit den Schaufeln im Originalzustand bei einer Samplingrate von 200 kHz gewonnen. Das bedeutet, dass diese Abbildungen im aerodynamischen Sinne den Normalbetrieb des Verdichters bei einer Überdrehzahl von knapp 1,7% gegenüber der Nenndrehzahl wiedergeben. Es sind für einen Sensor jeweils Auswertungen aller drei Betriebspunkte dargestellt.

Im Anhang D sind dieselben Ergebnisse mit linearer Frequenzachse auf den Diagrammen D.1 bis D.8 ab Seite 127 abgedruckt. Außerdem sind in den Abbildungen D.9 bis D.12 FFT-Analysen für je einen Wanddrucksensor nach Rotor 1 und einen nach Stator 1 sowie für die beiden Splitfilmsonden beigefügt. Die Ordinate der Diagramme ist dabei in logarithmischer Teilung dargestellt.

Alle Spektren besitzen die vorherrschende Frequenz der Rotorschaufel-Wechselfrequenz von etwa 1,5 kHz und deren harmonische Oberwellen. Es fällt auf, dass die Oberwellen der Schaufelwechselfrequenz bei den Signalen der Heissfilme im Vergleich zu den Drucksignalen mit zunehmender Frequenz wesentlich schneller an Energie verlieren. Außerdem verlieren die Peaks der Heissfilmsignale für die Harmonischen der Schaufelwechselfrequenz mit zunehmender Frequenz um so stärker an Intensität, je stärker die turbulenten Strömungsanteile der Grenzschichtströmung auf dem Stator sind. Dies wird bei der Betrachtung aller abgebildeten Heissfilmsignalspektren für den angedrosselten Betriebspunkt OPs80 deutlich. Dem Messsignal werden bei angedrosseltem Betrieb vermehrt stochastische turbulente Strömungsanteile in Form von Rauschen überlagert und die klare Erkennung der Schaufelwechselfrequenz wird behindert. Für diesen Betriebspunkt (OPs80) ist im Spektrum des Sensors h25 ($x/l = 57,1\%$) nur noch die Schaufelwechselfrequenz ohne Oberwellen deutlich zu sehen, und auch bei den anderen zwei Betriebspunkten nimmt die Intensität der Peaks der Oberwellen der Schaufelwechselfrequenz stark ab (Abbildung 5.38, h25-OPs50 bis h25-OPs80). Das Spektrum des Sensors h31, welcher sich auf der Statoroberfläche an der Stelle $x/l = 72,8\%$ befindet, zeigt für den Betriebspunkt nahe der Stabilität (OPs80) gar keine deutlich hervortretende Frequenz, während der Heissfilm h37 bei $x/l = 88,5\%$ wieder die erste und zweite Harmonische der Schaufelwechselfrequenz aufweist. Hier könnte bei Sensor h31 zusätzlich zum allgemeinen Turbulenzrauschen evtl. eine Art von Auslöschung der Schaufelwechselfrequenz durch Einflüsse des stromaufwärtig erzeugten Rotornachlaufs und der stromabwärtig generierten Potentialwirkung des Rotors 2 einen Erklärungsansatz liefern. Dies kann an dieser Stelle nicht eindeutig belegt werden, wird jedoch unterstützt durch Ergebnisse aus den Waveletanalysen ensemble-gemittelter Heissfilmdaten (siehe Abschnitt 5.3, Abbildungen 5.51 und 5.53).

Die Drucksignale von der Schaufeloberfläche zeigen für alle Betriebspunkte klare Harmonische

der Schaufelwechselfrequenz bis über die fünfte Oberwelle hinaus.

Eine weitere Auffälligkeit im Frequenzspektrum der Messdaten ist, dass die Drucksensoren im unteren Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 500 Hz Amplitudenüberhöhungen aufweisen, welche in den Frequenzspektren der Heissfilmsensoren nicht erscheinen (z.B. k56-OPs50, k58-OPs50 auf Abbildung 5.39 und im Anhang D, Abbildungen D.2, D.4, D.6 und D.8 ab Seite 128). Die Tatsache, dass diese Frequenzen nur in den Drucksignalen (sowohl Statorschaufel- als auch Wanddrücke) und nicht in den Signalen der CTA-Sensoren (weder Heissfilme noch Splitfilmsonden) sichtbar sind, führt zu dem Schluss, dass es sich hier um ein reines Druck- oder Schallphänomen handeln muss, welches sich jedoch nicht auf die Oberflächenscherschströmung der Statorschaufeln auswirkt, also keinen Einfluss auf die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der unteren Grenzschichtströmung hat.

Die logarithmischen Darstellungen der Frequenzspektren des Heissfilmsensors h25 (Abbildung 5.38) sowie des Oberflächendruckensors k58 (Abbildung 5.39) zeigen qualitative Ähnlichkeiten im Energiegehalt einzelner Frequenzbänder. So ist für den Betriebspunkt OPs50 nahe der Schluckgrenze erkennbar, dass sowohl im Heissfilm- als auch im Drucksignal zwar die Schaufelwechselfrequenz und die erste Oberwelle deutlich hervortreten, danach aber plötzlich ein starker Intensitätsabfall der Harmonischen zu verzeichnen ist. Für den Betriebspunkt guten aerodynamischen Schaufelwirkungsgrades OPs70 ist nur noch die Schaufelwechselfrequenz alleine als übermäßiger Peak zu sehen, während schon die erste Harmonische weitaus energieärmer dargestellt wird. An dieser Oberflächenposition der Schaufel könnte eine Änderung der Grenzschichtcharakteristik oder sich gegenseitig von stromaufwärts und stromabwärts beeinflussende Phänomene der Grund für diese Beobachtung sein. Bei Betrachtung der Diagramme 5.21 und 5.24 auf den Seiten 50 und 51 ist erkennbar, dass in diesem Bereich der Statorsaugseite wahrscheinlich die natürliche Transitionszone beginnt, welche durch stärkere Androsselung des Verdichters in Stromaufwärtsrichtung wandert. Möglicherweise überdecken hier stochastische Frequenzanteile die höheren Harmonischen der Schaufelwechselfrequenz im Heissfilmsignal. Ergänzend hierzu können auch die Diagramme 5.75 und 5.76 auf Seite 97 verglichen werden.

Bei den Spektren des Heissfilmes h31 ($x/l = 72, 8\%$) und des Oberflächendruckaufnehmers k59 ($x/l = 71, 7\%$), welche beide im ersten Teil des letzten Drittels der Statorsaugseite angeordnet sind, tritt ein Phänomen hervor, dessen Ursache noch nicht geklärt ist: Im Betriebspunkt OPs50 nahe der Schluckgrenze ist die dritte und fünfte Harmonische Oberwelle der Schaufelwechselfrequenz im Spektrum des Druckaufnehmers k59 offenbar selektiv abgeschwächt. Ein analoges Bild ergibt sich im Spektrum des Heissfilmsensors h31 im Betriebspunkt OPs70 bei gutem aerodynamischem Wirkungsgrad. Aufgrund der Tatsache, dass dieses Phänomen einen Heissfilmsensor und einen Drucksensor an ähnlicher Position auf der Statoroberfläche betrifft und wegen der örtlichen Verschiebung dieses Zustandes bei Änderung des Betriebspunktes muss es sich hier um ein Phänomen handeln, welches einerseits vom Druckfeld, andererseits aber auch vom Geschwindigkeitsfeld der Strömung beeinflusst wird - und zwar zeitlich und örtlich versetzt. Wahrscheinlich spielen hier die Potentialwirkung des stromabwärtigen Rotors 2 und der Ab-Strömungswinkel der Nachlaufregion aus Rotor 1 eine gemeinsame Rolle.

Eine weitere Auffälligkeit findet man in den Spektren der Oberflächendruckaufnehmer k59 und k60. Kurz unterhalb der vierten harmonischen Oberwelle der Schaufelwechselfrequenz ist um etwa 5900 Hz eine leichte Überhöhung des Energieinhaltes im Spektrum sichtbar (siehe Anhang D.1, Abbildung D.6 und D.8, Seite 130 und 131). Dieses Phänomen wurde schon von Griebel und Riess (2003) beschrieben. Im dortigen DFG-Bericht wurde der mögliche Einfluss eines Druckfeldes beschrieben, welches sich aus der unterschiedlichen Anzahl der Rotor- und Statorschaufeln von 30 und 26 ergibt. Es wurde die Vermutung geäußert, dass sich auf dem Umfang zwischen Rotor und Stator ein Druckfeld aufbaut, welches insgesamt vier gleichmäßig verteilte Druckberge bzw. vier ausgeprägte Phasendurchläufe besitzt, weil aufgrund der Zahlendifferenz der Schaufeln zwischen Rotor und Stator an vier Stellen auf dem Umfang geometrisch nahezu

identische Zustände entstehen. Dieser Zustand ist schematisch in Abbildung 5.36 dargestellt. Die Entstehung der Frequenzüberhöhung bei der vierten Harmonischen der Schaufelwechselfrequenz lässt sich auch so erklären, dass sich die zwei relativen Druckfelder des Stators und des Rotors überlagern. Während der Rotor 2 relativ zum Stator 1 ein stromaufwärts wirkendes und umlaufendes Potentialwechselfeld erzeugt, wirken die einzelnen Nachläufe der Statorschaufeln stromabwärts analog umgekehrt wie ein Druck-Wechselfeld auf jede einzelne Rotorschaufel. Abbildung 5.37 stellt den Vorgang als additive Überlagerung zweier phasengleicher Sinuskurven schematisch dar. Die $1/30$ -Sinuskurve stellt das Druckwechselfeld der Rotorabströmung dar, welches bei der Zuströmung auf eine ortsfeste Statorschaufel wirkt. Die $1/26$ -Sinusfunktion symbolisiert das Druckwechselfeld, welches durch die Potentialwirkung in Stromaufwärtsrichtung auf die Hinterkante einer rotierenden Rotorschaufel wirkt. Beide Druckwechselfelder überlagern sich durch Addition und ergeben die in Abbildung 5.37 durchgezogene, fett gezeichnete Funktion, welche pro Rotorumdrehung genau vier Maxima und vier Minima in der Amplitude besitzt. Die Tatsache, dass die Amplitudenüberhöhung in den Messdaten nicht wie ein scharfer Peak sondern eher wie ein breit hervorgehobener Frequenzbereich erscheint, zeigt, dass dieses Phänomen sich über ein relativ unscharfes Frequenzband erstreckt und somit wahrscheinlich auch lokal ein breiter gefächertes Phänomen darstellt. Dies könnte daran liegen, dass die geometrisch identischen Schaufelkonstellationen nicht exakt um 90° auf dem Umfang verteilt sind, was aus dem Schema (Abbildung 5.36) deutlich wird.

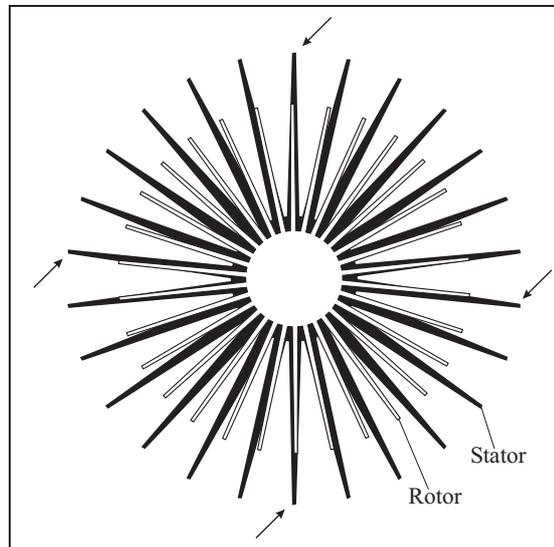


Abbildung 5.36: Rotor-Stator-Interaktion im NGAV, schematisch. Die Pfeile kennzeichnen geometrisch sehr ähnliche Schaufelkonstellationen.

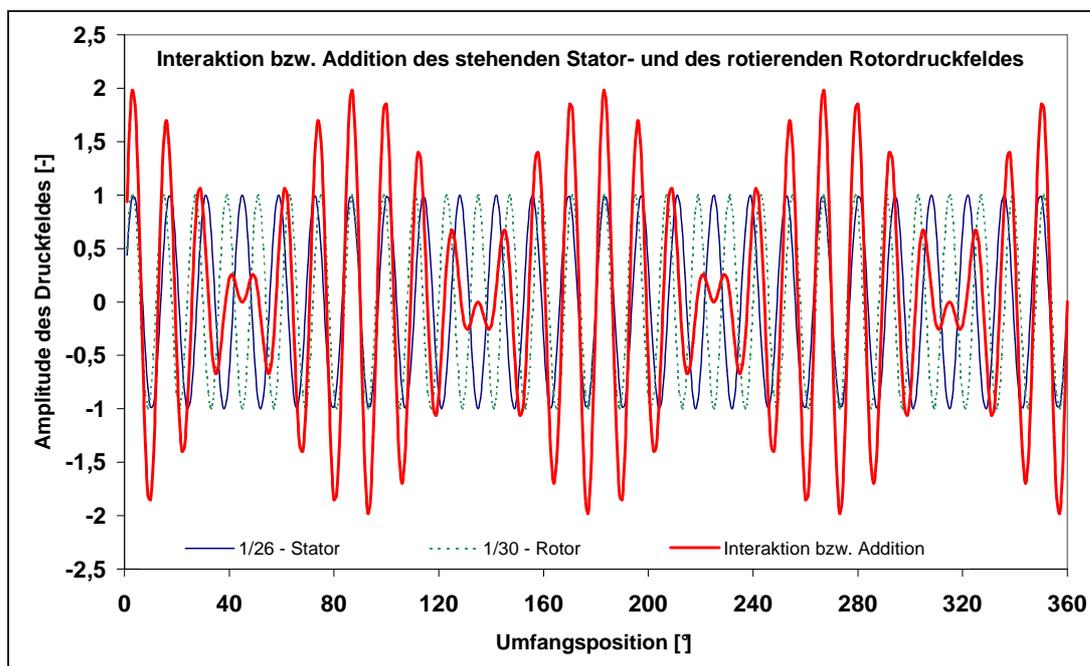


Abbildung 5.37: Schema der Überlagerung der Druckfelder des Stators und des Rotors auf dem Umfang des NGAV.

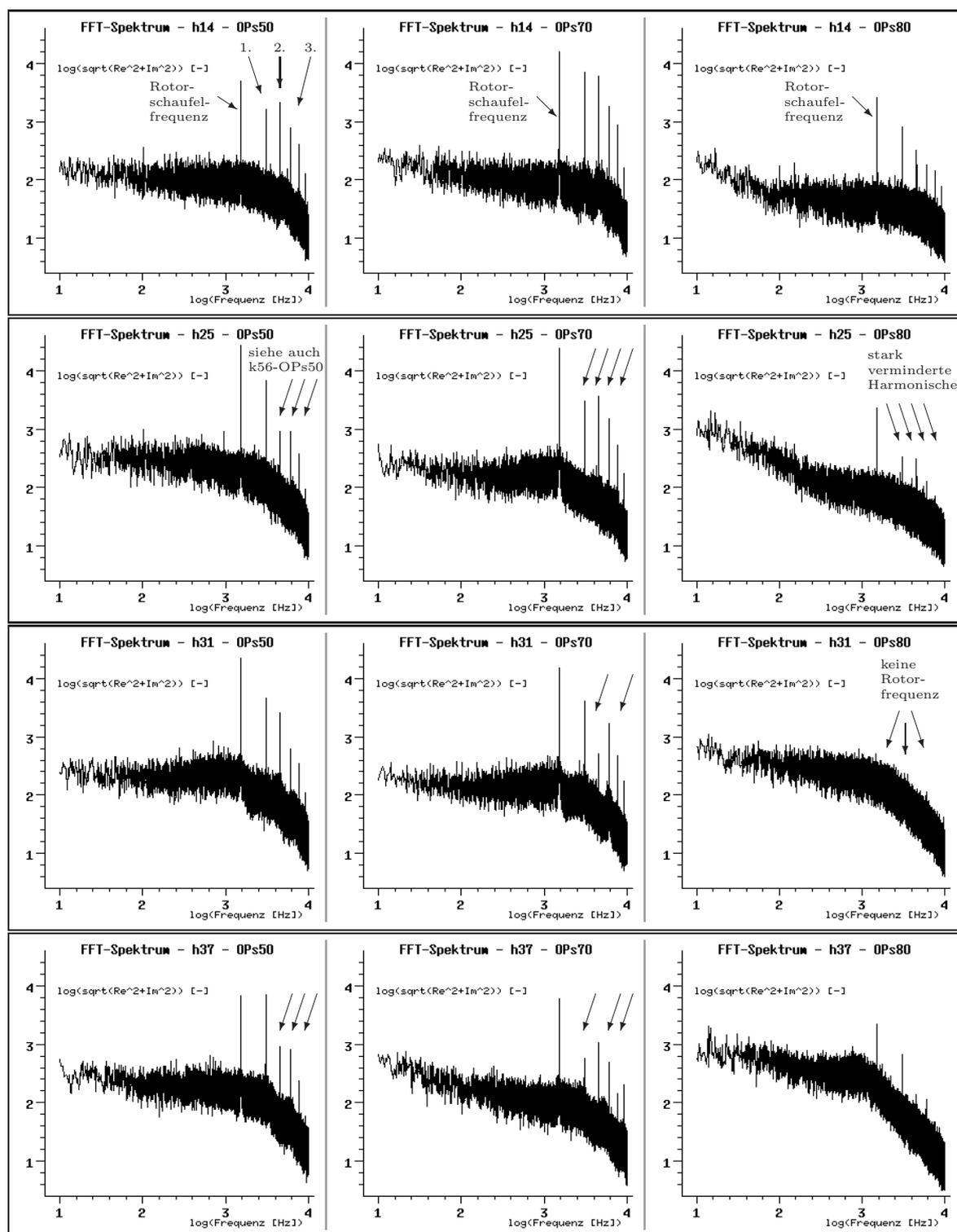


Abbildung 5.38: FFT-Spektrum der Heissfilmsensoren h14, h25, h31 und h37, logarithmisch

Zu Abbildung 5.38, 5.39 und 5.40 gilt für die x-Achse der Diagramme:

- Rotorschaukel-Wechselfrequenz (1525 Hz) $\sim 3,183$
- 1. harmonische Oberwelle (3050 Hz) $\sim 3,484$
- 2. harmonische Oberwelle (4575 Hz) $\sim 3,660$
- 3. harmonische Oberwelle (6100 Hz) $\sim 3,785$
- 4. harmonische Oberwelle (7625 Hz) $\sim 3,882$
- 5. harmonische Oberwelle (9150 Hz) $\sim 3,961$

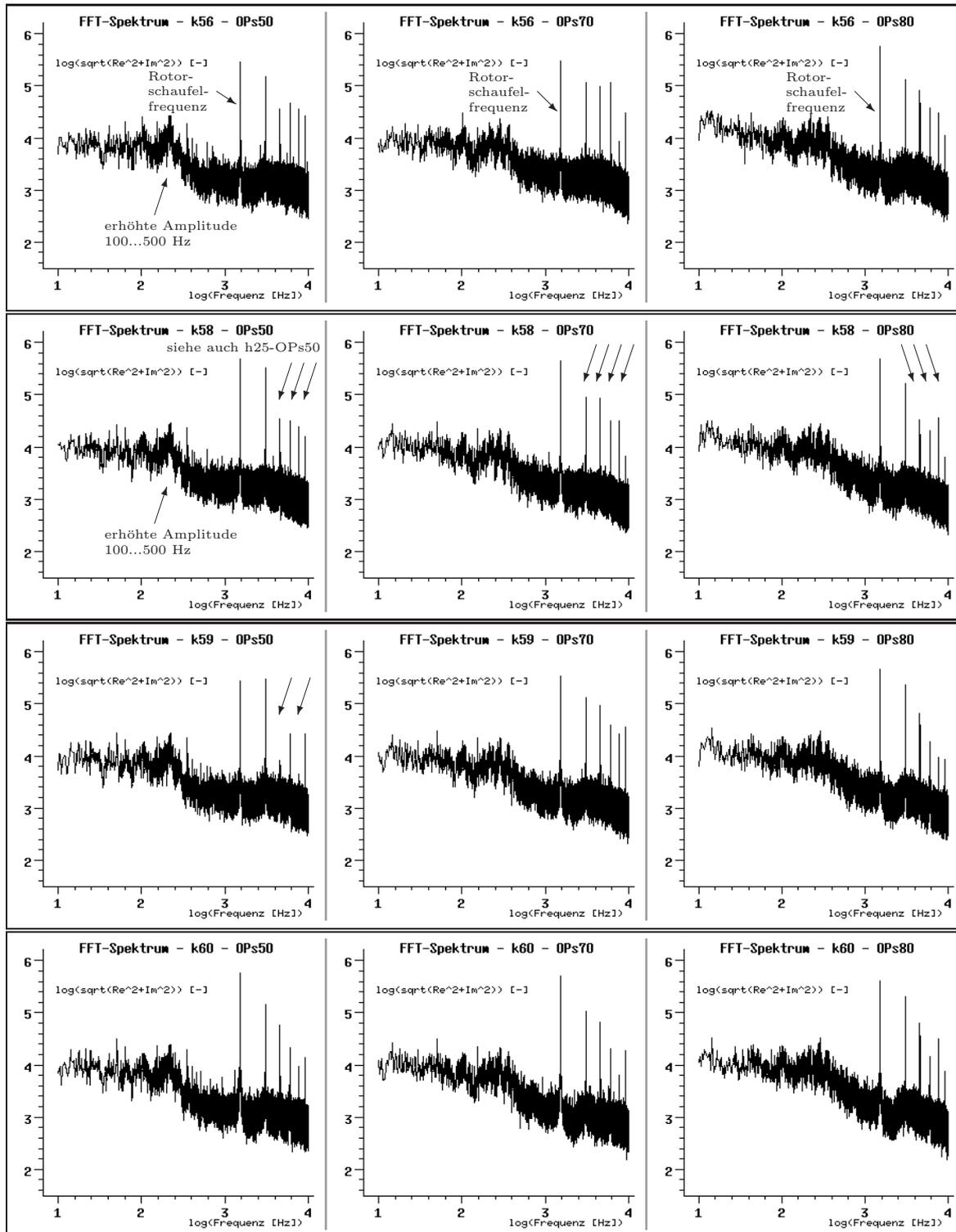


Abbildung 5.39: FFT-Spektrum der Drucksensoren k56, k58, k59, k60, logarithmisch

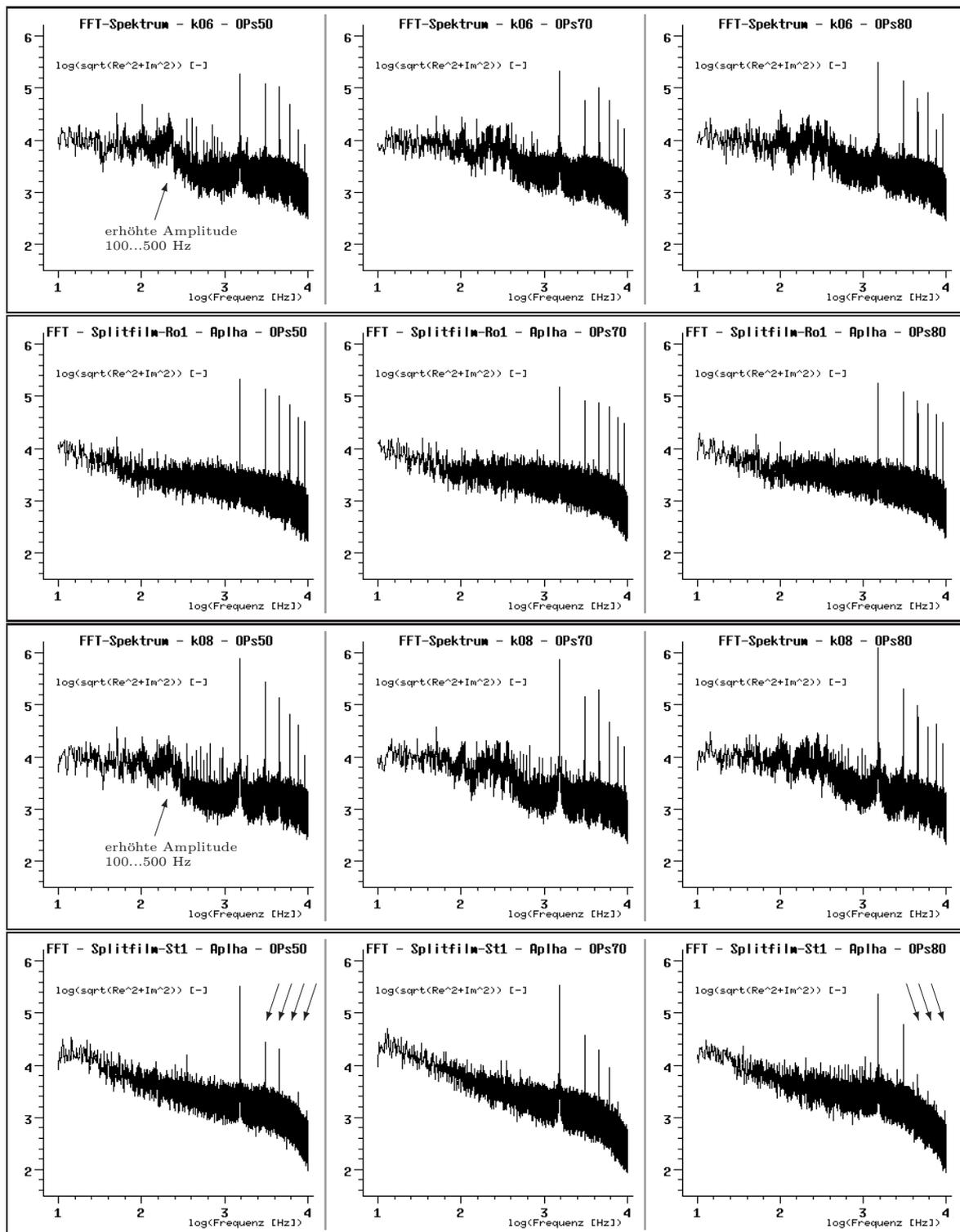


Abbildung 5.40: FFT-Spektrum der Wanddrucksensoren und der Splitfilmsensoren jeweils nach Rotor1 und Stator1, logarithmisch

5.3 Wavelet-Analysen mit “LastWave”

5.3.1 Analyse ensemble-gemittelter Daten

Wie im Abschnitt 4.5 verdeutlicht worden ist, hat die Auswahl eines Mutterwavelets bzw. dessen Eigenschaften bezüglich des Verhaltens der Funktion im Zeit- und im Frequenzbereich großen Einfluss auf die erzielten Auswertungsergebnisse. Während nach Mallat (1998) viele Wavelets häufig dazu verwendet werden, scharfe Signaländerungen zu detektieren, sind die übrigen Eigenschaften eines Mutterwavelets zur Erkennung bestimmter Phänomene in einem Signal nicht auf Anhieb erkennbar. Hierzu ist es notwendig, die Eigenschaften des ausgewählten Mutterwavelets zu kennen. Um dazu Erfahrungen zu sammeln, wurden ensemble-gemittelte Datenscribe aus der Arbeit von Griebel und Seume (2005a) einer Wavelet-Dekomposition unterzogen. Anhand der Darstellungen können daraufhin Eigenschaften des Waveletanalyse-Plots einigen bekannten Strömungsphänomenen (Rotorschaufelnachlauf oder -Potentialeffekt) zugeordnet werden. Die Abbildungen 5.41 bis 5.48 zeigen dazu Wavelet-Dekompositionen der ensemble-gemittelten in-stationären Heissfilm- und Oberflächendruckdaten des ersten Stators für einen Betriebspunkt bei gutem aerodynamischem Wirkungsgrad, während die Abbildungen 5.49 bis 5.56 analoge Plots für den Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze zeigen. Die Darstellungen geben Wavelet-Dekompositionen der Daten wieder, welche mit manipulierten Rotorschaufeln aufgenommen und mit 200 kHz gesampled wurden. Die einfachen ensemble-gemittelten Messdaten sind von Griebel und Seume (2005a) bzw. Griebel und Seume (2005b) als ein möglicher Ansatz zur Zuordnung stromaufwärts und stromabwärts erzeugter Strömungsphänomene präsentiert worden und werden in dieser Arbeit auszugsweise in Abschnitt 5.1.4 wiedergegeben. Um die Vergleichbarkeit und die zeitliche Zuordnung der Phänomene in den Messdaten zu erleichtern, wurden die Messdaten schon in der Arbeit von Griebel und Seume (2005a) bzw. Griebel und Seume (2005b) für die Präsentationen zeitlich derart verschoben, dass eine Darstellung entsteht, die eine Pseudo-Situation erzeugt, in welcher alle Daten scheinbar an derselben Umfangsposition abgebildet werden. Um eine Verfälschung der Wavelet-Plots durch die Randeffekte der Wavelet-Dekomposition zu minimieren, wurden für die Abbildungen zwei identische, ensemble-gemittelte Datenscribe einer Umdrehung nebeneinander kopiert. D. h., die Plots zeigen exakt zwei ensemble-gemittelte Rotorumdrehungen. In den Plots wurden analog wie in Griebel und Seume (2005a) die Partien der Plots gekennzeichnet, welche entweder von den manipulierten Nachläufen des Rotors 1 oder durch den verstärkten Potentialeffekt des Rotors 2 verändert wurden.

Wie nach den Ergebnissen der FFT-Analysen (Abschnitt 5.2.1 und D.2) zu erwarten ist, geben auch die Wavelet-Dekompositionen die Schaufelwechselfrequenz und deren harmonische Oberschwingungen als besonders hervortretende Merkmale in den Plots wieder. Mit Hilfe der im Abschnitt C.3 auf Seite 123 beschriebenen Untersuchungen zur Korrelation der Waveletskalierung s zu einer Frequenz f konnten aus den Wavelet-Dekompositionen grob die Frequenzen der Analyseergebnisse abgeleitet werden. Die Abbildung 5.45 des Heissfilms h31 ($x/l = 72,8\%$) und Abbildung 5.46 des Oberflächendruckaufnehmers k59 ($x/l = 71,7\%$) wurden ausgewählt, um die Wiedergabe der Schaufelwechselfrequenz und ihrer Harmonischen zu demonstrieren. In diesen Abbildungen sind jeweils rechts im Bild die Waveletskalierungen bzw. Y-Werte der Schaufelwechselfrequenz (1. SWF) und die harmonischen Oberwellen (2. SWF, 3. SWF, 4. SWF) mit Hilfe von Markierungspfeilen eingetragen. Es handelt sich also bei den Markierungen um etwa 1,5 kHz, 3 kHz, 4,5 kHz und 6 kHz. Die unterschiedlichen Skalenwerte für das “Morlet” und die “Gaussian-3” bzw. “Gaussian-4”-Wavelets resultieren aus den unterschiedlichen Funktionen der Mutterwavelets und damit aus den verschiedenen Auflösungsseigenschaften der verschiedenen Waveletanalysen.

Den vier Plots der Heissfilmdaten (Abbildungen 5.41, 5.43, 5.45 und 5.47) ist gemeinsam, dass

die manipulierten Nachläufe der Schaufeln 15 und 30 aus dem ersten Rotor sowohl als abnormaler Verlauf im Plot der Quasi-Wandschubspannung als auch in Form von farblichen Hervorhebungen in den Wavelet-Dekompositionen zu erkennen sind. Während der manipulierte Nachlauf der Schaufel 30 eine größere Umlenkung als normal besitzt (siehe Abbildungen 2.6 auf Seite 10), strömt die manipulierte Schaufel 15 mit stark verminderter Umlenkung ab. Beide Nachlaufströmungen bewirken auf dem Stator eine lokal erhöhte Oberflächenschubspannung, was im Signalverlauf der Heissfilme dadurch erkennbar wird, dass die Quasi-Wandschubspannung ein deutlich weniger ausgeprägtes lokales Minimum zwischen den Nachlaufdellen durchläuft als im ungestörten Strömungsfall. Während die Nachlaufdelle der manipulierten Schaufel 30 durch die stärkere Umlenkung eher als die normalen Nachlaufdellen auf den Stator trifft, verspätet die Manipulation und dadurch Minderumlenkung der Schaufel 15 das Auftreffen der Nachlaufdelle auf den Stator relativ zu den unveränderten Nachläufen. Beides wird im Signalverlauf der Heissfilme (insbesondere in der Vorderkantenregion, Sensor h14, Abbildung 5.41) sichtbar. Die veränderten Nachläufe erzeugen stark deformierte Schubspannungsverläufe auf der Statoroberfläche, was mit Hilfe der Waveletanalyse klar erkennbar wird.

In den Plots der Waveletanalyse mit dem sog. “Morlet”-Mutterwavelet verschwinden in diesen Bereichen der abnormalen Nachlaufdellen 15 und 30 die sonst klar hervor tretenden Harmonischen der Schaufelwechselfrequenz. Dies ist dadurch begründet, dass das Heissfilmsignal lokal auf einem höheren Niveau verbleibt und sich dadurch die Amplitude zwischen Minimum und Maximum in diesem Bereich stark verkleinert. Da das sog. “Morlet”-Wavelet in der LastWave-Software (vgl. Abbildung C.4, Seite 124) aus nur einem symmetrisch ausgeprägten Peak besteht und deshalb besonders gut Maxima oder Minima im Signal detektiert, verkleinern sich die Korrelationskoeffizienten bei der Wavelet-Dekomposition mit abnehmender Signalamplitude, während besonders hohe Peaks des Signals in der Waveletanalyse sehr deutlich sichtbar und relativ genau zeitlich zuzuordnen sind.

Das LastWave-Mutterwavelet “Gaussian-4” (siehe Seite 124) ist ebenfalls ein symmetrisches Wavelet. Darum erscheinen hohe Peaks eines Signals in den Analysen mit diesem Gauß-Mutterwavelet ähnlich wie mit dem “Morlet”-Wavelet zeitlich symmetrisch um das Ereignis im Signal herum (erkennbar z. B. in Abbildung 5.41). Aufgrund der seitlichen Überschwingungen des Mutterwavelets ist ein peakförmiges Ereignis im Signal bei diesem Wavelet mit symmetrisch um das Ereignis angeordneten Farbmarkierungen verbunden.

Das sog. “Gaussian-3”-Mutterwavelet hat asymmetrische Eigenschaften bezüglich der Y-Achse. Mit diesem Wavelet werden besonders gut starke Steigungen im Signalverlauf detektiert. Die Spitzen eines Peaks und lokale Minima des Signals werden bei einer Analyse mit diesem Mutterwavelet weniger gut wiedergegeben.

Die Potentialwirkung der manipulierten Schaufelvorderkanten 08 und 23 des zweiten Rotors sind in den Waveletplots 5.42, 5.44, 5.46 und 5.48 in den Zeitabschnitten 0,0130...0,0155 und 0,0235...0,0255 markiert und gekennzeichnet. Die Auswirkungen der verstärkten Potentialwellen der manipulierten Rotorschaukeln haben in den Wavelet-Dekompositionen der “Gaussian-4” und “Gaussian-3”-Analyse der Drucksignale ein ähnliches Erscheinungsbild wie die abnormalen Nachläufe in den Heissfilmsignalen. Dies lässt sich damit erklären, dass die verstärkte Potentialwirkung der Rotorschaukeln 08 und 23 letztlich auch nur lokale Änderungen der Amplituden des Drucksignals verursachen. Die Waveletanalyse mit dem “Morlet”-Wavelet zeigen kaum erkennbare Marker im Bereich der verstärkten Druckwellen der Rotorschaukeln 08 und 23, weil die Drucksignale insgesamt weniger spitz verlaufen als die Heissfilmsignale und weil die Amplitude der Drucksignale allgemein weniger groß ist als die der Heissfilmsignale.

In den meisten Plots der Heissfilmsignale ist der Potentialeffekt der manipulierten Rotorschaukeln 08 und 23 kaum sichtbar. Griebel und Seume (2005a) und Griebel und Seume (2005b) konnten leichte Tendenzen einer Beeinflussung der Oberflächenschubspannung durch den verstärkten Potentialeffekt zeigen. Dies ist in den Abbildungen 5.32 und 5.34 markiert. Eine eindeutige

Aussage zum Einfluss des verstärkten Potentialeffekts der Rotorschaukeln 08 und 23 war allein aus den o. g. Daten, welche in den Abbildungen 5.32 und 5.34 wiedergegeben werden, nicht möglich. Hier hilft die Waveletanalyse weiter: In Abbildung 5.47 ist ein Bereich gekennzeichnet, in dem deutliche Anzeichen einer veränderten Waveletkorrelation im Plot der Heissfilmdaten des Sensors h37 zu finden sind. Auch in Abbildung 5.45 (Heissfilm h31) sind in den Zeitabschnitten 0,014...0,016 und 0,024...0,026, wo die verstärkten Potentialeffekte zu erwarten sind, leichte Farbänderungen der Waveletplots zu sehen. Während die Waveletanalyse der ensemble-gemittelten Daten des Betriebes nahe bestem Wirkungsgrad die Potentialwirkung der verdickten Rotor-2-Schaufeln nur sehr schwach andeuten lässt, lassen sich für den Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze eindeutige Marker in den Plots der Waveletanalysen finden, welche die Beeinflussung der Heissfilmsignale durch die Potentialwirkung des Rotors 2 zeigen: Wie oben – etwa im Zeitabschnitt 0,014...0,016 und 0,024...0,026 – ist in den Plots der Waveletanalysen für die Heissfilme h25 und h31 der Einfluss der Potentialwirkung der Rotor-2-Schaufeln 08 und 23 im Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze in den Abbildungen 5.51 und 5.53 erkennbar. Die Tatsache, dass die Potentialwirkung der manipulierten Rotor-2-Schaufeln besonders im mittleren Bereich der Statorsaugseite sichtbar wird, fällt mit der Beobachtung aus Abschnitt 5.2.1 zusammen, dass in den FFT-Spektren der Heissfilme h25 und h31 eine extreme Dämpfung der harmonischen Oberwellen der Schaufelwechselfrequenz auffällt (Abbildung 5.38 auf Seite 61, zweite und dritte Plotreihe, jeweils ganz rechts).

Für den zeitlichen Druckverlauf einer Schaufeloberfläche wurde die Wechselwirkung von stromaufwärtig erzeugten Nachläufen und stromabwärtig herrührenden Potentialeffekten schon gezeigt. Mit den hier vorliegenden Ergebnissen der Waveletauswertungen ensemble-gemittelter Oberflächenheissfilmdaten konnte zumindest für eine hohe aerodynamische Profilbelastung die Beeinflussung der saugseitigen Statorgrenzschicht sowohl durch den stromaufwärts erzeugten Nachlauf als auch durch stromabwärts erzeugte Potentialeffekte im Ensemble-Mittel nachgewiesen werden. Der Nachweis für einzelne Zeitdatenverläufe steht noch aus.

Insgesamt decken sich die Waveletanalysen dieser ensemble-gemittelten Daten inhaltlich mit den Präsentationen von Saengpredekorn (2005), welche als erste Voruntersuchungen zur Waveletanalyse mit einer sog. Trial-Version einer kommerziellen Software durchgeführt wurden. Weiter gehende Aussagen über Frequenzanomalien in den aerodynamischen Einflussbereichen einzelner manipulierter Schaufeln lassen sich aus den Waveletanalysen dieses Abschnittes nicht ableiten, weil die hier verwendeten Signalschriebe aus ensemble-gemittelten Daten bestehen, worin sämtliche Informationen über mehrere hundert Umdrehungen gemittelt wurden und daher keine individuellen bzw. kurzzeitigen Aussagen über das Signal möglich sind.

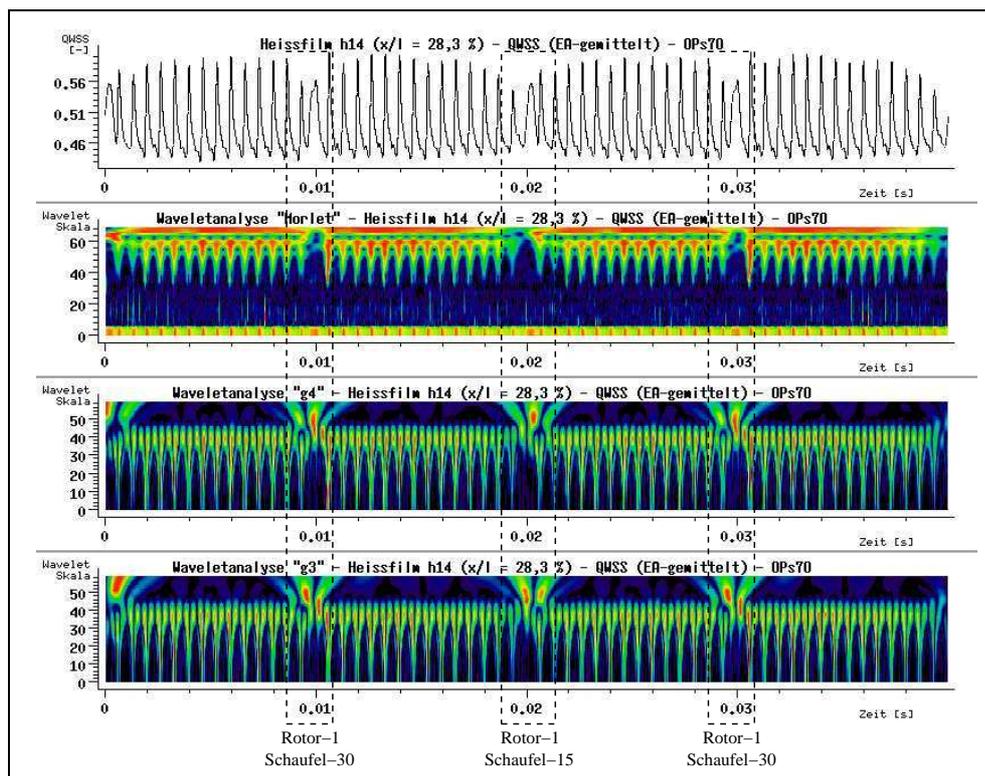


Abbildung 5.41: Wavelet-Analyse, Heissfilm h14, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

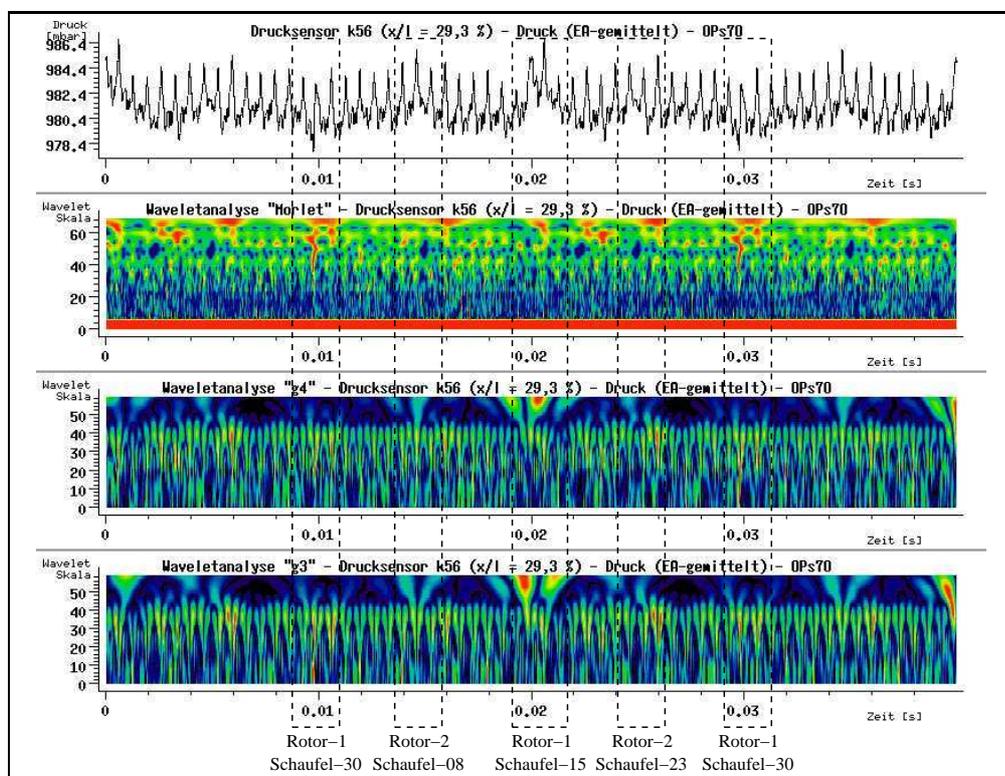


Abbildung 5.42: Wavelet-Analyse, Drucksensor k56, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

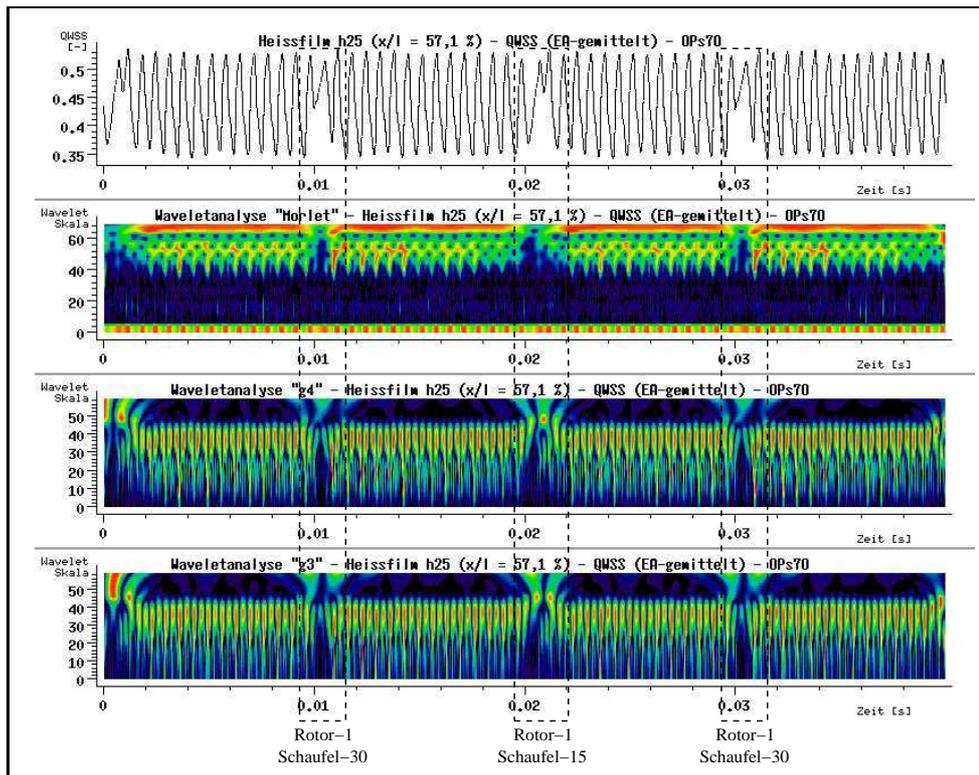


Abbildung 5.43: Wavelet-Analyse, Heissfilm h25, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

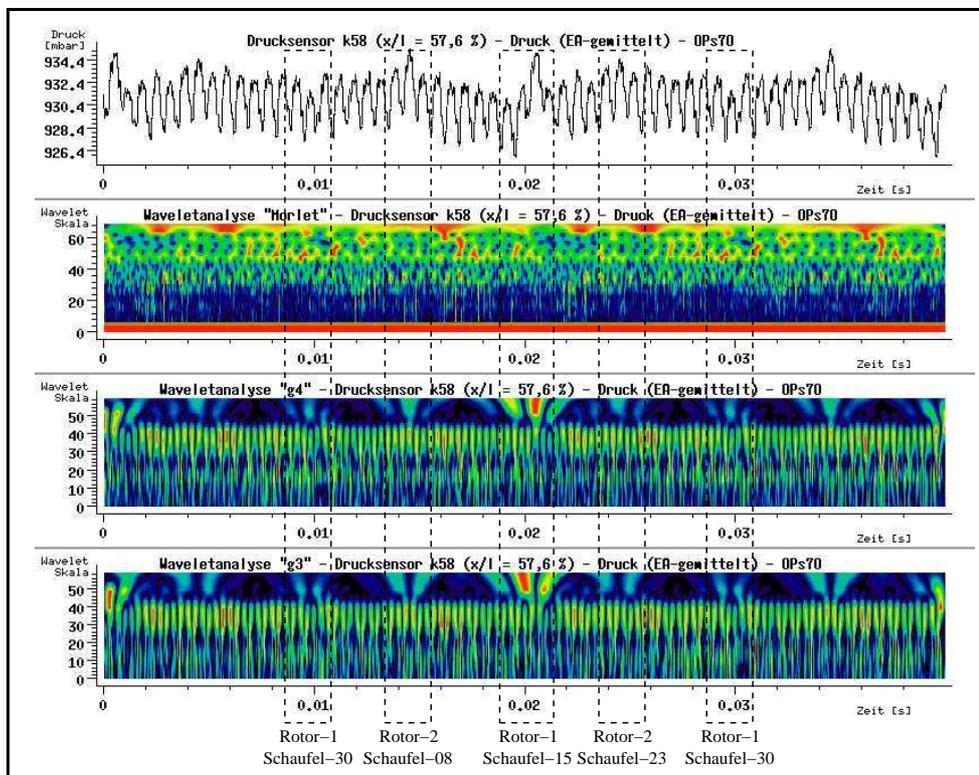


Abbildung 5.44: Wavelet-Analyse, Drucksensor k58, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

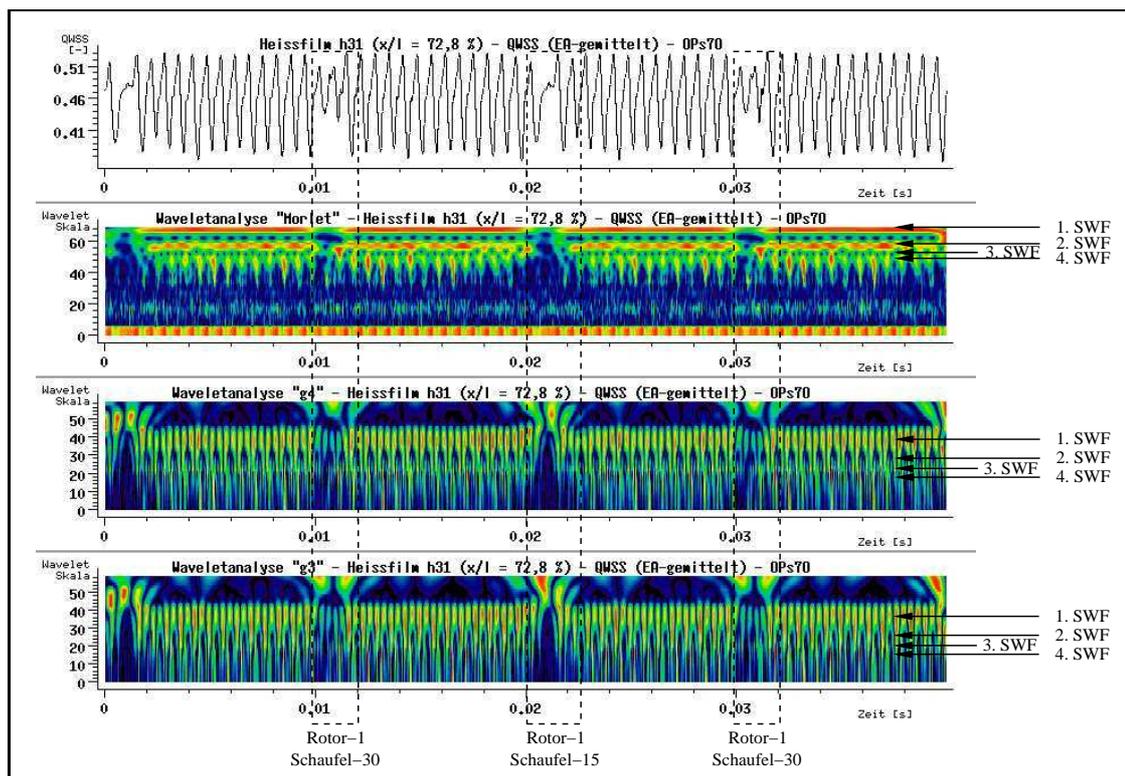


Abbildung 5.45: Wavelet-Analyse, Heissfilm h31, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

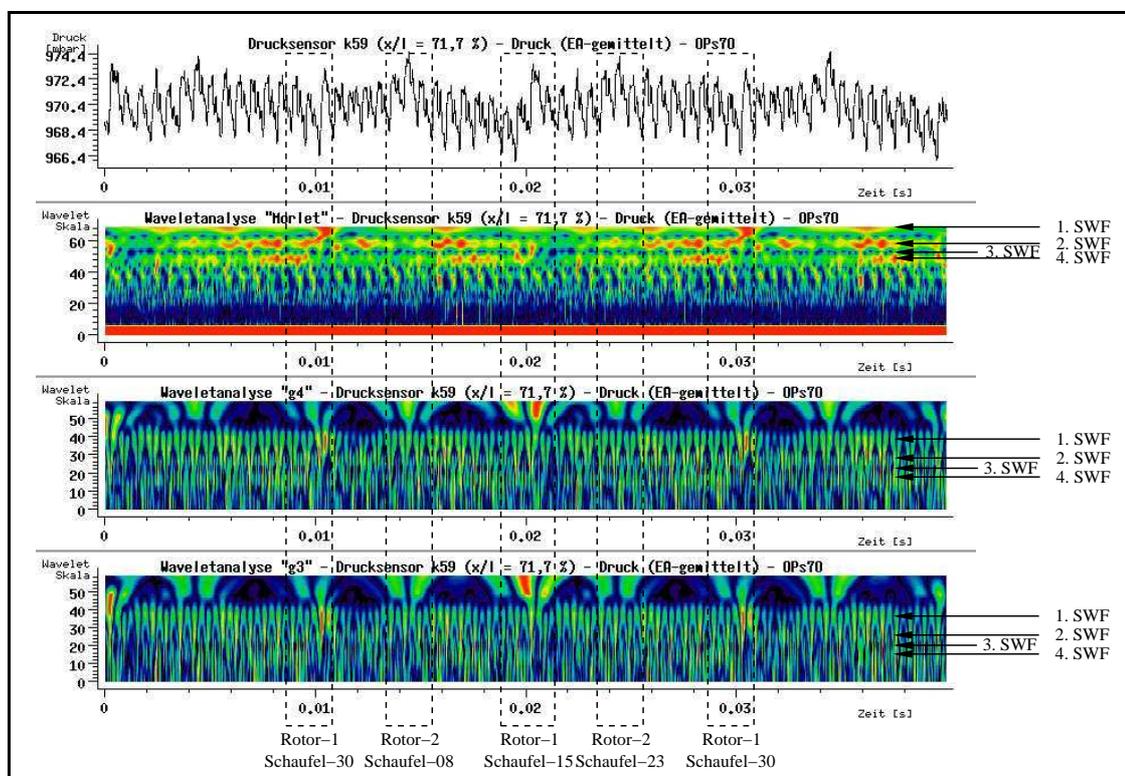


Abbildung 5.46: Wavelet-Analyse, Drucksensor k59, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

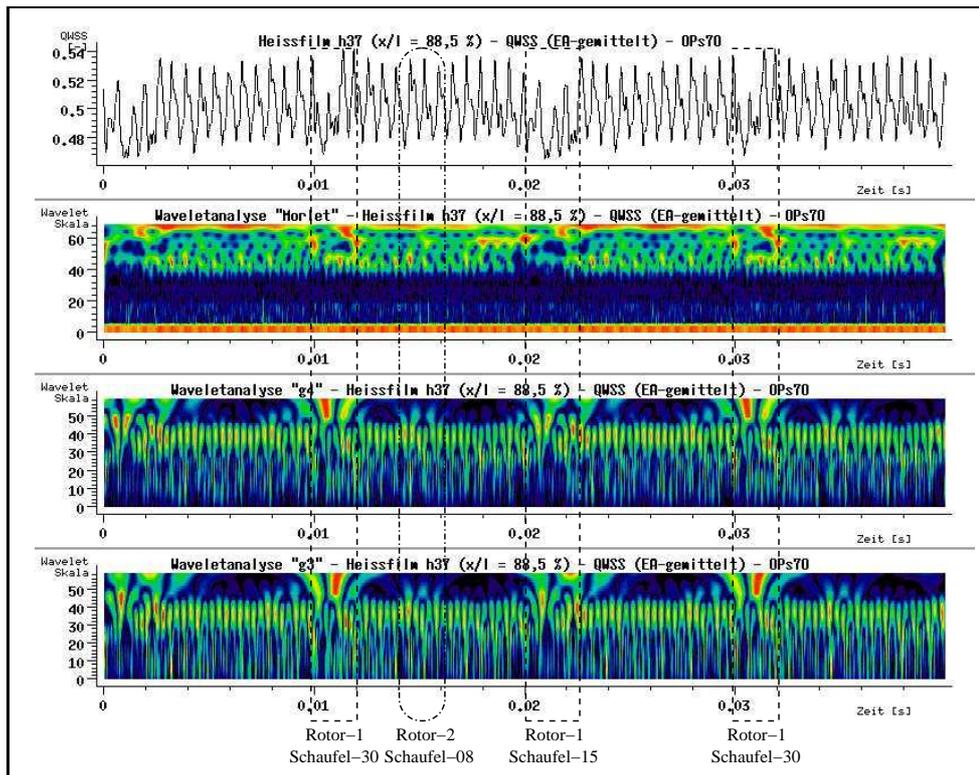


Abbildung 5.47: Wavelet-Analyse, Heissfilm h37, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

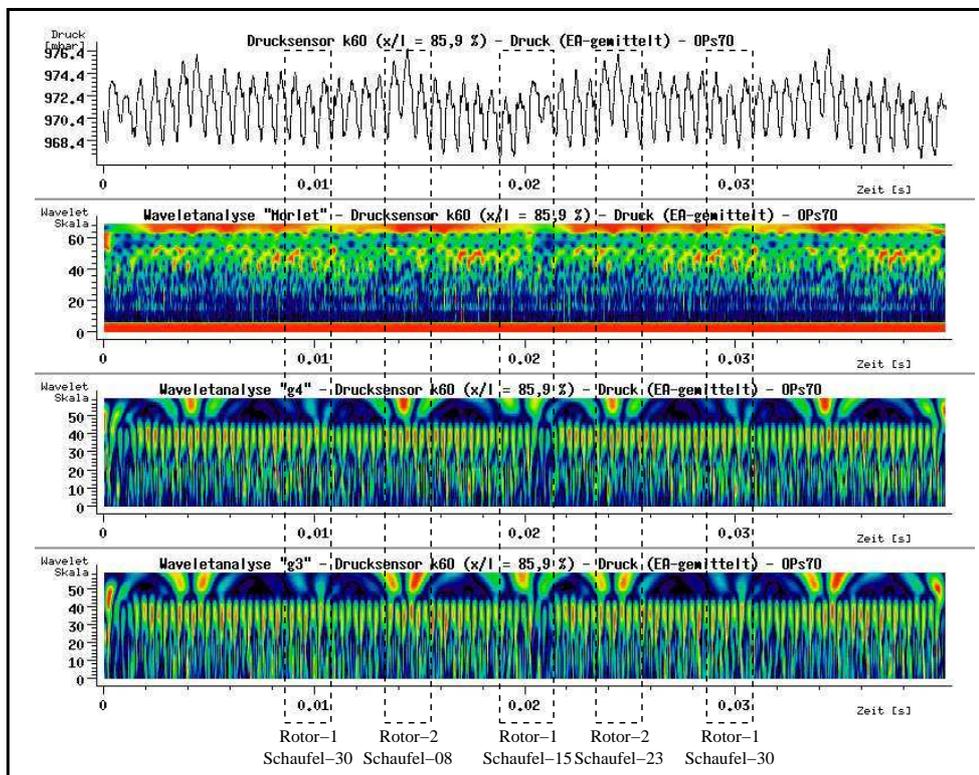


Abbildung 5.48: Wavelet-Analyse, Drucksensor k60, OPs70, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

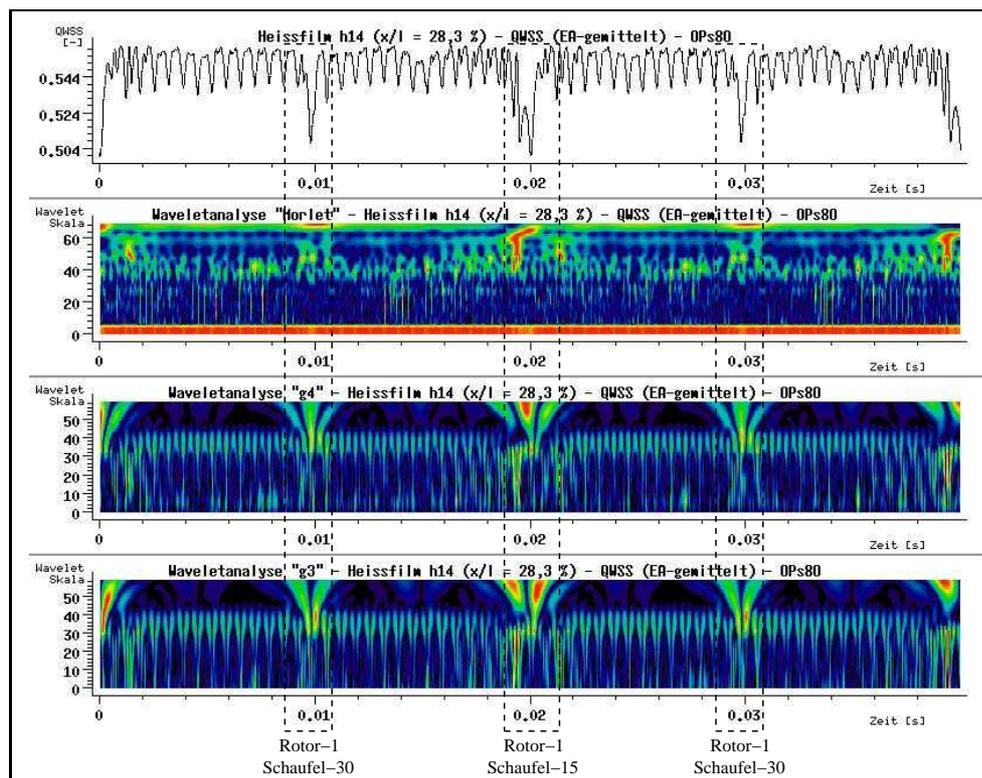


Abbildung 5.49: Wavelet-Analyse, Heissfilm h14, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

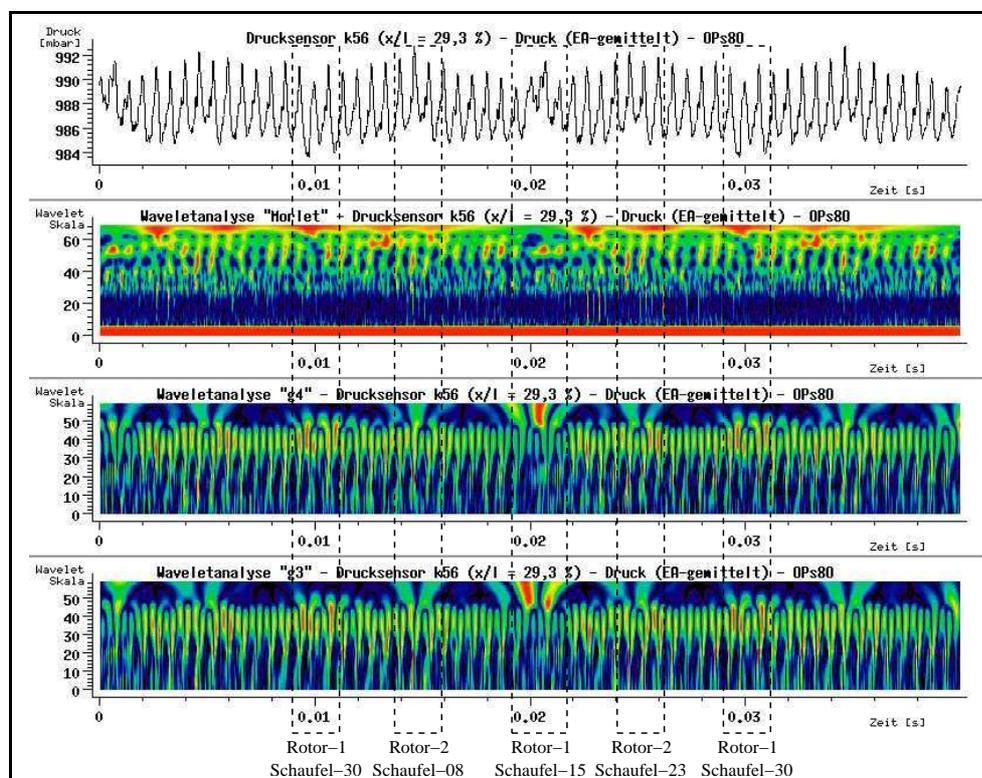


Abbildung 5.50: Wavelet-Analyse, Drucksensor k56, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

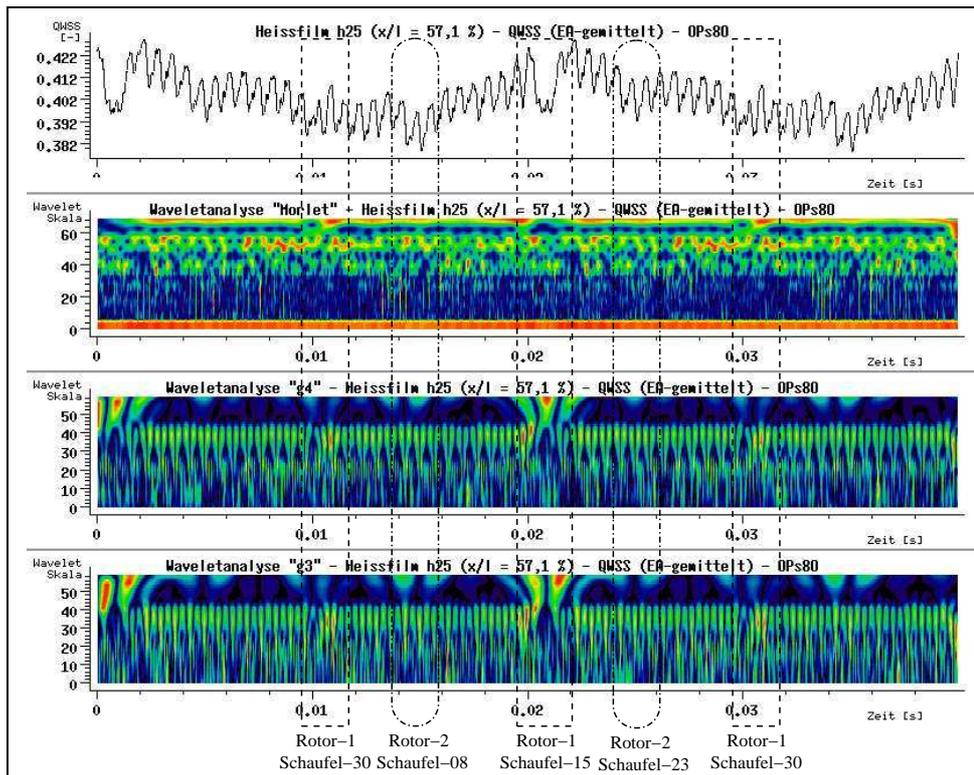


Abbildung 5.51: Wavelet-Analyse, Heissfilm h25, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

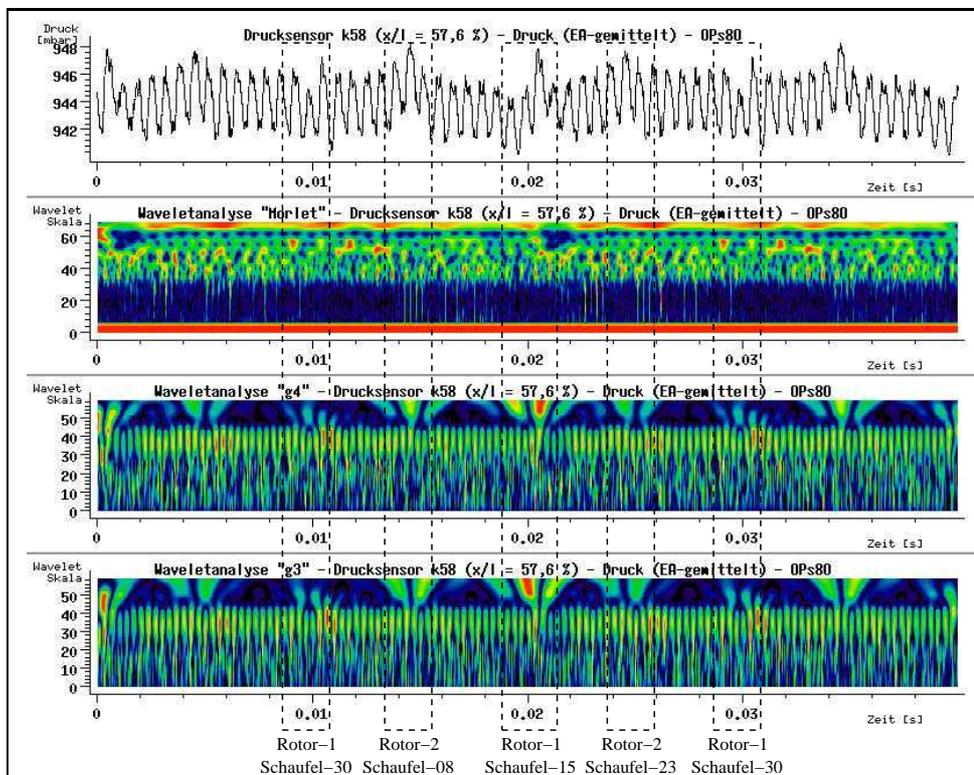


Abbildung 5.52: Wavelet-Analyse, Drucksensor k58, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

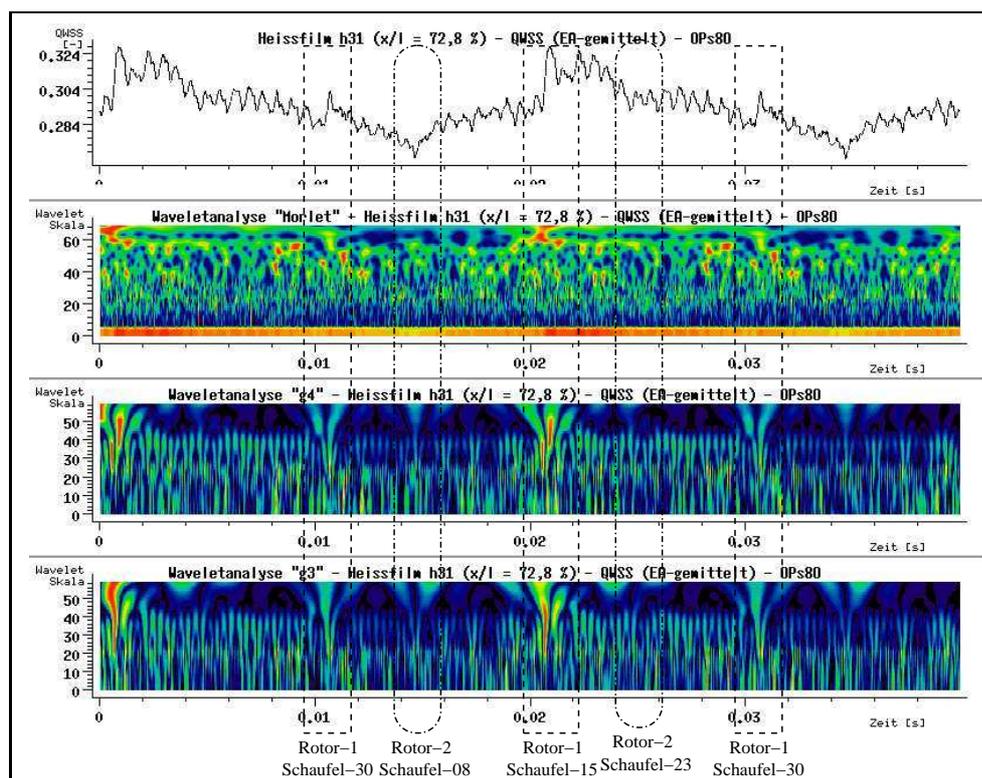


Abbildung 5.53: Wavelet-Analyse, Heissfilm h31, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

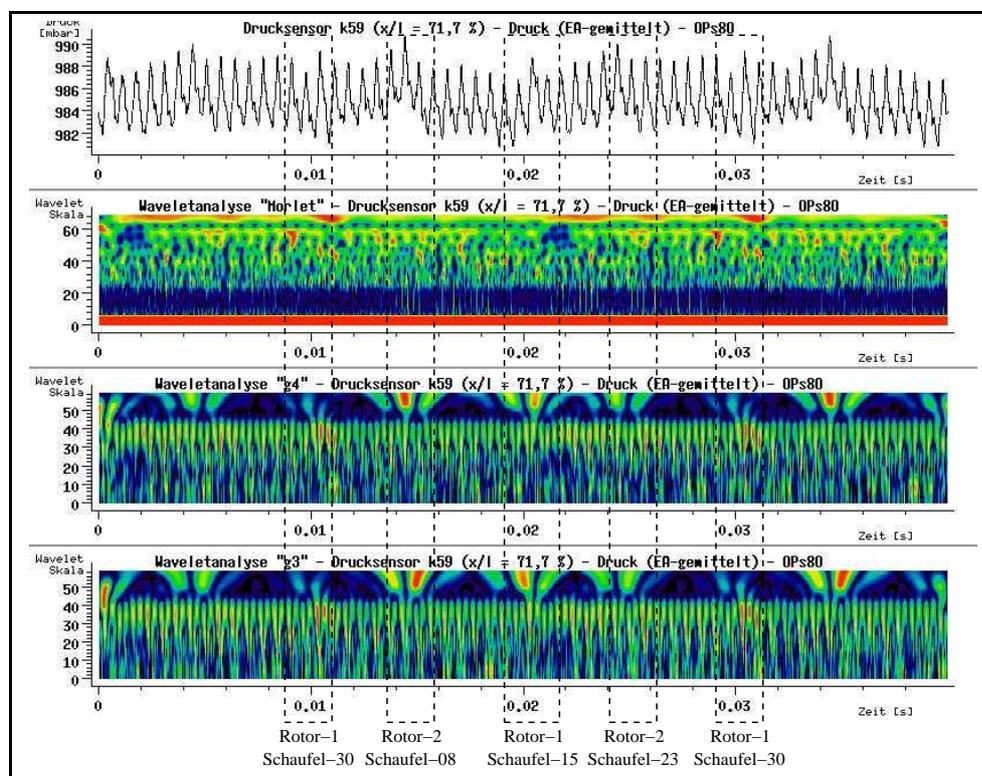


Abbildung 5.54: Wavelet-Analyse, Drucksensor k59, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

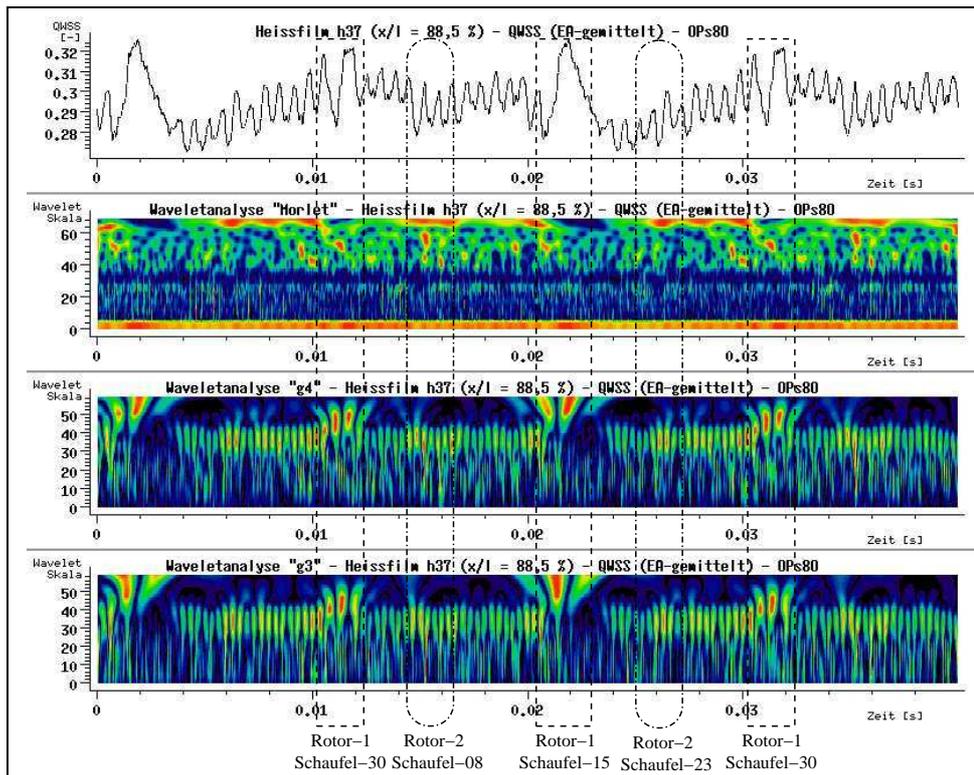


Abbildung 5.55: Wavelet-Analyse, Heissfilm h37, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

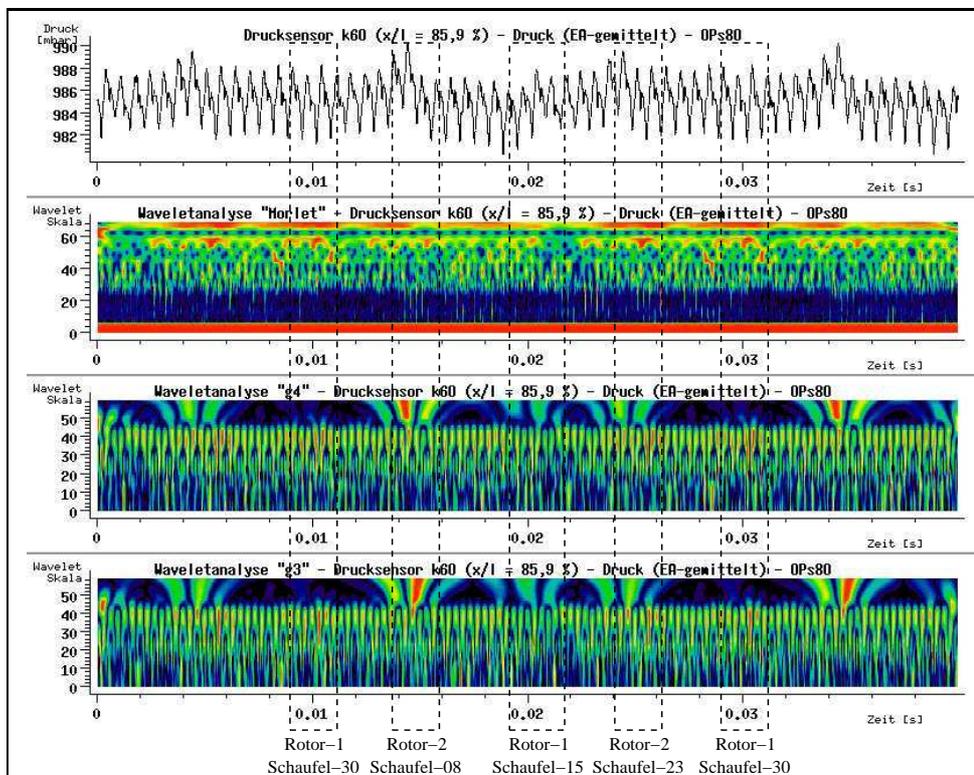


Abbildung 5.56: Wavelet-Analyse, Drucksensor k60, OPs80, zwei ensemble-gemittelte Umdrehungen, Rotorblätter modifiziert

5.3.2 Zeitdaten-Waveletanalyse

Die Abbildungen 5.57 und 5.58 zeigen einen Ausschnitt der unveränderten Rohmessdaten, der vier ausgewählten Heissfilme h14, h25, h31 und h37 und der vier Oberflächendruckaufnehmer der benachbarten Statorschaufel. Dargestellt ist die Zeitspanne einer vollständigen Umdrehung des Rotors im Betriebspunkt OPs70 nahe des besten Wirkungsgrades. Jeweils als oberster Plot ist das Triggersignal dargestellt, welches exakt einmal pro Umdrehung ausgelöst wird. Da bekannt ist, in welcher Position sich der Rotor befindet, wenn das Triggersignal auslöst, ist mit dessen Hilfe die Zuordnung einiger Strömungsphänomene zu bestimmten Rotorscheaufeln möglich. Die Messdaten stammen aus der Messkampagne mit manipulierten Rotorscheaufeln. Die Zuordnung der Waveletskalierung s wird im Anhang C.3 ab Seite 122 beschrieben.

Alle Waveletanalysen zeigen erwartungsgemäß die Schaufelwechselfrequenz als farblich ausgeprägten gelb-orangen bzw. grün-gelben Bereich um den Waveletskorrelationskoeffizienten $s = 37$ herum. Manche Plots lassen auch die erste harmonische Oberwelle der Schaufelwechselfrequenz bei $s = 27$ erkennen. Dies wird besonders deutlich bei den Sensoren h31 und k59, welche bei der Lauflängenkoordinate $x/l = 72,8\%$ und $x/l = 71,7\%$ angeordnet sind.

Die Analyseplots der Daten der Heissfilme h14, h25 und h31 (Abbildung 5.57) zeigen alle am rechten und linken Bildrand auffällige Bereiche im Wavelet-Skalenbereich zwischen $s = 48$ und $s = 56$, vereinzelt bis zu s -Werten von 62 oder größer. Diese Werte korrelieren mit einem Frequenzband von ca. 500 Hz bis 250 Hz oder noch niedrigeren Frequenzen und deuten qualitativ auf die verstärkten Turbulenzen des gestörten Nachlaufgebietes der Rotorscheaufel 15 mit dem Strömungshindernis auf der saugseitigen Hinterkante hin. Die Nachlaufströmung der Rotorscheaufel 30 mit der druckseitigen Manipulation wird im Waveletplot der Heissfilme an der Stelle $t = 0,88 \text{ sec}$ mit ähnlichen farblichen Hervorhebungen deutlich.

In den Plots der Oberflächendruckaufnehmer werden beide oben beschriebenen Effekte um knapp 0,8 ms früher angezeigt, weil die Statorschaufel mit den Druckaufnehmern eine Teilung eher von der Abströmung des Rotors 1 getroffen wird. So ist das Nachlaufgebiet der Schaufel 15 des ersten Rotors in diesen Druckplots nur am rechten Rand des Diagramms zu sehen, weil die Nachlaufdelle 15 der vorhergehenden Umdrehung schon links aus dem Bildausschnitt herausgewandert ist. Das Nachlaufgebiet der Rotorscheaufel 30 ist in den Druckanalysen anstatt bei genau $s = 0,88$ nun fast eine Skalenteilung weiter links bei $t \approx 0,879 \text{ sec}$ zu sehen.

Im Gegensatz zu den Heissfilmsignalen, die die verstärkten Potentialwellen der Schaufeln 08 und 23 des zweiten Rotors nicht klar abbilden, können die Druckwellen dieser Schaufeln in den Plots der Drucksignale bei $t \approx 0,874 \text{ sec}$ und $t \approx 0,884 \text{ sec}$ erkannt werden. Die hier beschriebenen Phänomene sind bei y -Skalenwerten von $s < 64$ zu erkennen. Die farblichen Hervorhebungen bei deutlich größeren Skalenwerten werden hier nicht näher ausgewertet, da nicht sicher ist, ob diese aus den Eigenschaften des Wavelets selbst entstehen.

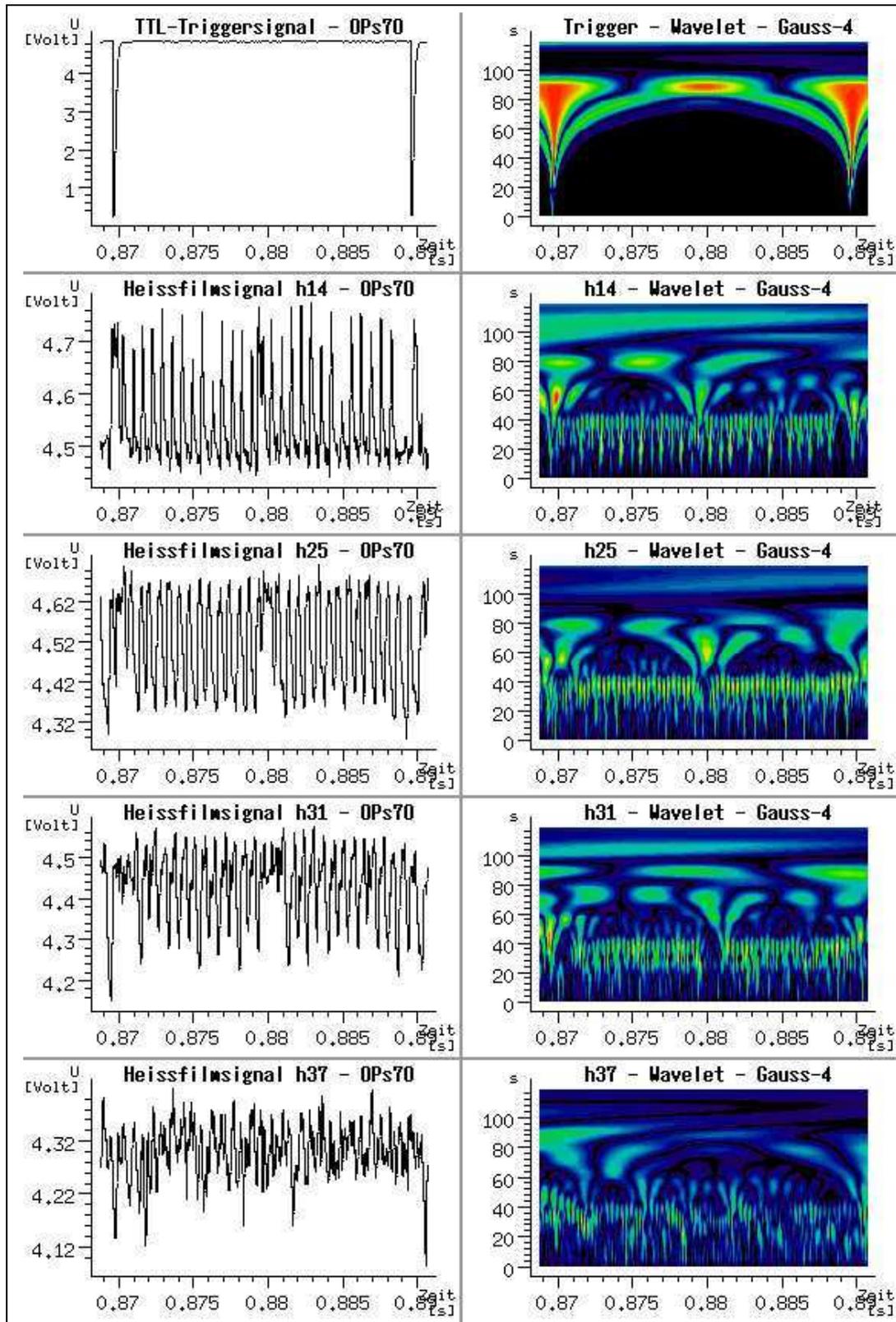


Abbildung 5.57: Wavelet-Analyse der Heissfilm-Rohdatensignale, Sensor h14, h25, h31, h37, Betriebspunkt OPs70, Rotorblätter modifiziert

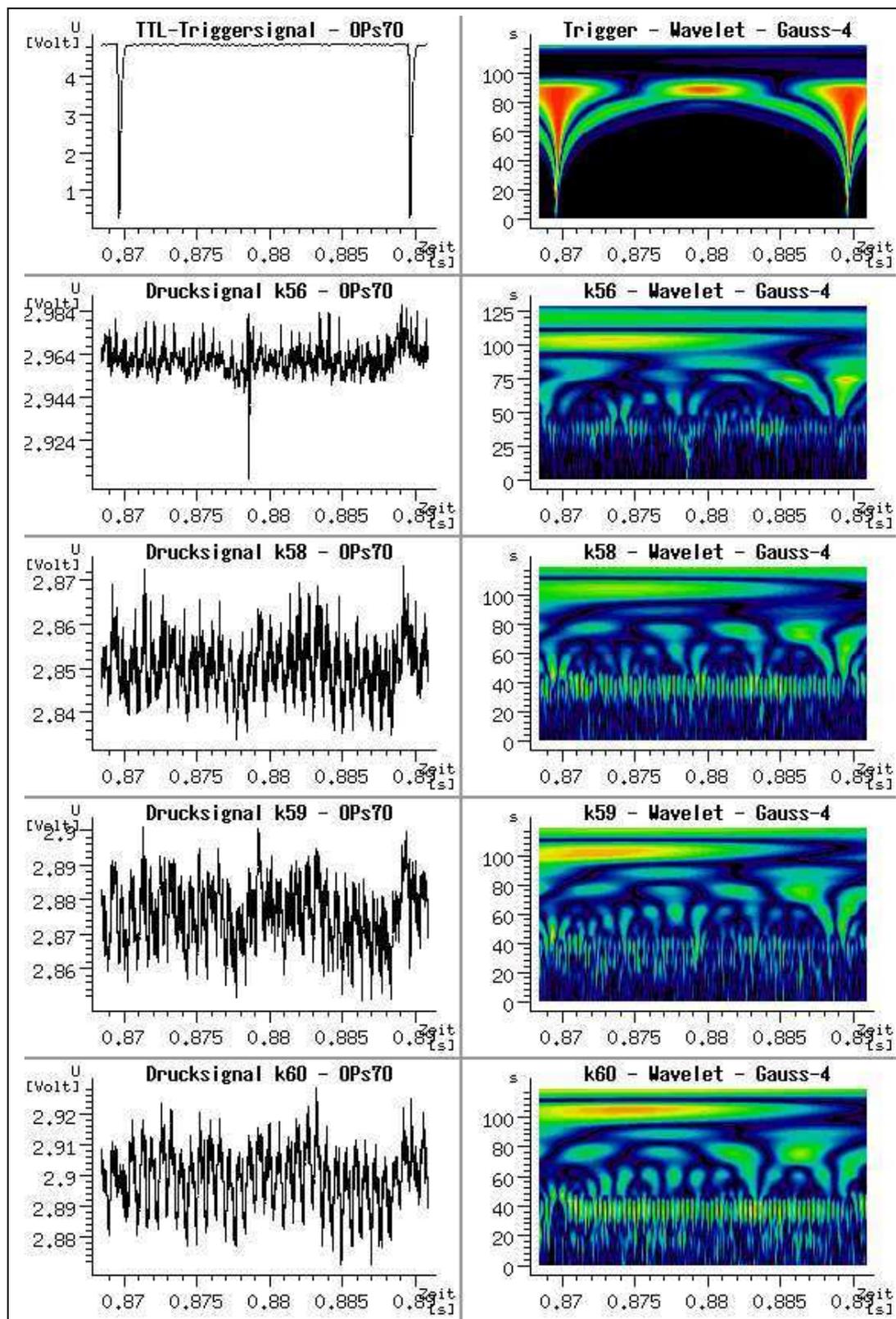


Abbildung 5.58: Wavelet-Analyse der Rohdatensignale der instat. Druckaufnehmer des Stators, Sensor k56, k58, k59, k60, Betriebspunkt OPs70, Rotorblätter modifiziert

5.3.3 Gezielte Wavelet-Dekomposition

Im Abschnitt 4.5 wird das Prinzip der Waveletanalyse beschrieben. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Waveletanalyse als Ansatz zur Turbulenzerkennung erprobt und lieferte nach einigen Versuchen nach dem Trial-and-Error-Prinzip erste Ergebnisse, welche in den folgenden Abbildungen 5.59 bis 5.66 dargestellt werden.

Für die Analyse dieses Abschnittes wurden Datensätze aus der 50-kHz-Messkampagne ausgewählt (vgl. Abschnitt 2.2 und Tabelle 2.4 auf Seite 7). Hier stehen Messkonfigurationen zur Verfügung, bei denen fünf in Strömungsrichtung aufeinander folgende Heissfilme zeitlich parallel betrieben wurden. Mit diesen Daten lassen sich einzelne Phänomene der Strömung an einigen Punkten an der Schaufeloberfläche über eine Strecke auf der Saugseite der Statorschaufel in Echtzeit verfolgen.

Für eine Analyse des Betriebspunktes nahe der Schluckgrenze OPs50 wurden die vier Abbildungen 5.59 bis 5.62 erzeugt. Dargestellt ist quasi eine Bildabfolge, die das Hineinzoomen der Waveletanalyse in die Zeitskala darstellt. Das jeweils nächste Zeitfenster ist durch einen Rahmen auf dem rechten Plot markiert. Gleiches wurde analog für den Betrieb bei gutem aerodynamischen Wirkungsgrad in den Abbildungen 5.63 bis 5.66 wiedergeben.

Auf der linken Seite jeder Einzelabbildung sind die Zeitdaten der fünf Heissfilme synchron untereinander abgedruckt. Es handelt sich um die Heissfilmsensoren h21, h23, 25, h27 und h29, welche auf der Schaufelsaugseite an den Koordinaten $x/l = 46,6\%$, $51,8\%$, $57,1\%$, $62,3\%$ und $67,5\%$ angeordnet sind. Die rechte Hälfte der Abbildungen zeigt jeweils den Plot des Korrelationskoeffizienten der Wavelet-Dekomposition mit dem Skalierungsfaktor $s = 57$, was in etwa einer Frequenz von $f = 250\text{Hz}$ entspricht. Diese Frequenz wurde mit einem Trial-and-Error-Vorgehen ausgewählt. Visuelle Analysen der Waveletplots zeigten in diesem Frequenzband zwar keine sofort offensichtlichen Besonderheiten, jedoch eine recht zuverlässige Korrelation zwischen abnorm deformierten Nachlaufmustern in den Heissfilmsignalen und relativ deutlich hervortretenden Korrelationskoeffizienten in der Wavelet-Dekomposition. Es kann in diesem Falle nicht der Rückschluss getroffen werden, dass diese Frequenzanteile besonders in den Heissfilmsignalen hervortreten, sondern lediglich, dass eine Korrelation zwischen einer Veränderung in einer Nachlaufdelle und dem Korrelationskoeffizienten wahrscheinlich ist.

Durch die Bildfolgen des Hineinzoomens wird deutlich, dass schon bei einer noch sehr groben zeitlichen Auflösung, also einem relativ langen Zeitabschnitt, der Plot des Korrelationskoeffizienten (jeweils rechts) eine gute Hervorhebung der Bereiche größerer Abnormalitäten in den Messdaten ergibt. Beim Vergrößern des Zeitausschnittes werden dann immer dort, wo der Korrelationskoeffizient große Amplituden aufweist, deformierte Nachläufe in den Zeitdaten sichtbar, die zwar keinen eindeutigen Beweis für turbulente Strömungsphänomene liefern, trotzdem aber doch mit großer Wahrscheinlichkeit auf turbulente Phänomene hindeuten.

Die abgedruckten Plots zeigen, dass eine detaillierte Turbulenzauswertung mit Hilfe der Waveletanalyse zwar prinzipiell möglich, jedoch nur bedingt aussagekräftig ist. Eine grobe Sondierung besonders hervortretender Datenabschnitte ist durchführbar, wenn zu diesem Zweck charakteristische Frequenzbänder bestimmt wurden, so dass einzelne, ausgewählte Dekompositionskoeffizienten auf starke Amplitudenausschläge hin untersucht werden können.

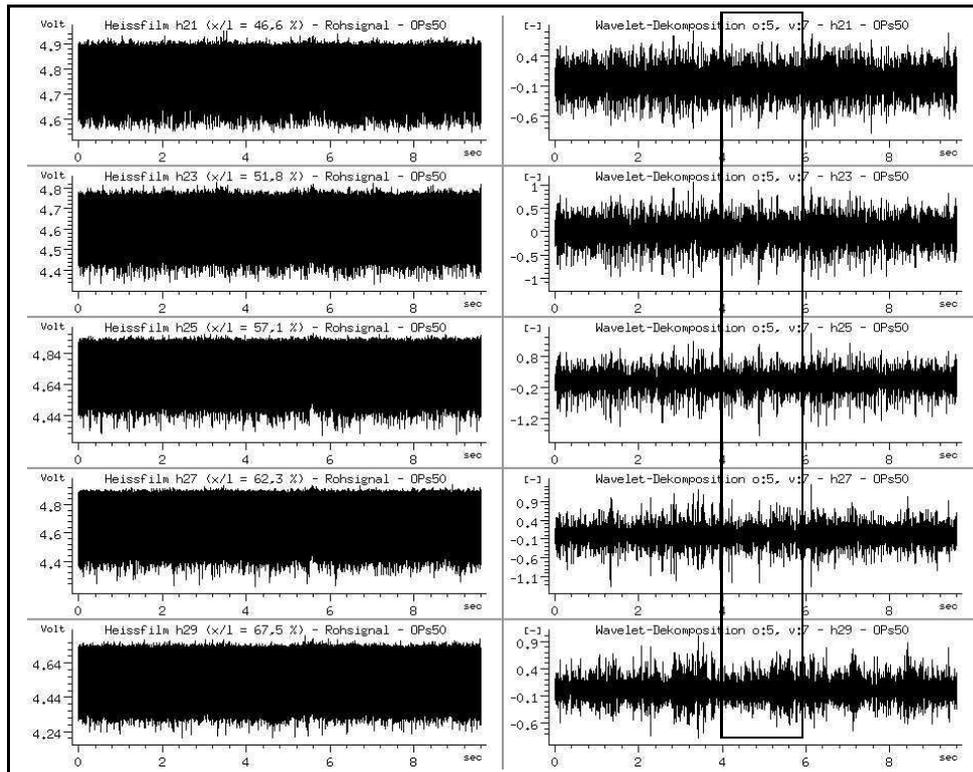


Abbildung 5.59: Wavelet-Dekompositon "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs50, Rohsignal

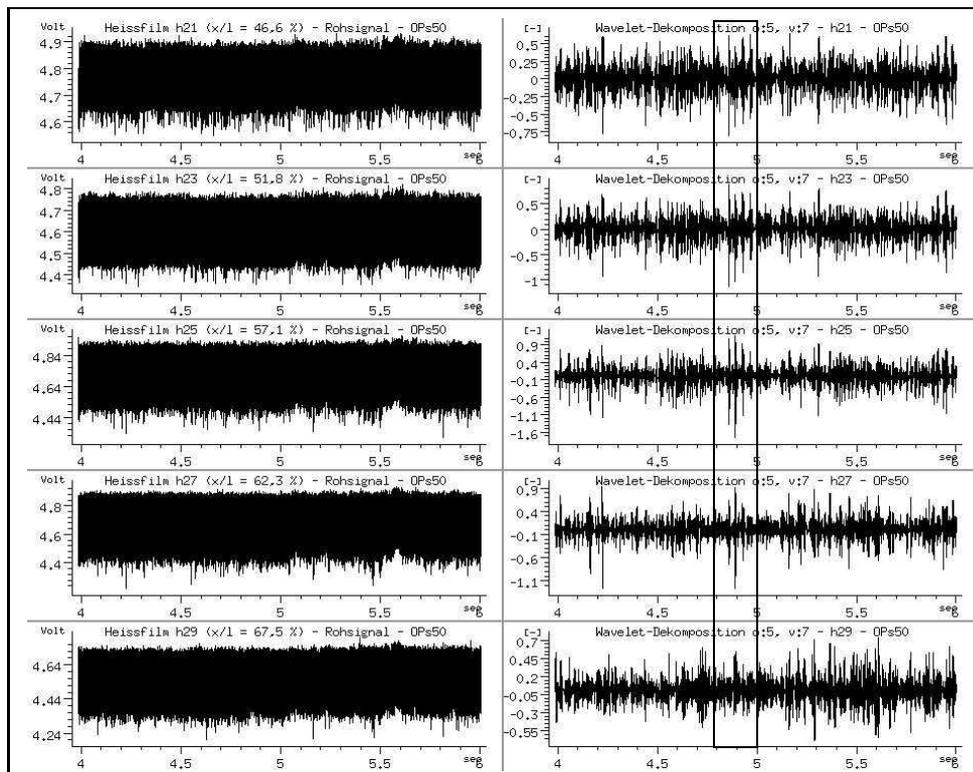


Abbildung 5.60: Wavelet-Dekompositon "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs50, Rohsignal

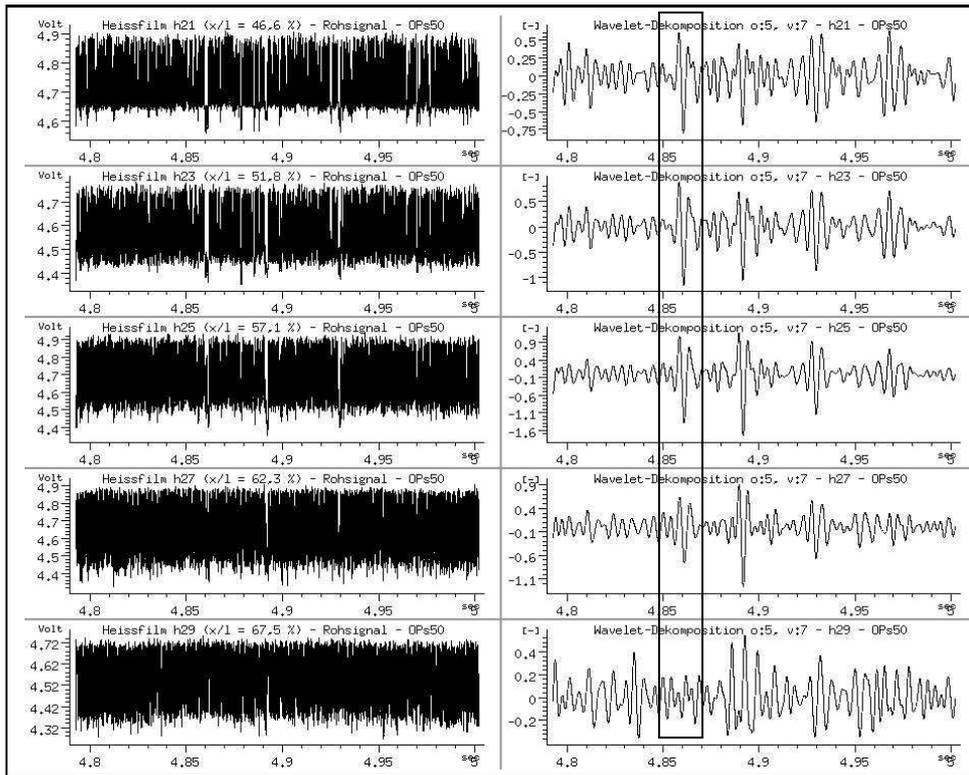


Abbildung 5.61: Wavelet-Dekomposition "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs50, Rohsignal

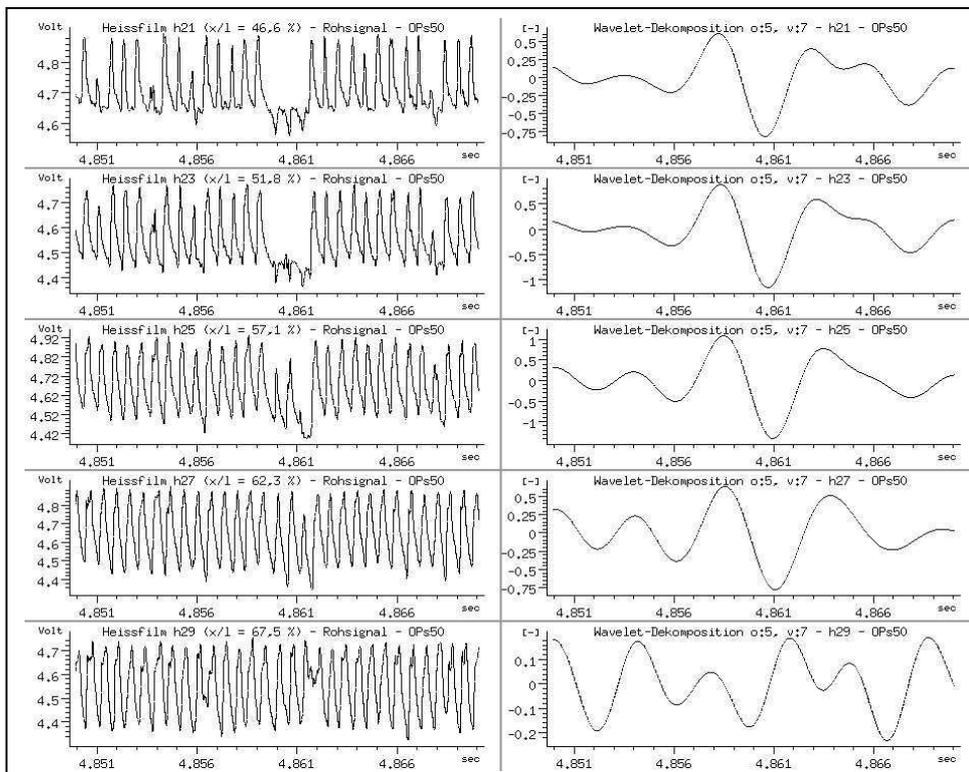


Abbildung 5.62: Wavelet-Dekomposition "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs50, Rohsignal

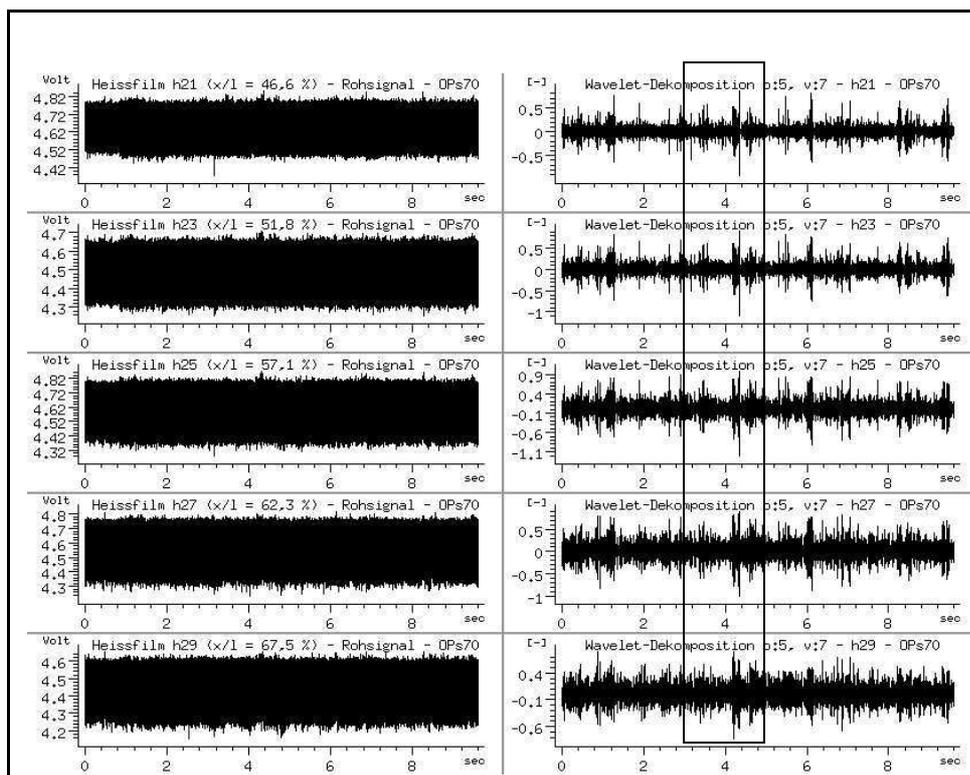


Abbildung 5.63: Wavelet-Dekompositon "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs70, Rohsignal

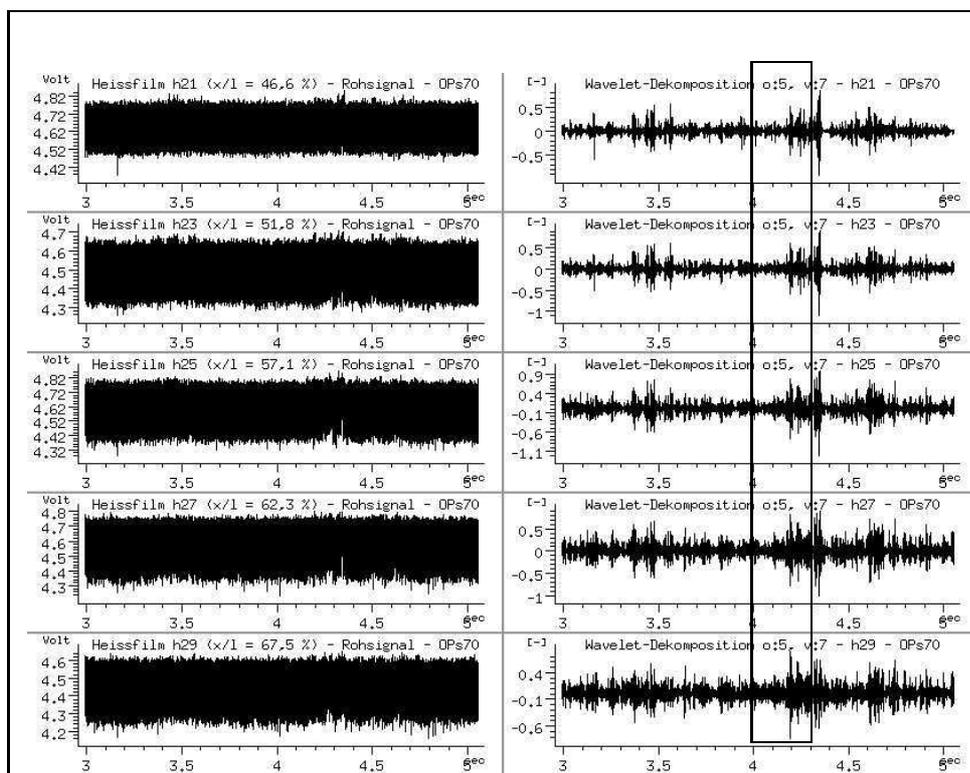


Abbildung 5.64: Wavelet-Dekompositon "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs70, Rohsignal

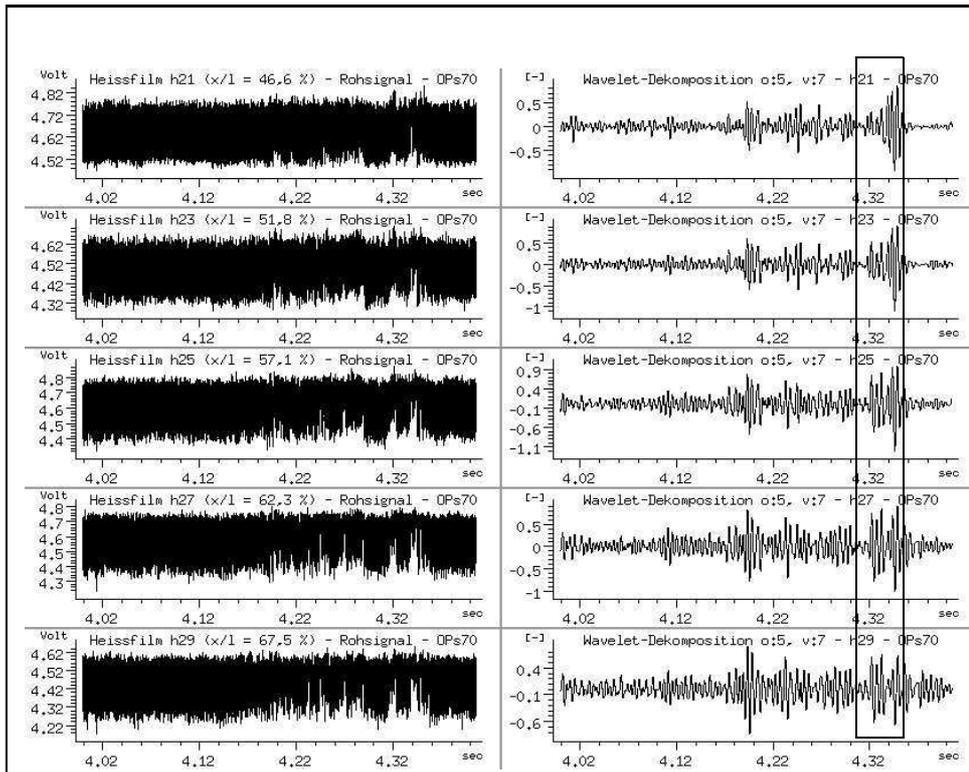


Abbildung 5.65: Wavelet-Dekomposition "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs70, Rohsignal

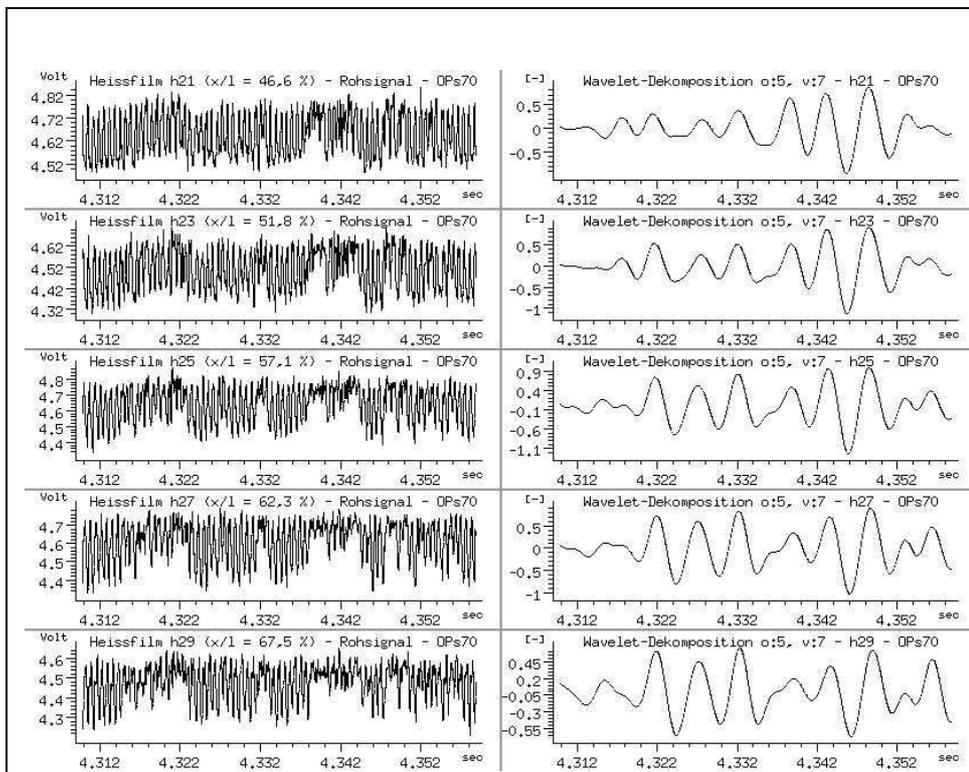


Abbildung 5.66: Wavelet-Dekomposition "Gauss-4", Heissfilme h21, h23, h25, h27, h29, OPs70, Rohsignal

5.4 Matching Pursuit mit Guimauve

Als mögliche Erweiterung der Wavelet-Analysen wurden Rohdaten der Heissfilmmessungen mit Hilfe der Software “Guimauve” mit dem Matching Pursuit Verfahren analysiert. Das Ergebnis der Analysen zeigt, dass das Verfahren nur mäßig zur Analyse turbomaschinentypischer Daten geeignet ist. Das Dilemma liegt auch hier genau wie in sämtlichen anderen Standardverfahren darin, dass die Software nicht erkennen kann, welche Signalanteile aus der natürlichen Periodizität des Signals stammen und welche Charakteristika auf turbulente Strömungsphänomene zurückzuführen sind. Da die Auswertungen keine neuen Erkenntnisse zum Thema dieser Arbeit brachten, sind sie in Anhang D.3 ab Seite 137 abgedruckt. Die Abbildungen D.17 bis D.20 ab Seite 139 zeigen Auswertungen einiger ausgewählter Signaldaten.

Um einen kurzen Eindruck zur Software Guimauve zu vermitteln, ist unten die Testauswertung der aufgezeichneten Sprache “Matching Pursuit” abgedruckt. Näheres hierzu ist im Anhang beschrieben.

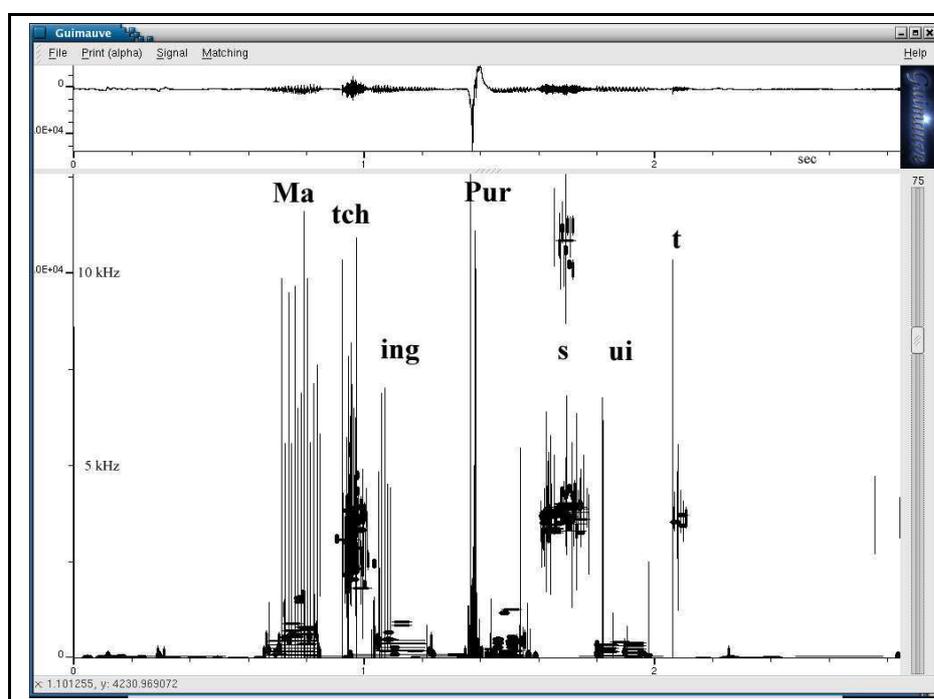


Abbildung 5.67: Analyse des gesprochenen “Matching Pursuit” mit der Software “Guimauve”. Aufnahme über Standardsoundkarte, Samplingrate 44100 kHz, Windowfunction “Spline0”. Die Wortteile von “Matching Pursuit” sind den Bereichen im Auswertungsplot zugeordnet.

5.5 Ergebnisse der ensemble-gemittelten TERA-Methode

5.5.1 Erkennung einzelner turbulenter Strömungsereignisse

Im Abschnitt 4.7 wurden mögliche Turbulenzerkennungsmethoden aufgezeigt. Die hier erarbeitete Methodik der ensemble-gemittelten TERA-Methode wurde in Abschnitt 4.8 allgemein und in Abschnitt 4.8.2 ab Seite 29 im Detail beschrieben. Die folgenden Abbildungen 5.68 und 5.69 auf den Seiten 86 und 87 sollen als Beispiel für die TERA-Auswertung dienen. Sie zeigen für eine einzelne Rotorumdrehung das Auswertungsergebnis einer Messung der Heissfilme h25 und h31 an den Schaufelpositionen $x/l = 57,1\%$ und $x/l = 72,8\%$ (vgl. Abbildung 3.3 auf Seite 14) im Betrieb nahe optimalen Wirkungsgrades mit originaler Beschauelung.

Die oberste Kurve zeigt das eigentliche Heissfilmsignal in der “resampled” Form, d. h. es wurde keine Quasi-Wandschubspannung ausgewertet, sondern der Datenschieb musste für die Auswertung in exakt 4200 Samples pro Rotorumdrehung umgewandelt werden. Der Verlauf der Messdaten des Sensors h25 zeigt auf Abbildung 5.68 etwa bei Zeitmarke 0,8 eine sichtbare Unregelmäßigkeit des Signals. Diese Strömungsunregelmäßigkeit stellt ein turbulentes Ereignis dar. Es verstärkt sich in der Strömung bis zum Auftreffen auf den Sensor h31, welcher um $\Delta x/l = 15,7\%$ weiter stromabwärts auf der Statorsaugseite angeordnet ist (Abbildung 5.69 oben). In den Rohdaten ist das turbulente Phänomen etwa über einen Zeitraum von zwei Rotorumläufen klar sichtbar.

Ein zweites Turbulenzereignis zeigt sich bei der Zeitmarke 0,2. Während im Rohsignal des Heissfilms h25 lediglich zwei besonders stark abfallende Amplituden gemessen werden, ist im Signal des Sensors h31 ein turbulentes Strömungsereignis klar zu sehen. Dies könnte ein Beispiel für eine beobachtete Entstehung eines Turbulenzballens sein.

Die zweite Datenkurve auf Abbildung 5.68 und 5.69 zeigt jeweils das ensemble-gemittelte Heissfilmsignal. Für die beiden dargestellten Sensoren h25 und h31 sind die einzelnen Rotorumläufe klar abgebildet, und es zeigt sich der bereits im vorangehenden Abschnitt 5.32 auf Seite 55 gezeigte repräsentative Kufenverlauf der Messdaten.

Die jeweils dritte Kurve der Abbildungen stellt die Schwankungsgröße der Heissfilmmessung dar. Hier ist u' bzw. das Ergebnis der Berechnung aus Gleichung 4.3 auf Seite 20 für den Zeitabschnitt einer einzelnen Rotorumdrehung geplottet. In diesem Plot wird bei der Zeitmarke 0,8 ein stark erhöhter Betrag der Amplitude sichtbar, was eine verstärkte Strömungsschwankung relativ zum repräsentativen Mittelwert bedeutet. Der Datensatz des Sensors h31 zeigt im Schieb der Schwankungsgröße bei der Zeitmarke von etwa 0,2 die zweite angesprochenen Unregelmäßigkeit in der Strömung.

Während die Darstellung der Schwankungsgröße einer CTA-Messung schon relativ gute Ergebnisse zur Erkennung von Unregelmäßigkeiten und Turbulenzphänomenen in der Strömung liefern kann, werden viele Strömungsereignisse erst richtig deutlich in einer Auftragung einer abgeleiteten Messgröße. Als Beispiel hierzu wurde im vierten Datenschieb der Abbildungen 5.68 und 5.69 die abgeleitete Größe $u' \cdot \partial u' / \partial t$ dargestellt. Diese Größe wurde im Zuge der hier erarbeiteten Variante der TERA-Auswertung gebildet. Man kann klar erkennen, dass Turbulenzereignisse viel deutlicher von der Normalströmung zu unterscheiden sind. Durch die Ableitung nach der Zeit entstehen große Amplituden in der Darstellung, was die Unterscheidung zwischen ruhigem Strömungsregime und einem turbulenten Strömungsereignis leichter macht.

Die fünfte und die sechste Kurve der Abbildungen 5.68 und 5.69 stellen jeweils die sog. Indikatorfunktion und die gemittelte Intermittenz der Heissfilmdaten dar. Die sog. Indikatorfunktion zeigt für exakt eine Rotorumdrehung das Ergebnis der Auswertung mit der hier angewendeten TERA-Methode. Zu den Zeitpunkten, wo die Indikatorfunktion -1 zeigt, hat der Auswertungsalgorithmus eine “ejection” detektiert (siehe Schema 4.8 auf Seite 29). An Stellen, wo die

Indikatorfunktion den Wert +1 aufweist, hat die Auswertungsroutine für ein “sweep”-Ereignis entschieden. Bereiche, die den Wert Null aufweisen, wurden vom Auswertungsalgorithmus als ruhige bzw. überwiegend laminare Strömungsphasen bewertet.

Die hier erarbeitete TERA-Auswertung wurde mit Hilfe der Programmierumgebung Vee-Pro ausgeführt. Da Vee-Pro eine Interpreterumgebung ist, sind Vee-Pro Anwendungen sehr langsam in ihrer Ausführung. Aus diesem Grunde dauerte die hier beschriebene TERA-Auswertung viele Stunden lang auf einem 800-MHz PC. Darum wurden für die Darstellung der letzten Kurve der Abbildung 5.68 und 5.69 nur 50 Umdrehungen je betrachtetem Sensor und je Betriebspunkt ausgewertet. Einzelne Testläufe ergaben, dass sich die Ergebnisse bei Mittelungen von mehr Auswertungen nur wenig veränderten, d. h. den Kurvenverlauf nicht in seiner inhaltlichen Aussage veränderten, sondern lediglich weicher erscheinen ließen. Die hier geplotteten Ergebnisse der ensemble-gemittelten Intermittenz der Heissfilme können also als repräsentative Auswertung angesehen werden.

Die Abbildungen 5.70 und 5.71 zeigen jeweils einen Ausschnitt um die Zeitmarke 0,8 aus den Datenschriften der Abbildung 5.68 und 5.69. Gut zu erkennen ist hier, wann der TERA-Algorithmus ein turbulentes Strömungsereignis erkannt hat und wann er die Strömung als überwiegend laminar bewertet hat. Wie in Abschnitt 4.8.2.2 beschrieben wurden 50 Rotorumdrehungen der modifizierten TERA-Auswertung gemittelt. Dadurch entstand ein ensemble-gemittelter Plot der Intermittenz für jeden der Heissfilmsensoren und zu den drei betrachteten Betriebspunkten. Das Ergebnis, welches durch die Mittelung von 50 Indikatorfunktionen gebildet wurde, wird jeweils in der letzten Kurve der Abbildungen gut erkennbar.

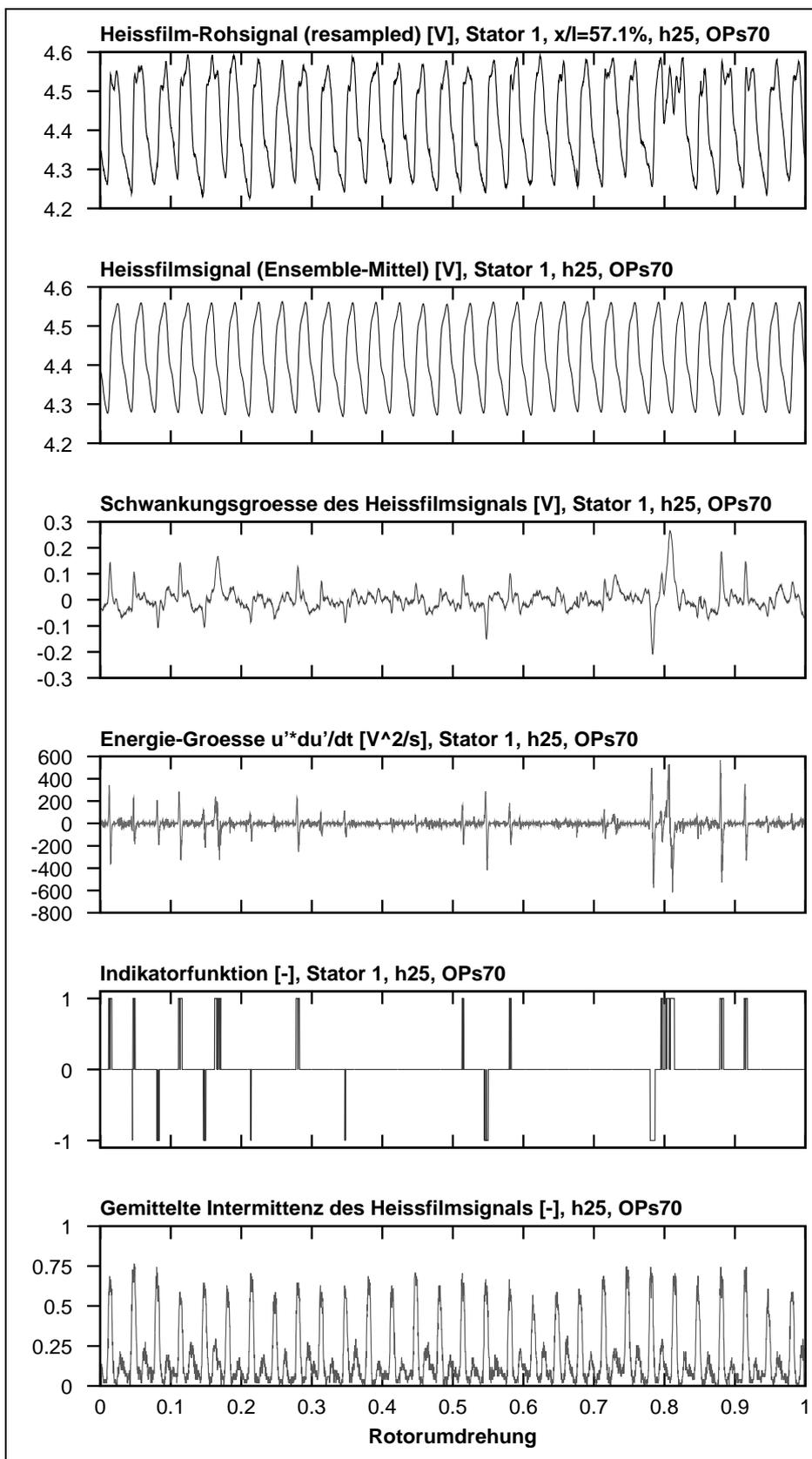


Abbildung 5.68: Heissfilmsignal des Sensors h25 und dessen Auswertung für eine Rotorumdrehung im Betrieb bei gutem Wirkungsgrad OPs70

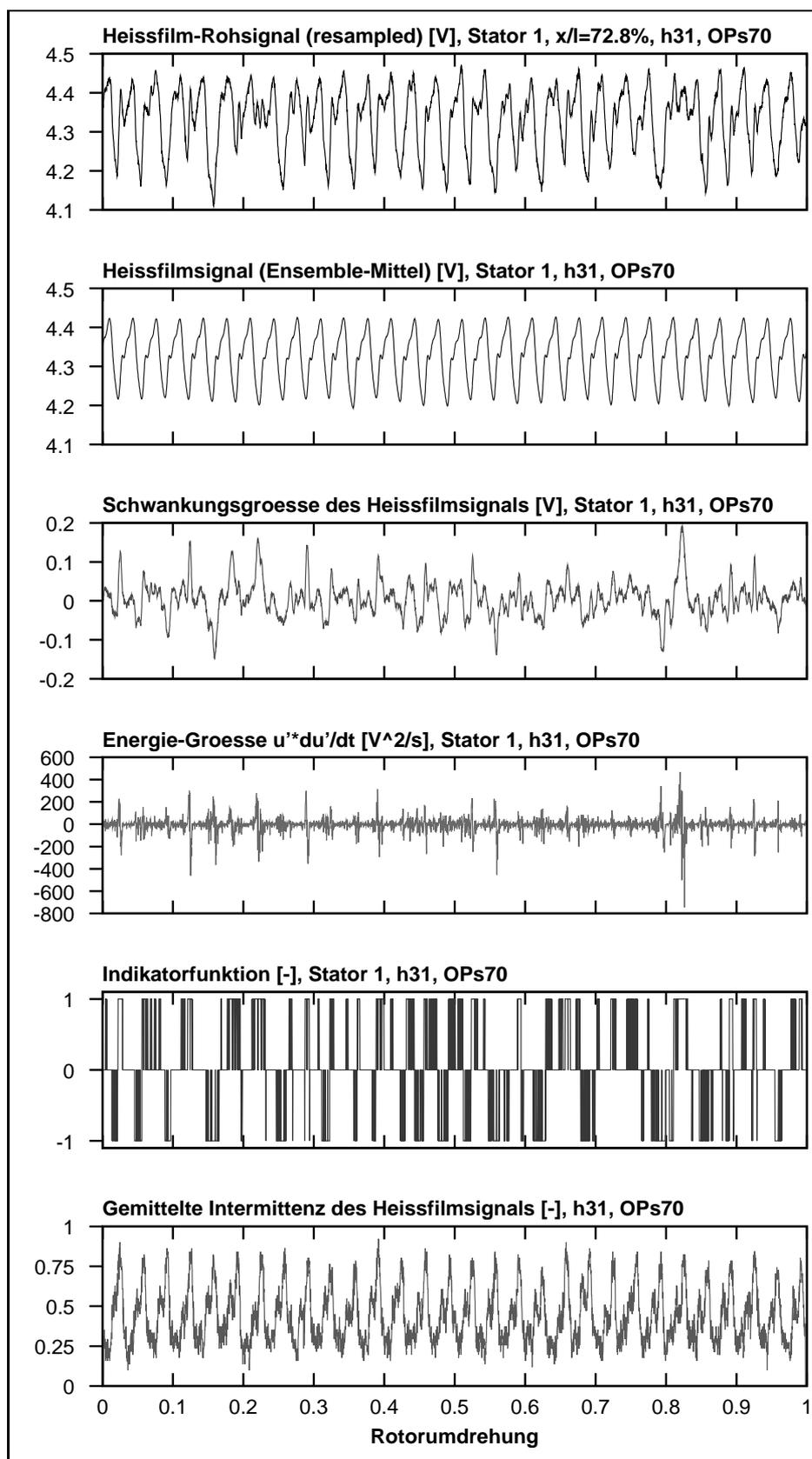


Abbildung 5.69: Heissfilmsignal des Sensors h31 und dessen Auswertung für eine Rotorumdrehung im Betrieb bei gutem Wirkungsgrad OPs70

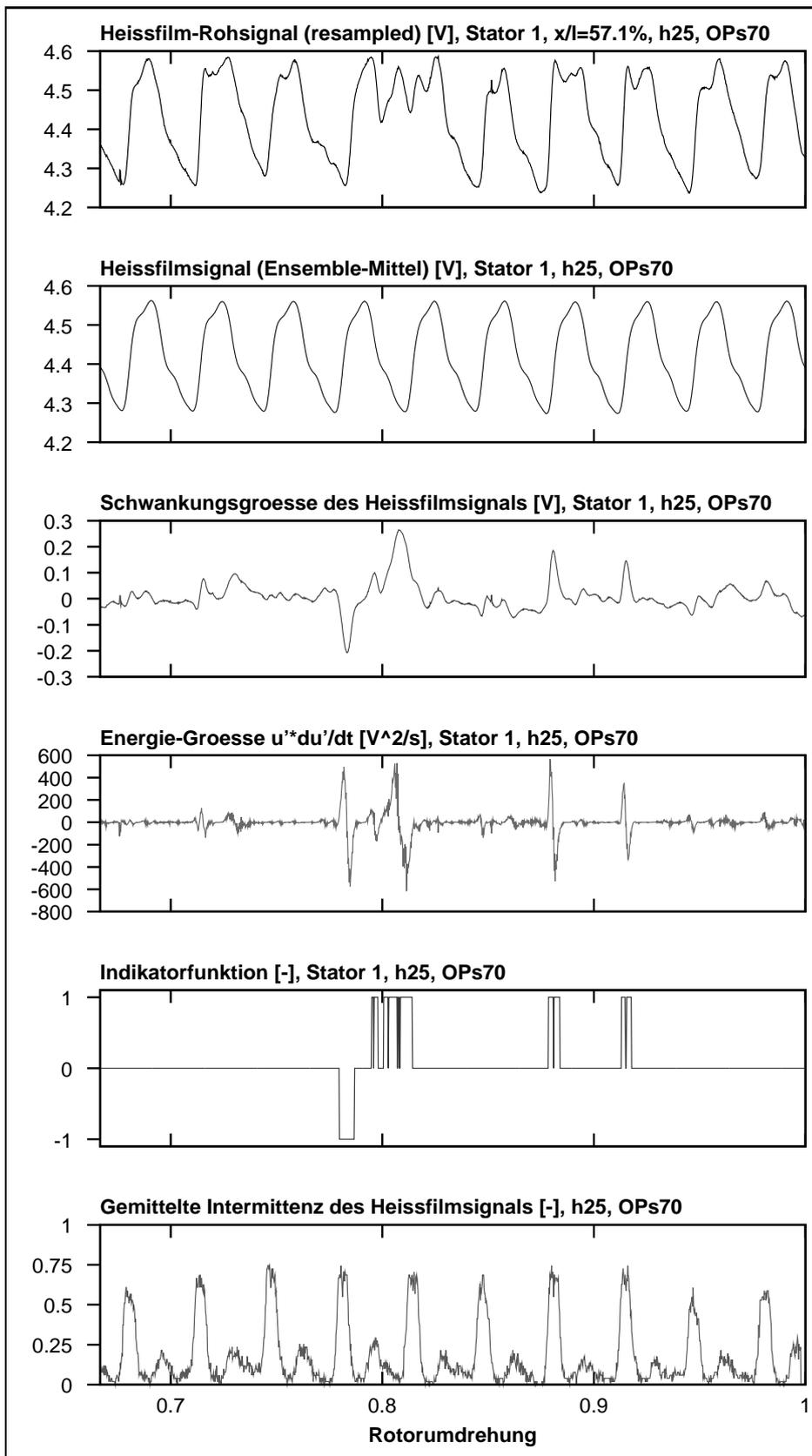


Abbildung 5.70: Ausschnitt der Auswertung von Abbildung 5.68

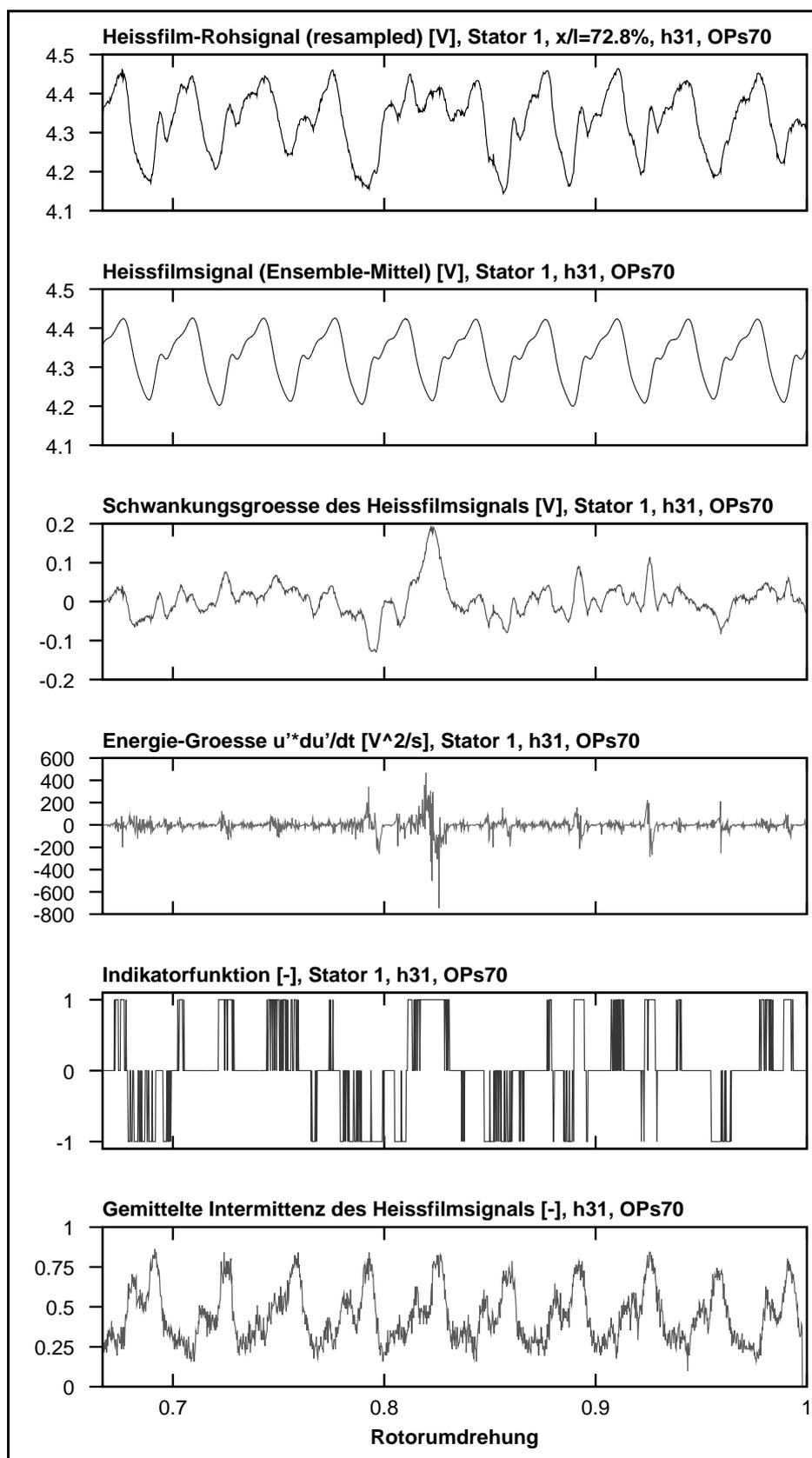


Abbildung 5.71: Ausschnitt der Auswertung von Abbildung 5.69

5.5.2 Turbulenzentwicklung entlang der Saugseite des Stators

Die ab Seite 94 folgenden Abbildungen 5.72 bis 5.74 zeigen Zeitausschnitte über jeweils drei Rotorteilungen der ensemble-gemittelten Rohdatenverläufe der Heissfilmsensoren h14, h25, h31 und h37 und die dazu gehörigen ensemble-gemittelten Intermittenz-Auswertungen für die vier Heissfilme. Darunter sind jeweils die Rohdatenplots der korrespondierenden Drucksensoren k56, k58, k59 und k60 auf der benachbarten Statorschaufelsaugseite abgebildet (Positionen siehe Abbildung 3.3 auf Seite 14). Die Messdaten wurden für diese Auswertung nicht in eine echte Quasi-Wandschubspannung oder echte Druckwerte umgewandelt, da dies die Aussagen der Auswertung in keinsten Weise ändert. Im Anhang D.4 sind ab Seite 142 die gleichen Plots mit einer Darstellung von 10 Rotorschaufeldurchläufen, also einer Drittel Rotorumdrehung, zur Übersicht abgedruckt. Die Darstellungen ähneln von ihrer Anordnung her denen aus Abschnitt 5.1.4 ab Seite 52 ff, wo ebenfalls ensemble-gemittelte CTA- und Drucksignale miteinander verglichen wurden.

Die Drucksignale wurden für die Vergleiche manuell um den zeitlichen Versatz verschoben, der einer Statorschaufelteilung entspricht. Das bedeutet, dass die Heissfilmsignale und die Drucksignale als ensemble-gemittelte, repräsentative Plots zeitlich zueinander passend angeordnet sind und dadurch verglichen werden können, obwohl sie auf zwei benachbarten Statorschaufeln aufgenommen wurden. Es können von den Darstellungen Aussagen abgeleitet werden, welche Rückschlüsse auf einen ensemble-gemittelten, also zeitlich repräsentativen Zusammenhang zwischen Heissfilm- und Drucksignal zulassen.

Die Betrachtung des jeweils vorherrschenden allgemeinen Niveaus der ensemble-gemittelten Intermittenz des Heissfilmsignals gibt insgesamt in etwa das Bild wieder, welches für das Turbulenzverhalten der Strömung auf der Statorsaugseite zu erwarten ist: Beim Vergleich der Datenkurven der Heissfilmsensoren vom Vorderkantenbereich hin zum Hinterkantenbereich erkennt man, dass das allgemeine Niveau γ der erkannten Turbulenz vom Bereich nahe der Vorderkante zum Hinterkantenbereich hin stark zunimmt. Dieses Verhalten entspricht der Vorstellung, dass der Turbulenzanteil der Strömung auf einer Verdichterschaufel durch den Diffusoreffekt des Profils mit der Lauflänge zunimmt.

Korrespondierend zu der Vorstellung, dass das allgemeine Turbulenzniveau einer Verdichterströmung mit stärker werdender Drosselung, also größer werdendem Druckverhältnis zunimmt, zeigen die Intermittenzauswertungen aller drei Betriebspunkte bei gleichbleibender Sensorposition einen allgemeinen Anstieg des vom Algorithmus detektierten Turbulenzniveaus je stärker der Verdichter angedrosselt ist.

Zwei Bereiche werden durch den Algorithmus nicht zuverlässig bestimmt: Erstens wird durch die angewendete Methode im Bereich nahe der Vorderkante (Sensor h14) für den Betriebspunkt nahe der Schluckgrenze (OPs50) eine höhere Turbulenz als für den Betriebspunkt nahe bestem Wirkungsgrad (OPs70) bestimmt (Abbildung D.21). Hier ist nicht sicher, ob die negative Inzidenz der Statorzuströmung in diesem Betriebspunkt möglicherweise im Bereich der Vorderkante zu einer lokalen Geschwindigkeitsüberhöhung mit nachfolgender Turbulenzproduktion führt, was dann einen physikalischen Hintergrund für die scheinbare Turbulenzerhöhung liefern würde.

Zum Zweiten scheint der Algorithmus mit den extrem schwankenden Daten vom Hinterkantenbereich der Statoroberfläche nicht optimal zu arbeiten. Hier wird eine abnehmende Turbulenz für den Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze (OPs80) ausgegeben, was nach der Vorstellung der Hinterkantenströmung nicht zu erwarten ist (Abbildung D.23). Vergleiche mit Messdaten der Splitfilmsonden in der freien Strömung stromauf- und stromabwärts des Stators 1 lassen darauf schliessen, dass das Turbulenzniveau bei der Strömung durch den Stator hindurch zunimmt. Dies wurde auch schon von Griebel und Riess (2003) beobachtet. Das Problem der möglichen Fehl-Erkennung im Hinterkantenbereich kann daran liegen, dass möglicherweise lokale Ablösungen oder/und Rückströmungen auftreten, welche im Rahmen die-

ser Arbeit mangels Instrumentierung nicht zuverlässig bestimmt werden konnten. Messdaten aus einem Ablösebereich liefern stark abweichende Charakteristiken im zeitlichen Verlauf, welche vom verwendeten Algorithmus nicht von stark turbulenten Daten zu unterscheiden sind. Im Betrieb nahe der aerodynamischen Stabilität detektiert der Algorithmus eine über die gesamte Statorsaugseite ausgeprägte turbulente Strömung.

Abbildung 5.72 und 5.73 zeigen für die normale Verdichterströmung, dass die ausgewertete ensemble-gemittelte Intermittenz stark ausgeprägte Amplitudenverläufe besitzt. Dies ist aufgrund der vorliegenden turbomaschinentypischen Strömung mit Rotornachlaufgebieten zu erwarten. Die Strömung zwischen den Rotornachläufen weist ein deutlich niedrigeres Turbulenzniveau auf und es wird eine niedrigere Intermittenz ausgewertet, während im Bereich der Rotornachläufe starke Turbulenzanstiege registriert werden.

Die ersten drei Plots in Abbildung 5.72 zeigen den Verlauf der gemessenen Spannung des Heissfilmsensors h14, die dazu aus 50 Umdrehungen ausgewertete Intermittenz und den zeitlich passend verschobenen Verlauf der Spannung des Drucksensors. Der Verlauf des Heissfilmsignal zeigt klar den Nachlauf der Schaufeln des Rotors 1. Darunter passend ist die Überhöhung der ausgewerteten Turbulenz genau im Nachlauf zu erkennen. Tendenziell kann sogar im Zentrum der Nachlaufzone eine mögliche leichte Abnahme der Turbulenz bzw. eine Trennung zwischen Druck- und Saugseitenströmung abgelesen werden. Vergleichbare Beobachtungen wurden auch von Griebel und Riess (2003) für die Abströmung des Stators 1 dargestellt. Zeitlich passend zeigt der Verlauf des gemessenen Drucksignals eine Druckwelle mit einer kleinen Druckabnahme im Zentrum. Hier zeigt sich, dass der Impulseintrag der Rotorschaukeln Druckaufbau erzeugt, welcher auf der Statoroberfläche messbar ist. Das erste lokale Maximum des Druckverlaufes ist auf die druckseitige Abströmung des Rotors und das zweite lokale Maximum auf die saugseitige Rotorabströmung zurückzuführen. Das lokale Minimum im Zentrum des Rotonachlaufes spiegelt die Totaldruckverluste in der Verwirbelungszone des Schaufelnachlaufes wieder (siehe markierung in Abbildung 5.72, erste drei Kurven). Tendenziell ist in den Druckverläufen sogar zu erkennen, dass das erste lokale Maximum etwas größere Werte erreicht als das zweite, was die Hypothese von druck- und saugseitiger Abströmung unterstützt. Der Nachschwinger im Verlauf des Heissfilmsignals gibt vermutlich die Einflusszone erhöhter Strömungsgeschwindigkeit der saugseitigen Rotorabströmung wieder. In den ersten drei Plots der Abbildung 5.72 zeigt sich noch ein weiterer Nachlauf: Das Nachlaufgebiet der Vorleitrades, welches durch den Rotor 1 hindurch transportiert worden ist. Bereits in Abschnitt 5.1.1 wurde auf Seite 44 mit den Abbildungen 5.10 und 5.11 der Nachlauf des Vorleitrades in der Abströmung des Rotors 1 dargestellt. Die Abbildungen dort zeigen deutlich, wie die Nachlaufdelle des Vorleitrades mit unterschiedlicher Geschwindigkeit auf der Saug- und auf der Druckseite des Rotors weiter transportiert werden. Dies führt dazu, dass das Nachlaufgebiet des Vorleitrades aufgesplittet und in zwei zeitlich aufeinanderfolgenden Abschnitten auf den Stator trifft. Dies zeigt sich im Druckverlauf des Sensors k56 auf der Statorsaugseite dadurch, dass zuerst eine leichte Druckerhöhung gemessen wird, und danach eine stärkere Druckamplitude sichtbar ist (Markierung "IGV-Nachlauf" in Abbildung 5.72, erste drei Kurven). Da der Rotor 1 bei seiner Bewegung zunächst die saugseitige Abströmung des Vorleitrades und erst danach den druckseitig abströmenden Bereich der Abströmung des Vorleitrades durchläuft (vgl. Schaufelanordnung auf Abbildung A.2, Seite 104), besitzen die beiden Hälften des Nachlaufes des Vorleitrades unterschiedliche Druckamplituden: Die erste durchlaufene Hälfte der Vorleitradabströmung zeigt einen niedrigeren Druck als die zweite Hälfte der Nachlaufdelle des Vorleitrades, welche druckseitig abgeströmt ist.

Stromabwärts stellen die Plots des Heissfilms h25 und des Drucksensors k58 ein etwas anderes Bild dar: Es hat den Anschein, als hätten sich die Druckamplituden von Rotornachlauf und Vorleitradnachlauf angeglichen. Das vorherrschende Turbulenzgebiet wird nun vom Auswertungsalgorithmus nur im ansteigenden Druckbereich des Rotornachlaufes bestimmt. Schon deutlich vor Erreichen des Nachlaufzentrums des Rotors scheint die Turbulenz der Oberflächenströmung

wieder abzunehmen. Während im Druckverlauf noch ein kleines lokales Druckminimum zu sehen ist, was auf das Zentrum der Nachlaufdelle des Rotors hinweist, zeigt der Verlauf der Heissfilmspannung nur noch eine einzige große Schwingung. Hier sind in der Wandschubspannung offenbar die Effekte des Rotor- und Vorleitradnachlaufes miteinander vermischt worden. Der Druckverlauf stellt einen zweiten Druckanstieg dar, welcher vermutlich noch eine Restauswirkung des Vorleitradnachlaufs ist.

Die Verläufe des Heissfilmsignals h31 und des Drucksignals k59 bei $x/l \approx 72\%$ der Saugseitenlänge sind nicht mehr so eindeutig zuzuordnen wie die der stromauf liegenden Sensoren. Hier scheinen ähnliche Verläufe erkennbar wie in den Daten des Heissfilms h14 und des Drucksensors k56, während die relativen zeitlichen Positionen der Messkurven zueinander denen der stromauf liegenden Sensoren h25 und k58 ähnlich sehen. Sogar der Amplitudenverlauf des Drucksensors k60 weist eine ähnliche relative Phasenlage auf. Dieses Phänomen scheint für alle drei Betriebspunkte zu gelten: Während sich die relative Position der Heissfilmdaten relativ zu denen der Druckkurven von der Vorderkante aus stromabwärts über die Schaufellänge verändert, scheinen die Druckkurven ab dem Sensor k58 und stromabwärts annähernd die gleiche Phasenlage zu haben. Die Turbulenzanteile verschieben sich etwas relativ zu den Heissfilmkurven. Allgemein scheint jedoch im Bereich ansteigender Wandschubspannung auch hohe Turbulenzproduktion vorzuliegen. Die Tatsache, dass die Druckkurven ab einer gewissen Saugseitenposition stromabwärts ein ähnliche Phasenlage aufweisen macht deutlich, dass sich die Druckinformation unabhängig von der Strömung und viel schneller verbreitet als die Änderung der Wandschubspannung, welche mit der wandnahen Strömung weiter transportiert wird. Das Phänomen, dass sich die Druckkurven von Sensor k56 zu Sensor k58 deutlich verschieben, könnte mit der starken Beschleunigung der Strömung an der Statorvorderkante zusammenhängen.

Im Hinterkantenbereich der Statorschaufel sind Druck- und Schubspannungskurven schon für den Betriebspunkt nahe der Schluckgrenze nicht mehr klar zuzuordnen (Abbildung 5.72). Hier hat vermutlich der stromabwärts drehende Rotor 2 Einfluss auf die Druckverteilung des Stators 1 und verschiebt so die Druckverteilung zeitlich relativ zur Verteilung der Wandschubspannung. Die Plots für die Betriebspunkte nahe besten Wirkungsgrades (Abbildung 5.73) zeigen ein qualitativ ähnliches Bild wie die für den Betrieb nahe der Schluckgrenze. Im Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze (Abbildung 5.74) wird vom modifizierten TERA-Algorithmus dieser Arbeit ein so hohes Turbulenzniveau bestimmt, dass keine einzelnen Nachläufe im Turbulenzplot mehr erkennbar sind. Druck- und Heissfilmschriebe zeigen qualitativ ähnliche Strukturen wie für die anderen beiden Betriebspunkte.

In Abschnitt 5.1.3 wurden aus den gemessenen Heissfilmsignalen drei Größen abgeleitet: Die Quasi-Wandschubspannung, der RMS-Wert und die Schiefe der instationären Messdaten. Mit Hilfe der dort beschriebenen Herangehensweise wurde aus den drei genannten Größen sinngemäß nach Abbildung 5.20 ein Ort-Zeit Schema der Intermittenz der Grenzschichtströmung für den Stator 1 erarbeitet und mit den Auswertungen der Quasi-Wandschubspannungen überlagert (siehe Abbildungen 5.21, 5.24 und 5.27 ab Seite 50 ff).

In diesem Abschnitt wurden die Ergebnisse der modifizierten TERA-Methode zur Untersuchung des Turbulenzanteils der Grenzschichtströmung auf der Saugseite des Stators 1 präsentiert. Beide Methoden (sowohl aus Abschnitt 5.1.3 als auch aus diesem Abschnitt) haben das Ziel, den intermittierenden Anteil der Grenzschichtströmung auf einer Verdichterschaufel zu bestimmen. Während der Ansatz in Abschnitt 5.1.3 auf qualitativen Analysen der drei ausgewerteten Parameter Quasi-Wandschubspannung, RMS-Wert und Schiefe beruht, aus deren gemittelten Werteverläufen dann auf die Intermittenz der Grenzschichtströmung geschlossen wird, ist mit der modifizierten TERA-Methode ein Ansatz zur quantitativen Bestimmung der Intermittenz einer Grenzschichtströmung erarbeitet worden. Aufgrund der hochkomple-

nen Strömungsverhältnisse in einer Turbomaschine mit mehr als einem Rotor und einem Stator und weil für eine vollständige Klärung einiger Detailfragen, die aus den Messergebnissen entstanden, nicht die optimale Messausrüstung vorhanden war, konnte die neue Methode noch nicht vollständig validiert werden.

Für die Abbildungen 5.75 und 5.76 wurden die Ergebnisplots 5.21 und 5.24 auf den Seiten 50 und 51 grafisch nachbearbeitet und mit den ausgewerteten mittleren Intermitenzverläufen einer Rotorteilung (vgl. Abbildung 5.72 und 5.73, Seite 94 und 95) überlagert. Da die Abbildungen 5.75 und 5.76 nur händisch qualitativ erstellt wurden, sind sie bezüglich der Größenmaßstäbe mathematisch nicht exakt, bieten aber trotzdem ein gutes Bild zum Vergleich der beiden o.g. Methoden zur Bestimmung der Intermitenz. Für den Betriebspunkt nahe der Stabilität wurde diese Überlagerung nicht durchgeführt, da die Strömungsmessungen hier so stark schwankende Amplituden der Heissfilmsensoren liefern, dass Rotornachläufe nicht mehr sauber zu erkennen sind, was dazu führt, dass kein eindeutig bestimmbares Ort-Zeit Diagramm erstellt werden konnte.

Allgemein ist festzustellen, dass das Absolutniveau der mit der modifizierten TERA-Methode bestimmten Intermitenz teilweise deutlich von den vereinfachten Schemata der Ort-Zeit Diagramme abweicht. Dies kann einerseits daran liegen, dass die neue TERA-Methode noch weiter kalibriert werden muss. Andererseits kann es aber auch bedeuten, dass die qualitative Methode aus Abschnitt 5.1.3 zu grob aufgelöst ist, denn sie liefert nur grobe Anhaltspunkte für Intermitenzwerte von $\gamma = 0, 0.25, 0.5, 0.75$ und $\gamma = 1$.

Die Nachläufe des Rotors werden mit der TERA-Methode etwa an den selben Stellen dargestellt wie mit der qualitativen Methode und im vorderen Bereich der Statoroberfläche zeigt der Werteverlauf für Sensor h14 (blau) in Abbildung 5.75 und 5.76 keine unerwarteten Merkmale. Der Rotordurchlauf ist eindeutig erkennbar.

Der Verlauf des Sensors h25 (grün) bei $x/l = 57,1\%$ zeigt dagegen Merkmale, die sowohl das Rotornachlaufgebiet zwischen den Zeitschritten 12 bis 25 erkennen lassen, als auch Schlüsse auf eine sog. "beruhigte Zone" (vgl. Halstead et al. (1997a)) unmittelbar zeitlich nach dem Rotornachlauf zulassen. Der Verlauf der Intermitenz fällt zwischen den Zeitschritten 25 bis 27 deutlich ab, besitzt dann etwa bei Zeitschritt 28-29 ein lokales Hoch und sinkt dann bis zum nächsten Nachlaufgebiet wieder ab. Noch deutlicher wird dieser Verlauf für Sensor h25 beim Betrieb nahe besten Wirkungsgrades. Die aerodynamische Schaufelbelastung wird hier durch die Androsselung verstärkt. Dadurch wird nach Halstead et al. (1997a) auch die Wirkung der sog. "becalmed region" verstärkt und tritt möglicherweise in der Auswertung der Intermitenz hervor. Ein ähnlicher Verlauf ist nahe der Schluckgrenze (Abbildung 5.75) bei Sensor h31 (rot) bei $x/l = 72,8\%$ und auch bei h37 (braun) bei $x/l = 88,5\%$ zu sehen. Dabei liegt die Vermutung nahe, dass sich die "beruhigte Zone" im Verlauf der Intermitenz von Sensor h31 (rot) beim Betrieb nahe der Schluckgrenze zwischen Zeitschritt 37 bis 07 liegt, während sie beim Betrieb nahe besten Wirkungsgrades von Zeitschritt 1 bis 13 dauert, also länger bestehen bleibt. Die Intermitenz der Zone natürlicher Transition wäre nach dieser Beschreibung bei Sensor h31 zwischen Zeitschritt 08 bis 21 (Abbildung 5.75) und 13 bis 25 (Abbildung 5.76).

Im Vergleich zu Sensor h14 (blau) ist das Turbulenzniveau bei Sensor h25 (grün) zwischen den Rotordurchläufen etwas erhöht. Dies ist wahrscheinlich der Beginn der natürlichen Transition, die hier mit höherem Intermitenzanteil detektiert wird.

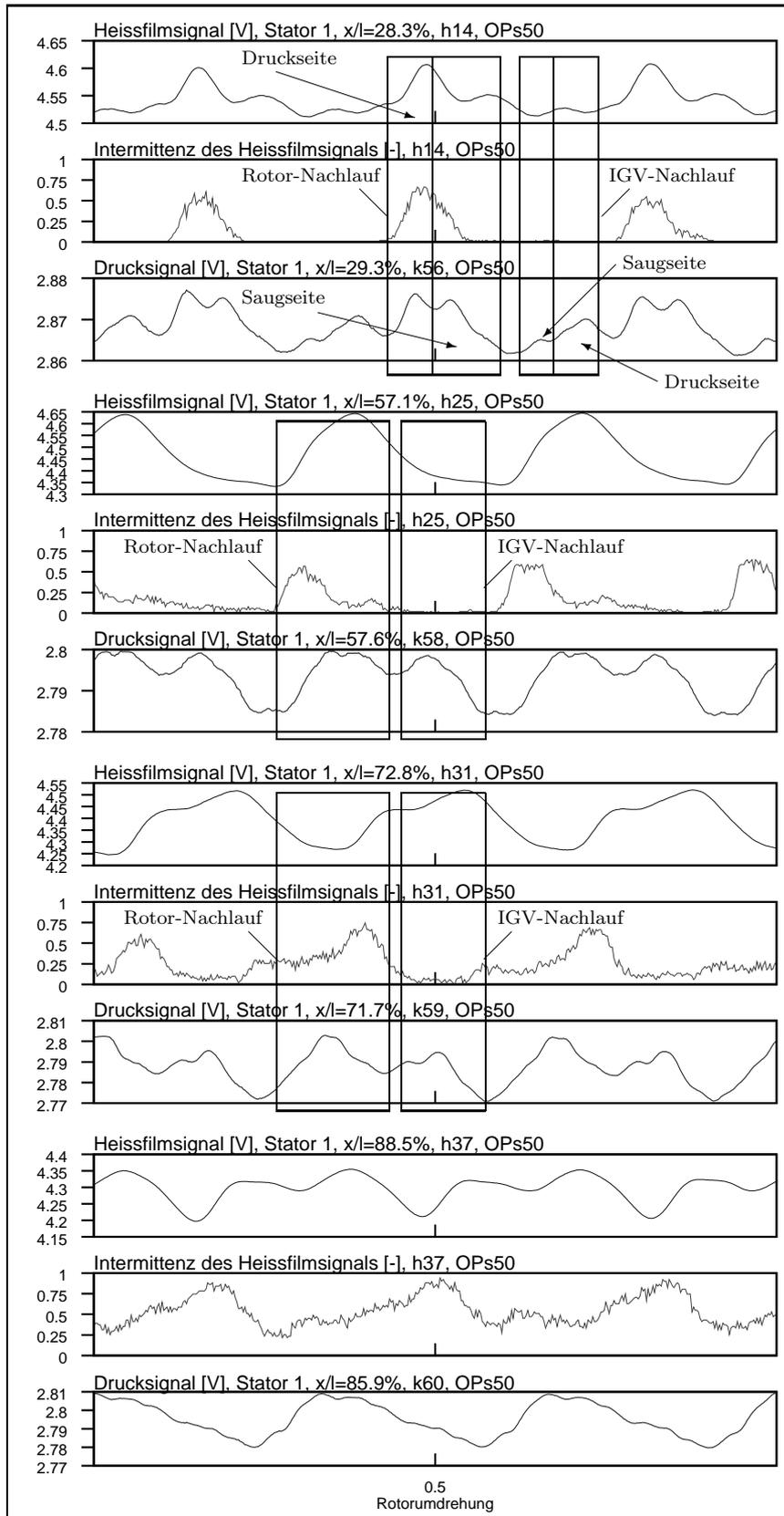


Abbildung 5.72: Ausschnitt aus Abbildung D.21 zum Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermittenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe der Schluckgrenze

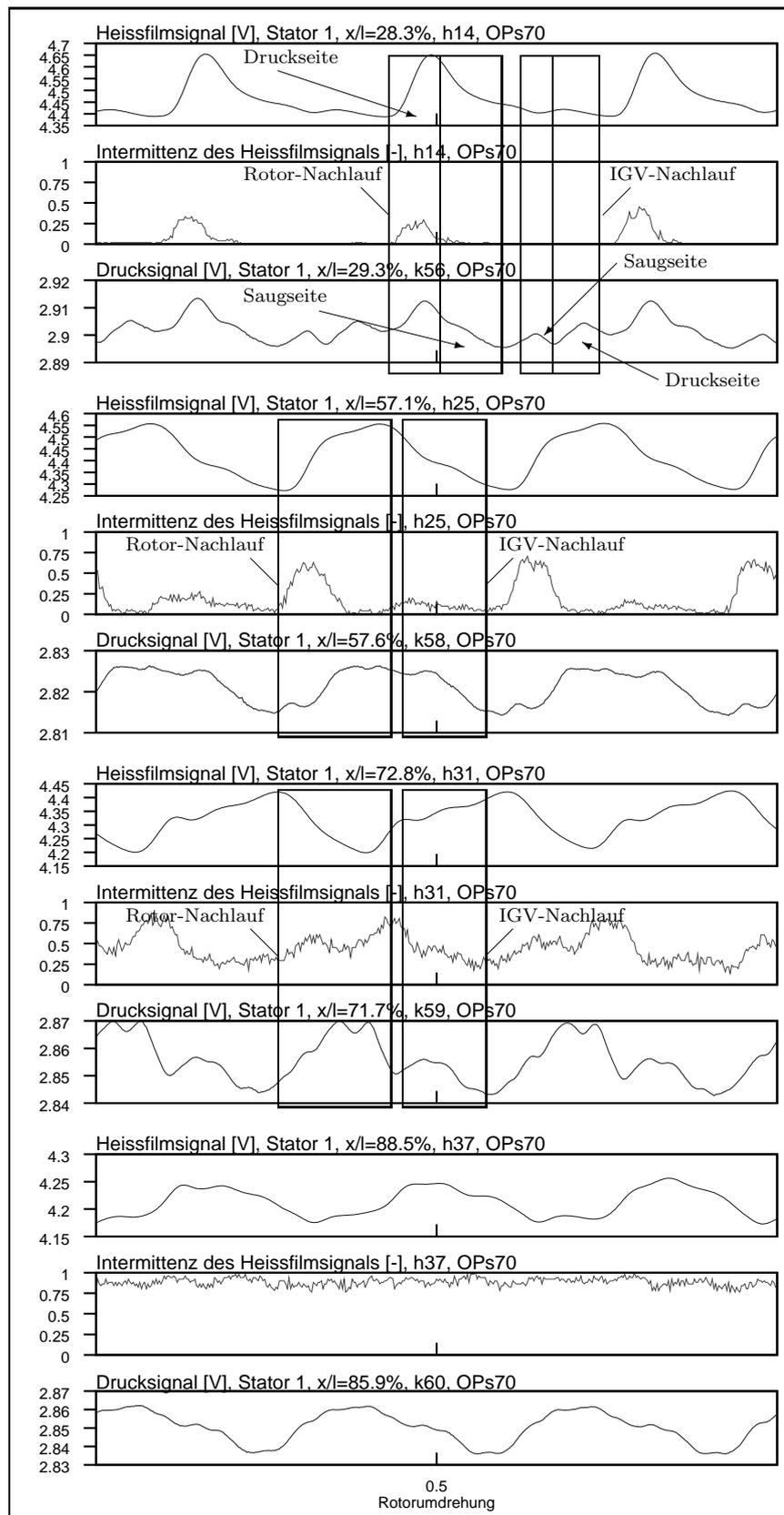


Abbildung 5.73: Ausschnitt aus Abbildung D.22 zum Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermittenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe dem optimalen Wirkungsgrad

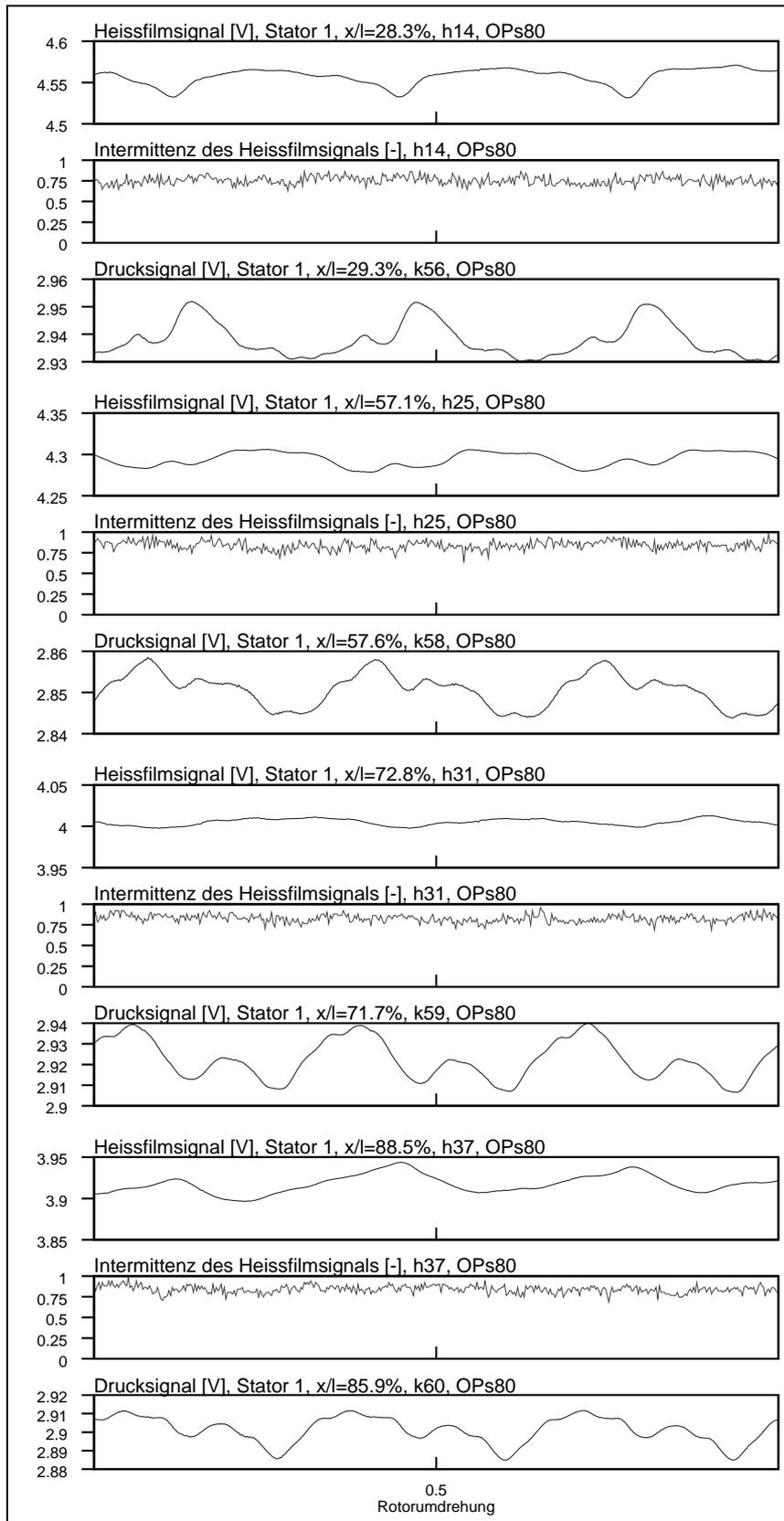


Abbildung 5.74: Ausschnitt aus Abbildung D.23 zum Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermittenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze

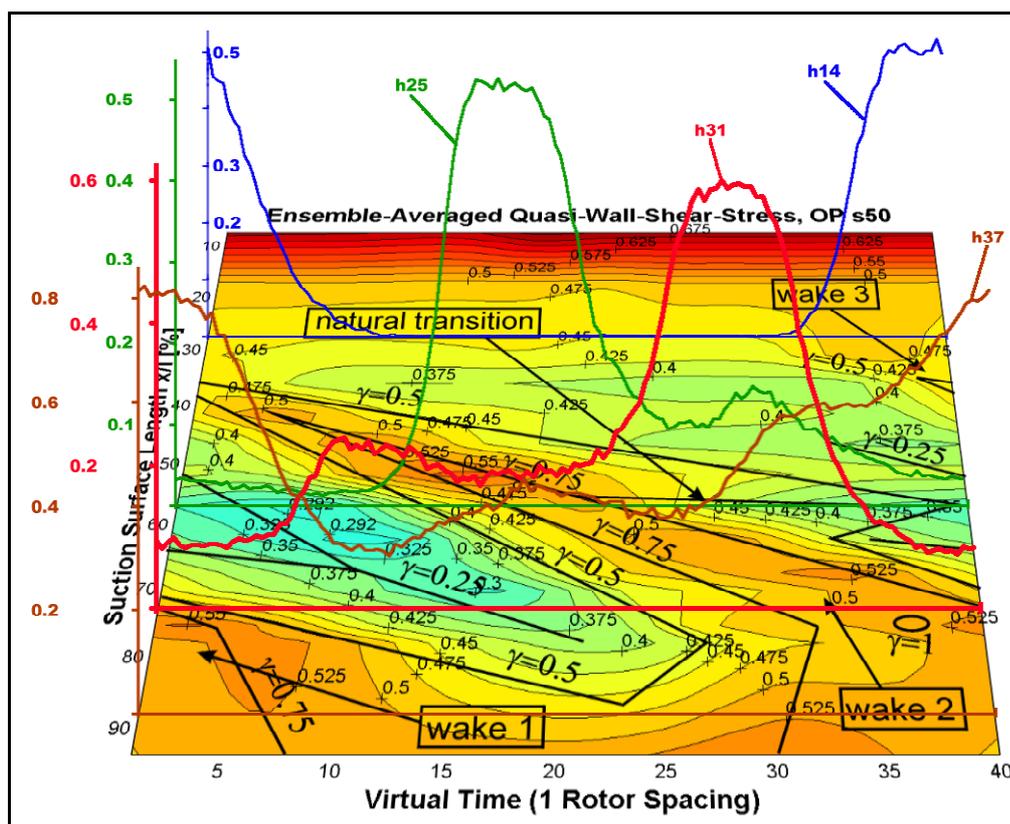


Abbildung 5.75: Überlagerung der Ergebnisse des modifizierten TERA Algorithmus und der Quasi-Wandschubspannungsdiagramme aus Abschnitt 5.1.3 für den Betriebspunkt nahe der Schluckgrenze

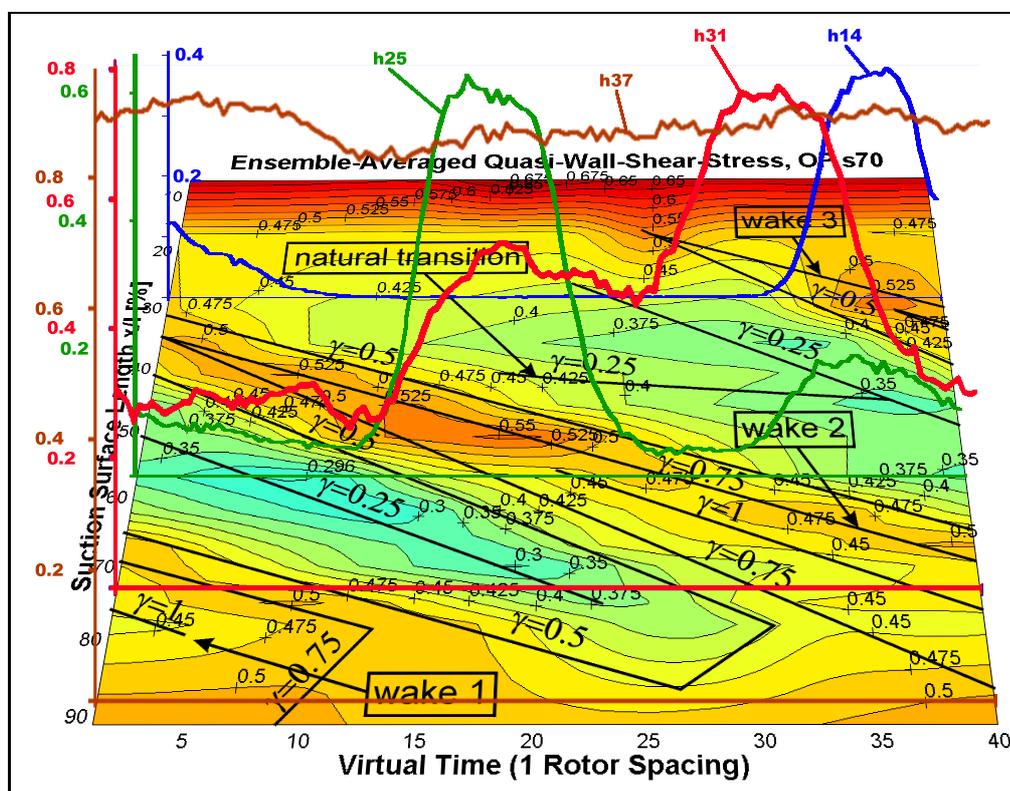


Abbildung 5.76: Überlagerung der Ergebnisse des modifizierten TERA Algorithmus und der Quasi-Wandschubspannungsdiagramme aus Abschnitt 5.1.3 für den Betriebspunkt nahe optimalen Wirkungsgrades

5.5.3 Mittlere Turbulenz auf der Saugseite des Stators

Die Beschreibung des Verfahrens des Ensemble-Averagings in Abschnitt 4.2 ab Seite 19 verdeutlicht, dass ein schlichtes arithmetisches Mittelungsverfahren der Form

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.1)$$

für turbomaschinentypische Daten häufig ungeeignet ist, da durch die einfache Mittelung sämtliche zeitlich periodischen Informationen aus den Daten herausgemittelt werden. Dennoch kann es interessant sein, eine einfache arithmetische Mittelung auf Messdaten aus einer Turbomaschine anzuwenden, um eine einfache Tendenzaussage für einen Parameter in Form einer einfachen Zahl zu bilden. Setzt man in Gleichung 5.1 für x die ausgewerteten Momentanwerte der Intermitenz ein, wird die Turbulenzintensität der Oberflächenströmung der Statorsaugseite in einer Form dargestellt, in der die freie Turbulenzentwicklung und nachlaufinduzierte Turbulenzphänomene vermischt sind. Hierdurch ist eine im zeitlichen Sinne globale Abschätzung des gemittelten Turbulenzniveaus für die verschiedenenene Sensorpositionen möglich. In diesem Fall wurde der Wert der Intermitenz der einzelnen ausgewerteten 50 Rotorumdrehungen arithmetisch über je eine ganze Rotorumdrehung für jeden Sensor und Betriebspunkt gemittelt. Dies ergab je ausgewertete Rotorumdrehung einen Wert für eine arithmetisch gemittelte Intermitenz für jeden der vier Sensoren zu jedem der drei Betriebspunkte. Danach wurden die 50 Mittelwerte jedes Sensors und Betriebspunktes noch einmal arithmetisch gemittelt. Die Tabelle 5.1 gibt also über 50 Rotorumdrehungen arithmetisch gemittelte Turbulenzanteile wieder. Ausserdem

Sensor	Lauflänge [%]	mittlere Intermitenz γ für Betriebspunkt		
		Ops50	OPs70	OPs80
h14	28,3	0,105	0,066	0,756
h25	57,1	0,147	0,179	0,843
h31	72,8	0,235	0,440	0,827
h37	88,5	0,513	0,876	0,832

Tabelle 5.1: Intermitenz, ermittelt mit dem TERA-Algorithmus dieser Arbeit, γ -Verläufe von 50 Umdrehungen arithmetisch gemittelt

wurden die Ergebnisse der Tabelle 5.1 in Diagramm 5.77 und 5.78 auf Seite 99 grafisch aufbereitet. Die fett gezeichneten Graphen geben in beiden Diagrammen identisch die arithmetisch gemittelten Intermitenzwerte der hier entwickelten Auswertung wieder. Die farbigen Bereiche in Diagramm 5.77 stellen die Varianz der Auswertungsergebnisse über die 50 Umdrehungen dar, während die Farbbereiche in Diagramm 5.78 den jeweils maximal und minimal ermittelten Intermitenzwert der 50 ausgewerteten Umdrehung anzeigen.

Anhand von Varianz und Minimum bzw. Maximum-Werten erkennt man, dass der hier entwickelte Turbulenz-Erkennungs-Algorithmus offensichtlich im mittleren Bereich der Statorsaugseite aufgenommene Daten am besten bestimmen kann. Hier treten im Bereich der Statorsaugseite um etwa $x/l = 57\%$ die kleinste Streuung und das engste Minimum-Maximum-Fenster der Turbulenzdaten auf. Im Vorderkantenbereich des Stators ist die Streuung größer. Im Hinterkantenbereich, wo von überwiegend turbulenter Strömung und sogar von lokalen Ablösungen ausgegangen werden kann, ist die Varianz der Turbulenzbestimmungen am größten.

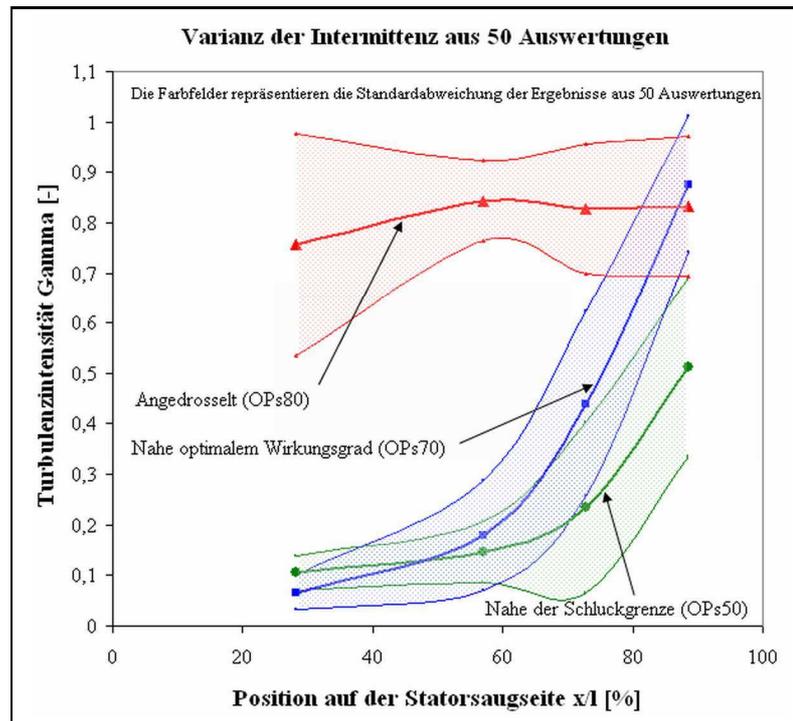


Abbildung 5.77: Varianz der Auswertungsergebnisse des hier entwickelten TERA-Algorithmus über 50 Umdrehungen

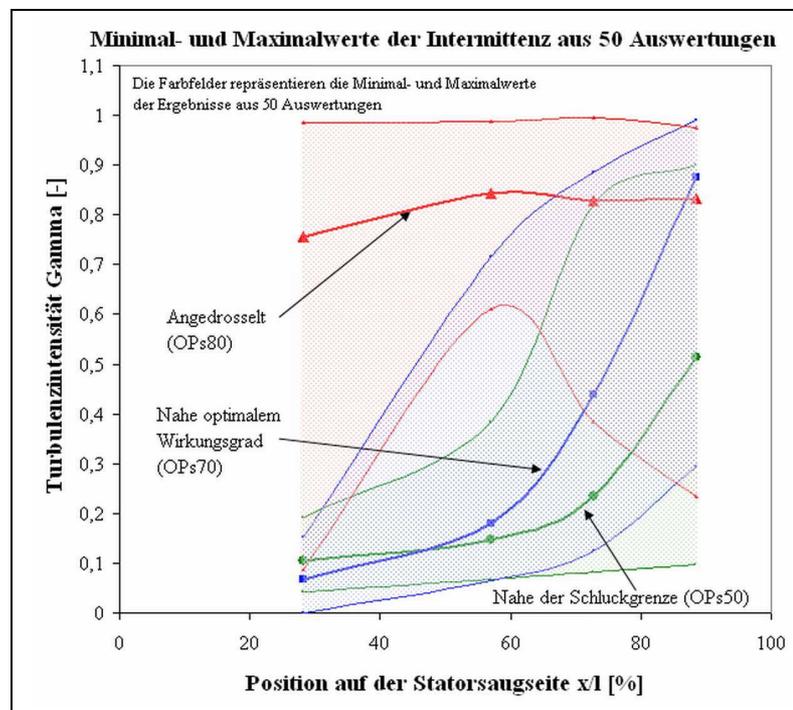


Abbildung 5.78: Minimal- und Maximalwerte der Auswertungen des hier entwickelten TERA-Algorithmus über 50 Umdrehungen

5.6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Während dieser Arbeit wurden Kalibrierungen, Messungen und Auswertung instationärer Daten aus einem zweistufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter durchgeführt. Dabei wurde die saugseitige Statoroberflächenströmung untersucht. In den Abschnitten 5.1.1 und 5.1.2 wurden Untersuchungsergebnisse der naturgemäßen freien Strömung stromauf- und stromabwärts des Stators präsentiert, um einen Eindruck der globalen Vorgänge vor und hinter dem Stator der ersten Verdichterstufe zu gewinnen. Dabei wurde die Abströmung des Rotors 1 in Form von ensemble-gemittelten Geschwindigkeits- und Winkeldiagrammen sowohl im absoluten Koordinatensystem als auch relativ zum drehenden Rotor dargestellt. Schwankungsgrößen der Strömung wurden aus den Messdaten extrahiert und das Nachlaufgebiet des Vorleitrades des Verdichters konnte noch nach dem ersten Rotor klar dargestellt werden. Stromabwärts des Stators wurde auch der Nachlauf des Rotors 1 gezeigt.

Im Stator der ersten Stufe (dritte Schaufelreihe) wurden zwei benachbarte Schaufeln mit Heissfilmen und mit instationären Druckaufnehmern instrumentiert. Mit Hilfe der Heissfilmdaten wurde ein Bild über die Strömung der Schaufeloberfläche des Stators in Abschnitt 5.1.3 erarbeitet. Die Fortbewegung der Rotornachläufe über die Statorsaugseite wurde repräsentativ in einem Ort-Zeit-Diagramm dargestellt, und es wurden einige Strömungsphänomene der hier verwendeten Beschauelung aufgezeigt.

Messungen mit aerodynamisch veränderten und somit markierten Rotorschaukeln wurden durchgeführt, um stromabwärts und stromaufwärts wirkende Effekte der Strömung zu zeigen. Die Ergebnisse in Abschnitt 5.1.4 geben Anhaltspunkte über stromabwärts wirkende Nachlaufgebiete, aber auch Hinweise auf stromaufwärts propagierende Potentialeffekte der Vorderkanten der Schaufeln.

Ergebnisse von FFT- und Wavelet-Analysen sind in den Abschnitten 5.2 und 5.3 abgedruckt. Diese ergänzen die Untersuchungen der vorhergehenden Abschnitte und geben lassen einen möglichen Auslöschungseffekt der Strömung im Mittenbereich der Schaufeloberfläche erkennen. Hier scheint es, dass sich stromaufwärts erzeugte Strömungsgebiete mit stromabwärts verursachten Potentialwirkungen gegenseitig beeinflussen und überlagern. Als Erweiterung der FFT- und Wavelet-Analyse wurde eine Auswertung mit dem Matching Pursuit Verfahren erprobt (Abschnitt 5.4). Hier zeigte sich, dass dieses Verfahren im Falle der hier untersuchten Daten keine besonderen Vorteile hat, da es genauso wenig wie die FFT- und die Wavelet-Analyse zwischen turbulenten Strömungsschwankungen und der Strömung überlagerten, maschinentypischen Periodizitäten unterscheiden kann.

In Abschnitt 5.5 wurden die Ergebnisse einer neu entwickelten Turbulenzerkennungsmethode gezeigt. Diese Methode ist nach dem Wissen des Verfassers in dieser Form noch nicht angewendet worden und bietet Ansätze zur quantitativen Auswertung des Turbulenzgrades der Oberflächenströmung auf Schaufeln einer Turbomaschine. Für die Messungen dieser Arbeit wurden Plots erstellt, die eine qualitative Zuordnung der Grenzschichtspannung einer Statorschaufel zum Druckverlauf und zum Turbulenzgrad der Oberflächenströmung qualitativ ermöglichen und erste quantitative Abschätzungen des Turbulenzgrades der Oberflächenströmung zulassen. Diese Auswertungen zeigen anschaulich, dass sich das Strömungsfeld und damit auch Turbulenzgebiete der Strömung beim Durchgang durch den Stator anders fortpflanzen als das Druckfeld, welches auf der Statorsaugseite ausgeprägt ist. Es wird gezeigt, dass im vorderen Profilbereich Oberflächenschubspannung, Turbulenzgebiete und Druckfeld korrelieren, während dies im hinteren Profilbereich nicht mehr beobachtet werden kann.

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeit sind in Abschnitt 5.6 zusammengefasst worden. Aus den Auswertungen können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Das Ensemble-Mittelungsverfahren ist ein klassisches Mittelungsverfahren für Messdaten, denen periodische Schwankungen überlagert sind. Es liefert exzellente Ergebnisse für statistische Betrachtungen und repräsentative Aussagen im Zeitbereich. Es ermöglicht die Darstellung repräsentativ gemittelter Strömungsparameter und trägt dadurch zum Prinzipverständnis wiederkehrender Strömungsvorgänge bei. Es läßt sich sowohl auf Messdaten aus der freien Strömung als auch auf Oberflächenmessungen anwenden und liefert gute Daten zu globalen Strömungsphänomenen in einer Turbomaschine.
- Die allgemein bekannte FFT-Analyse ist zur Auswertung stochastischer Daten sehr gut geeignet und liefert Erkenntnisse über die Zusammensetzung eines Signales im Frequenzbereich. Für turbomaschinentypische Messdaten ist eine sorgfältige Interpretation und möglicherweise eine frequenzselektive Filterung notwendig, um nicht nur drehzalsynchrone Vorgänge wie z. B. Schaufelwechselfrequenzen zu erkennen, sondern auch andere Phänomene der Strömung zu sondieren. Es ist zwar prinzipiell möglich, turbulente Vorgänge mit Hilfe der FFT-Analyse zu sondieren. In einer Turbomaschine ist jedoch die Periodizität der Schaufelinteraktionen so stark ausgeprägt, dass schwächere Phänomene kaum noch erkennbar sind.
- Die der FFT-Analyse verwandten Methoden, die Short-Time-Fourier-Analyse, die Wavelet-Analyse oder das Matching Pursuit Verfahren, können in bestimmten Fällen gute Ergebnisse liefern, da diese Algorithmen eine Auswertung der Messdaten sowohl in zeitlicher Hinsicht als auch im Frequenzbereich erlauben. Hierbei liegen die Vorteile der Short-Time-Fourier-Analyse in ihrer Geschwindigkeit und der Tatsache, dass es diverse, leicht anzuwendende Software gibt.
Eine detailliertere Datenanalyse ist mit der Wavelet-Analyse möglich. Diese besitzt unterschiedliche Eigenschaften in Ihrer Zeit- und Frequenz-Auflösung. Aufgrund der Tatsache, dass der Nutzer das sog. Mutterwavelet aus einem Pool gegebener Funktionen selber auswählen muss, beeinflusst er das Analyse-Ergebnis erheblich.
Das Matching-Pursuit Verfahren versucht, die Eigenschaften von Short-Time-Fourier- und Wavelet-Analyse zu vermitteln.
- Für die allgemeine Turbulenzerkennung gibt es verschiedene Verfahren, welche teilweise gute Ergebnisse liefern. Soweit es dem Autor dieser Arbeit bekannt ist, haben alle Methoden zur Bestimmung der Intermittenz einer Strömung gemeinsam, dass die Verfahren nur auf stationäre Strömungen (Platte, Kanal) angewendet wurden, da sie mit Algorithmen arbeiten, welche die Messdaten über einen fixierten Schwellwert als turbulent oder laminar einstufen. Sie sind nicht in der Lage, die Intermittenz aus turbomaschinentypischen Daten zu bestimmen.
- In dieser Arbeit ist eine neue Methodik zur Erkennung von turbulenten Kurzzeitereignissen bzw. zur Bestimmung der Turbulenzanteile der saugseitigen Grenzschichtströmung

einer Statorschaufel in einem Verdichter entwickelt worden. Diese Methode basiert auf einem Turbulenzerkennungsalgorithmus von Zoran Zarić (siehe Falco und Gendrich (1988)). Sie kombiniert eine weiter entwickelten Turbulenzdetektion mit der klassischen Ensemble-Mittelung und liefert weitaus stabilere Ergebnisse als allgemein bekannte Turbulenzerkennungsverfahren. Es konnte gezeigt werden, dass dieser neue Algorithmus in der Lage ist, aus Grenzschichtmessdaten einer Turbomaschine Aussagen über den Turbulenzanteil der Grenzschichtströmung zu liefern.

Die hier als methodischer Ansatz und Formelwerk vorgestellte Turbulenzerkennungsmethode wurde während dieser Arbeit entwickelt und erstmalig angewendet. Weiterführende Arbeiten könnten die Methode aufgreifen und in programmieretechnischer Hinsicht optimieren. Im jetzigen Zustand existiert die Methode nur als Sammlung von einzelnen Programmen, welche in einer Arbeitsabfolge nacheinander abgearbeitet werden müssen. Der gesamte Prozeß ist sehr aufwendig. Eine Programmierung als Gesamtpaket wäre wünschenswert.

Die Methodik an sich ist prinzipiell auf alle instationären Grenzschichtströmungsdaten anwendbar, denen turbomaschinentypische, periodische Vorgänge überlagert sind. Im Rahmen dieser Arbeit wurden gute Ergebnisse für Heissfilmdaten erzielt. Die Anwendung auf instationäre Oberflächendruckmessdaten könnte weitere Ergebnisse liefern.

A Zu Kapitel 2 – Prüfstand

A.1 Der Prüfstand in der Übersicht

Die Einleitung zum Aufbau des Prüfstandes ist in Abschnitt 2 ab Seite 3 abgedruckt. Hier im Anhang wird die allgemeine Übersicht des NGAV in Abbildung A.5 wiedergegeben.

Die großen Abmessungen des Verdichters und die relativ weiten Axialspalte (ca. 26 mm) erlauben eine gute Zugänglichkeit für verschiedene Sondentypen und eine gute räumliche und zeitliche Auflösung. Strömungssonden können nach jeder Schaufelreihe theoretisch von $+12^\circ$ bis -12° auf dem Umfang traversiert werden. In der Konfiguration der peripheren Sondenverstellvorrichtung von Juni 2006 ist die periphere Traversierung nur von $+7^\circ$ bis etwa -12° möglich. Mit geringem Umbauaufwand kann auch ein peripheres Traversieren innerhalb der beiden Statoren über einen Winkelbereich von maximal etwa 7° ermöglicht werden. In radialer Richtung können die Sonden über die gesamte Schaufelhöhe traversiert werden.

Die Abbildungen A.1 bis A.3 zeigen jeweils eine Projektion der Schaufelgeometrien für den Radius an der Nabe, im Mittenschnitt und am Gehäuse mit den eingezeichneten Schaufelprofilen der jeweiligen radialen Höhe. Der Umfangswinkel 0° wurde am obersten Punkt des Strömungskanals definiert. Winkel wurden im mathematisch positiven Sinne (also gegen den Uhrzeigersinn) in Strömungsrichtung blickend gerechnet. Der Verdichter dreht in Strömungsrichtung gesehen mit dem Uhrzeigersinn. In Abbildung A.3 sind bei ca. -170° ehemalige Druckbohrungen an der Nabe in einem Statorkanal zu erkennen. Diese sind prinzipiell verwendbar, wurden jedoch mit Blindstopfen verschlossen. Des Weiteren sind in Abbildung A.2 die beiden Schaufeln des Stators 1 gekennzeichnet, welche für diese Arbeit mit instationären Oberflächensensoren ausgestattet wurden. In der Darstellung für den Geäuseradius sind die Umfangsnuten für das Sondenverstellgerät und die mögliche Einbaulage optischer Fenster gekennzeichnet.

Die in den Skizzen verwendeten Abkürzungen sind in Tabelle A.4 aufgelistet.

Ebene "a" fällt in der Maschine mit einer eindeutig referenzierbaren Teilfuge zusammen und wurde für dieses Koordinatensystem als "Null" definiert.

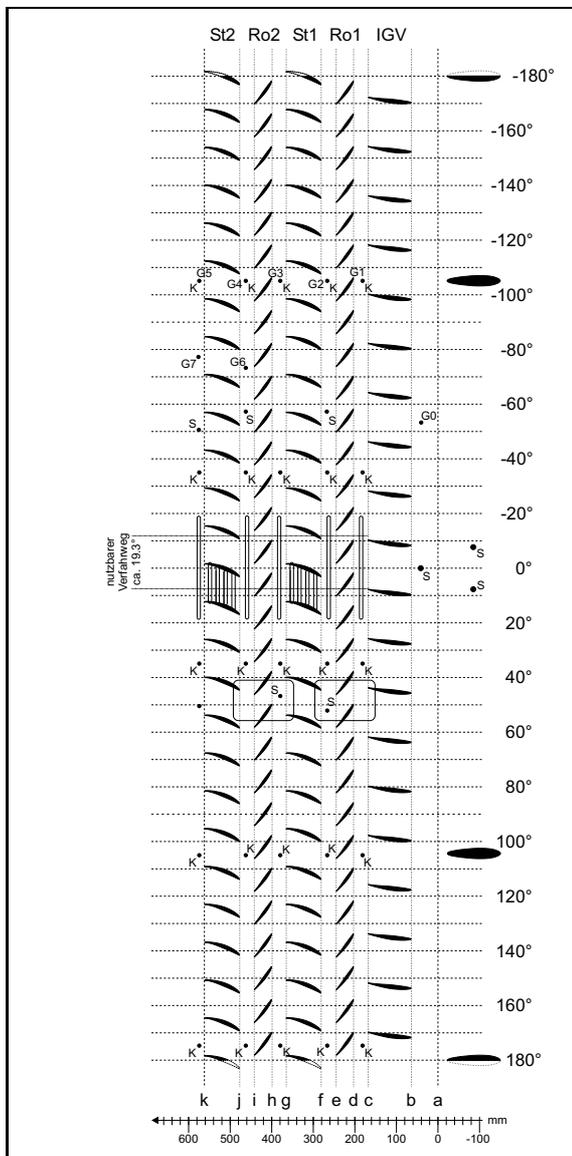


Abbildung A.1: Profilabwicklungen des NGAV, Gehäusenähe (Legende auf Seite 105)

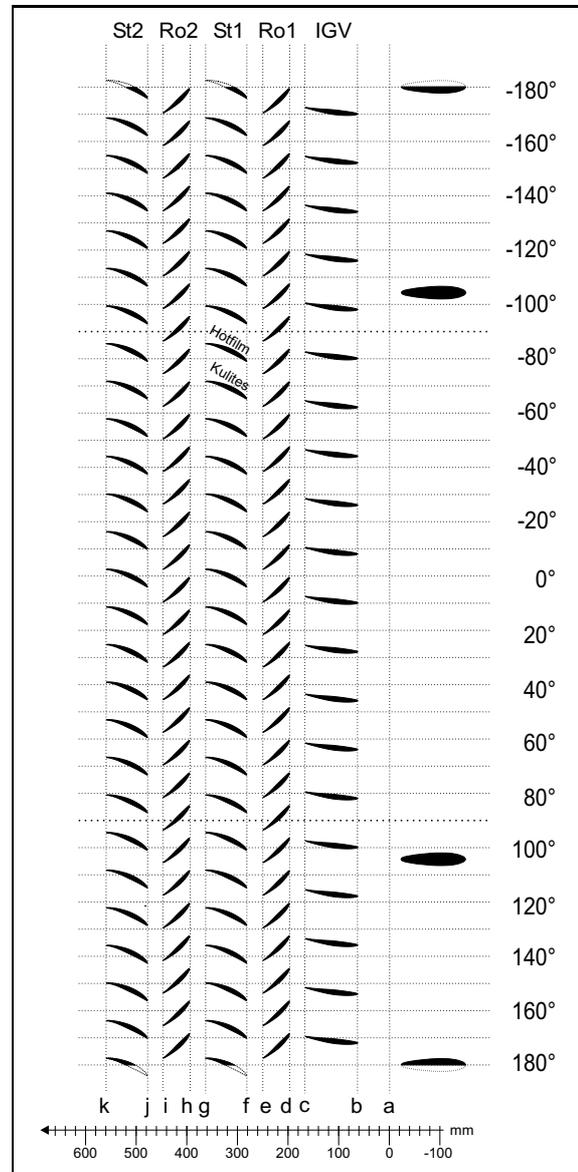


Abbildung A.2: Profilabwicklungen des NGAV, Mittenschnitt (Legende auf Seite 105). Schaufel 1 wurde bei $+90^\circ$ definiert. Rotor 1 Schaufel 30 steht bei etwa $82^\circ \dots 73^\circ$, Schaufel 15 bei ca. $-99^\circ \dots -108^\circ$. Rotor 2 Schaufel 08 ist bei etwa $169^\circ \dots 178^\circ$, Schaufel 23 bei ca. $-2^\circ \dots -10^\circ$.

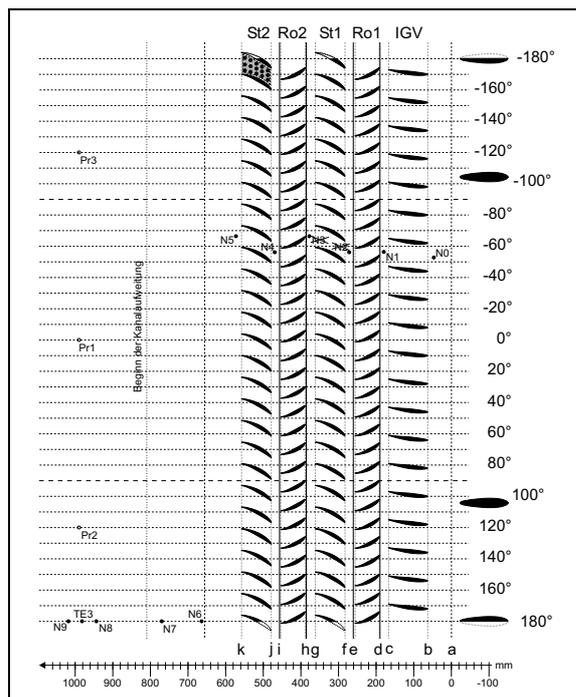


Abbildung A.3: Profillabwicklungen des NGAV, Nabenradius

Symbol	Bedeutung
IGV	Vorleitrad
Ro1, Ro2	Rotor 1 und 2
St1, St2	Stator 1 und 2
Nx	Nabendruckbohrung
Prx	Prandtl-Rohr
Tex	Thermoelement
Gx	Gehäusedruckbohrung
K	Einbaustelle für wandbündige, instationäre Miniaturdruckaufnehmer
S	Einbaumöglichkeit einer Sonde mit max. 7 mm Schaftdurchmesser
a...k	axiale Ebenendefinitionen im Verdichter "a" ist Null-Referenz

Abbildung A.4: Bezeichnungen in den Abbildungen A.1 bis A.3

Nr.	Bedeutung
1	Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGAV)
2	Kompensator
3	Verdichteranschlusskanal
4	Kühlerzuströmkanal
5	Kühler
6	Kühlerabströmkanal
7	Übergangsstück
8	Zwischenstück
9	Krümmen
10	Strömungsgleichrichter
11	Diffusor
12	Beruhigungsbehälter mit Turbulenzsieben und Filtermatten
13	Einlaufdüse
14	Kompensator
15	Drehmoment-Messwelle
16	Gleichstrommotor, Antrieb (150-3000 1/min)
17	Lüfter für Antriebsmotor
18	Kran

Tabelle A.1: Bezeichnungen in Abbildung A.5 auf Seite 106

B Zu Kapitel 3 – Messtechnische Ausstattung

Die folgende Tabelle gibt detailliert die Positionen der Heissfilmsensoren auf der Saugseite des Stators 1 wieder. Die Lauflänge wurde vom abgeschätzten Staupunkt der Schaufel aus definiert. Die Lauflänge von 100% liegt an der Hinterkante der Schaufel (vgl. Abschnitt 3.4 ab Seite 13 und Abbildung 3.3).

Sensor- nummer	Lauflänge [mm]	Lauflänge [%]	Sensor- nummer	Lauflänge [mm]	Lauflänge [%]
h04	2,0	2,1	h23	49,5	51,8
h05	4,5	4,7	h24	52,0	54,5
h06	7,0	7,3	h25	54,5	57,1
h07	9,5	9,9	h26	57,0	59,7
h08	12,0	12,6	h27	59,5	62,3
h09	14,5	15,2	h28	62,0	64,9
h10	17,0	17,8	h29	64,5	67,5
h11	19,5	20,4	h30	67,0	70,2
h12	22,0	23,0	h31	69,5	72,8
h13	24,5	25,7	h32	72,0	75,4
h14	27,0	28,3	h33	74,5	78,0
h15	29,5	30,9	h34	77,0	80,6
h16	32,0	33,5	h35	79,5	83,2
h17	34,5	36,1	h36	82,0	85,9
h18	37,0	38,7	h37	84,5	88,5
h19	39,5	41,4	h38	87,0	91,1
h20	42,0	44,0	h39	89,5	93,7
h21	44,5	46,6	h40	92,0	96,3
h22	47,0	49,2			

Tabelle B.1: Sensorpositionen des Heissfilmarrays auf einer Schaufel des Stators 1

Analog zur Tabelle der Heissfilmpositionen zeigt die folgende Tabelle B.2 die Positionen der instationären Drucksensoren auf der Nachbarschaufel zu den Heissfilmen (vgl. Abbildung A.2 auf Seite 104).

Sensor- nummer	Lauflänge [mm]	Lauflänge [%]
(k55)	14,5	15,2
k56	28,0	29,3
(k57)	41,5	43,5
k58	55,0	57,6
k59	68,5	71,7
k60	82,0	85,9

Tabelle B.2: Positionen der instationären Miniatur-Druckaufnehmer (“Kulites”) auf der Schaufel des Stators 1. Sensor k55 und k57 sind defekt.

C Zu Kapitel 4 – Methoden zur Auswertung

C.1 Kalibrierung der Splitfilmsonden

Das Konstant-Temperatur-Anemometer liefert bei der Verwendung von Splitfilmsonden des Typs R56 und R57, wie sie während dieses Projektes verwendet wurden, zwei Anemometerspannungen als Rohdaten. Basierend auf dem “King’schen Gesetz” (Vereinfachung auf Seite 11, Gleichung 3.1) ergibt sich nach Traulsen (1989), dass die vierte Potenz der Anemometerspannung U_{mess} mit guter Näherung proportional zur Strömungsgeschwindigkeit c des Fluids ist. Dies liefert den Ansatz zur Kalibrierung der Splitfilmsonden, welche basierend auf einer von Traulsen (1989) und Bigalk (1995) entwickelten Methode durchgeführt wurde. Dazu wird zunächst ein zweidimensionales Kalibrierkennfeld jeder Sonde mit Hilfe der “Dantec-Flow-Unit” aufgenommen. Es ergibt sich für den bekannten Strömungswinkel α und die von der “Flow-Unit” erzeugte bekannte Geschwindigkeit c je Strömungszustand ein Spannungswertepaar (U_1, U_2) des Anemometers. Da aus dem “King’schen Gesetz” bekannt ist, dass die Strömungsgeschwindigkeit c bei Hitzdraht- oder Heissfimanemometern etwa proportional zur vierten Potenz der Anemometerspannung U^4 ist, wird durch Potenzierung der Spannungswerte das fächerförmige, 2-dimensionale Kalibrierkennfeld der Sonde gebildet, welches Isolinien des Strömungswinkels und der Strömungsgeschwindigkeit enthält (siehe Abbildung C.1).

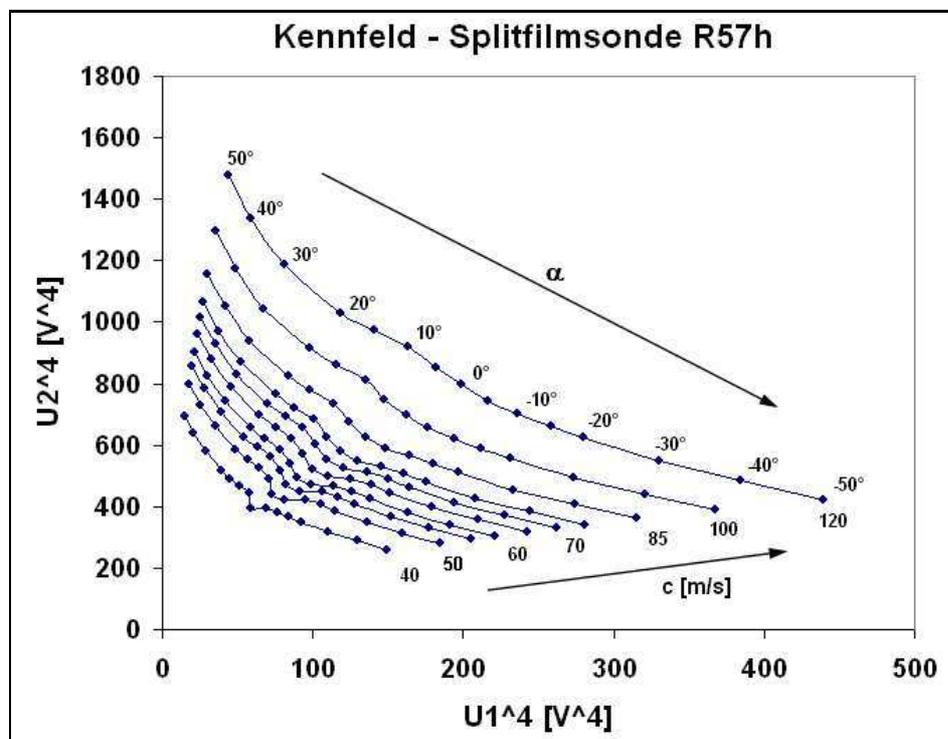


Abbildung C.1: Kalibrierkennfeld einer Splitfilmsonde

Neben der hier gewählten Methode für die Umrechnung von Splitfilmsignalen finden sich in

der Literatur auch andere Vorgehensweisen (Ahn et al. (1995)). Nach Traulsen (1989) werden die rohen Messdaten der Splitfilmmessungen zu Geschwindigkeiten und Strömungswinkeln mit Hilfe einer Routine umgerechnet, welche auf einer FEM-Interpolation basiert. Dabei wird für jedes einzelne gemessene Wertepaar der Anemometerspannungen das zugehörige Teilfeld innerhalb des Sondenkennefeldes gesucht und das globale Koordinatensystem des Sondenkennefeldes in ein lokales Koordinatensystem transformiert.

In dem Teilfeld des transformierten Kalibrierkennefeldes entsprechen die Kalibrierpunkte Eckpunkten eines Einheitsquadrates, innerhalb dessen die Spannungen an einem beliebigen Punkt mit Hilfe einer Übertragungsfunktion beschrieben werden können. Nach dem Auffinden der lokalen Koordinaten können die zwei Anemometerspannungen in die zugehörige Geschwindigkeit und den Winkel mit Hilfe einer Rücktransformation umgerechnet werden. Schematisch ist der Vorgang der Linearisierung des Sondenkennefeldes in Abbildung C.2 dargestellt.

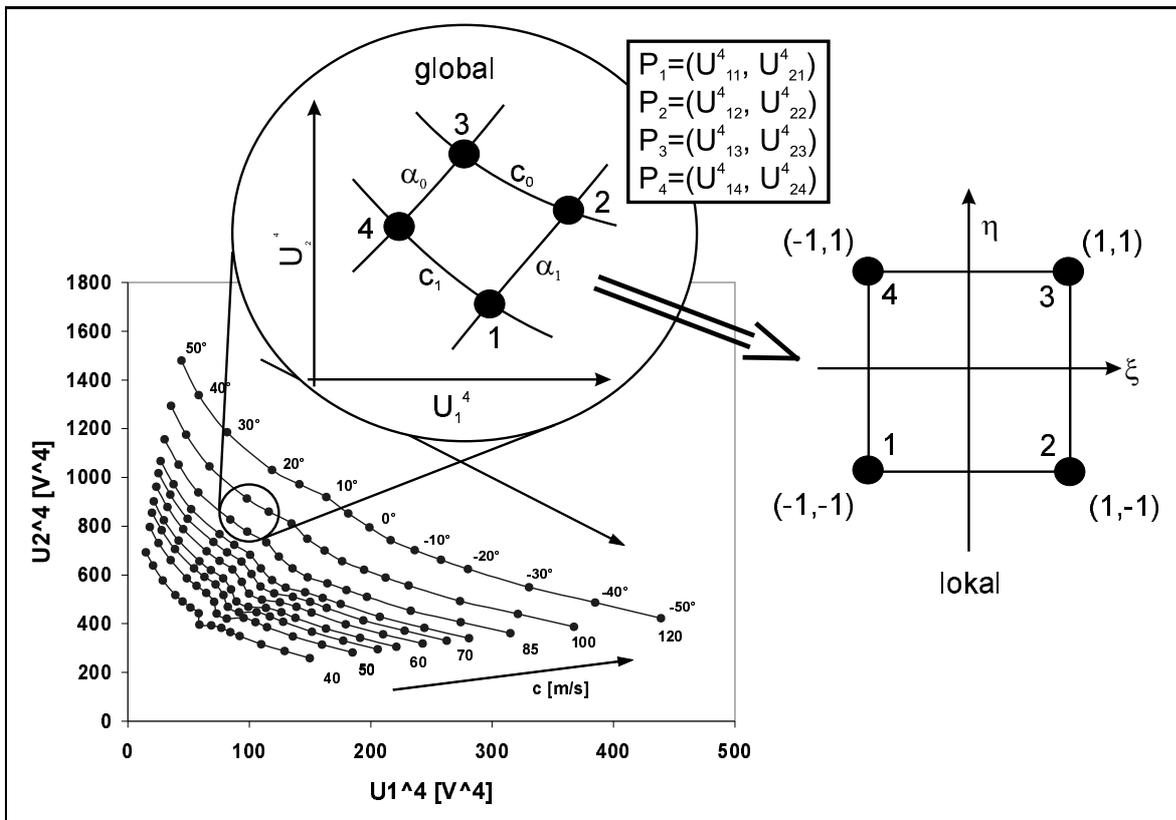


Abbildung C.2: Linearisierung des Kennfeldes für eine Splitfilmsonde

Für die Anwendung der weiter unten beschriebenen Auswertungsroutine müssen die während des Versuchs gemessenen Anemometerspannungen auf den Kalibrierzustand umgerechnet werden. Hier gilt:

$$U_{kal} = U_{mess} \cdot \sqrt{\frac{\theta_{heiz} - \theta_{kal}}{\theta_{heiz} - \theta_{mess}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{p_{kal}}{p_{mess}}} \quad (C.1)$$

θ_{heiz} ist die konstante Überhitzungstemperatur des CTA-Sensors, die Indizes kal und $mess$ bezeichnen jeweils den Zustand während der Kalibrierung und während der Versuchsmessung. Nach Traulsen (1989) werden die Elementränder der Teilfelder des Splitfilmmkennefeldes beschrieben durch die Formfunktion

$$N_i = \frac{1}{4} \cdot (1 + \xi\xi_i) \cdot (1 + \eta\eta_i) \quad (C.2)$$

wobei $i = 1 \dots 4$ die Nummer des Kennfeldknotens ist. Die Transformationsgleichungen für die Splitfilmspannungen ergeben sich dann zu

$$U_1^4(\xi, \eta) = \frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 U_1^4 \cdot (1 + \xi\xi_i) \cdot (1 + \eta\eta_i) \quad (\text{C.3})$$

$$U_2^4(\xi, \eta) = \frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 U_2^4 \cdot (1 + \xi\xi_i) \cdot (1 + \eta\eta_i) \quad (\text{C.4})$$

Zum Auffinden desjenigen Interpolationselements im Sondenkennefeld, in welchem das gemessene Spannungspaar (U_1^4, U_2^4) liegt, werden die Gleichungen C.4 nach ξ und η aufgelöst, und es wird systematisch das Teilfeld gesucht, bei dem ξ und η im Bereich $[-1 \dots +1]$ liegen.

Danach werden im gefundenen Teilfeld des transformierten, lokalen Koordinatensystems die Strömungsgeschwindigkeit c und der -Winkel α nach folgender Beziehung berechnet:

$$c(\xi, \eta) = \frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 c_i \cdot (1 + \xi\xi_i) \cdot (1 + \eta\eta_i) \quad (\text{C.5})$$

$$\alpha(\xi, \eta) = \frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 \alpha_i \cdot (1 + \xi\xi_i) \cdot (1 + \eta\eta_i) \quad (\text{C.6})$$

Bei diesem Verfahren werden die Kalibrierpunkte des Sondenkennefeldes exakt reproduziert und die Interpolation findet nur in definierbaren Grenzen statt.

In Sonderfällen kann es vorkommen, dass das Wertepaar der Rohmessdaten keinen Wert innerhalb des Sondenkennefeldes liefert. In solchen Fällen wurde der Signalschrieb der kompletten Umdrehungen verworfen, so dass keine verfälschten Daten in die Mittelwertbildung (siehe Abschnitt 4.2) eingingen.

Der komplette Quellcode des hier verwendeten Fortran90-Programms zur Umwandlung der Splitfilmspannungen in Geschwindigkeit und Strömungswinkel ist im Anhang C.2.3 ab Seite 113 abgedruckt.

C.2 Auswertung der Splitfilmmessungen

C.2.1 Definition des allgemeinen Koordinatensystems

Während die Auswertung der Geschwindigkeiten und Winkel der CTA-Sondenmessungen im herkömmlichen Maschinen-Koordinatensystem erfolgte, wurden die instationären Größen der Strömung nicht im Absolut-Koordinatensystem des Verdichters sondern in Anlehnung an Riess und Sentker (1998) und Sentker (2000) im Relativsystem der Strömung ermittelt. Das folgende Bild verdeutlicht die allgemeinen Koordinatenkonventionen.

Der dargestellte Vektor c repräsentiert die momentane Geschwindigkeit. c_{ax} liegt parallel zur Rotationsachse der Maschine und c_r und c_u folgen dem allgemein verwendeten Koordinatensystem einer rotationssymmetrischen Turbomaschine. Die Skizze zeigt die Ansicht des Koordinatensystems entgegen die axiale Strömungsrichtung geblickt.

Der allgemeine Vorgang der Datenauswertung der Splitfilmsonden kann wie folgt beschrieben werden: Die Auswertung der Messdaten mit Hilfe eines Sondenkennefeldes wie in Abbildung C.1 ergibt zunächst momentane Werte der Strömungsgeschwindigkeit c und des -Winkels α (für Sonde R57) sowie γ (für Sonde R56), die sich auf das Koordinatensystem der Sonde (siehe

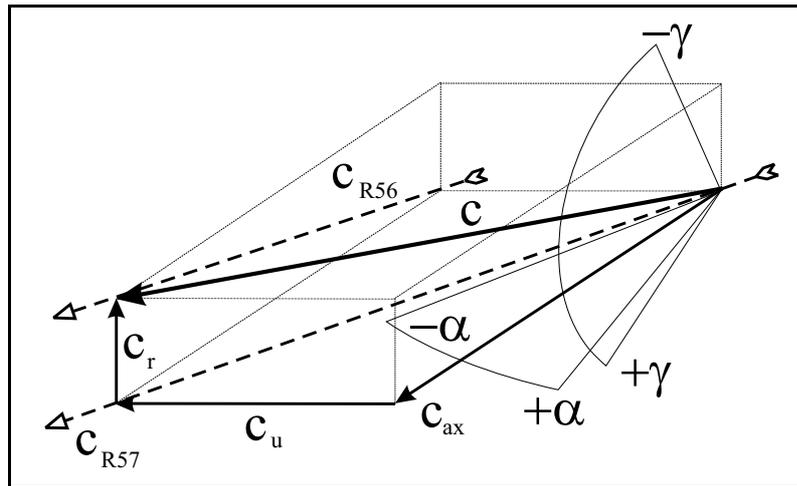


Abbildung C.3: Koordinatensystem der Splitfilmsonden

Abbildung C.3) beziehen. Unter Berücksichtigung des Positionierwinkels der Splitfilmsonde selbst kann der relative Zuströmwinkel der Sonde in einen absoluten Winkel des Maschinen-Koordinatensystems umgerechnet werden. Mit diesem Winkel kann die Absolutgeschwindigkeit c in die Komponenten c_{ax} und c_u zerlegt werden. Mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeit u im Messradius kann die relative Strömungsgeschwindigkeit w und der relative Winkel β für die Abströmung der Rotoren berechnet werden. Wird keine explizite Angabe gemacht, werden sowohl die Absolutwinkel α und γ als auch der Relativwinkel β im mathematischen Sinne positiv (also gegen die Uhrzeigerdrehrichtung) und gegen die Rotorachse definiert.

C.2.2 Zeitliche und räumliche Auflösung der Splitfilmmessungen

Hinter einem Rotor misst die Sonde das periodisch instationäre Strömungsfeld. Die Messzeit der Untersuchungen betrug i.d.R. etwas mehr als 5 Sekunden, so dass bei der Samplingfrequenz von 200 kHz über 1 Million Samples aufgezeichnet wurden. Messungen, bei denen eine längere Zeitspanne beobachtet werden sollte, wurden mit 50 kHz gesampelt. Bei der Nenndrehzahl von 3000 U/min bedeutet dies, dass im Regelfall über 250 ganze Rotorumdrehungen in die Auswertung einer Messposition eingingen. Daten welche für die Darstellung nicht auf eine Rotorumdrehung sondern auf eine Rotorteilung ensemble-gemittelt wurden, repräsentieren also in den Grafiken dieser Arbeit Ensemble-Mittelwerte von i.d.R. über 7800 Durchläufen einer einzelnen Rotorscheufel vorbei an der Sonde dar.

Weiterhin kann durch die Samplingfrequenz von 200 kHz eine Rotorteilung bei der Maschinendrehzahl von 3000 U/min zeitlich in 133 Messpunkte aufgelöst werden. Das bedeutet geometrisch betrachtet, dass der Durchlauf einer Rotorteilung auf den Mittenschnitt der Schaufelhöhe umgerechnet alle 0,5 mm abgetastet wurde. Die Hinterkante einer Rotorscheufel ist 1 mm breit. Bei einer Samplingfrequenz von 50 kHz werden immer noch 30 Messpunkte je Rotordurchlauf aufgezeichnet, was einer räumlichen Auflösung von 2,16 mm im Mittenschnitt entspricht.

In Sonderfällen kann es vorkommen, dass die beiden gemessenen Signale einer Splitfilmsonde nicht innerhalb des Kalibrierkennfeldes der Sonde liegen und somit nicht eindeutig zu Geschwindigkeit und Winkel umgerechnet werden können. In solchen Fällen wird die gesamte Umdrehung für die spätere Auswertung verworfen.

Da in mehrstufigen Maschinen das instationäre Strömungsfeld auch über den Umfang räumlich variiert, kann es sinnvoll sein, Messungen an mehreren peripheren Positionen durchzuführen.

Nur nach einer Abtastung mehrerer Umfangspositionen kann auch die relative Rotorposition und die daraus resultierenden Phänomene sauber ausgewertet werden. Darum wurden zur Vermessung der freien Strömung auf dem Umfang diverse periphere Punkte angefahren. Die Abstände dieser Umfangspunkte wurden bewusst nicht äquidistant gewählt, da versucht wurde, Nachläufe der Statoren örtlich besser als die freie Strömung aufzulösen. Für die feinsten peripheren Verfahrensschritte wurden 0,25 Grad gewählt, was im Mittenschnitt (Radius 310 mm) einer Bogenlänge von weniger als 1,4 mm entspricht. In der Kernströmung wurde in Schritten von maximal 1 Grad verfahren. Dies bedeutet im Mittenschnitt eine Bogenlänge von etwa 5,4 mm. Bei einer Bogenlänge von ca. 64,9 mm für eine Rotorteilung bzw. etwa 97,4 mm für eine Statorteilung bedeutet dies Schrittweiten von maximal 8,3 % bzw. 5,5 % der jeweiligen Teilung. Insgesamt wurden nach dem Rotor und Stator 28 periphere Positionen angefahren. Auf dem Umfang der Maschine entspricht dies den Winkelspannen $-7^\circ \dots +7^\circ$. Eine Teilung des Rotors entspricht dabei 12° , während die Statortschaufeln etwa im Abstand von $13,85^\circ$ angeordnet sind.

C.2.3 Fortran90-Programm zur Auswertung der Splitfilmdaten

Im Folgenden ist der Quellcode des Fortran90-Programms abgedruckt, welcher zur Übersetzung der gemessenen Splitfilmspannungen in Strömungsgeschwindigkeit c und -Winkel α während dieser Arbeit benutzt wurde. Der Code ist eine re-programmierung eines alten Pascal-Programmes welches im Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik auf Papier existierte. Er geht vermutlich auf Traulsen (1989) zurück.

Nachdem die Routine eine Datei mit Steuerungsparametern eingelesen hat, wird prinzipiell das Umwandlungsverfahren ausgeführt, welches in Abschnitt C.1 ab Seite 109 beschrieben wird. Dabei dient eine Datei mit Kalibrierdaten als Referenz für die Umwandlung der Messdaten einer Splitfilmsonde (zwei Heissfilmsignale zeitlich parallel) in eine Geschwindigkeit und einen Strömungswinkel. Für die Kalibrierung muss vorher ein zweidimensionales Datenkennfeld der Splitfilmsonde bei bekannter Strömungsgeschwindigkeit und gegebenem Strömungswinkel vermessen werden.

Die Routine erkennt Ausreisser in den Messdaten, wenn diese nicht in das Kalibrierkennfeld einzuordnen sind. Sie weist diesen Datenpunkten dann eine Geschwindigkeit von exakt 300 m/s und einen Strömungswinkel von 180° zu. Diese Werte sind bei den hier gemessenen Daten niemals zu erwarten gewesen (eine Splitfilmsonde kann keinen Winkel von 180° messen) und können somit bei der Weiterverarbeitung klar als fehlerhafte Datenpunkte identifiziert werden. Sämtliche Daten können leider nur im ASCII-Format verarbeitet werden.

```

Program Umrechnung_UU_Valpha

implicit none

! Variablen Deklaration
! ++++++

! Steuer- und Hilfsvariablen
! -----

character *256 steuerdatei, infile1, infile2, outfile_v, outfile_alpha, kalibrierfile
character *256 muell, temp_pfad, logdatei
character *1 taste
character *10 date, time

integer datei_startnummer, datei_endnummer, zaehler_datei, counter, counter_summe
integer iostatus, anzahl_samples, zaehler_kal, zaehler, zaehler_v, zaehler_alpha
integer isolinien_v, isolinien_alpha
integer fehlsamples
integer ip1, ip2, ip3, ip4

! Variablen der Kalibrierdaten
! -----

real v_kal(300), alpha_kal(300), U1_kal(300), U2_kal(300)
real U1_kal_vmax_alphamax, U2_kal_vmax_alphamax, U1_kal_vmax_alphamin, U2_kal_vmax_alphamin
real U1_kal_vmin_alphamax, U2_kal_vmin_alphamax, U1_kal_vmin_alphamin, U2_kal_vmin_alphamin
real steigung_oben, offset_oben, steigung_unten, offset_unten
real U1_schnittpunkt, U2_schnittpunkt

! Variablen der Messdaten
! -----

!real U1_mess(2000000), U2_mess(2000000), U1_mess_hoch4(2000000), U2_mess_hoch4(2000000)
real U1_mess, U2_mess, U1_mess_hoch4, U2_mess_hoch4

! Variablen zur Berechnung und Interpolation
! -----

real a0, a1, a2, a3, b0, b1, b2, b3, c0, c1, d0, d1, d2, xi1, xi2, eta1, eta2, xi, eta
real T_kal_stat, T_kal_tot, T_mess_stat, T_mess_tot, p_kal_stat, p_kal_tot, p_mess_stat, p_mess_tot
real t_norm, p_norm, rho_kal, rho_mess, v_temp
real R, cp

Parameter (R=287.22, cp=1007.)

! Variablen der ausgewerteten Daten

real v, alpha

! Abfrage der Dateipfade
! ++++++

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den vollstaendigen Datei-Pfad der Steuerungsdatei an.'
read(*,*) steuerdatei
!write(*,*) TRIM(steuerdatei)

open(50, ERR=99991, IOSTAT=iostatus, file=TRIM(steuerdatei), ACTION='READ', STATUS='OLD')

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den vollstaendigen Verzeichnis-Pfad inclusive abschliessendem Backslash \ an,'
write(*,*) 'wo temporaer kleine Dateien angelegt werden koennen (max 256 Zeichen):'
read(50,*) temp_pfad
!temp_pfad='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den vollstaendigen Namens-Pfad der Loggingdatei ein (max 256 Zeichen):'
read(50,*) logdatei
!logdatei='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\test.log'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Notwendiges Format der Kalibrierdatei:'
write(*,*) 'Keine Tabulatoren, nur Space zur Trennung.'
write(*,*) 'Insgesamt 11 Kopfzeilen, dabei Leerzeilen inclusive.'
write(*,*) 'Datenteil:'
write(*,*) '1. Geschwindigkeiten absteigend'
write(*,*) '2. je Geschwindigkeit die Winkel von + nach - absteigend'
write(*,*) 'Klammer-Angabe bedeutet (Ziffern-gesamt-inclusive-Punkt.Nachkommaziffern)'
write(*,*) 'Geschwindigkeit(6.2) Winkel(8.0) U1(16.9) U2(16.9)'
write(*,*) 'Geben Sie den vollstaendigen Namens-Pfad der Kalibrierdatei ein (max 256 Zeichen):'
read(50,*) kalibrierfile
!kalibrierfile='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\f_R57h\1.kal'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den Namens-Pfad der 1. Splitfilmdatei bis einschliesslich des DOS-8.3-Punktes an'
read(50,*) infile1
!infile1='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\tire.asc.'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den Namens-Pfad der 2. Splitfilmdatei bis einschliesslich des DOS-8.3-Punktes an'
read(50,*) infile2
!infile2='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\t2li.asc.'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den Namens-Pfad der neuen Geschwindigkeits-Datei bis einschliesslich des DOS-8.3-Punktes an'
read(50,*) outfile_v
!outfile_v='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\v.asc.'

write(*,*) ''
write(*,*) 'Geben Sie den Namens-Pfad der neuen Winkel-Datei bis einschliesslich des DOS-8.3-Punktes an'
read(50,*) outfile_alpha
!outfile_alpha='D:\Eigene\1\tmp\cta_te\1\alp.asc.'

```

```

write(*,*) ''
write(*,*) 'Die Namen der auszuwertenden Dateien werden rechts des DOS-8.3-Punktes'
write(*,*) 'chronologisch in Einerschritten aufwaerts gezaehlt.'
99997 continue ! Wiederholung bei falscher Eingabe
write(*,*) 'Mit welcher Dateinummer soll begonnen werden?'
read(50,*,ERR=99997) datei_startnummer
!datei_startnummer=27

99996 continue ! Wiederholung bei falscher Eingabe
write(*,*) ''
write(*,*) 'Welche Dateinummer soll als letztes bearbeitet werden?'
read(50,*,ERR=99996) datei_endnummer
!datei_endnummer=27

! 99994 continue
write(*,*) ''
write(*,*) 'Wieviele Samples beinhalten die Rohdateien?'
read(50,*,ERR=99994) anzahl_samples
!anzahl_samples=1064460
!anzahl_samples=531980
!anzahl_samples=2000

write(*,*) ''
write(*,*) 'Welche Totaltemperatur wurde bei der Kalibrierung gemessen?'
read(50,*,ERR=99994) T_kal_tot

write(*,*) ''
write(*,*) 'Welche Totaltemperatur wurde am Einlauf gemessen?'
read(50,*,ERR=99994) T_mess_tot

! Oeffnen und Beginnen der Log-Datei
! ++++++

open(40, ERR=99993, IOSTAT=iostat, file=TRIM(logdatei), ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE', POSITION='APPEND')

call DATE_AND_TIME(date, time)
write(40,*) 'Datum: ', date
write(40,*) 'Uhrzeit, Beginn: ', time

! Bildung der temporaeren Liste der abzuarbeitenden Dateien
! -----

open(30, ERR=99985, IOSTAT=iostat, file=TRIM(temp_pfad)///'infile1.tmp', ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE', POSITION='APPEND')
open(31, ERR=99985, IOSTAT=iostat, file=TRIM(temp_pfad)///'infile2.tmp', ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE', POSITION='APPEND')
open(32, ERR=99985, IOSTAT=iostat, file=TRIM(temp_pfad)///'out_v.tmp', ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE', POSITION='APPEND')
open(33, ERR=99985, IOSTAT=iostat, file=TRIM(temp_pfad)///'out_alpha.tmp', ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE', POSITION='APPEND')

do zaehler_datei=datei_startnummer, datei_endnummer

write(30,'(A, I3.3)') TRIM(infile1), zaehler_datei
write(31,'(A, I3.3)') TRIM(infile2), zaehler_datei
write(32,'(A, I3.3)') TRIM(outfile_v), zaehler_datei
write(33,'(A, I3.3)') TRIM(outfile_alpha), zaehler_datei

end do

close(30)
close(31)
close(32)
close(33)

! Kennfeldbildung fuer die Splitfilmsonde
! ++++++

99998 continue ! Wiederholung bei falscher Tastatur-Eingabe

write(*,*) 'Wieviele Geschwindigkeits-Isolinien hat das Kennfeld?'
read(50,*, ERR=99998) isolinien_v
!isolinien_v=8

write(*,*) 'Wieviele Winkel-Isolinien hat das Kennfeld?'
read(50,*, ERR=99998) isolinien_alpha
!isolinien_alpha=18

write(*,*) 'Oeffne... ', kalibrierfile(1:LEN_TRIM(kalibrierfile))
open(12, ERR=99999, IOSTAT=iostat, file=kalibrierfile(1:LEN_TRIM(kalibrierfile)), STATUS='OLD')

write(40,*) 'Kalibrierdatei: ', kalibrierfile(1:LEN_TRIM(kalibrierfile)) !Logging

! Auslesen der Kopfzeilen, die nur fuer die Lesbarkeit und Erlaeuterung sind
! -----

do zaehler=1,11
read(12,'(A256)') muell
! write(*,*) muell
end do

write(*,*) 'Versuche, Kennfeld zu bilden...'

! Einlesen der Daten und Linearisierung durch "hoch vier"
! -----

do zaehler_kal=1,(isolinien_v*isolinien_alpha)

read(12, '(F6.2, F8.0, F16.9, F16.9)') v_kal(zaehler_kal), alpha_kal(zaehler_kal), U1_kal(zaehler_kal), U2_kal(zaehler_kal)
!write (*,'(F6.2, F8.0, F16.9, F16.9)') v_kal(zaehler_kal), alpha_kal(zaehler_kal), U1_kal(zaehler_kal), U2_kal(zaehler_kal)

U1_kal(zaehler_kal)=U1_kal(zaehler_kal)**4
U2_kal(zaehler_kal)=U2_kal(zaehler_kal)**4
write (*,'(F6.2, F8.0, F16.9, F16.9)') v_kal(zaehler_kal), alpha_kal(zaehler_kal), U1_kal(zaehler_kal), U2_kal(zaehler_kal)

end do

```

```

! Eckpunkte des Kennfeldes
! -----

! oben rechts
U1_kal_vmax_alphamax=U1_kal(1)
U2_kal_vmax_alphamax=U2_kal(1)
! unten rechts
U1_kal_vmax_alphamin=U1_kal(isolinien_alpha)
U2_kal_vmax_alphamin=U2_kal(isolinien_alpha)
! oben links
U1_kal_vmin_alphamax=U1_kal(((isolinien_v-1)*isolinien_alpha)+1)
U2_kal_vmin_alphamax=U2_kal(((isolinien_v-1)*isolinien_alpha)+1)
! unten links
U1_kal_vmin_alphamin=U1_kal(isolinien_v*isolinien_alpha)
U2_kal_vmin_alphamin=U2_kal(isolinien_v*isolinien_alpha)

! Grenzgeraden des Kennfeldes
! -----

steigung_oben=(U2_kal_vmax_alphamax-U2_kal_vmin_alphamax)/(U1_kal_vmax_alphamax-U1_kal_vmin_alphamax)
!offset_oben=(steigung_oben*U1_kal_vmin_alphamax)+U2_kal_vmin_alphamax
offset_oben=((U1_kal_vmax_alphamax*U2_kal_vmin_alphamax)-(U1_kal_vmin_alphamax*U2_kal_vmax_alphamax))/&
& (U1_kal_vmax_alphamax-U1_kal_vmin_alphamax)

steigung_unten=(U2_kal_vmax_alphamin-U2_kal_vmin_alphamin)/(U1_kal_vmax_alphamin-U1_kal_vmin_alphamin)
!offset_unten=(steigung_unten*U1_kal_vmin_alphamin)+U2_kal_vmin_alphamin
offset_unten=((U1_kal_vmax_alphamin*U2_kal_vmin_alphamin)-(U1_kal_vmin_alphamin*U2_kal_vmax_alphamin))/&
& (U1_kal_vmax_alphamin-U1_kal_vmin_alphamin)

! Schnittpunkt der Grenzgeraden und Nullpunkt des Kennfeldes
! -----

U1_schnittpunkt=(offset_unten-offset_oben)/(steigung_oben-steigung_unten)
U2_schnittpunkt=(steigung_oben*U1_schnittpunkt)+offset_oben

! virtuelle Zerlegung des Nullpunktes in zwei nahe beieinander liegende Punkte
! damit Generierung zweier zusätzlicher Kennfeldpunkte
! -----

! Pendant zu Teilfeld-Punkt 4
! -----
U1_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1)=0.99*U1_schnittpunkt
U2_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1)=1.01*U2_schnittpunkt
v_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1)=0
alpha_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1)=0

! Pendant zu Teilfeld-Punkt 1
! -----
U1_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2)=1.01*U1_schnittpunkt
U2_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2)=0.99*U2_schnittpunkt
v_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2)=0
alpha_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2)=0

write(*,*) ''
write(*,*) 'Schnittpunkt:'
write(*,*) v_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1), alpha_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1),&
& U1_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1), U2_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+1)
write(*,*) v_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2), alpha_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2),&
& U1_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2), U2_kal((isolinien_v*isolinien_alpha)+2)
write(*,*) '...Okay, Kennfeld gebildet.'

5000 continue

write(*,*) ''
write(*,*) 'Sehen die Kennfelddaten okay aus (j/n)?'
read(*,'(A1)') taste

select case (taste)

case ('j')
goto 4000

case ('n')
write(*,*) 'Sie haben die Kennfeldwerte nicht bestaetigt. Das Programm wird beended.'
stop

case default
goto 5000

end select

4000 continue

! Einlesen der Roh-Messdaten und Linearisierung durch "hoch vier"
! ++++++

! Lesen der temporaeren Dateiliste
! -----

open(20, ERR=99995, IOSTAT=iostat, file=(TRIM(temp_pfad)//'infiles1.tmp'), ACTION='READ', STATUS='OLD')
open(21, ERR=99995, IOSTAT=iostat, file=(TRIM(temp_pfad)//'infiles2.tmp'), ACTION='READ', STATUS='OLD')
open(22, ERR=99995, IOSTAT=iostat, file=(TRIM(temp_pfad)//'out.v.tmp'), ACTION='READ', STATUS='OLD')
open(23, ERR=99995, IOSTAT=iostat, file=(TRIM(temp_pfad)//'out_alph.tmp'), ACTION='READ', STATUS='OLD')

! Abarbeitung der Dateiliste
! -----
do zaehler_datei=datei_startnummer, datei_endnummer

fehlsamples=0 ! Hiermit werden die NICHT erfolgreich umgerechneten Samples mitgezählt

read(20,*) infile1
read(21,*) infile2

```

```

read(22,*) outfile_v
read(23,*) outfile_alpha

! Los geht's
! -----

call DATE_AND_TIME(date, time)
write(40,*) 'Uhrzeit: ', time

write(*,*) 'Versuche, Roh-Daten-Dateien zu oeffnen...'

write(*,*) 'Oeffne... ', infile1(1:LEN_TRIM(infile1))
open(10, ERR=99999, IOSTAT=iostat, FILE=infile1(1:LEN_TRIM(infile1)), ACTION='READ', STATUS='OLD')

write(40,*) 'InFile1: ', infile1(1:LEN_TRIM(infile1)) ! Logging

write(*,*) 'Oeffne... ', infile2(1:LEN_TRIM(infile2))
open(11, ERR=99999, IOSTAT=iostat, file=infile2(1:LEN_TRIM(infile2)), ACTION='READ', STATUS='OLD')

write(40,*) 'InFile2: ', infile2(1:LEN_TRIM(infile2)) ! Logging

write(*,*) 'Versuche, Schreib-Daten zu oeffnen...'

write(*,*) 'Oeffne... ', outfile_v(1:LEN_TRIM(outfile_v))
open(14, ERR=99999, IOSTAT=iostat, FILE=outfile_v(1:LEN_TRIM(outfile_v)), ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE')

write(*,*) 'Oeffne... ', outfile_alpha(1:LEN_TRIM(outfile_alpha))
open(15, ERR=99999, IOSTAT=iostat, file=outfile_alpha(1:LEN_TRIM(outfile_alpha)), ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE')

counter_summe=0 ! Summen-Zaehler fuer Korrekturdurchlaeufe der Mess-Spannung

samples_einzeln: do zaehler=1,anzahl_samples
! Einlesen aller Samples, aber je Paar einzeln

! do zaehler=1,anzahl_samples
! Schleife zum Einlesen aller Samples auf einmal

read(10, '(F16.14)', ERR=99999) U1_mess
read(11, '(F16.14)', ERR=99999) U2_mess

!if (MODULO(zaehler,10000)=0) then
!write(*,*) 'Sample ', zaehler, ' von insgesamt ', anzahl_samples, ' wurde gelesen.'
!end if

! end do
! Ende Schleife zum Einlesen aller Samples auf einmal

! write(*,*) '...Lesen der Rohdaten fertig.'
! write(*,*) '...Sample-Paar gelesen.'

!write(*,*) 'Taste druecken fuer Fortsetzung...'
!read(*,'(A1)') taste

! Suche nach dem Element im Kalibrierfeld und Interpolation von v und alpha
! ++++++

! Schleife für alle Samples
! -----

! alle_samples: do zaehler=1,anzahl_samples

! write(*,*) '...allgemeine Sample-Schleife betreten... Durchlauf', zaehler

! Umrechnung der Rohspannungen aus der Messung auf den Kalibrierzustand, quasi-Normierung
! -----

! Die Geschwindigkeit wird für den ersten Durchlauf auf Null gesetzt.

v=0.0

! Zaehler der Wiederholungen der Spannungs-Normierungs-Durchlaeufe
counter=0

200 continue

counter=counter+1
! write (*,*) 'Spannungskorrektur: ', counter

v_temp=v

T_kal_stat=T_kal_tot-v**2.0/(2*cp)
!rho_kal=p_kal_stat/(R*(T_kal_stat+273.15))
!p_kal_stat=p_kal_tot-v(zaehler)**2.0*rho_kal/2.0

T_mess_stat=T_mess_tot-v**2.0/(2*cp)
!rho_mess=p_mess_stat/(R*(T_mess_stat+273.15))
!p_mess_stat=p_mess_tot-v(zaehler)**2.0*rho_mess/2.0

T_norm=((220.0-T_kal_stat)/(220.0-T_mess_stat)**0.5
!p_norm=(p_kal_stat/p_mess_stat)**0.25
p_norm=1 ! Muss noch durchdacht werden, aber direkt am Messort ist real kein Druck bekannt.
! Genau genommen ist eigentlich auch keine Temperatur bekannt.

! Normierung und Potenzierung der gemessenen Spannungen fuer das linearisierte Kennfeld

U1_mess_hoch4=(U1_mess*p_norm*T_norm)**4
U2_mess_hoch4=(U2_mess*p_norm*T_norm)**4

! write (*,*) U1_mess(zaehler)**4, U2_mess(zaehler)**4
! write (*,*) U1_mess_hoch4(zaehler), U2_mess_hoch4(zaehler)
!write (*,*) ''

```

```

! Geschwindigkeits-Schleife im Kennfeld
! -----
geschwindigkeiten: do zaehler_v=1,(isolinien_v-1)

! write(*,*) '...Geschwindigkeits-Schleife betreten... Durchlauf', zaehler_v

! Alpha-Schleife im Kennfeld
! -----
winkel: do zaehler_alpha=1,(isolinien_alpha-1)

! write(*,*) '...Alpha-Schleife betreten... Durchlauf', zaehler_alpha

! Die Punkte des Kennfeldes, die ein Teilfeld aufspannen, werden im Gegenuhrzeigersinn gezaehlt.
! Punkt eins ist auf ca. 6Uhr, Punkt 2 auf 3Uhr, Punkt 3 auf 12Uhr und Punkt 4 auf 9Uhr.

ip1=(zaehler_v*isolinien_alpha)+(zaehler_alpha+1)
ip2=((zaehler_v-1)*isolinien_alpha)+(zaehler_alpha+1)
ip3=((zaehler_v-1)*isolinien_alpha)+zaehler_alpha
ip4=(zaehler_v*isolinien_alpha)+zaehler_alpha

! Koeffizienten der Interpolationsfunktion fuer U1
! -----
a0=0.25*(+U1_kal(ip1)+U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)+U1_kal(ip4))
a1=0.25*(-U1_kal(ip1)+U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)-U1_kal(ip4))
a2=0.25*(-U1_kal(ip1)-U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)+U1_kal(ip4))
a3=0.25*(+U1_kal(ip1)-U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)-U1_kal(ip4))

!write(*,*) 'plopp' ! nur zum Debuggen ;- )

! Koeffizienten der Interpolationsfunktion fuer U2
! -----
b0=0.25*(+U2_kal(ip1)+U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)+U2_kal(ip4))
b1=0.25*(-U2_kal(ip1)+U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)-U2_kal(ip4))
b2=0.25*(-U2_kal(ip1)-U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)+U2_kal(ip4))
b3=0.25*(+U2_kal(ip1)-U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)-U2_kal(ip4))

! Zusammenfassung der Koeffizienten für die quadratische Gleichung von Xi
! -----
c0=(a3*(b0-U2_mess_hoch4)-b3*(a0-U1_mess_hoch4))/((a2*b3)-(b2*a3))
c1=(b1*a3)-(a1*b3)/((a2*b3)-(b2*a3))
d0=b2*a3*c0+(a3*(b0-U2_mess_hoch4))
d1=(c0*a3*b3)+(b2*a3*c1)+(b1*a3)
d2=a3*b3*c1

! write (*,*) 'plonk!' ! nur zum Debuggen

! Loesung der quadratischen Gleichung "d2*xi**2 +d1*xi +d0=0"
! -----
if (((d1*d1)-(4.*d2*d0)) < 0.) then
goto 1000 ! KEINE Loesung der quadr. Gleichung, Datenpunkt ausserhalb des Kennfeldsegmentes
endif

if (d2==0) then
goto 1000
endif

xi1=(-d1+sqrt(d1*d1-4.*d2*d0))/(2.*d2)
xi2=(-d1-sqrt(d1*d1-4.*d2*d0))/(2.*d2)

eta1=c1*xi1+c0
eta2=c1*xi2+c0

! write (*,*) 'ping!' ! nur zum Debuggen

! Abfrage, ob richtiges Element gefunden wurde
! -----
if (xi1 >= -1. .AND. xi1 <= +1.) then
if (eta1 >= -1. .AND. eta1 <= +1.) then
xi=xi1
eta=eta1
! write(*,*) xi, eta ! nur zum Debuggen
goto 2000 ! Erfolg, xi und eta gefunden
endif
endif

if (xi2 >= -1. .AND. xi2 <= +1.) then
if (eta2 >= -1. .AND. eta2 <= +1.) then
xi=xi2
eta=eta2
! write(*,*) xi, eta ! nur zum Debuggen
goto 2000 ! Erfolg, xi und eta gefunden
endif
endif

! write (*,*) 'pong!' ! nur zum Debuggen

goto 1000 ! xi und eta nicht kleiner 1. Kein Erfolg, neues Teilfeld versuchen.

2000 continue ! Erfolg, xi und eta gefunden

! Interpolation der Geschwindigkeit und des Winkels
! ++++++

! Geschwindigkeit
! -----
v=0.25*( (v_kal(ip1)*(1.0-eta-xi+(eta*xi)))&

```

```

&          +(v_kal(ip2)*(1.0-eta+xi-(eta*xi)))&
&          +(v_kal(ip3)*(1.0+eta+xi+(eta*xi)))&
&          +(v_kal(ip4)*(1.0+eta-xi-(eta*xi)))&
&
! write(*,*) v(zaehler)

! Winkel
! -----

alpha=0.25*( (alpha_kal(ip1)*(1.0-eta-xi+(eta*xi)))&
&          +(alpha_kal(ip2)*(1.0-eta+xi-(eta*xi)))&
&          +(alpha_kal(ip3)*(1.0+eta+xi+(eta*xi)))&
&          +(alpha_kal(ip4)*(1.0+eta-xi-(eta*xi)))&
&)

goto 3000 ! Geschwindigkeit und Winkel erfolgreich berechnet

1000 continue ! Kein Erfolg, Versuch mit neuem Kennfeldsegment

end do winkel ! Alpha-Schleife
end do geschwindigkeiten ! Geschwindigkeits-Schleife

! Wenn bis hier, dann MISS-Erfolg im normalen Kennfeld
! In diesem Moment sollte die Prüfroutine beim Kalibrierpunkt minimaler Geschwindigkeit und minimalen Winkels
! angelangt sein. D.h., jetzt erfolgt noch ein Durchlauf, bei dem die Punkte 1 und 4 des Teilfeldes durch die
! virtuellen Nullpunkte ersetzt werden müssen.
! Es folgt jetzt also ein Winkeldurchlauf für kleine Geschwindigkeiten.

zaehler_v=isolinien_v

! Die "echten" Kennfeldpunkte liegen nun auf der Isolinie der kleinsten Geschwindigkeit
! Immer Teilfeld-Punkt 4 und 1 werden durch die virtuellen Nullpunkte ersetzt

! Alpha-Schleife im Kennfeld fuer Sonderfall der kleinen Geschwindigkeiten
! -----
winkel_kl_geschwindigkeiten: do zaehler_alpha=1,(isolinien_alpha-1)

! write(*,*) 'plack!' !nur zum Debuggen

ip1=(zaehler_v*isolinien_alpha)+2
ip2=((zaehler_v-1)*isolinien_alpha)+(zaehler_alpha+1)
ip3=((zaehler_v-1)*isolinien_alpha)+zaehler_alpha
ip4=(zaehler_v*isolinien_alpha)+1

! Koeffizienten der Interpolationsfunktion fuer U1
! -----

a0=0.25*(+U1_kal(ip1)+U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)+U1_kal(ip4))
a1=0.25*(-U1_kal(ip1)+U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)-U1_kal(ip4))
a2=0.25*(-U1_kal(ip1)-U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)+U1_kal(ip4))
a3=0.25*(+U1_kal(ip1)-U1_kal(ip2)+U1_kal(ip3)-U1_kal(ip4))

! Koeffizienten der Interpolationsfunktion fuer U2
! -----

b0=0.25*(+U2_kal(ip1)+U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)+U2_kal(ip4))
b1=0.25*(-U2_kal(ip1)+U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)-U2_kal(ip4))
b2=0.25*(-U2_kal(ip1)-U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)+U2_kal(ip4))
b3=0.25*(+U2_kal(ip1)-U2_kal(ip2)+U2_kal(ip3)-U2_kal(ip4))

! Zusammenfassung der Koeffizienten für die quadratische Gleichung von Xi
! -----

c0=(a3*(b0-U2_mess_hoch4)-b3*(a0-U1_mess_hoch4))/((a2*b3)-(b2*a3))
c1=((b1*a3)-(a1*b3))/((a2*b3)-(b2*a3))

d0=b2*a3*c0+(a3*(b0-U2_mess_hoch4))
d1=(c0*a3*b3)+(b2*a3*c1)+(b1*a3)
d2=a3*b3*c1

! Loesung der quadratischen Gleichung "d2*xi**2 +d1*xi +d0=0"
! -----

if (((d1*d1)-(4.*d2*d0))<0. .OR. d2==0) goto 1111 ! KEINE Loesung der quadr. Gleichung, Datenpunkt ausserhalb des Kennfeldsegmentes

xi1=(-d1+sqrt(d1*d1-4.*d2*d0))/(2.*d2)
xi2=(-d1-sqrt(d1*d1-4.*d2*d0))/(2.*d2)

eta1=c1*xi1+c0
eta2=c1*xi2+c0

! write(*,*) 'pitch!' !nur zum Debuggen

! Abfrage, ob richtiges Element gefunden wurde
! -----

if (xi1 >= -1.001 .AND. xi1 <= +1.001) then
if (eta1 >= -1.001 .AND. eta1 <= +1.001) then
xi=xi1
eta=eta1
! write(*,*) xi, eta ! nur zum Debuggen
goto 2222 ! Erfolg, xi und eta gefunden
endif
endif

if (xi2 >= -1. .AND. xi2 <= +1.) then
if (eta2 >= -1. .AND. eta2 <= +1.) then
xi=xi2
eta=eta2
! write(*,*) xi, eta ! nur zum Debuggen
goto 2222 ! Erfolg, xi und eta gefunden
endif
endif

```

```

endif

goto 1111 ! xi und eta nicht kleiner 1. Kein Erfolg, neues Teilfeld versuchen.

2222 continue ! Erfolg, xi und eta gefunden

! write (*,*) 'Jepp!' ! nur zum Debuggen

! Interpolation der Geschwindigkeit und des Winkels
! ++++++

! Geschwindigkeit
! -----

v=0.25*( (v_kal(ip1)*(1.0-eta-xi+(eta*xi)))&
&          +(v_kal(ip2)*(1.0-eta-xi-(eta*xi)))&
&          +(v_kal(ip3)*(1.0+eta-xi+(eta*xi)))&
&          +(v_kal(ip4)*(1.0+eta-xi-(eta*xi)))&
&)

! write(*,*) v(zaehler)

! Winkel
! -----

alpha=0.25*( (alpha_kal(ip1)*(1.0-eta-xi+(eta*xi)))&
&            +(alpha_kal(ip2)*(1.0-eta-xi-(eta*xi)))&
&            +(alpha_kal(ip3)*(1.0+eta-xi+(eta*xi)))&
&            +(alpha_kal(ip4)*(1.0+eta-xi-(eta*xi)))&
&)

goto 3000 ! Geschwindigkeit und Winkel erfolgreich berechnet

1111 continue ! Kein Erfolg, Versuch mit neuem Kennfeldsegment

end do winkel_kl_geschwindigkeiten ! Alpha-Schleife

! Definition im Falle des MISS-Erfolges
! Falls der Sample-Datensatz ausserhalb des Kennfeldes liegt, d. h. keine ordnungsgemaesse Umrechnung moeglich war
! werden Geschwindigkeit und Winkel auf unrealistische Werte gesetzt, um diese Samples spaeter bei der Folge-Auswertung
! zu erkennen und aussortieren zu koennen.
! Ein einfacher Abbruch des Programms waere nicht sinnvoll, da dann die gesamte Messdatei nicht auszuwerten waere.
! Es kommen aber manchmal Ausreisser vor, sodass nur eine Umdrehung aussortiert werden muss.

v=300
alpha=180

fehlsamples=fehlsamples+1
write (*,*) 'Fehlversuch!'

3000 continue ! erfolgreiche Umrechnung, weiter mit naechstem Sample-Datensatz

! der folgende Sprung ist dazu da, um die Normierung der Mess-Spannungen nicht
! zu lange dauern zu lassen oder im Misserfolgs-Fall abzubrechen

if(counter.eq.100) then
  goto 150
endif

! Folgende Zeile testet, ob die Geschwindigkeitsinterpolation
! mit den normierten Mess-Spannungen gut war, falls nicht, nochmal!
! Da v am Anfang auf Null gesetzt wird, wird mindestens einmal die Spannung umgerechnet.

! write (*,*) 'Geschwindigkeitsdifferenz: ', abs(v(zaehler)-v_temp)
if (abs(v-v_temp) .gt. 0.001) then
  goto 200
endif

150 continue

counter_summe=counter_summe+counter

! write(*,*) zaehler, 'v=', v(zaehler), ' alpha=', alpha(zaehler), ' U-Korrekturen=', counter ! zum Debuggen

if (MODULO(zaehler,25000)==0) then
write(*,*) 'Sample ', zaehler, ' von insgesamt ', anzahl_samples, ' wurde bearbeitet.'
end if

! end do alle_samples ! gesamte Datensatz-Schleife

! write(*,*) 'NICHT erfolgreich umgerechnete Samples: ', fehlsamples
! write(*,*) 'Korrekturdurchlaeufer der Mess-Spannungen durchschnittlich: ', counter_summe/anzahl_samples

! Schreiben der ausgewerteten Daten
! ++++++

! write(40,*) 'NICHT erfolgreich umgerechnete Samples: ', fehlsamples
! write(40,*) 'Korrekturdurchlaeufer der Mess-Spannungen durchschnittlich: ', counter_summe/anzahl_samples

! write(*,*) 'Schreibe ausgewertete Daten in Datei...'

! write(*,*) 'Oeffne... ', outfile_v(1:LEN_TRIM(outfile_v))
! open(14, ERR=99999, IOSTAT=iostat, FILE=outfile_v(1:LEN_TRIM(outfile_v)), ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE')

! write(*,*) 'Oeffne... ', outfile_alpha(1:LEN_TRIM(outfile_alpha))
! open(15, ERR=99999, IOSTAT=iostat, file=outfile_alpha(1:LEN_TRIM(outfile_alpha)), ACTION='WRITE', STATUS='REPLACE')

! do zaehler=1,anzahl_samples
! Speicher-Schleife fuer alles Samples auf einmal

write(14, '(F20.14)', ERR=99999) v
write(15, '(F20.14)', ERR=99999) alpha

```

```

!if (MODULO(zaehler,10000)=0) then
!write(*,*) 'Sample ', zaehler, ' von insgesamt ', anzahl_samples, ' wurde geschrieben.'
!end if

! end do
! Speicher-Schleife fuer alle Samples auf einmal

! write(*,*) '...Sample-Paar abgespeichert.'

end do samples_einzeln ! Schleife aller Samples, aber je Paar einzeln

write(40,*) 'NICHT erfolgreich umgerechnete Samples: ', fehlsamples
write(40,*) 'Korrekturdurchlaeufer der Mess-Spannungen durchschnittlich: ', counter_summe/anzahl_samples
write(40,*) 'Ausgabe der Geschwindigkeiten: ', outfile_v(1:LEN_TRIM(outfile_v)) ! Logging
write(40,*) 'Ausgabe der Winkel: ', outfile_alpha(1:LEN_TRIM(outfile_alpha)) ! Logging
write(40,*) ''

close(10)
close(11)
close(14)
close(15)

end do ! Schleife der Dateiliste

call DATE_AND_TIME(date,time)
write(40,*) 'Uhrzeit, Ende: ', time

! Ende
! ++++

close (50) ! Steuerdatei

write(*, *) 'Ordnungsgemaesses Programmende.'
stop

! Fehlerabfangroutinen
! ++++++

99993 write(*,*) 'Die Log-Datei konnte nicht geschrieben werden.'
write(*,*) 'Stimme der Pfad? ', logdatei
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

99994 write(*,*) 'Eine der Zahlenwerte aus der Steuerdatei konnte nicht ordnungsgemaess gelesen werden.'
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

99995 write(*,*) 'Eine temporaere Listendatei konnte nicht gelesen werden.'
write(*,*) 'Stimme der Pfad? ', temp_pfad
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

99985 write(*,*) 'Ein Element in der temporaeren Listendatei konnte nicht geschrieben werden.'
write(*,*) 'Stimme der Pfad? ', temp_pfad
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

99991 write(*,*) 'Die Steuerdatei konnte nicht gelesen werden.'
write(*,*) 'Stimme der Pfad? ', steuerdatei
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

99999 write(*,*) 'Die Datei wurde moeglicherweise nicht gefunden bzw. kann nicht geoeffnet werden.'
write(*,*) 'Denken Sie an das DOS-8.3-Dateinamensformat.'
write(*,*) 'I/O-Status war: ',iostatus
write(*,*) 'Das Programm wird beendet.'
stop

10000 write(*, *) 'File zu Ende. Das Programm wird beendet.'

end program Umrechnung_UU_VAlpha

```

C.3 Das Softwarepaket “LastWave” zur Waveletanalyse

Das Softwarepaket “LastWave” ist eine frei erhältliche Programmierumgebung und wurde speziell zur Signalauswertung am “École Polytechnique” unter der Leitung von Emmanuel Bacry entwickelt. “LastWave” ist im Internet auf der Website

<http://www.cmap.polytechnique.fr/~bacry/LastWave/>

per Download erhältlich (Stand: Mai 2006). Auf der Homepage heisst es sinngemäß frei übersetzt: “LastWave ist eine Kommandozeilen-Skriptsprache zur Signalverarbeitung. Das Programmpaket ist in C geschrieben worden und läuft sowohl auf Unix / X11, Windows / CygWin als auch auf Macintosh / X11 Computern. Das Paket wurde für alle entwickelt, die etwas über Signalverarbeitung wissen und mit Wavelets und wavelet-ähnlichen Techniken herumspielen wollen. [...] Das Softwarepaket besteht hauptsächlich aus einer Skriptsprache mit MatLab-ähnlicher Syntax, welche eine objekt-orientierte Grafiksprache enthält. Die Skriptsprache erlaubt es, mit komplizierten Strukturen wie Signalen, Bildern, Wavelet-Transformationen, Extremwert-Darstellungen und Kurzzeit-Frequenztransformationen umzugehen. Die grafische Darstellung aller dieser Strukturen kann interaktiv mit Hilfe von Maus und Tastatur gesteuert werden.”

Hierzu ist Folgendes anzumerken:

- Wie für jede Programmiersprache ist auch für LastWave eine nennenswerte Einarbeitungszeit zum Erlernen der Skriptsprache und der Grundlagen notwendig.
- Es sind zwar umfassende Manuals als Download erhältlich. Da das gesamte Softwarepaket jedoch nicht-kommerziell entwickelt wird und frei erhältlich ist, sind die Manuals nicht den Umfang und der Ausführlichkeit erhältlich, wie man es von kommerzieller Software erwartet.
- Es existiert ein rudimentärer Support per E-Mail. Auch dieser wird auf ehrenamtlicher Basis durchgeführt und ist daher nicht so schnell und detailliert wie bei einem marktüblichen Softwarehaus.
- Die grafischen Auswertungsmöglichkeiten von LastWave sind beeindruckend.
- Besonders hervorzuheben ist die Fähigkeit von LastWave, mit großen Datenmengen (langen, schnell gesampelten Signalen) umzugehen und das mit bemerkenswert hoher Geschwindigkeit. Mir ist zum Zeitpunkt dieser Arbeit (Mai 2006) keine Software bekannt, die mit großen Datenmengen derartig schnell und stabil umgehen kann. Diverse andere ausprobierte Software versagte bei den Aufgaben dieser Arbeit.

Das Softwarepaket bietet für die Waveletanalyse einige verschiedene Mutterwavelets an. Abbildung C.4 zeigt die drei Mutterwavelets, welche für die Auswertungen dieser Arbeit verwendet wurden. Die Funktion des sog. “Morlet”-Wavelets in der LastWave-Software (vgl. Abbildung C.4) besitzt nur einen symmetrisch um die Y-Achse herum ausgeprägten Peak. Es ist insgesamt relativ schmal ausgeprägt, weswegen es eine gute zeitliche Auflösung, dafür weniger gute Frequenzeigenschaften besitzt. Peakförmige Ereignisse werden zeitlich gut aufgelöst und mit hohen Korrelationskoeffizienten (Farbe Rot) erfasst. Deshalb werden Maxima im Signal besonders gut und das mit genau einer Farbhervorhebung im Waveletplot detektiert. Verkleinert sich die Amplitude des Signals nur lokal, so verringern sich auch die Korrelationskoeffizienten bei der Wavelet-Dekomposition.

Das LastWave-Mutterwavelet “Gaussian-4” ist ebenfalls ein symmetrisches Wavelet. Es besitzt einen großen positiven Peak und zwei lokale Minima mit negativem Y-Wert. Darum erscheinen

hohe Peaks eines Signals in den Analysen mit diesem “Gauß-4”-Mutterwavelet ähnlich wie mit dem “Morlet”-Wavelet zeitlich gut positioniert und symmetrisch um das Ereignis im Signal herum. Zusätzlich sind talförmige Ereignisse im Signal bei diesem Wavelet aufgrund der seitlichen negativen Unterschwingungen des Mutterwavelets ebenfalls mit hohen Korrelationskoeffizienten und darum roten Farbmarkierungen verbunden. Das sog. “Gaussian-3”-Mutterwavelet hat asymmetrische Eigenschaften bezüglich der Y-Achse, nämlich einen großen negativen und einen großen positiven Kurvenzug. Mit diesem Wavelet werden darum starke Steigungen bzw. Änderungen des Signals im Waveletplot mit hohen Korrelationskoeffizienten besonders gut angezeigt. Die Spitzen eines Peaks und lokale Minima des Signal werden bei einer Analyse mit diesem Mutterwavelet weniger gut sichtbar. Das Ergebnis einer Wavelet-Dekomposition ist ein dreidimensionaler Datensatz, wobei eine Dimension die Zeit, die zweite eine repräsentative Skala für die Frequenz und die dritte Dimension die Korrelationsintensität zwischen Waveletfunktion und dem Signal darstellt. Der Plot ist ein Zeit-Waveletskala-Diagramm, während der Korrelationskoeffizient als Farbe dargestellt wird.

Leider hat LastWave in seiner Wavelet-Routine bisher keine direkte Übersetzung der Waveletskalierung zu einem Frequenzband implementiert (Stand Mai 2006). Das bedeutet, dass die Y-Achse bei einem Wavelet-Plot von LastWave eine Art logarithmische Darstellung der Waveletskalierung zeigt. Eine automatische Umsetzung in eine Frequenz ist bisher nicht möglich. Um diesem Problem zu begegnen, wurden künstliche Daten in Form von Sinussignalen bekannter Frequenz erzeugt und mit LastWave ausgewertet. Daraus konnte eine grobe quantitative Korrelation zwischen dem Skalenwert der Y-Achse und einer Frequenz abgeleitet werden. Da der Plot und die Y-Achsen-Skala einer Wavelet-Dekomposition eines zu untersuchenden Signals immer abhängig von der Abtast- bzw. Samplingrate des Signals ist, muss diese Korrelation zwischen Frequenz und Waveletskala mit der vorliegenden Samplingfrequenz erstellt werden. Abbildung C.5 zeigt die empirisch gewonnenen Korrelationen zwischen Waveletskalierung und Frequenz in kHz für die drei Mutterwavelets “Morlet”, “Gauss-4” und “Gauss-3” (vgl. Abbildung C.4) für die Samplingfrequenzen 50 kHz und 200 kHz.

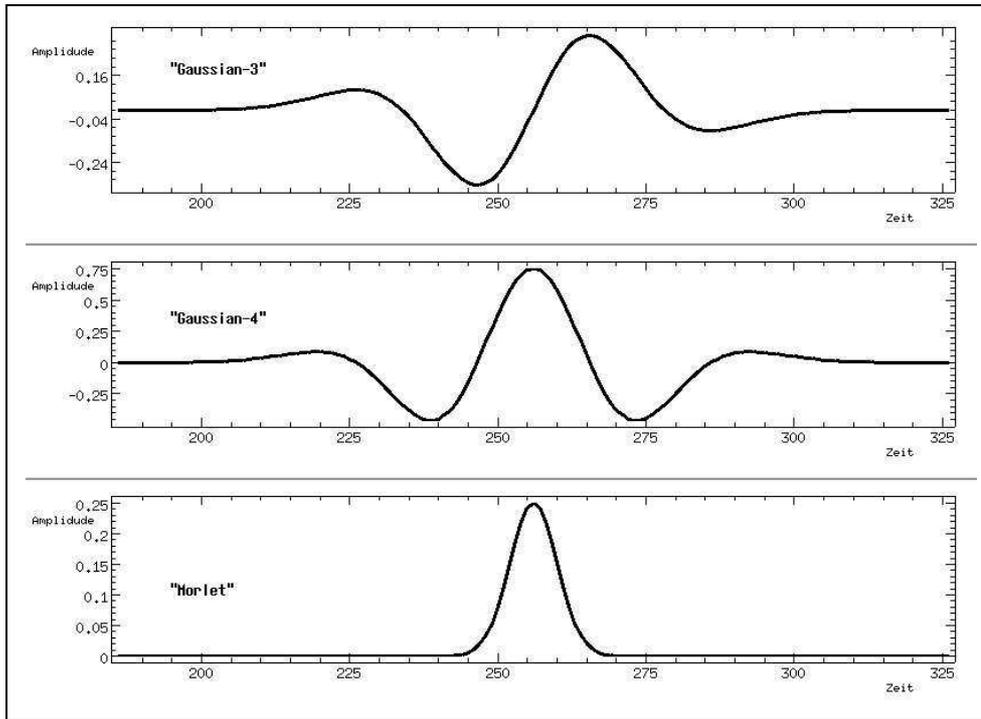


Abbildung C.4: LastWave "Motherwavelets": "Gaussian 3", "Gaussian 4", "Morlet"

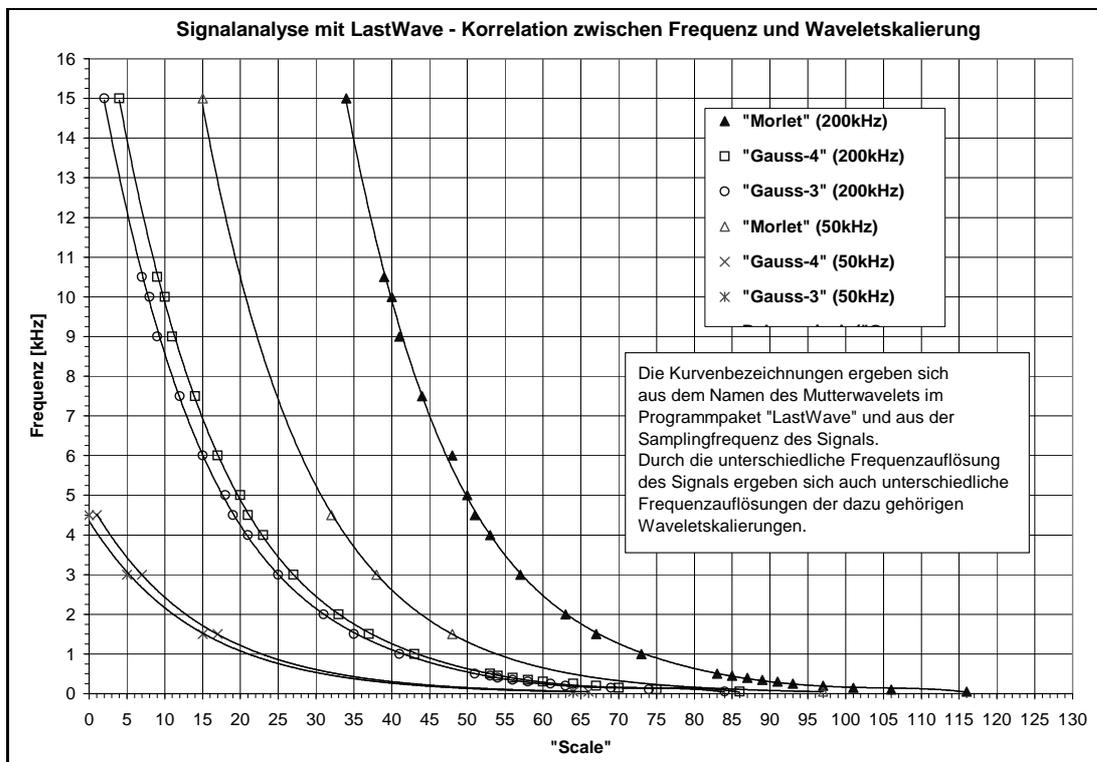


Abbildung C.5: Korrelation zwischen Frequenz und Skalierungsfaktor eines Wavelets im Programmpaket "LastWave"

C.4 Die Software “Guimauve” zum Matching Pursuit Verfahren

Guimauve kann unter der GPL von “<http://webast.ast.obs-mip.fr/people/fbracher/>” heruntergeladen und sowohl auf Unix/Linux als auch (mit eingeschränkter Funktion) unter Windows frei verwendet werden (Stand Mai 2006). Es ist eine graphische Benutzeroberfläche, welche u. a. auf das “Matching-Pursuit”-Paket und dessen Funktionalität der Software LastWave zurückgreift. Der Guimauve-Download beinhaltet alle notwendigen Funktionen von LastWave und kann auch ohne dieses installiert werden. Die Software “Guimauve” wurde von Fabien Brachere geschrieben und basiert auf dem Softwarepaket LastWave.

Da die Auswertung der Messdaten dieser Arbeit auch mit dem Matching Pursuit Verfahren keine wesentliche Verbesserung brachte, ist in Abschnitt 5.4 auf Seite 83 nur ein Beispielplot abgebildet, um einen Eindruck der Software zu erhalten. Auswertungsergebnisse zu ausgewählten Datensätzen dieser Arbeit sind im Anhang D.3 ab Seite 139 abgebildet.

D Zu Kapitel 5 – Weitere Auswertungen

D.1 FFT Spektrum der originalen Maschinenkonfiguration

Die folgenden Diagramme zeigen dieselben Inhalte wie die Plots der Abbildungen 5.38 bis 5.40 auf den Seiten 61 bis 63. Während die Plots in Abschnitt 5.2.1 einen logarithmischen Maßstab der Frequenzachse besitzen, sind die hier abgedruckten Plots mit einer linearen Skala der Frequenz versehen. Die Abbildungen in Abschnitt 5.2.1 geben einen schnellen Überblick und guten Vergleich. Die hier abgedruckten Plots geben mehr Details im unteren Frequenzbereich wieder.

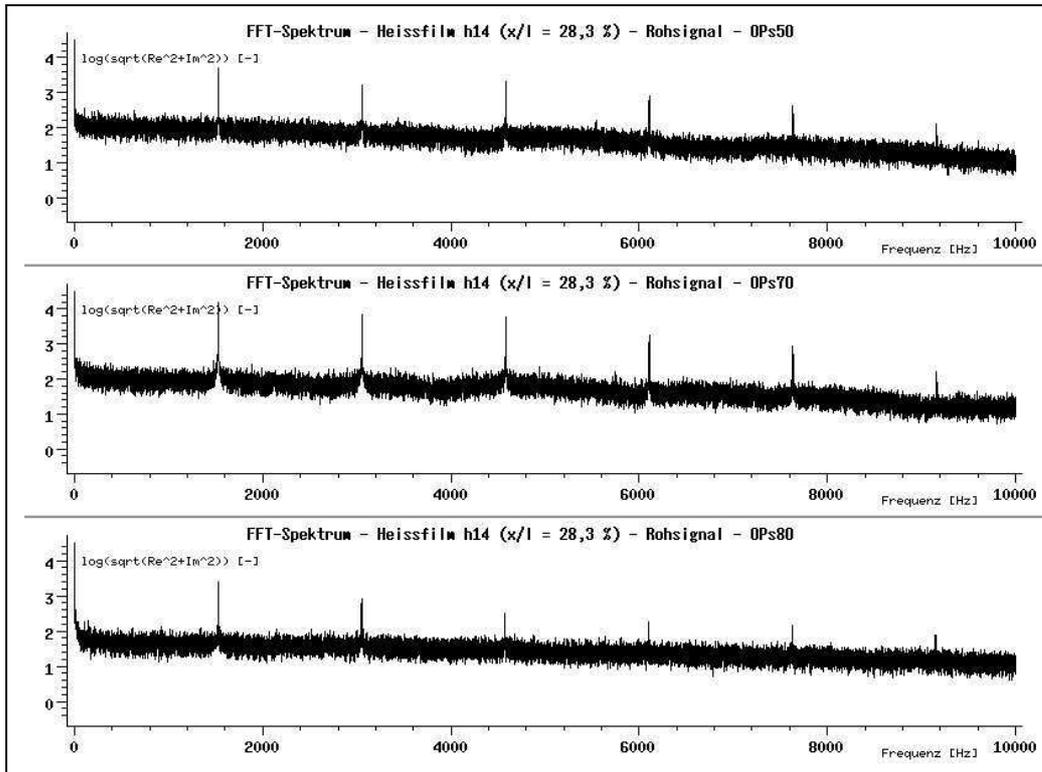


Abbildung D.1: FFT-Spektrum, Heissfilm h14

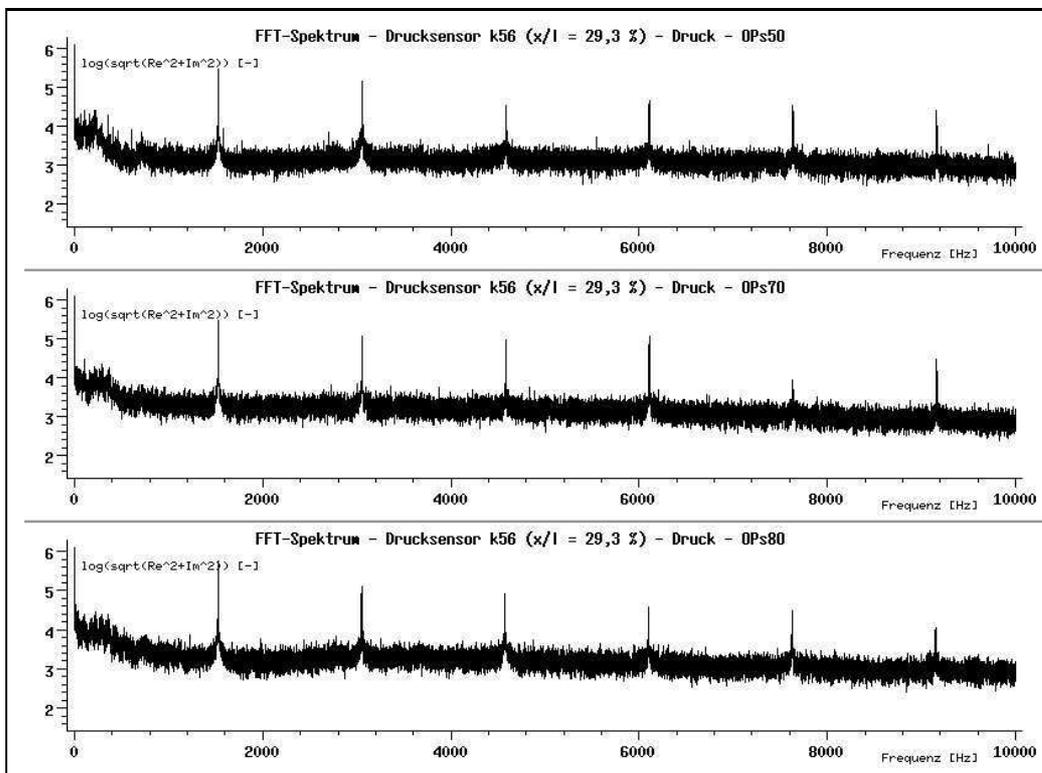


Abbildung D.2: FFT-Spektrum, Drucksensor k56

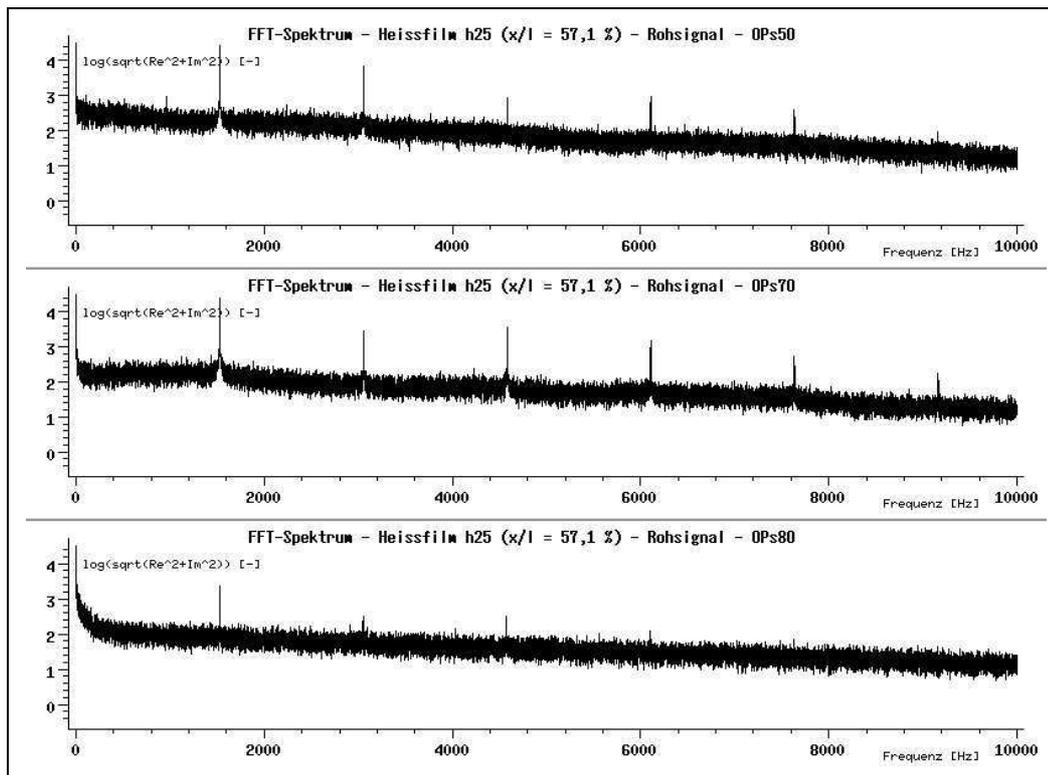


Abbildung D.3: FFT-Spektrum, Heissfilm h25

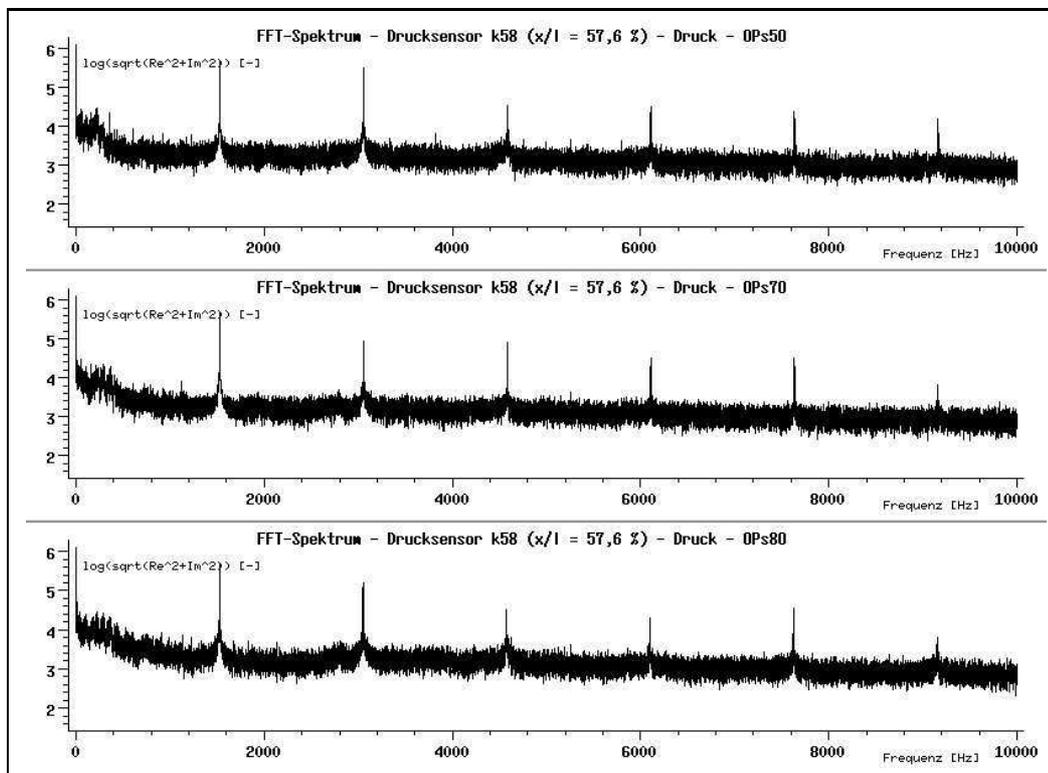


Abbildung D.4: FFT-Spektrum, Drucksensor k58

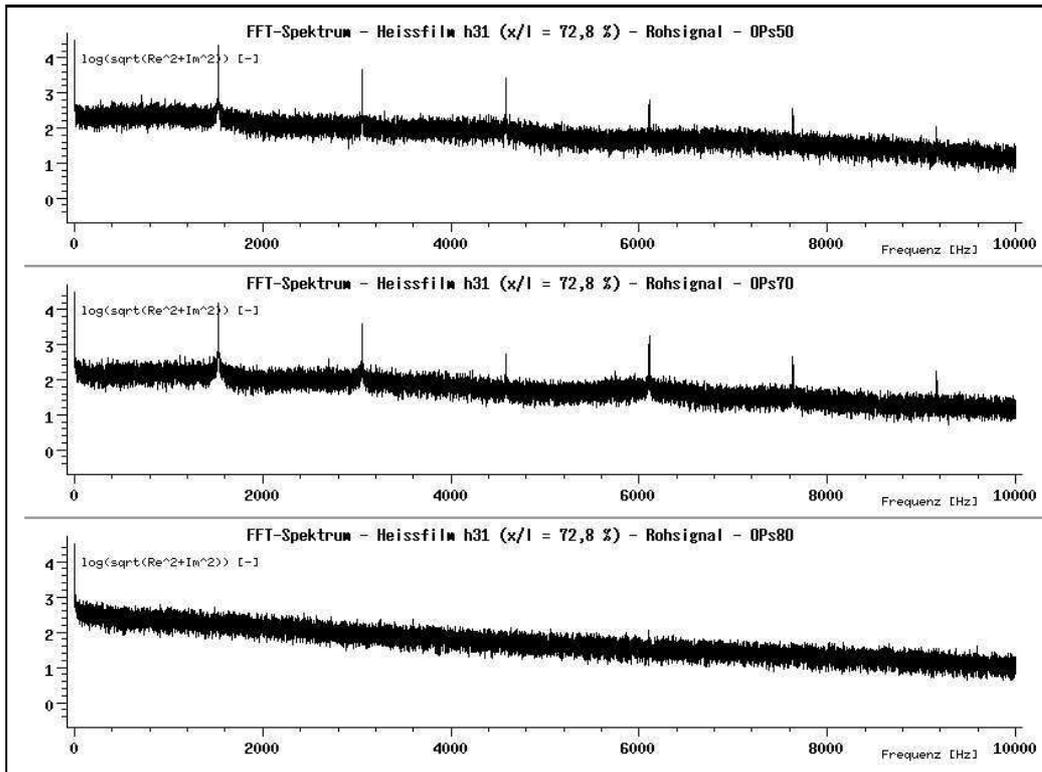


Abbildung D.5: FFT-Spektrum, Heissfilm h31

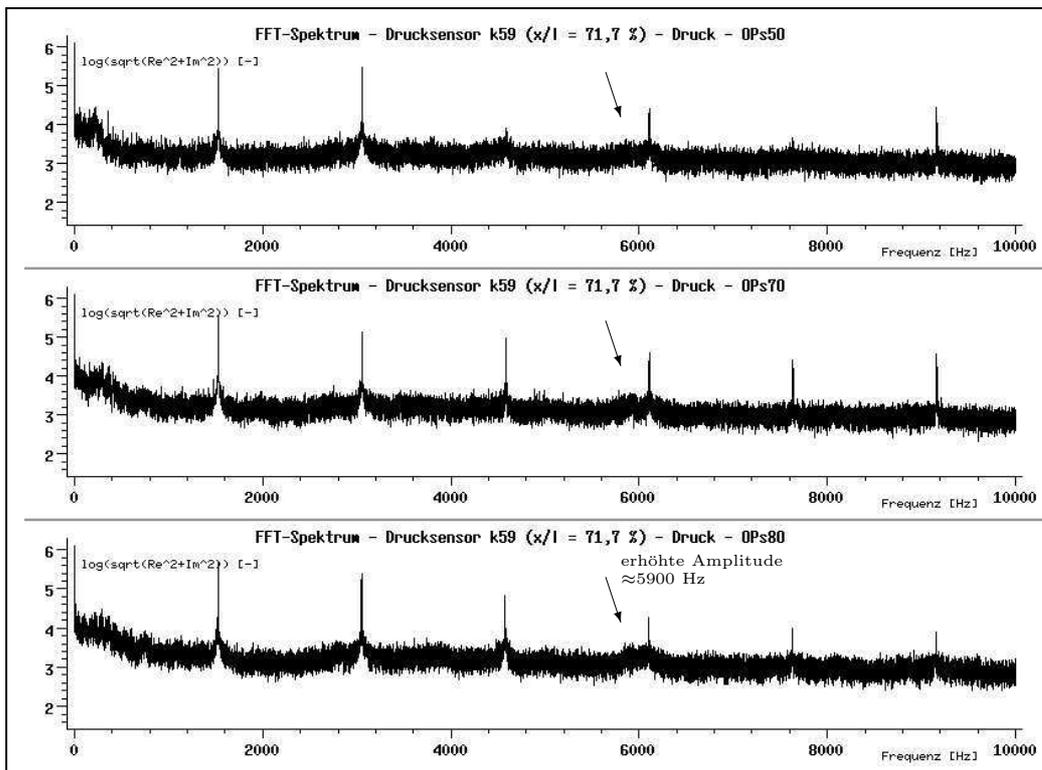


Abbildung D.6: FFT-Spektrum, Drucksensor k59

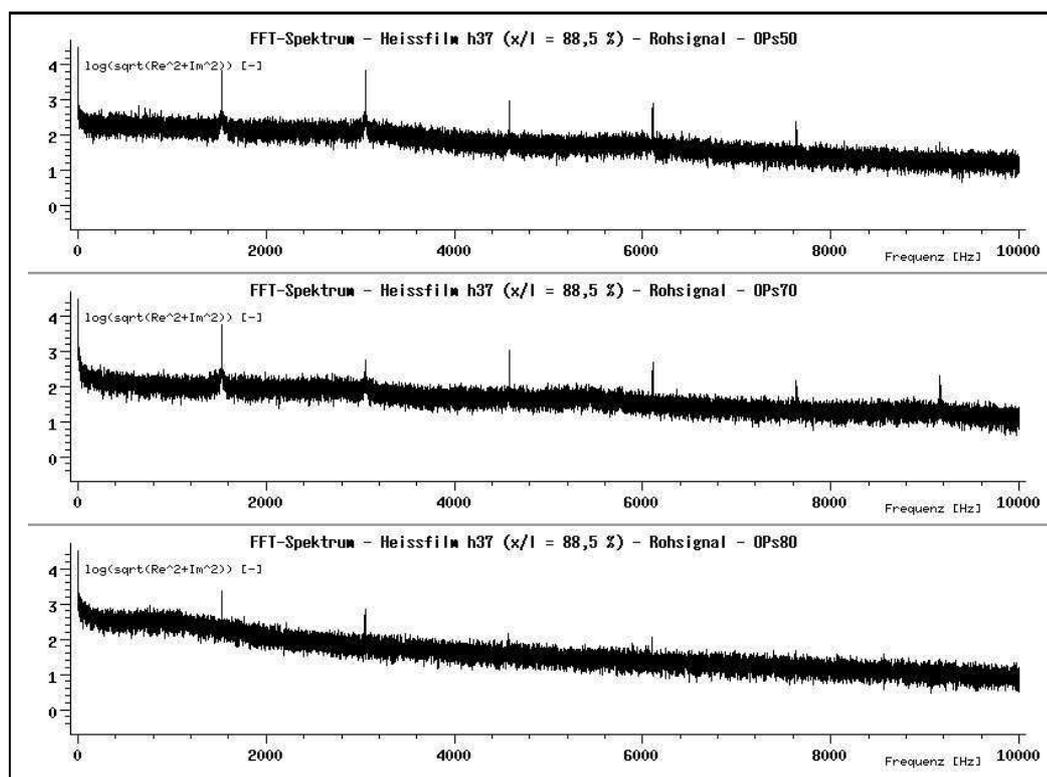


Abbildung D.7: FFT-Spektrum, Heissfilm h37

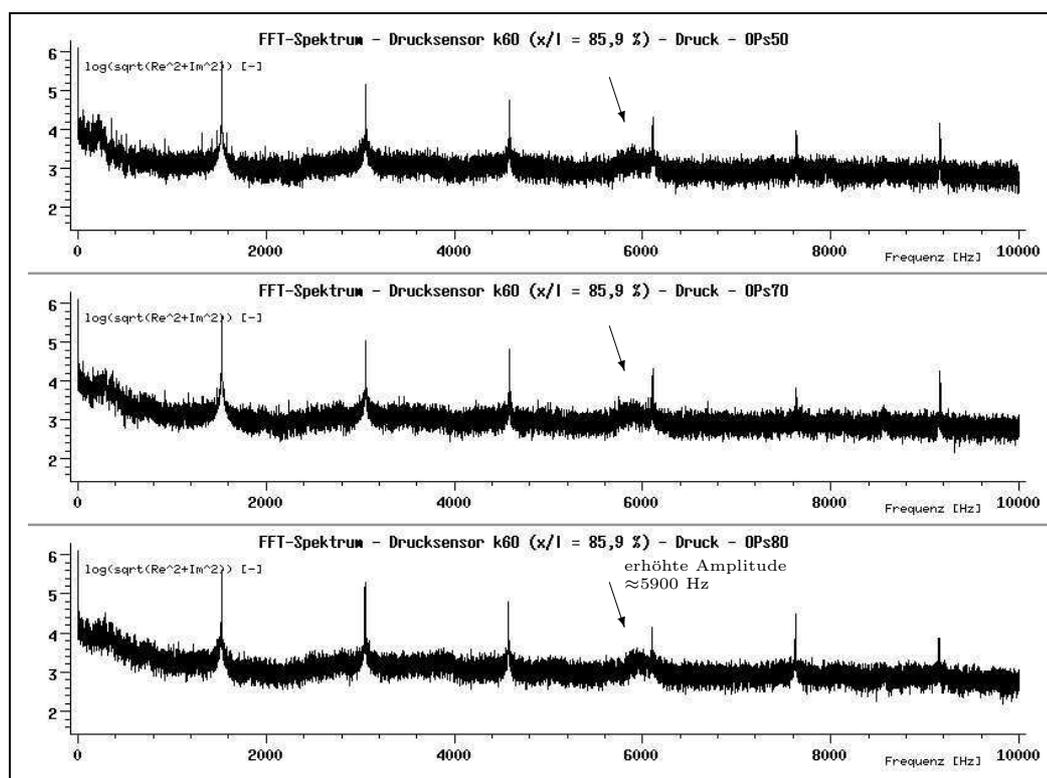


Abbildung D.8: FFT-Spektrum, Drucksensor k60

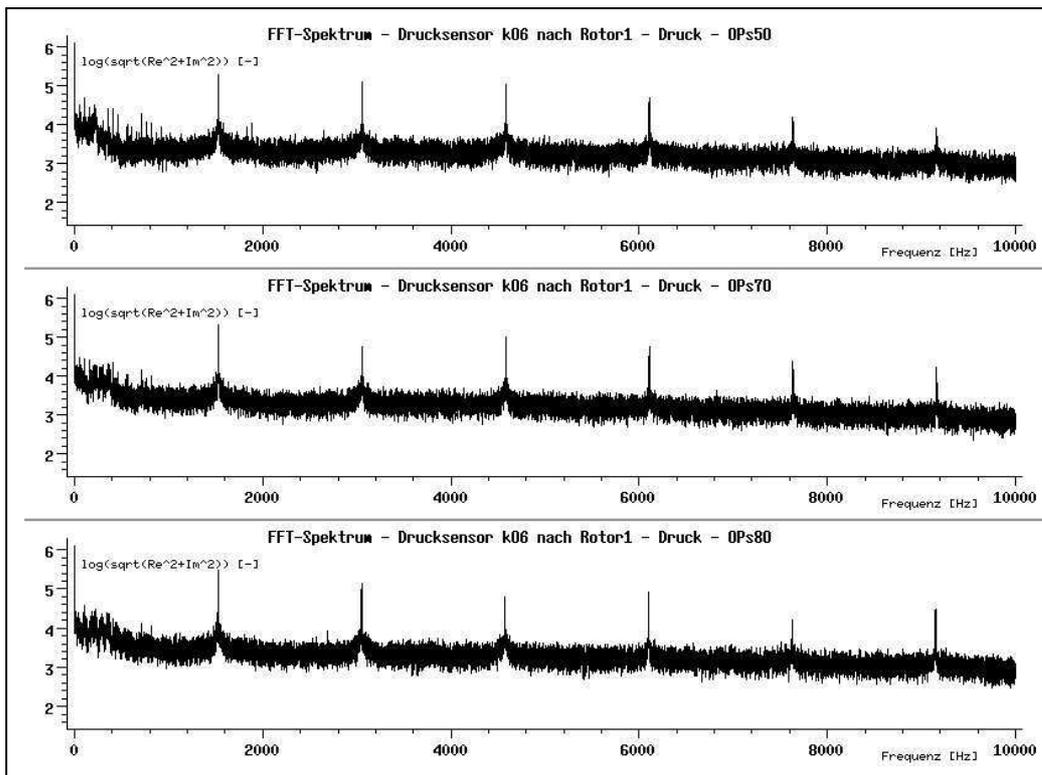


Abbildung D.9: FFT-Spektrum, Wanddrucksensor nach Rotor 1

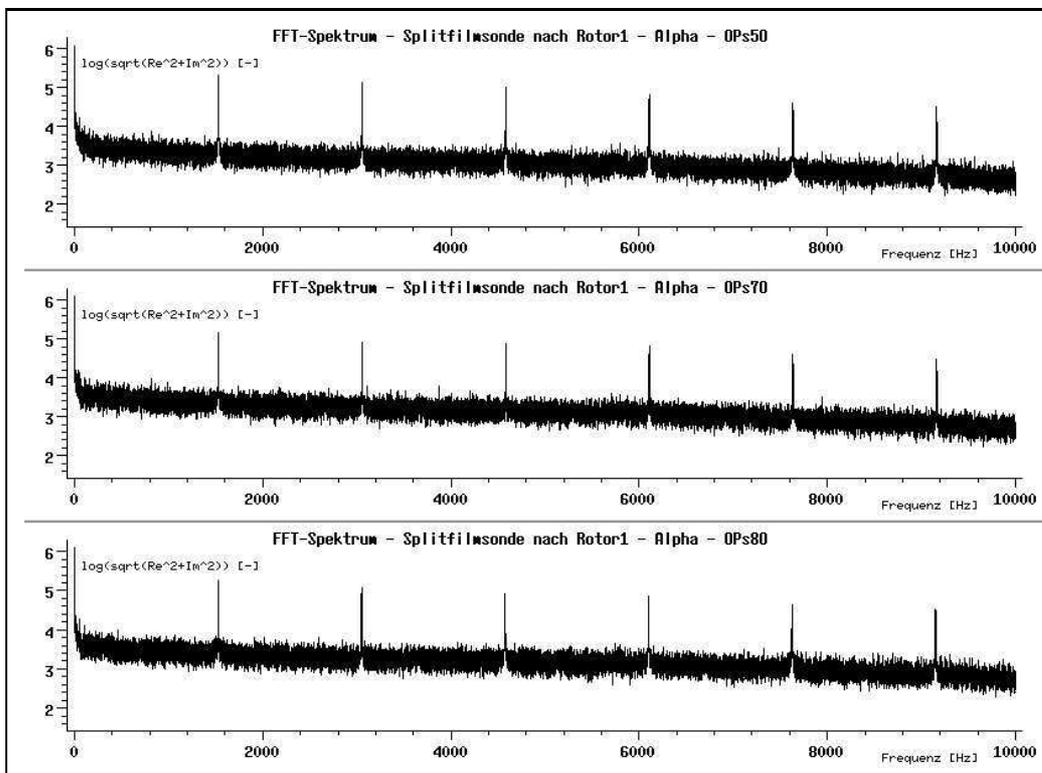


Abbildung D.10: FFT-Spektrum, Splitfilmsensor nach Rotor 1, Alpha-Winkel

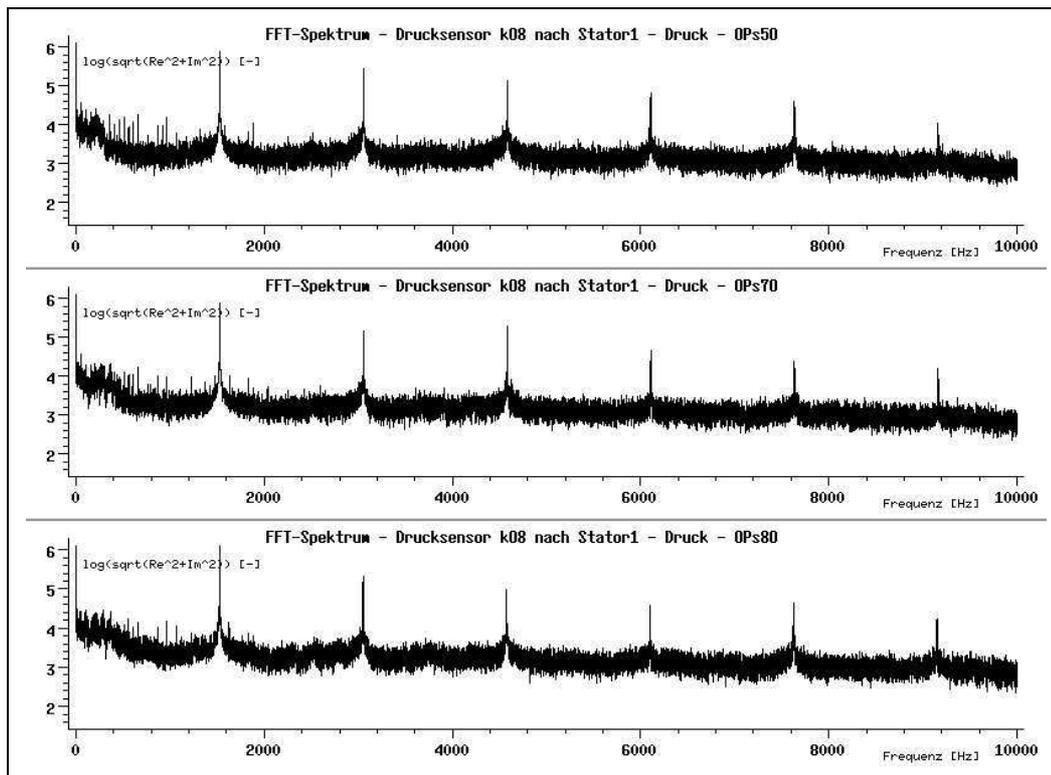


Abbildung D.11: FFT-Spektrum, Wanddrucksensor nach Stator 1

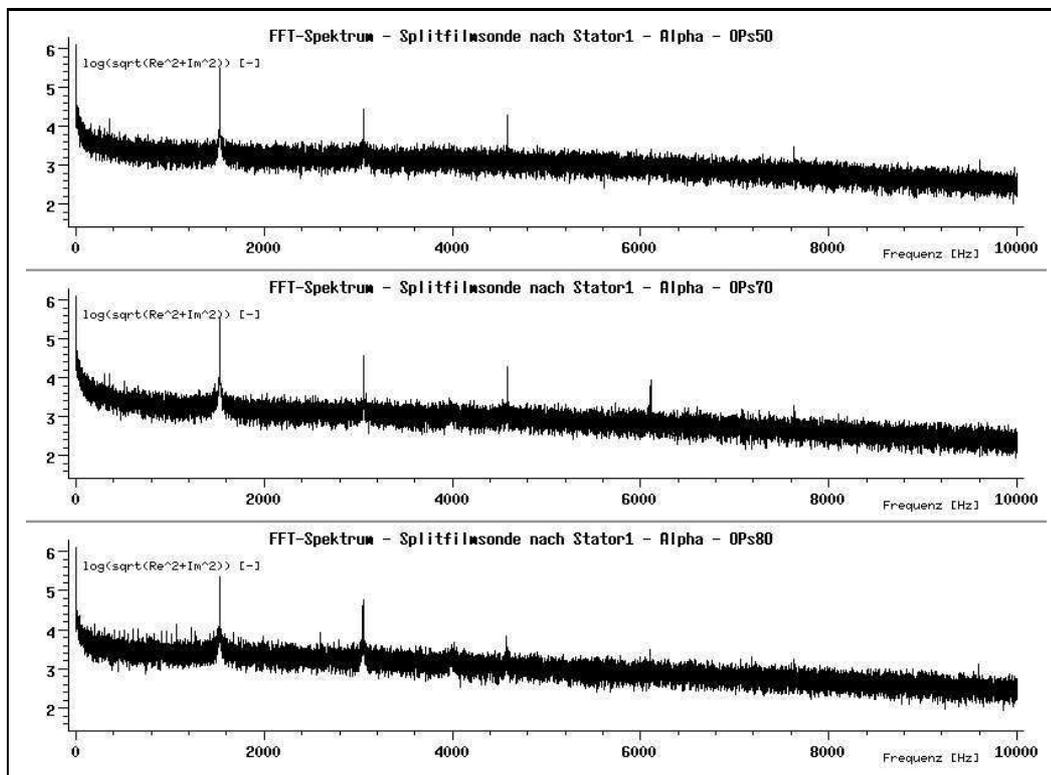


Abbildung D.12: FFT-Spektrum, Splitfilmsensor nach Stator 1, Alpha-Winkel

D.2 Spektrum der modifizierten Schaufelkonfiguration

Im Rahmen dieser Arbeit wurden je Rotor zwei Rotorschaukeln mit Hilfe geometrischer Aufbauten quasi markiert. Die modifizierten Rotorschaukeln des ersten Rotors erzeugten jeweils eine gestörte Abströmung und damit veränderte Nachlaufgebiete der Zuströmung des Stators 1. Die zwei veränderten Rotorschaukeln des zweiten Rotors besaßen eine stumpfe Vorderkante und dadurch ein wesentlich stärker ausgeprägtes Potentialgebiet. Dadurch erzeugten alle vier geänderten Schaufeln zusammen je Rotorumdrehung vier veränderte Strömungswchselfelder zwischen Stator und Rotor. Diese Wechselfelder werden im FFT-Spektrum auf den Abbildungen D.13 bis D.16 durch die deutlich sichtbaren Seitenbänder um die Vielfachen der Schaufelwechselfrequenz herum gezeigt.

Außerdem ist auf den Abbildungen D.14 und D.15 auffällig, dass die Amplituden der Harmonischen der Schaufelwechselfrequenz (1,5 kHz) in den Diagrammen der Drucksignale nicht wie üblich mit steigender Frequenz kontinuierlich kleiner werden, sondern dass die dritte harmonische Oberwelle der Schaufelwechselfrequenz bei 6000 Hz sogar verstärkt ist. Dieses Phänomen wird besonders bei der Lauflänge $x/l \approx 72\%$ deutlich. Die FFT-Analysen der Heissfilmsignale scheinen dieses Phänomen nur sehr schwach oder gar nicht wiederzugeben. Eine mögliche Erklärung hierfür könnte sein, dass die hier betrachteten Sensoren in einem Bereich der Schaufeloberfläche liegen, in dem vermutlich sowohl Nachlaufstörungen des ersten Rotors als auch Potentialfeldveränderungen durch den zweiten Rotor gleichzeitig messbar. Da eine gestörtes Strömungsfeld insgesamt vier mal auf dem Umfang von Rotor eins und zwei zusammen vorkommt, wird die vierte harmonische (6000 Hz) der Schaufelwechselfrequenz verstärkt registriert und im FFT-Spektrum dargestellt.

Ergänzend hierzu fällt auf, dass die Druckaufnehmer k59 und k60 (Lauflänge $x/l = 71,7\%$ und $85,9\%$) eine leichte Amplitudenüberhöhung bei etwa 5900 Hz registrieren. Diese Phänomen leichter Energieerhöhung in diesem Frequenzbereich wurde schon in früheren Messungen gefunden und von (Griebel und Riess 2003) beschrieben. Näheres dazu findet sich im Abschnitt 5.2.1 ab Seite 57.

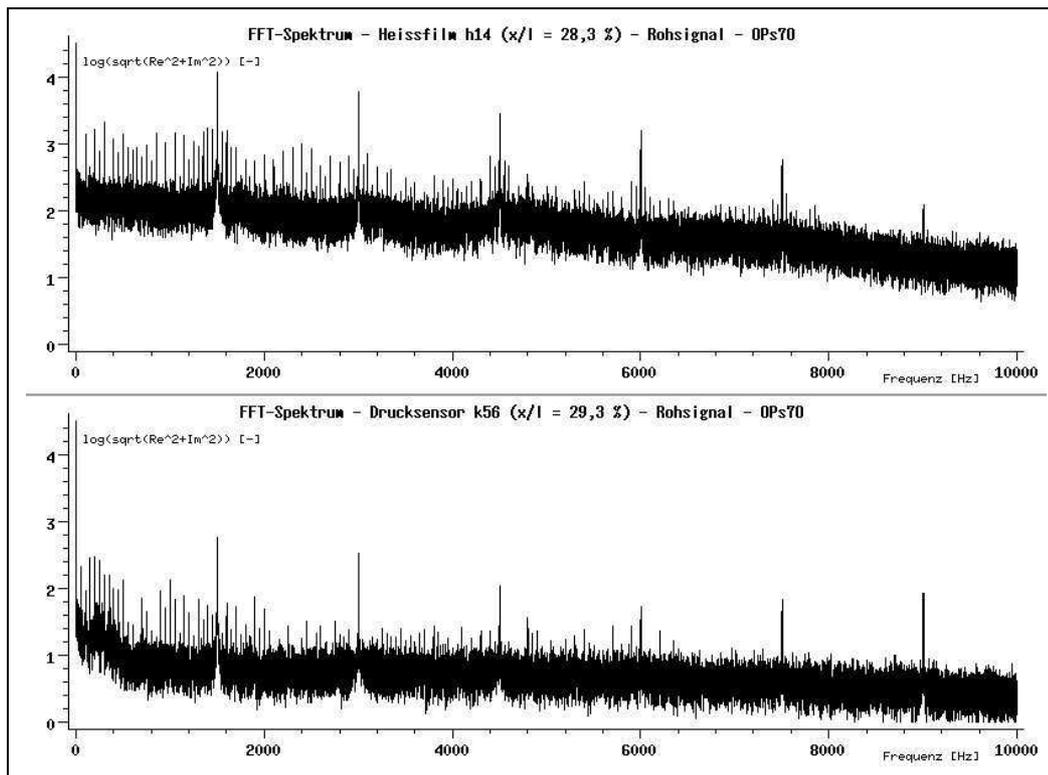


Abbildung D.13: FFT-Spektrum, Heissfilm h14 und Druckaufnehmer k56, OPs70, Rotorblätter modifiziert

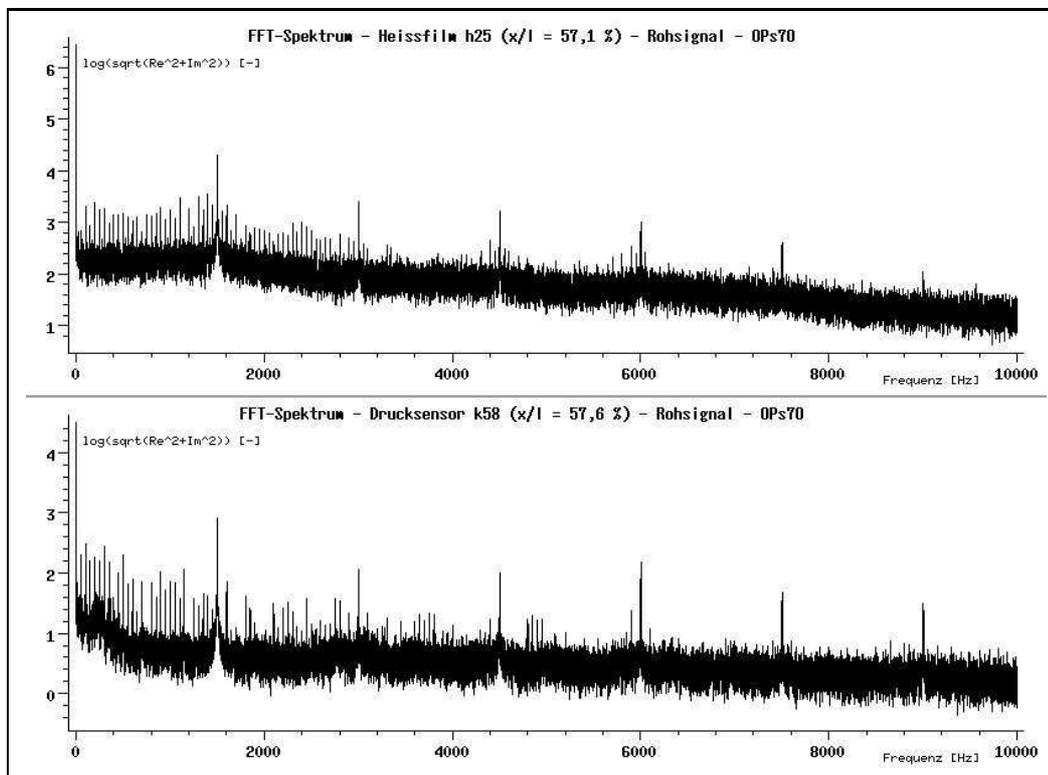


Abbildung D.14: FFT-Spektrum, Heissfilm h25 und Druckaufnehmer k58, OPs70, Rotorblätter modifiziert

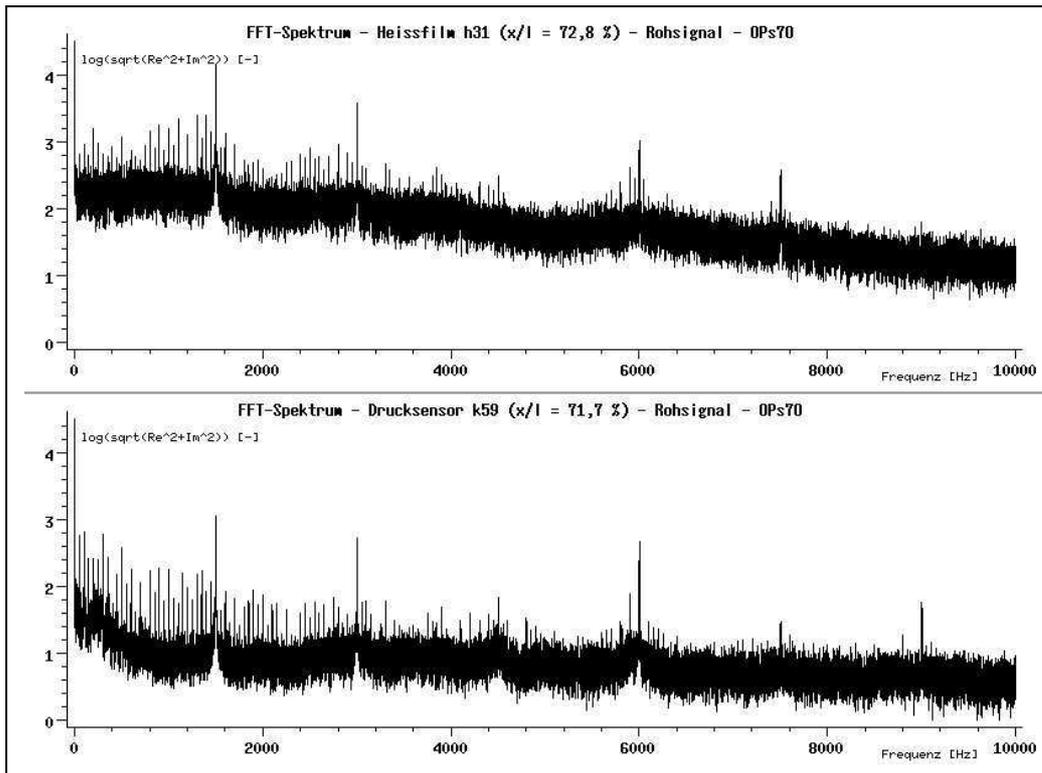


Abbildung D.15: FFT-Spektrum, Heissfilm h31 und Druckaufnehmer k59, OPs70, Rotorblätter modifiziert

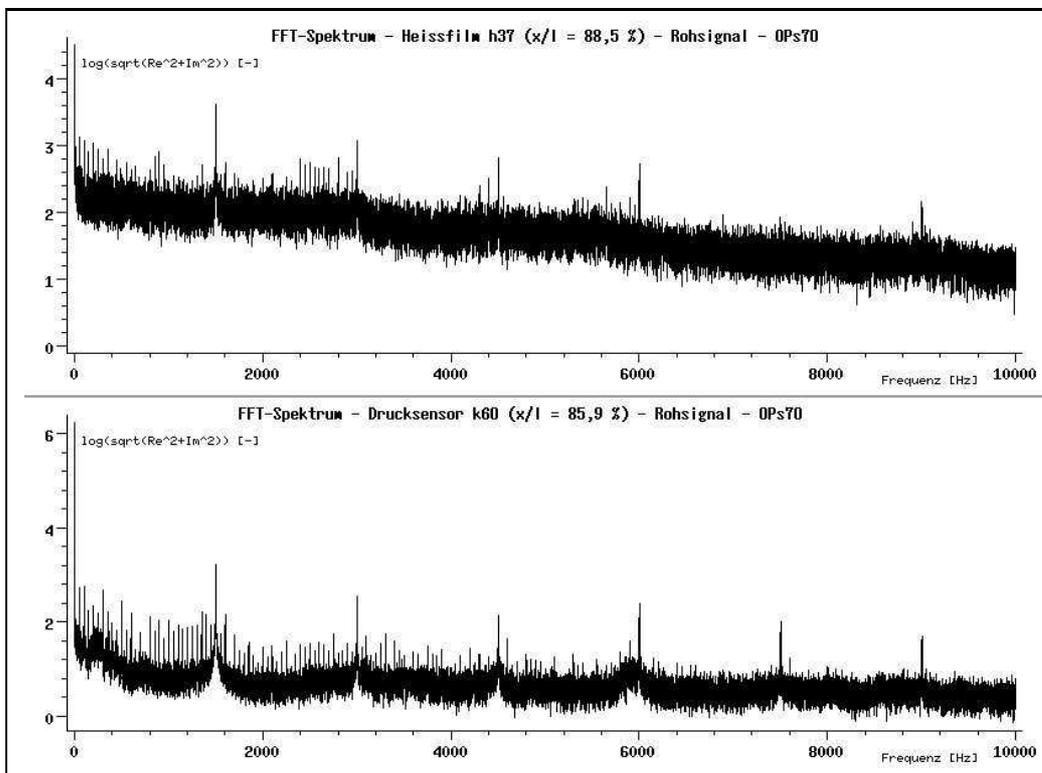


Abbildung D.16: FFT-Spektrum, Heissfilm h37 und Druckaufnehmer k60, OPs70, Rotorblätter modifiziert

D.3 Matching Pursuit mit Guimauve

Um das Verfahren der Matching Pursuit Methode zu erproben wurden als erstes Datensätze der Messkampagne mit manipulierten Rotorschaukeln ausgewertet. Dadurch, dass diese Daten je Umdrehung vier abnormale Strömungsdurchgänge haben, war hier die Erwartung, besondere Charakteristika in der Auswertung zu finden, am größten. Abbildung D.17 und D.18 zeigen die Analyse eines Datensatzes mit manipulierten Rotorschaukeln im Betrieb bei gutem Wirkungsgrad des Verdichters. Während in der linken Spalte (Abb. D.17) die Analyse der Heissfilmdaten abgedruckt ist, zeigt die rechte Seite (Abb. D.18) die zeitlich parallel gemessenen Werte der instationären Druckaufnehmer auf der Saugseite der benachbarten Statorschaukel. Der jeweils oberste Plot stellt das Triggersignal des Verdichterrotors dar, so dass die Zuordnung zu einzelnen Rotorwinkeln möglich wird. Abgebildet sind zwei vollständige Umdrehungen und jeweils vorher und danach etwa eine halbe weitere Rotorumdrehung. Die Diagramme der Software Guimauve stellen oben das Rohsignal dar, wobei die Y-Achse hier eine Messspannung in Volt bedeutet und die X-Achse die Zeit in Sekunden zeigt. Das jeweils untere Diagramm zeigt die Analyse mit dem Matching Pursuit Verfahren. Hier stellt die Y-Achse die Frequenz in Hz dar und die X-Achse wieder Zeit in Sekunden.

In den Plots lassen sich Anzeichen für die Auswirkungen der gestörten Abströmung aus den Rotorschaukeln 15 und 30 erkennen. Diese Schaukeldurchläufe werden jeweils zu Beginn und etwa in der Mitte einer Umdrehung gemessen, wobei der Start einer Umdrehung jeweils durch den Ausschlag des Triggersignals gesetzt wird. Jeweils zu Beginn einer Umdrehung und etwa zeitlich in der Mitte treten vermehrt Bereiche in den Auswertungsplots der Software Guimauve auf, die erhöhte Energielevel bei verschiedenen Frequenzbereichen anzeigen. Leider ist eine eindeutige Analyse der Messdaten mit diesen Plots nicht möglich, da die Software noch weitere Bereiche im Plot hervorhebt, die physikalisch nicht klar zu bestimmten Strömungsereignissen zugeordnet werden können.

Zum Vergleich zu den Auswertungen der Messungen mit manipulierten Rotorschaukeln wurden vier ausgewählte Datensätze der letzten Messkampagne mit originalen Rotorschaukeln mit dem Matching Pursuit Verfahren analysiert. Bei diesen Messdaten sind keine voraussehbaren Unterschiede der verschiedenen Rotorschaukelnachläufe zu erwarten. Hier müssten besonders hervortretende Bereiche in den Auswertungsplots auf turbulente Strömungsphänomene oder auf lokale Ablöseerscheinungen zurückzuführen sein.

Die Plots der Abbildung D.19 und D.20 auf den Seiten 140 und 141 zeigen insgesamt etwa fünf Rotorumdrehungen. Eine Rotorumdrehung dauert 0.02 Sekunden. Wie oben beschrieben zeigen auch diese Plots jeweils im oberen Teil das Rohdatensignal, wobei die Y-Achse die gemessene Spannung in Volt wiedergibt. Das untere Diagramm stellt jeweils die Analyse nach dem Matching Pursuit Verfahren dar. Hier gibt die Y-Achse die Frequenz in Hz wieder. Auch diese Bilder lassen lediglich erkennen, dass in Zeitbereichen, in denen die Messdaten auf turbulentes Strömungsverhalten oder sogar auf Ablösungserscheinungen schließen lassen (0.035...0.05 und 0.06...0.09 sec), die Tendenz zu verstärkten Energieanteilen im gesamten betrachteten Frequenzbereich herrscht. Während der Zeitabschnitte in denen die Strömungsdaten auf eine laminare Strömung deuten lassen, werden nur senkrechte Linien über alle Frequenzen ausgewertet. Diese entstehen durch die Auswertung der Signalpeaks, welche an der Spitze der Amplitude extreme Änderungsraten, also quasi eine Unstetigkeit aufweisen. Eine solche Stelle wird von der Matching Pursuit Analyse mit erhöhter Amplitude über alle Frequenzen wiedergegeben.

Da die Auswertungen der hier gemessenen turbomaschinentypischen Daten mit dem Matching Pursuit Verfahren keine befriedigenden Ergebnisse brachten, wurde die Software Guimauve mit Hilfe einer Analyse eines völlig anderen Datensatzes getestet. Zunächst wurde über eine Standardsoundkarte eines Standardrechners mit Hilfe eines einfachen Mikrophons und einer

frei erhältlichen Software die Wortphrase “Matching Pursuit” aufgenommen. Bei diesem Verfahren werden die Daten mit 44100 Hz gesampled und als sog. “wav”-Datei abgespeichert. Mit Hilfe weiterer Software konnte dieses Datenformat so umgewandelt werden, dass der Datensatz analog zu den Messdaten dieser Arbeit als einfache Reihe von Amplitudenwerten im ASCII-Datenformat vorlag. Dieser Datensatz wurde mit der Software Guimauve nach demselben Verfahren wie die Daten der Abbildungen D.17 bis D.20 analysiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.67 auf Seite 83 abgedruckt.

Da dieser Datensatz aus Sprache besteht und nahezu keine Hintergrundstörungen aufweist, konnte durch das Matching Pursuit Verfahren ein klares Auswertungsergebnis erzielt werden. Danach konnten eindeutige Zuordnungen der verschiedenen Bereiche des Auswertungsplots vorgenommen werden. Abbildung 5.67 ist nachträglich mit den Buchstaben der Worte “Ma-tch-ing Pur-s-uit” ergänzt worden, so dass einzelne Frequenzbereiche des Analyseergebnisses den einzelnen Wortteilen zugeordnet werden können.

Das Ergebnis dieser Testauswertung zeigt, dass die Software Guimauve prinzipiell korrekt angewendet wurde und eine gute grafische Benutzeroberfläche zum Matching Pursuit Verfahren darstellt. Das Matching Pursuit Verfahren arbeitet auf vergleichbare Art wie ein Waveletanalyseverfahren und führt eine Approximation eines Signales aufgeteilt nach Zeit und Frequenz durch. Dem Anwender wird zum Schluss eine Auswertung dargestellt, welche die Energieanteile des Signals zeitlich und im Frequenzbereich analysiert zeigt.

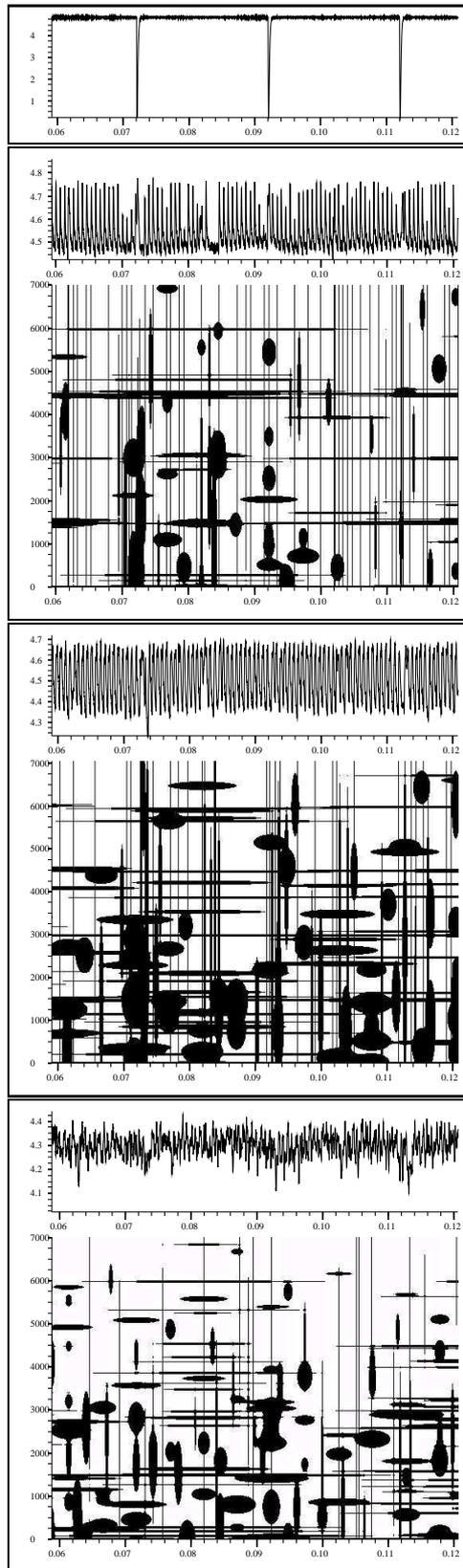


Abbildung D.17: Matching Pursuit mit "Guimauve", Rohsignal des Heissfilms h14, h25 und h37, OPs70, Windowfunction "Spline0", Rotorschaukeln manipuliert

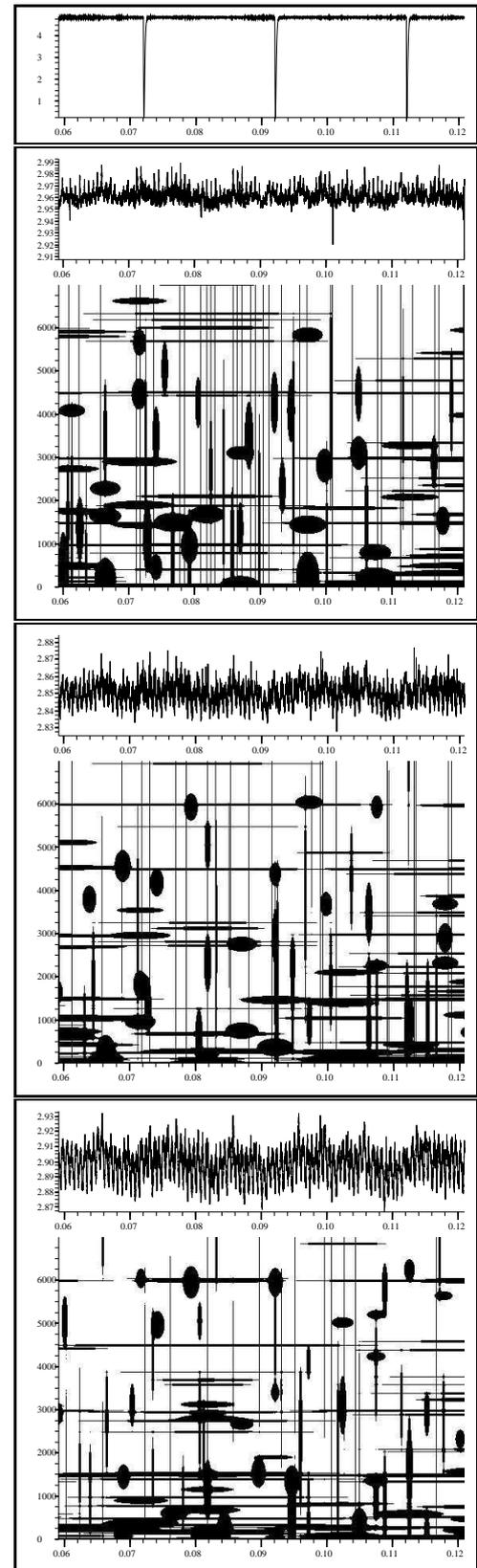


Abbildung D.18: Matching Pursuit mit "Guimauve", Rohsignal des Kulites k56, k58 und k60, OPs70, Windowfunction "Spline0", Rotorschaukeln manipuliert

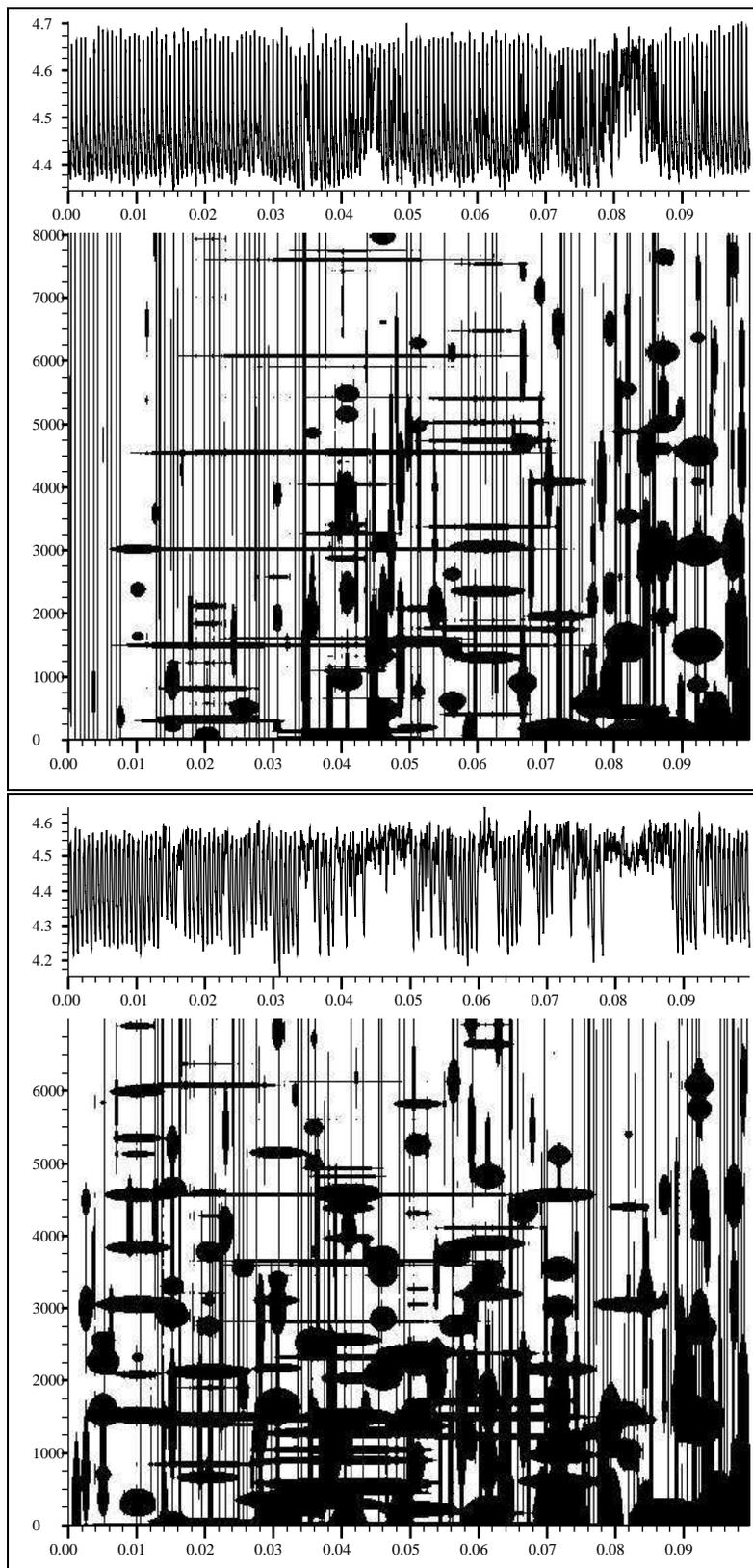


Abbildung D.19: Matching Pursuit mit “Guimauve”, Rohsignal des Heissfilms h14 und h25, OPs70, Windowfunction “Spline0”, Rotorschaukeln original

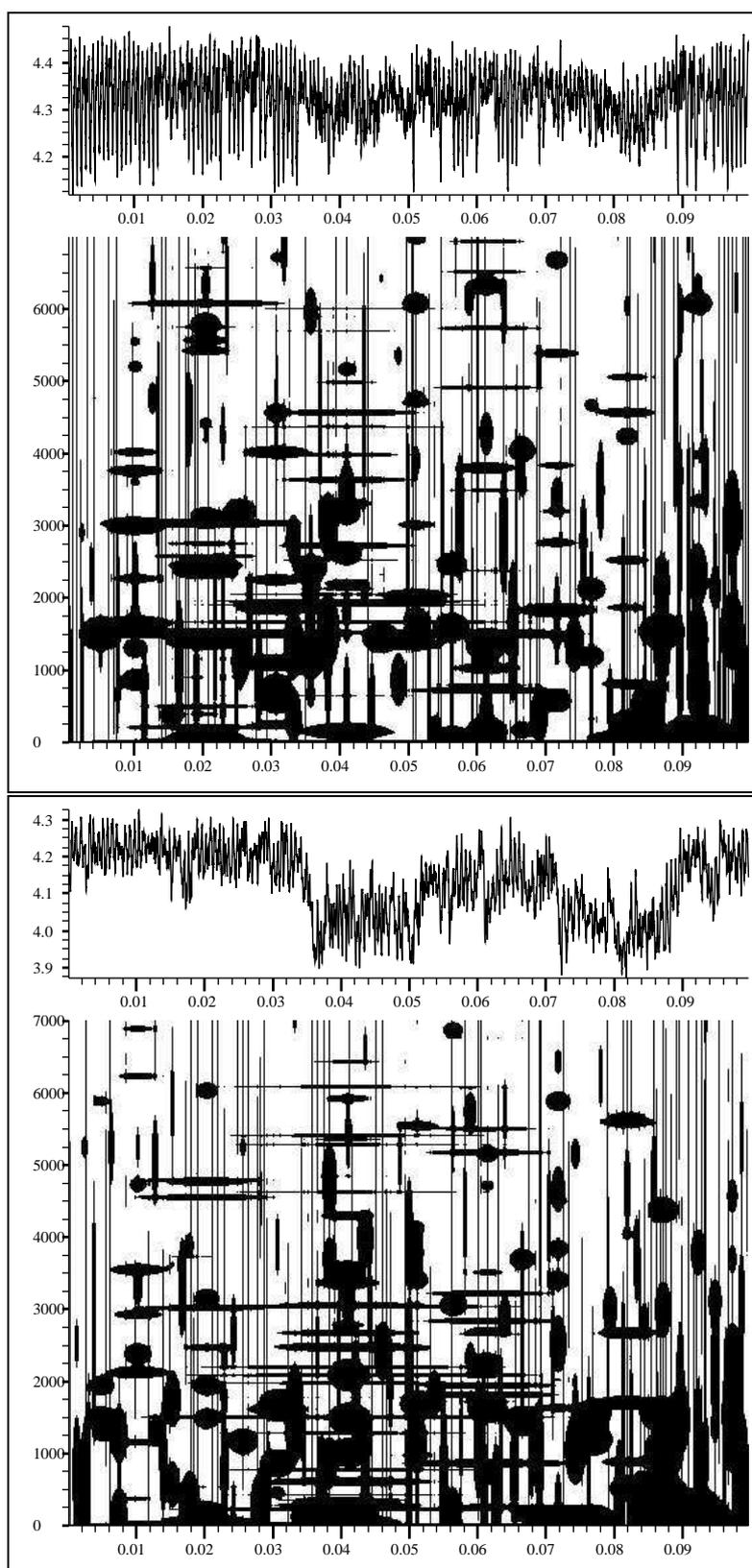


Abbildung D.20: Matching Pursuit mit “Guimauve”, Rohsignal des Heissfilms h31 und h37, OPs70, Windowfunction “Spline0”, Rotorschaukeln original

D.4 Übersichtplots zur Turbulenzentwicklung

Die folgenden drei Plots zeigen identisch die Ergebnisse aus Abschnitt 5.5.2 in der Übersicht. Abgedruckt sind 10 Rotordurchläufe, um einen Gesamteindruck über die Turbulenzentwicklung auf der Statoroberfläche zu erhalten.

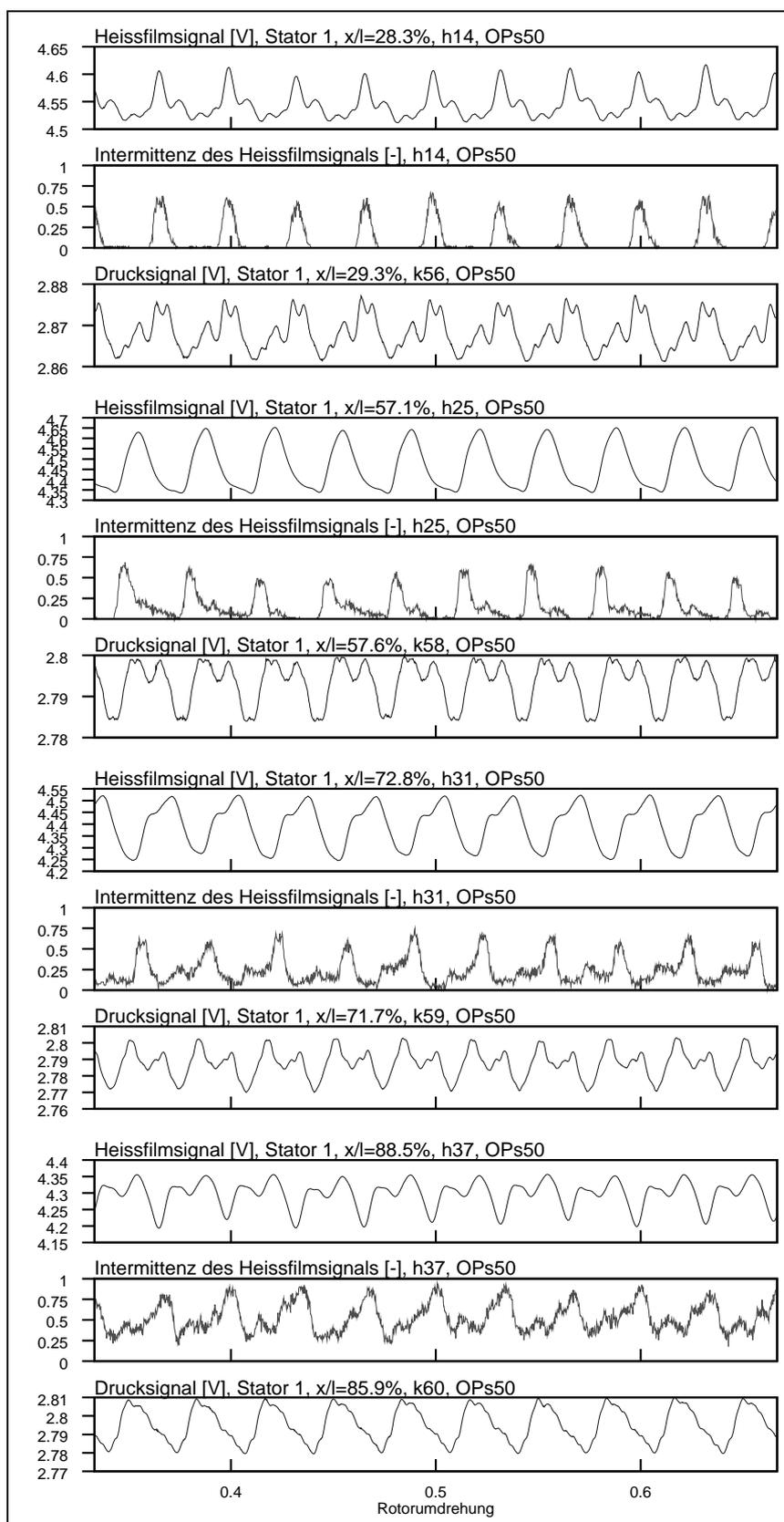


Abbildung D.21: Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermittenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe der Schluckgrenze

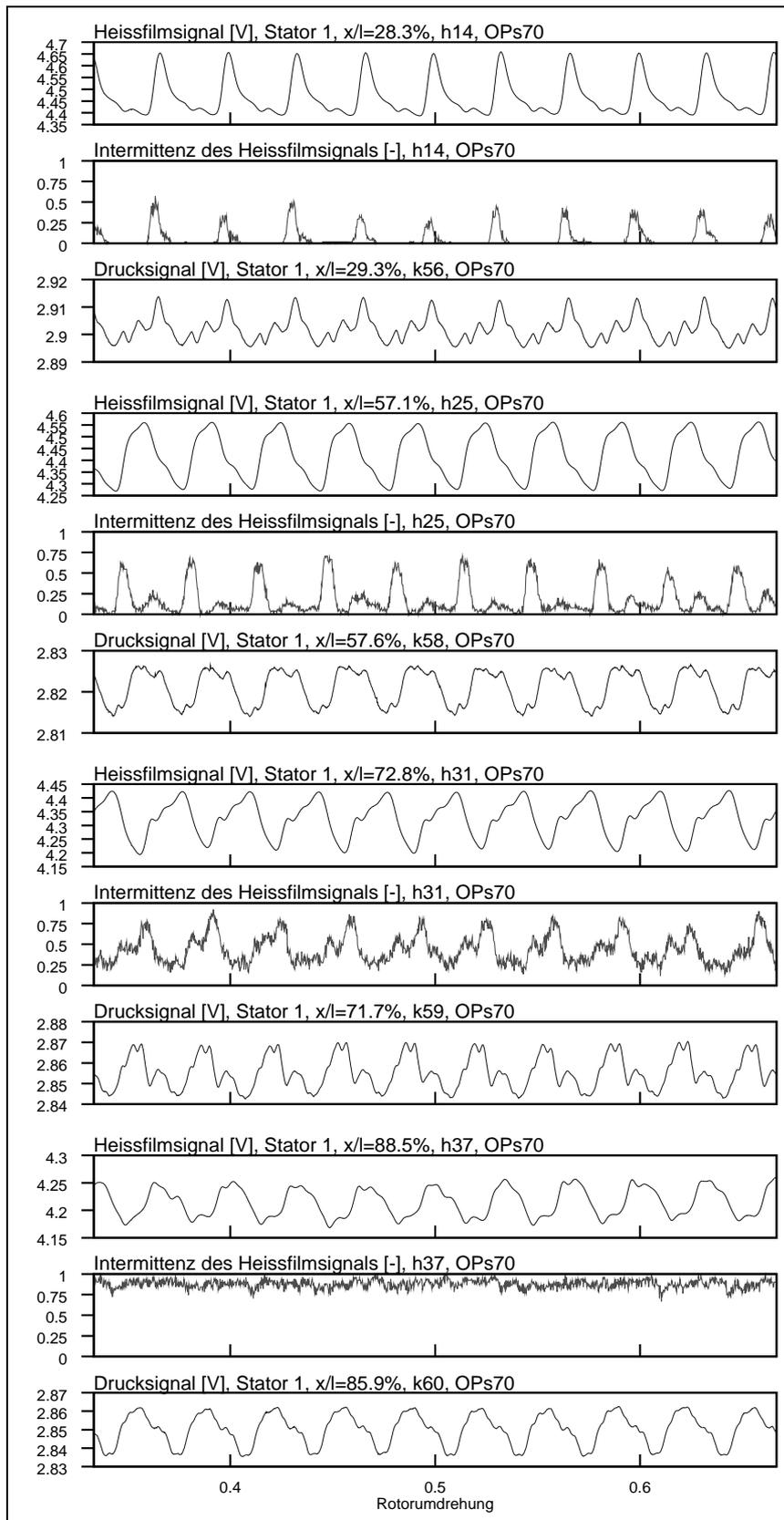


Abbildung D.22: Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermitenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe dem optimalen Wirkungsgrad

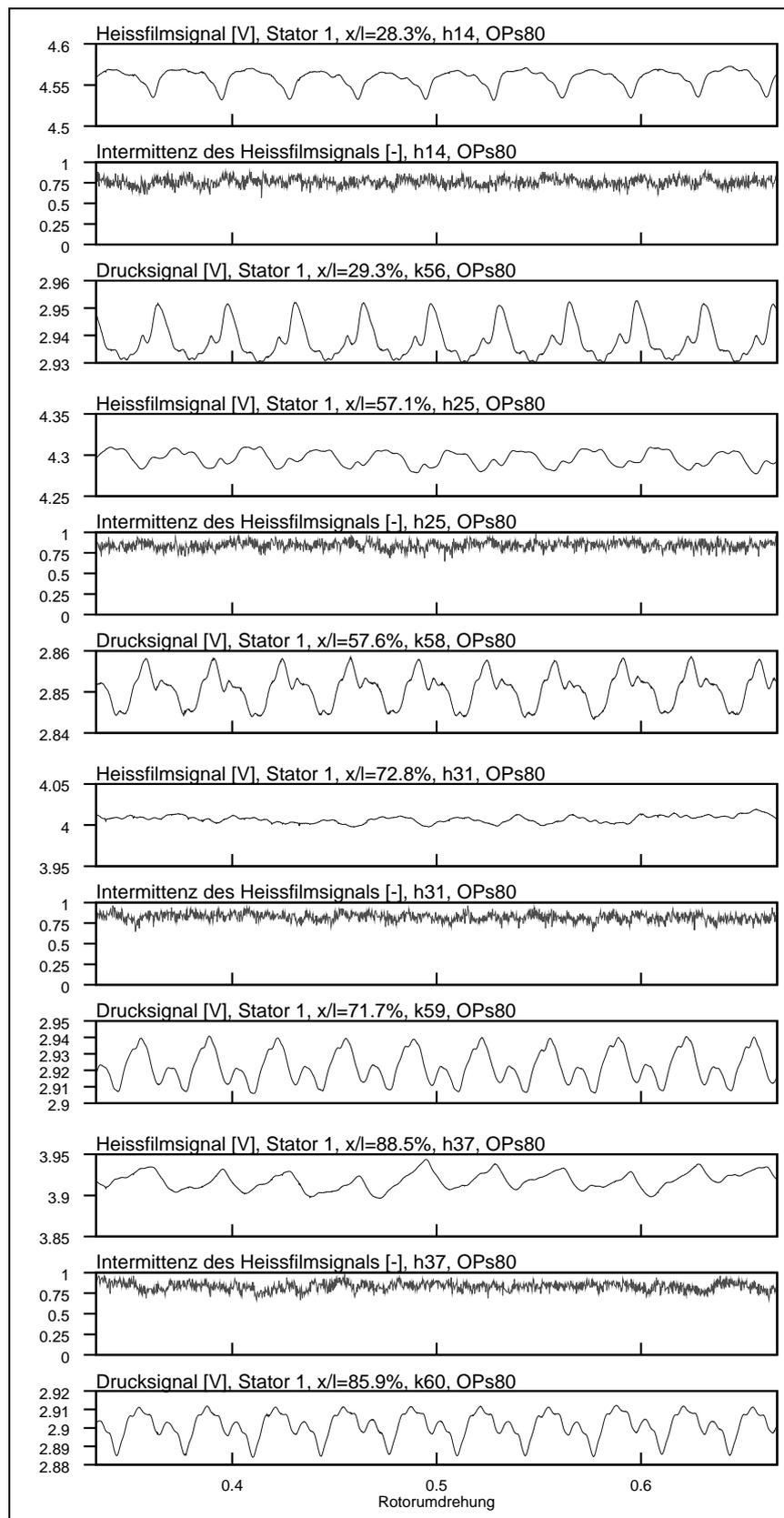


Abbildung D.23: Vergleich von Heissfilm- und Druckmessdaten und der ausgewerteten Intermittenz des Heissfilmsensors im Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze

Literatur

- Adamczyk, J. (1985, März). *Model equation for simulating flows in multistage turbomachinery*. Proceedings of the ASME Conference, Huston, Texas (85-GT-226), pp. 1–13.
- Addison, J. und H. Hodson (1990, April). *Unsteady transition in an axial flow turbine: Part 2 - cascade measurements and modeling*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 112, pp. 215–221.
- Addison, J. und H. Hodson (1992, Juli). *Modeling of unsteady transitional boundary layers*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 114, pp. 580–589.
- Ahn, I.-K., S. Park, und H.-J. Kim (1995). *A new split film sensor calibration method for pitch angle determination*. Meas. Sci. Technol., IOP Publishing Ltd. Vol. 6, pp. 318–323.
- Bacry, E. (2006, Januar). *Lastwave 2.0.4, Softwarepackage: Signal processing command language*. World-Wide-Web. <http://www.cmap.polytechnique.fr/bacry/LastWave/>.
- Balzani, N., F. Scarano, M. Riethmuller, und F. Breugelmans (2000, Oktober). *Experimental investigation of the blade-to-blade flow in a compressor rotor by digital particle image velocimetry*. Journal of Turbomachinery Vol. 122, pp. 743–750.
- Batchelor, G. und I. Proudman (1954). *The effect of rapid distortion of a fluid in turbulent flow*. The Quarterly Journal Mechanics and Applied Mathematics VII, 1, pp. 83–103.
- Bellhouse, B. und D. Schultz (1966, Oktober). *Determination of mean and dynamic skin friction, separation and transition in a low-speed flow with a thin-film heated element*. Journal of Fluid Mechanics Vol. 24, Part 2, pp. 379–400.
- Berkooz, G., P. Holmes, und J. Lumley (1993). *The proper orthogonal decomposition in the analysis of turbulent flows*. Annu. Rev. Fluid Mech. Vol. 25, pp. 539–575.
- Bigalk, J. (1995). *Sekundärströmung in der Seitenwandgrenzschicht mehrstufiger Axialverdichter*. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 295. Universität Hannover, Dissertation am Institut f. Strömungsmaschinen.
- Brachere, F. (2006, Januar). *Guimauve, software: Gtk+ matching pursuit decomposition*. World-Wide-Web. <http://webast.ast.obs-mip.fr/people/fbracher/>.
- Bräunling, W. (2001). *Flugzeugtriebwerke*. Springer Verlag. ISBN 3-540-67585-X.
- Bruun, H. (1995). *Hot-Wire Anemometry; Principles and signal analysis*. Oxford University Press, University of Bradford, Department of mechanical and manufacturing engineering. ISBN 0-19-856342-6.
- Camp, T. und H. Shin (1995). *Turbulence intensity and length scale measurements in multistage compressors*. Journal of Turbomachinery Vol. 117, pp. 38–46.
- Canepa, E., A. Cattanei, F. Pittaluga, M. Ubaldi, und P. Zunino (2003). *Transitional boundary layer on the suction side of a turbine blade at different reynolds numbers*. In 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Conference Proceedings, Prag, pp. 911–923.

- Canepa, Edward, Ubaldi, Marina, und Zunino, Pietro (2002, September). *Experiences in the application of intermittency detection techniques to hot-film signals in transitional boundary layers*. WorldWideWeb: www-g.eng.cam.ac.uk/whittle/symposium/papers/3-3.pdf. 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines.
- Casey, M. und T. Wintergerste (2000). *Best practice guidelines*. Fluid Dynamics Laboratory, Sulzer Innotec. ERCOFTAC Special Interest Group on “Quality and Trust in Industrial CFD”.
- Chiara, P., P. Pierpaolo, und F. Nurzia (2003). *Experimental investigation of rotating stall structure variation during recovery*. In 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Conference proceedings, Prag, pp. 187–196.
- Dantec Dynamics A/S (2004, Dezember). *Dantec Homepage*. World-Wide-Web: <http://www.dantecdynamics.com/CTA/System/Index.html>.
- Day, I. (1993, Januar). *Stall inception in axial flow compressors*. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery Vol. 115, pp. 1–9.
- Eckelmann, H. (2000). *Einführung in die Strömungsmesstechnik*. Teubner Studienbücher Mechanik. ISBN 3-519-02379-2.
- Emmons, H. (1951, Juli). *The laminar-turbulent transition in a boundary layer - part I*. Journal of Aeronautical Science, pp. 490–498.
- Enden, van den, A. und N. Verhoeckx (1990). *Digitale Signalverarbeitung*. Vieweg. ISBN 3-528-03045-3.
- Fahsifar, Ahmad und Johnson, Mark W. (1992). *An improved boundary layer transition correlation*. The American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Cologne (92-GT-245).
- Falco, R. und C. Gendrich (1988). *The turbulence burst algorithm of Z. Zarić*. Zoran Zarić Memorial Conference on Near-Wall Turbulence, Dubrovnik, pp. 911–931. Hemisphere; New York; Kline, S. J. und Afgan, N. H., eds.
- Fiedler, O. (1992). *Strömungs- und Durchfluss-Messtechnik*. Oldenbourg. ISBN 3-486-22119-1.
- Fleige, H.-U. (2002). *Experimentelle und numerische Untersuchung am Modell eines Turbinenaustrittsdiffusors*. Universität Hannover, Institut für Strömungsmaschinen: VDI Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 422.
- Fowler, A. und P. Howell (2003). *Intermittency in the transition of turbulence*. SIAM Journal for applied mathematics Vol. 63(No. 4), pp. 1184–1207.
- Glezer, A., Y. Katz, und I. Wygnanski (1986, January). *On the breakdown of the wave packet trailing a turbulent spot in a laminar boundary layer*. Air Force Office of Scientific Research, London EOARD Report(AFOSR-TR-87-0388).
- Gostelow, J., A. Blunden, und G. Walker (1992). *Effects of free-stream turbulence and adverse pressure gradients on boundary layer transition*. ASME, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (Journal of Turbomachinery) (92-GT-380), pp. 1–14. Juni 1-4.
- Gribonval, R. und E. Barcay (2003, Januar). *Harmonic decomposition of audio signals with matching pursuit*. IEEE Transactions of Signal Processing 51(1), pp. 101–111.
- Griebel, A. und W. Riess (2003). *Instationäre Strömungsfeld- und Turbulenzmessungen in einem mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter*. Universität Hannover, Institut für Strömungsmaschinen. DFG Normalverfahren, Ri 375 / 14-1, Ergebnisbericht.

- Griebel, A. und J. Seume (2005a, Juni). *The influence of variable rotor-stator interaction on boundary-layer development in an axial compressor*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA (GT2005-68902).
- Griebel, A. und J. Seume (2005b, September). *Einfluss veränderter Rotorschaufeln auf die Entwicklung der Statorgrenzschicht in einem Axialverdichter*. Tagungsband zur 21. Strömungstechnischen Tagung, Dresden, Der Andere Verlag (ISBN 3-89959-354-5), pp. 47–61.
- Grip, N. (2003). *Wavelet software overview & comments*. pp. 1–19. http://www.sm.luth.se/~grip/Research/Publications/Wavelets/SoftwareComparison/Gri03S.Wavelet_Software_Comparison_First_Broad_Survey.pdf.
- Halstead, D., D. Wisler, T. Okiishi, G. Walker, H. Hodson, und H. Shin (1997a, Januar). *Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 1 of 4 - composite picture*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 119, pp. 114–127.
- Halstead, D., D. Wisler, T. Okiishi, G. Walker, H. Hodson, und H. Shin (1997b, Juli). *Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 2 of 4 - compressors*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 119, pp. 426–444.
- Hanafy, M. (1999). *Experimental investigations of the casing boundary layer of a two stage low speed axial compressor*. Dissertation am Institut f. Strömungsmaschinen, Universität Hannover.
- Hänsler, E. *Statistische Signale, Grundlagen und Anwendungen*. Springer Verlag Berlin. ISBN 3-540-41644-7.
- Hartung, J., B. Elpelt, und K.-H. Klösener (1999). *Satistik - Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik 12. Auflage*. Oldenbourg. ISBN 3-486-24984-3.
- Hedley, T. und J. Keffer (1974a). *Some turbulent/non-turbulent properties of the outer intermittent region of a boundary layer*. Journal of Fluid Mechanics 64(4), pp. 645–678.
- Hedley, T. und J. Keffer (1974b). *Turbulent/non-turbulent decisions in an intermittent flow*. Journal of Fluid Mechanics 64(4), pp. 625–644.
- Hellmich, B. und J. Seume (2004, March). *Acoustic resonance in a four-stage high-speed axial compressor*. Proceedings of the 10th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii (Paper ID 004).
- Hering, E., R. Martin, und M. Stohrer (1995). *Physik für Ingenieure, 5. Auflage*. VDI Verlag. ISBN 3-18-401398-7.
- Hesselmann, N. (1987). *Digitale Signalverarbeitung, 2. Auflage*. Vogel Buchverlag Würzburg. ISBN 3-8023-0707-0.
- Hodson, H. (1983). *The development of unsteady boundary layers on the rotor of an axial flow turbine*. AGARD, Conference Proceedings No. 351, Viscous Effects in Turbomachines AGARD-CP 351.
- Hodson, H. (1985, Januar). *Boundary-layer transition and separation near the leading edge of a high-speed turbine blade*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 107, pp. 127–134.
- Hodson, H., I. Huntsman, und S. A. B. (1994). *An investigation of boundary layer development in a multistage LP turbine*. ASME Journal of Turbomachinery Vol. 116, pp. 375–383.
- Hughes, J. und G. Walker (2001, April). *Natural transition phenomena on an axial compressor blade*. Transactions of the ASME Vol. 123, pp. 392–401.

- Jaroslav, S. und M. Favre-Marinet (2003). *Unsteady turbulent flow with adverse pressure gradient*. 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Conference proceedings, Prag, pp. 859–868.
- Jin, Y., E. Angelini, und A. Laine (2004). *Wavelets in medical image processing: Denoising, segmentation, and registration*. WorldWideWeb: <http://hbil.bme.columbia.edu/images/publications/91-pdf.pdf>.
- Jones, B. (1980). *Meßgeräte, Meßverfahren, Meßsysteme*. München: R. Oldenbourg Verlag. ISBN 3-486-22511-1.
- Kammeyer, K. und K. Kroschel (1998). *Digitale Signalverarbeitung*. Stuttgart: Teubner. ISBN 3-519-36122-1.
- Kim, K.-H., Y.-H. Shin, und C.-S. Kang (2003, November). *The measurements of unsteady flow field in an axial flow fan under stalled condition*. Proceedings of the international Gas Turbine Congress, Tokyo, pp. 859–868. IGTC2003 Tokyo TS-039.
- Kling, G. und C. Roads (2004, October). *Audio analysis, visualization, and transformation with the matching pursuit algorithm*. Proceedings of the 7th International Conference on Digital Audio Effects (DAFx'04), Naples, Italy, pp. 33–37. WorldWideWeb: http://dafx04.na.infn.it/WebProc/Proc/P_033.pdf.
- Kreyszig, E. (1977). *Statistische Methoden und ihre Anwendung*. 6. Auflage. Göttingen: Vandenhoeck und Ruprecht. ISBN 3-525-40718-1.
- Lewalle, J. (1995, December). *Tutorial on continuous wavelet analysis of experimental data*. WorldWideWeb: <http://www.ecs.syr.edu/faculty/lewalle/tutor/tutor.html>, <http://www.ecs.syr.edu/faculty/lewalle/>. Mechanical Aerospace and Manufacturing Engineering Department, Syracuse University.
- Lewalle, J. (2000, Dezember). *Detection, tracking and analysis of turbulent spots and other coherent structures in unsteady transition*. WorldWideWeb: <http://gltrs.grc.nasa.gov/reports/2000/CR-2000-210694.pdf>. Syracuse University, New York.
- Lin, J., M. Zuo, und K. Fyfe (2004, Januar). *Mechanical fault detection based on the wavelet de-noising technique*. ASME, Journal of Vibration and Acoustics Vol. 126, pp. 9–16.
- Mailach, R., L. Müller, und K. Vogeler (2003). *Experimental investigation of unsteady forces on rotor and stator blades of an axial compressor*. 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Conference proceedings, Prag, pp. 221–233.
- Mailach, R. und K. Vogeler (2003). *Aerodynamic blade row interactions in an axial compressor, part I + II*. Proceedings of ASME Turbo Expo, Atlanta. GT2003-38765 und GT2003-38766.
- Malkiel, E. und R. Mayle (1996, October). *Transition in a separation bubble*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 118, pp. 752–759.
- Mallat, S. (1998). *A Wavelet Tour of Signal Processing*. 24-28 Oval Road, London: Academic Press. ISBN 0-12-466606-X.
- Mallat, S. und Z. Zhang (1993, June). *Matching pursuit with time-frequency dictionaries*. Technical Report 619, To appear in IEEE Transactions in Signal Processing 41(12), 3397, Dezember 1993. <http://webast.ast.obs-mip.fr/people/fbracher/MatchPursuit.ps>.
- MathWorks (2006). *Wavelet toolbox*. WorldWideWeb: http://www.mathworks.com/access/helpdesk_r13/help/toolbox/wavelet/ch01_int.html. The MathWorks, Inc., Crystal Glen Office Centre, 39555 Orchard Hill Place, Suite 280, Novi, MI 48375, UNITED STATES.

- Mayle, R., K. Dullenkopf, und S. A. (1998, July). *The turbulence that matters*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME Vol. 120, pp. 402–409.
- McDougall, N., N. Cumpsty, und T. Hynes (1990, Januar). *Stall inception in axial compressors*. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery Vol. 112, pp. 116–125.
- Meyer-Bäse, U. (2000). *Schnelle digitale Signalverarbeitung*. Springer. ISBN 3-540-67662-7.
- Michon, G.-J., H. Miton, und N. Ouayhaya (2005). *Experimental study of the unsteady flows and turbulence structure in an axial compressor from design to rotating stall conditions*. Proceedings of the 6th European Conference of Turbomachinery, Lille, France (015_03/39), pp. 1–10.
- Mitra, S. und J. Kaiser (1993). *Handbook for Digital Signal Processing*. Wiley-Interscience publication, John Wiley and Sons. ISBN 0-471-61995-7.
- Narasimha, R. (1985). *The laminar-turbulent transition zone in the boundary layer*. Progress in Aerospace Science 22, pp. 29–80.
- Nohara, R., K. Imanari, I. Fujii, und Y. Ooba (2003, November). *Wake decay within the stator vane in a high-speed axial-flow compressor*. Proceedings of the international Gas Turbine Congress, Tokyo. IGTC2003Tokyo TS-057.
- Oppenheim, A. und R. Schaffer. *Zeitdiskrete Signalverarbeitung*. 3. Auflage. Oldenbourg. ISBN 3-486-24145-1.
- Pape, D. und B. Weigand (2004, March). *The influence of repeated transient heat transfer tests on the measurement accuracy*. The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii. ISROMAC10-2004-074.
- Pereyra, M. und M. Mohlenkamp (2004, June). *Wavelets, their friends, and what they can do for you*. WorldWideWeb: <http://www.math.unm.edu/crisp/papers/martin.pdf>, <http://www.math.unm.edu/crisp/homepage.html>. II PanAmerican Advanced Studies Institute (PASI II), Universidad Autonoma de Honduras, Tegucigalpa, Honduras.
- Pfeil, H., R. Herbst, und T. Schröder (1982). *Investigation of the laminar-turbulent transition of boundary layers disturbed by wakes*. ASME, Gas Turbine Division (82-GT-124), pp. 1–11.
- Phillips, W. (2003, Januar). *Wavelets and filter banks course notes*. WorldWideWeb: <http://www.engmath.dal.ca/courses/engm6610/notes/notes.html>. Department of Engineering Mathematics, Dalhousie University, Halifax, Nova Scotia, Canada.
- Ploikar, R. (2006, Februar). *The engineer's ultimate guide to wavelet analysis, the wavelet tutorial*. WorldWideWeb: <http://users.rowan.edu/polikar/WAVELETS/WTtutorial.html>. Rowan University, Glassboro, New Jersey.
- Pope, S. (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press. ISBN 0-521-59886-9.
- Prandtl, L., K. Oswatitsch, und K. Wieghardt (1990). *Führer durch die Strömungslehre*. 9. Auflage. Vieweg, Braunschweig. ISBN 3-528-28209-6.
- Riess, W. und A. Sentker (1998). *Analyse stationärer und instationärer Strömungseffekte der Spalt- und Schleppströmung in mehrstufigen Axialverdichtern*. DFG-Ergebnisbericht, Ri 375/12-1.
- Rochuon, N. und I. Trébinjac (2005). *Proper orthogonal decomposition (POD) application to rotor-stator interaction analysis*. Proceedings of the 6th European Conference of Turbomachinery, Lille, France (013_01/63), pp. 1–10.
- Sachs, L. (2002). *Angewandte Statistik*. 10. Auflage. Springer. ISBN 3-540-42448-2.

- Saengpredekorn, C. (2005). *Signal analysis for unsteady flow data in a low speed axial compressor*. Studien- bzw. Projektarbeit, Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover.
- Schetz, J. (1993). *Boundary Layer Analysis*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey. ISBN 0-13-086885-X.
- Schlichting, H. und K. Gersten (1997). *Grenzschicht-Theorie*. 9. Auflage. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York. ISBN 3-540-55744-X.
- Schröder, W. (2004). *Fluidmechanik*. Wissenschaftsverlag Mainz in Aachen, Aerodynamisches Institut und Lehrstuhl für Strömungslehre der RWTH Aachen. ISBN 3-86130-371-X.
- Seifert, A. und I. Wygnanski (1995). *On turbulent spots in a laminar boundary layer subjected to a self-similar adverse pressure gradient*. Journal of Fluid Mechanics Vol. 296, pp. 185–209.
- Sentker, A. (2000). *Analyse der instationären turbulenten Strömung in einem Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter, Turbulenz in Axialverdichtern*. Universität Hannover: Dissertation am Institut f. Strömungsmaschinen: Shaker Verlag. ISBN 3-8265-7476-1.
- Sieverding, C., T. Arts, R. Denos, und J.-F. Brouckaert (2000). *Measurement techniques for unsteady flows in turbomachines*. Experiments in Fluids Vol. 28, pp. 285–321.
- Smith, S. (1999). *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing, Second Edition*. California Technical Publishing San Diego, California. www.DSPguide.com.
- Solomon, W. und G. Walker (1995). *Observations of wake-induced transition on an axial compressor blade*. ASME, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (95-GT-381), pp. 1–12. Juni 5-8.
- Stieger, R. und H. Hodson (2003). *Unsteady dissipation measurements on a flat plate subject to wake passing*. Conference Proceedings of the 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, pp. 901–910.
- Sullivan, P. und A. Pollard (1996, Juli). *Coherent structure identification from the analysis of hot-wire data*. Meas. Sci. Technol. 7, pp. 1498–1516.
- Tennekes, H. und J. Lumley (1999). *A First Course in Turbulence*. The Massachusetts Institute of Technology. 17. Druck. ISBN 0-262-20019-8.
- Thiebaut, C. und S. Roques (2005). *Time-scale and time-frequency analyses of irregularly sampled astronomical time series*. EURASIP Journal on Applied Signal Processing (15), pp. 2486–2499.
- Thomas, R. L. und J. P. Gostelow (2004, Dezember). *Investigation on the closure of laminar separation bubbles*. WorldWideWeb: <http://www.aeromech.usyd.edu.au/15afmc/proceedings/papers/AFMC00148.pdf>. 15th Australasian Fluid Mechanics Conference.
- Thwaites, B. (1952). *On the momentum equation in laminar boundary-layer flow, a new method of uniparametric calculation*. Ministry of Supply, Aeronautical Research Council Reports and Memoranda, pp. 1–9. R. & M. No. 2587 (11,155).
- Torrence, C. und G. Compo (1998, Januar). *A practical guide to wavelet analysis*. Bulletin of the American Meteorological Society 79(1), pp. 61–78. <http://paos.colorado.edu/research/wavelets>.
- Traulsen, D. (1989). *Axialverdichterprüfstand zur Untersuchung von Randzonenströmungen*. VDI-Verlag, VDI-Berichte, Reihe 7, Nr. 161. ISBN 3-18-146107-5.

- Tse, P., Y. Peng, und R. Yam (2001, Juli). *Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis - their effectiveness and flexibilities*. ASME, Journal of Vibration and Acoustics Vol. 123, pp. 303–310.
- Tubergen, R. und W. Tiederman (1993). *Evaluation of ejection detection schemes in turbulent wall flows*. Experiments in Fluids 15 (013_01/63), pp. 255–262.
- Tyler, J. und T. Sofrin (1961). *Axial flow compressor noise studies*. SAE transactions, pp. 309–332.
- Ulbricht, I. (2002). *Stabilität des stehenden Ringgitters*. Universität Berlin, Dissertation Technische , Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme.
- Unbehauen, R. (1993). *Systemtheorie*. 6. Auflage. Oldenbourg. ISBN 3-486-22465-4.
- Walker, G. (1974). *The unsteady nature of boundary layer transition on an axial-flow compressor blade*. Transactions of the ASME, Proceedings of the Gas Turbine Conference & Products Show, Zurich (74-GT-135).
- Walker, G. und W. Solomon (1992). *Turbulent intermittency measurement on an axial compressor blade*. 11th Australasian Fluid Mechanics Conference (10D-4), pp. 1277–1280.
- Wikipedia (2006). Wikipedia, die freie Enzyklopädie. WorldWideWeb: <http://de.wikipedia.org/wiki/Hauptseite>.
- Witkowski, A., T. Chmielniak, M. Majkut, und M. Stozik (2003). *Measurement of the unsteady flow field due to inlet guide vane interaction with the rotor in an axial flow low speed compressor stage*. 5th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, Conference proceedings, Prag, pp. 267–277.
- Witkowski, A., T. Chmielniak, M. Stozik, M. Majkut, und J. Zukowski (2005). *Experimental and computational investigations of the unsteady flow in an axial flow low speed compressor stage*. Proceedings of the 6th European Conference of Turbomachinery, Lille, France (016_04/30).
- Xue, F., H. Hodson, und N. Harvey (2005). *Unsteady boundary layer studies on ultra-high-lift low-pressure turbine blades*. Proceedings of the 6th European Conference of Turbomachinery, Lille, France (034_06/145), pp. 1–13.
- Zarzycki, R. und W. Elsner (2005). *The effect of wake parameters on the transitional boundary layer on turbine blade*. Proceedings of the 6th European Conference of Turbomachinery, Lille, France (073-07/176), pp. 1–10.
- Zhang, D., Y. Chew, und S. Winoto (1995). *A proposed intermittency measurement method for transitional boundary layer flows*. Experiments in Fluids 19, pp. 426–428.
- Zhang, D., Y. Chew, und S. Winoto (1996). *Investigation of intermittency measurement methods for transitional boundary layer flows*. Experimental Thermal and Fluid Science (SSDI 0894-1777(95)00133-6), pp. 433–443.
- Zheng, X. und S. Zhou (2004). *Impact of wake on downstream adjacent rotor in low-speed axial compressor*. Journal of Thermal Science 13(2), pp. 114–120.

Index

- aspect ratio, 3
- CTA-System, 11
- Detektorfunktion, 28
- “ejection”, **28**, 29, 36
- Ensemble-Averaging, **19**, 30
- Ensemble-Mittelwert, 20
- Exzess, 34
- FFT-Analyse, 17, **22**
 - Short-Time FFT (STFT), 17, 23
- Guimauve (Software), 125
- Heisenberg
 - Boxen, 18, 26
 - Unschärfebedingung, 18
- Indikatorfunktion, 35
- intermittency, 49
- Intermittenz, 49
 - gemittelt, 36
- King’sches Gesetz, 11
- Kurtosis, 34
- Längenverhältnis (aspect ratio), 3
- LastWave (Software), 122
- Matching-Pursuit
 - Ergebnisse, 83
 - Methode, 26
- Motherwavelet, 122
- Null-Grad-Position, Rotor, 30
- Quadratische Abweichung, mittlere, 21
- Quasi-Wandschubspannung, 13
- Re-Sampling, 30
- Reynoldsspannungsterme, 21
- Reynoldszahl, 5
- RMS, 21
- “Root-Mean-Square”, 21
- Rotor-Stator Interaktion, 9, 60
- Rotorschaukeln
 - manipuliert, 9, 52
 - Strömungseffekte, 9
- Schiefe, 21
- Schwankungsgroessen, 20
 - Berechnung, 20
 - Koordinatenschema, 21
- Skewness, 21
- Spektralanalyse, 22
- Splitfilmsonden
 - Kalibrierung, 20, **109**
 - Koordinatensystem, 111
- “sweep”, **28**, 29, 36
- TERA-Methode, 28
- Threshold, 27
 - Anwendung, 39
 - Berechnung, 33
- Triggersignal
 - Auswertung, 30
 - TTL, 30
- turbulente kinetische Energie, 22
- Turbulenzgrad, 22
- Vortex-Stretching, 42
- Wölbung, 34
- Wavelet-Dekomposition, 78
- Waveletanalyse, 17, **23**
 - Arbeitsprinzip, 25

Lebenslauf

Name: Achim Griebel
Geburtsdatum: 29.07.1973
Geburtsort: Hannover
Familienstand: verheiratet, 2 Stiefkinder

Schulbesuch

1980 - 1984 Wilhelm-Busch-Grundschule, Göttingen
1984 - 1986 Orientierungsstufe Lutherschule, Göttingen
1986 - 1993 Otto-Hahn-Gymnasium, Göttingen
1993 Allgemeine Hochschulreife

Zivildienst

1993 - 1994 Mobiler Sozialer Hilfsdienst, Häusliche Krankenpflege

Studium

1994 - 2000 Maschinenbau, Universität Hannover
Schwerpunkt Entwicklungs- und Konstruktionstechnik
2000 Abschluß als Diplom-Ingenieur für Maschinenbau

Praktika

1995 und 1996 Deutsche Bahn AG, Instandsetzung Hannover
2000 ContiTech Antriebssysteme GmbH, Hannover

Berufstätigkeit

2000 - 2006 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am
Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik,
Leibniz Universität Hannover
seit 2006 Entwicklungsingenieur, Fluid-Systeme von Flugzeugtriebwerken,
Rolls-Royce Deutschland, Dahlewitz

Während der Literaturrecherche für diese Arbeit fiel mir eine Textpassage in die Hände, welche den besonderen Reiz der Forschung über turbulente Strömungsphänomene sehr gut wiedergibt:

“Die Turbulenztheorie leidet darunter, dass es für Turbulenzphänomene bisher keine genügend mächtigen mathematischen Methoden gibt. Dieses Fehlen von Werkzeugen macht alle theoretischen Ansätze über Turbulenzprobleme zu einer Sache von Versuch und Irrtum. [...] Man kann sich nicht allein auf die bekannten Gleichungen verlassen, um Antworten zu erhalten. Diese Situation lässt Turbulenzforschung sowohl zu einer frustrierenden als auch zu einer faszinierenden Aufgabe werden: Sie ist heutzutage eines der großen ungelösten Probleme der Physik.”

Frei übersetzt nach Tennekes und Lumley (1999)

Ich wünsche allen Ingenieuren, dass sie nie die Begeisterung an der Erforschung naturwissenschaftlicher Dinge und Abläufe verlieren und dass sie stets bestrebt sind, technische Verbesserungen voran zu treiben. Gleichzeitig wünsche ich diesen Menschen mit Forscherdrang aber auch, dass sie nicht den Respekt vor der Natur und ihren Phänomenen verlieren und ab und zu eine Gelegenheit im Leben bekommen, innezuhalten und sich den Wundern, die hinter all den logischen und berechenbaren Vorgängen stecken, klar zu werden.

Zossen bei Berlin, im Oktober 2008

Achim Griebel