



"Experimentelle Untersuchung zur Analyse und Modellierung der Leckageströmung an Deckbändern von Turbinenschaufeln"

Abschlussbericht zum Teilvorhaben 2.3.7A Im Verbundprojekt "GuD-Kraftwerk, 500 MW auf einer Welle"

Berichtszeitraum: 1. Juli 2000 – 31. Dezember 2004

Förderkennzeichen: 0327091Y

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. H. Pfohl	Juli 2000 – Okt. 2003
Prof. Dr. H. Stoff	Nov. 2003 – Dez. 2004

Bearbeiter: Dipl.-Ing. H. Özdemir und Dipl.-Ing. J. A. Klein

Bochum, 31. Mai 2005

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde im Rahmen der Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbine mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie und des Industriepartners ALSTOM POWER unter dem Förderkennzeichen 0327091Y gefördert.
Die Verantwortung für den Inhalt liegt bei den Autoren.

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart Abschlussbericht
3a. Titel des Berichts „Experimentelle Untersuchung zur Analyse und Modellierung der Leckageströmung an Deckbändern von Turbinenschaufeln“	
3b. Titel der Publikation (Veröffentlichung in Vorbereitung)	
4a. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n)) Özdemir, Hasan; Klein, Jens Albert; Stoff, Horst	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31. Dezember 2004
4b. Autoren der Publikation (Name, Vorname(n))	6. Veröffentlichungsdatum (Veröffentl. in Vorbereitung)
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Ruhr-Universität Bochum Fakultät für Maschinenbau Lehrstuhl für Fluidenergiemaschinen / IB 4-152 44780 Bochum	7. Form der Publikation Artikel in Fachzeitschrift
13. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) 53107 Bonn	9. Ber.-Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen *) 0327091Y
	11a. Seitenzahl Bericht 103
	11b. Seitenzahl Publikation
	12. Literaturangaben Bericht: 39
	14. Tabellen Bericht: 9
	15. Abbildungen Bericht: 94
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)	
18. Kurzfassung Labyrinthdichtungen sind die am weitesten verbreitete Dichtungsart in schnell drehenden Maschinen und deshalb besonders geeignet für Turbomaschinen. Bisher verwendete Dichtungsgeometrien werden auf Grund von halbempirischen Korrelationsformeln hinsichtlich ihrer Strömungseigenschaften beurteilt (Leckage, Druckverlust). Das Vorhaben erweitert den Kenntnisstand unter dem Blickwinkel der Wechselwirkung der Labyrinthdichtungseinflüsse im Deckbandbereich von axialen Turbinenlaufreihen mit der Schaufelprofil-Umströmung im Turbinenkanal und bezüglich bisher nicht untersuchter Deckbandgeometrien. Die experimentellen Ergebnisse liefern eine Datenbasis zum Vergleich mit 3D-Strömungsrechenverfahren, die parallel zu diesem Vorhaben im Teilprojekt Nr.2.3.7B eingesetzt werden. Die hohe räumliche Auflösung der Messungen beschreibt die Einflüsse der Wechselwirkung zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften im Strömungsfeld (Reynolds-Ähnlichkeit). Bei Deckbändern, die den gesamten Sehnenlängenbereich über dem Laufrad verschließen, wird die Energieumsetzung im Betriebspunkt besten Wirkungsgrades im Hauptströmungskanal stromab der Laufrad-Hinterkante durch den einmündenden Leckagestrahl bis zu ca. 15% Eindringtiefe in die Hauptströmung gestört. Deckbänder, deren axiale Erstreckung aus Gewichtsgründen wegen der Fliehkraftbeanspruchung verkürzt ist und Vorder- sowie Hinterkantenbereiche frei enden lassen, erfahren im Betriebspunkt besten Wirkungsgrades eine Überströmung der Schaufelspitze von der Druck- zur Saugseite und verursachen dadurch eine Störung, die sich mit einer Eindringtiefe abnehmend bis zu 100% Schaufelhöhe bemerkbar macht.	
19. Schlagwörter Turbine/ Niedergeschwindigkeit-/ axial-/ Deckband/ Dichtung/ Labyrinth, Experiment/Strömung/, Messung/ pneumatisch/ Hitzdraht	
20. Verlag	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN	2. Type of Report Final Report
3a. Report Title Experimental Investigation to analyse and to model the Leakage Flow on Shrouds of Turbine Blades	
3b. Title of Publication (Publication in preparation)	
4a. Author(s) of the Report (Family Name, First Name(s)) Özdemir, Hasan; Klein, Jens Albert; Stoff, Horst	5. End of Project 31. December 2004
4b. Author(s) of the Publication (Family Name, First Name(s))	6. Publication Date Publication in preparation
	7. Form of Publication Journal publication
	9. Originator's Report No.
8. Performing Organization(s) (Name, Address) Ruhr-Universität Bochum Fakultät für Maschinenbau Lehrstuhl für Fluidenergiemaschinen / IB 4-152 44780 Bochum	10. Reference No. 0327091Y
	11a. No. of Pages Report 103
	11b. No. of Pages Publication
	12. No. of References Report: 39
13. Sponsoring Agency (Name, Address) Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) 53107 Bonn	14. No. of Tables Report: 9
	15. No. of Figures Report: 94
	16. Supplementary Notes
17. Presented at (Title, Place, Date)	
18. Abstract Labyrinths are most widely used as seals in machines with shafts of high revving speed. Therefore they are especially appropriate to be employed in turbomachinery. The quality of labyrinth shapes have been rated with respect to leakage mass flow and pressure drop on the basis of semi-empirical correlations. This investigation extends the knowledge about the interaction of flow effects in the vicinity of tip shrouds of new shapes with the flow around the aerofoils in a turbine rotor row. The experimental results constitute a data base for comparison with 3D-computed flow fields which are established in a parallel project under number 2.3.7B. The high spacial resolution of the measurements describes the influences of inertial and viscous forces in the flow field (Reynolds number analogy). Shrouds that cover the entire chord length of the aerofoils over the rotor row create a by-passing jet through the sealing which leaks downstream of the rotor trailing edge into the main blade-channel flow. This perturbation enters approx. 15% deep into the main flow under the operating condition of optimum efficiency. Shrouds that are shortened for reasons of weight leaving the leading and trailing edge uncovered produce local overflow at the blade tips from pressure to suction side. This creates a perturbation of the main flow penetrating with decreasing intensity along the entire blade height.	
19. Keywords Turbine/ low speed-/ axial-/, shroud/ seal/ labyrinth, experiment/ flow field/, measurement/ pneumatic/ hot wire	
20. Publisher	21. Price

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	6
Tabellenverzeichnis	9
Formelzeichen	10
Kurzfassung.....	12
I Kurze Darstellung	13
1 Aufgabenstellung	13
2 Voraussetzungen für das Vorhaben.....	13
3 Planung und Ablauf des Vorhabens.....	14
4 Wissenschaftlicher und technischer Stand	14
4.1 Angaben bekannter Konstruktionen	14
4.2 Verwendete Informations- und Dokumentationsdienste	15
5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen	15
II Eingehende Darstellung	16
1 Erzielte Ergebnisse	16
1.1 Technisches Vorgehen	16
1.2 Kennfelder	19
1.3 Strömung innerhalb des ersten Leitrades.....	19
1.4 Abströmung des ersten Leitrades.....	20
1.5 Strömung innerhalb des Laufrades	22
1.6 Abströmung des Laufrades	23
1.7 Strömung innerhalb des zweiten Leitrades.....	26
1.8 Abströmung des zweiten Leitrades.....	27
1.9 Verlustbetrachtung im Laufrad	29
1.10 Kontrolle der Traversierungen über die Bremsenmessung	30
1.11 Volumenstromermittlung aus der Querschnittsverringerng (Messblende).....	31
1.12 Zusammenfassung.....	32
2 Verwertbarkeit der Ergebnisse	35
3 Fortschritt an anderen Stellen	35
4 Geplante Veröffentlichungen	36
5 Danksagung	36
6 Abbildungen	37
6.1 Kennfeldmessung.....	41
6.2 Profildruckmessung	46
6.3 Fünflochsondenmessung	54
6.4 Hitzdrahtmessung.....	69
7 Tabellen	74
Literaturverzeichnis.....	79
A.1 Leistungsberechnung.....	83
A1.1 Leistungsberechnung aus der Zirkulation um eine Rotorschaukel	83

A1.2 Leistungsberechnung aus Profildruckmessung im Rotor	85
A1.3 Leistungsberechnung aus Drehmoment-/Drehzahlmessung	87
A.2 Messtechnik	88
A2.1 Profildruckmessungen im Rotor	88
A2.2.1 Kalibrierung der Telemetrie-Messtechnik	91
A2.1.2 Auswerten der Profildruckmessung im Rotor	93
A2.2 Hitzdrahtmesstechnik nach der CTA-Methode	95
A2.2.2 Kalibrierung der Dreifach-Hitzdrahtsonde	96
A2.2.3 Messung und Auswertung mit Dreifach-Hitzdrahtsonde	98

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1:	Kaltluft-betriebene 1,5-stufige axiale Niedergeschwindigkeitsturbine der Ruhr-Universität Bochum.....	37
Abb.2:	Schematische Darstellung der Versuchsturbine	38
Abb.3:	Schaufelkanal mit Sonden-Messebenen (M0 bis M3).....	39
Abb.4:	Volles Deckband "FULL" (Meridianschnitt)	40
Abb.5:	Gekürztes Deckband "CENT" (Meridianschnitt).....	40
Abb.6:	Spezifische Arbeit a_T über der Druckzahl Ψ "FULL"-Fall	41
Abb.7:	Spezifische Arbeit a_T über der Druckzahl Ψ "CENT"-Fall	41
Abb.8:	Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s über der Druckzahl Ψ "FULL"-Fall	42
Abb.9:	Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s über der Druckzahl Ψ "CENT"-Fall	42
Abb.10:	Druckzahl Ψ über der Durchflusszahl φ "FULL"-Fall.....	43
Abb.11:	Druckzahl Ψ über der Durchflusszahl φ "CENT"-Fall.....	43
Abb.12:	Isentroper Wirkungsgrad η_S über der Druckzahl Ψ "FULL"-Fall.....	44
Abb.13:	Isentroper Wirkungsgrad η_S über der Druckzahl Ψ "CENT"-Fall.....	44
Abb.14:	Isentroper Wirkungsgrad η_S über der Druckzahl Ψ im Fall "FULL" mit einem Verhältnis von Spaltweite zu Schaufelhöhe von ca. 1,8 % [Peters 2001]	45
Abb.15:	Lage der Laufrad-Profildruckbohrungen (Koaxialschnitt).....	46
Abb.16:	Lage der Leitrad-Profildruckbohrungen (Koaxialschnitt)	47
Abb.17:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	48
Abb.18:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	48
Abb.19:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,05$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	48
Abb.20:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	49
Abb.21:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	49
Abb.22:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,15$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	49
Abb.23:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	50
Abb.24:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	50
Abb.25:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,05$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)	50
Abb.26:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	51
Abb.27:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	51
Abb.28:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,05$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	51
Abb.29:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	52
Abb.30:	Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	52

Abb.31: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,15$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	52
Abb.32: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	53
Abb.33: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	53
Abb.34: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,05$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)	53
Abb.35: Definition der Winkel und Geschwindigkeiten im Schaufelkanal	54
Abb.36: Definition der Winkel und Geschwindigkeiten im Raum	54
Abb.37: Vergleich der Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern	55
Abb.38: Vergleich der Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern	55
Abb.39: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern	55
Abb.40: Vergleich von p_{stat} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern	56
Abb.41: Vergleich von p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern	56
Abb.42: Vergleich der Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern	56
Abb.43: Vergleich der Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern	57
Abb.44: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern	57
Abb.45: Vergleich von p_{stat} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern	57
Abb.46: Vergleich von p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern	58
Abb.47: Vergleich der umfangsgemittelten Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)	58
Abb.48: Vergleich der umfangsgemittelten Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)	58
Abb.49: Vergleich der umfangsgemittelten Geschwindigkeit c' bei	59
Abb.50: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{stat} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$) ...	59
Abb.51: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$) ...	59
Abb.52: Vergleich der umfangsgemittelten Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 800$, $n_T = 300$)	60
Abb.53: Vergleich der umfangsgemittelten Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 800$, $n_T = 300$)	60
Abb.54: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern	60
Abb.55: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 800$, $n_T = 300$)	61
Abb.56: Darstellung der Traversierlinien mit den zugehörigen Messpunkten des Feldes der Fünflochsonde	61
Abb.57: Messstellen am Umfang der Axialturbine 2 in Strömungsrichtung.....	62
Abb.58: Gierwinkelverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3).....	63
Abb.59: Gierwinkelverteilung beim gekürzten Deckband "CENT"	63
Abb.60: Nickwinkelverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)	64
Abb.61: Nickwinkelverteilung beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)	64
Abb.62: Geschwindigkeitsverteilung beim vollen Deckband "FULL"	65
Abb.63: Geschwindigkeitsverteilung beim gekürzten Deckband "CENT"	65
Abb.64: Druckverteilung p_{stat} / p_0 beim vollen Deckband "FULL"	66
Abb.65: Druckverteilung p_{stat} / p_0 beim gekürzten Deckband "CENT"	66
Abb.66: Druckverteilung p_{tot} / p_0 beim vollen Deckband "FULL"	67
Abb.67: Druckverteilung p_{tot} / p_0 beim gekürzten Deckband "CENT"	67
Abb.68: Sekundärströmungsverteilung beim vollen Deckband "FULL"	68

Abb.69:	Sekundärströmungsverteilung beim gekürzten Deckband "CENT"	68
Abb.70:	Absoluter Gierwinkel α beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	69
Abb.71:	Absoluter Nickwinkel δ' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	69
Abb.72:	Absolutgeschwindigkeit c' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	70
Abb.73:	Absoluter Turbulenzgrad Tu beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) (Messebene M2)	70
Abb.74:	Relativer Gierwinkel β beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	70
Abb.75:	Relativer Nickwinkel γ' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	71
Abb.76:	Relativgeschwindigkeit w' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	71
Abb.77:	Relativer Turbulenzgrad Tu beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2	71
Abb.78:	Geschwindigkeitsdreiecke des vollen (FULL) und gekürzten (CENT) Deckbandes bei einer relativen Höhe h/H von 5, 50 und 95 %	72
Abb.79:	Totaldruckverlustbeiwertverlauf des Laufrades für das volle (FULL) und gekürzte (CENT) Deckband über der relativen Kanalhöhe h/H	73
Abb.80:	Prozentuale Abweichung des Volumenstroms, des Massenstroms, des isentropen Wirkungsgrades, der Druckzahl und der Durchflusszahl von dem durch die Querschnittsverringering (Messblende) ermittelten Wert	73
Abb. A1.1:	Einfluss des Deckbandes auf die Zirkulation bei zwei verschiedenen Durchsätzen	84
Abb. A1.2:	Reduzierter Profildruckverlauf der Rotorscheufel mit Fehlerindikator $\pm 0,9746$ mbar für $n_G = 1250$ 1/min und $n_T = 500$ 1/min bei einer relativen Höhe von 50 %	86
Abb. A1.3:	Netz mit Druckmessungen an den Knotenpunkten	87
Abb. A2.1:	Schematische Anordnung der Telemetriestechnik	88
Abb. A2.2:	Stirnseitige Ansicht auf die Sender-Übertragungsfläche und die rotierende Laufradhohlwelle	89
Abb. A2.3:	ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Modul	89
Abb. A2.4:	Kalibrierverhalten eines ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Sensors	91
Abb. A2.5:	Temperaturempfindlichkeit eines einzelnen ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Sensors	92
Abb. A2.6:	Dreifach-Hitzdrahtsonden von DANTEC DYNAMICS, Spezialanfertigung (links) und handelsübliche (rechts)	96
Abb. A2.7:	Kalibrierfeld mit Hitzdrahtspannung $U_z^K (z=1,2,3)$	97
Abb. A2.8:	Zusammenhang zwischen Hitzdrahtspannung und Anströmgeschwindigkeit für $\alpha = 0^\circ$ und $\delta = 0^\circ$	97
Abb. A2.9:	Hitzdraht-Messwertaufnahme zum Zeitschritt 1, 2 und 3 (oben) und Verlauf der Hitzdrahtspannung $U_z^K (z=1,2,3)$ als digitales Signal über 2 Rotorscheufelpassagen (unten)	99

Abb. A2.10: 50 synchronisierte Ereignisse von 167 Abtastungen über 5 Rotorteilungen mit einer Dreifach-Hitzdrahtsonde bei der Kanalhöhe $h/H = 99,15 \%$, $51,71 \%$ und $4,6 \%$, sowie periodisches Mittel aller 50 Ereignisse (weiß durchgezogene Linie).	101
Abb. A2.11: Relativer Fehler (EPS) aus kalibrierten und gemessenen Drahtspannungstrippeln berechnet.	102

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Balken- und Meilensteinplan.....	74
Tab. 2: Größen für die Kennfeldbestimmung.....	75
Tab. 3: Zusammenstellungen der Messungen.....	76
Tab. 4: Hauptabmessungen der Turbine	76
Tab. 5: Profildaten Gasturbinenprofil	76
Tab. 6: Betriebsdaten.....	77
Tab. 7: Leistungsberechnung aus der Linientraversierung	77
Tab. 8: Betriebsgrößen, Messtechnik und Messfehler	77
Tab. A2.1: Zusammenhang zwischen relativem Fehler EPS und Geschwindigkeitskomponente.....	103

Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
a	spezifisch technische Arbeit	[J/kg]
c	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
F	Kraft	[N]
H	Enthalpie	[kJ/kg]
H	Höhe	[m]
h/H	relative Schaufelhöhe	[-]
M	Drehmoment	[Nm]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Drehzahl	[1/min]
T	Temperatur	[K]
p	Druck	[bar]
P	Leistung	[kW]
R	Gaskonstante	[J/kgK]
r	Radius	[m]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
U	Spannung	[V]
w'	rel. Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
x/S	Sehnenlängenverhältnis	[-]
z	Schaufelzahl	[-]

griechische Buchstaben

α	Gierwinkel (Absolutsystem)	[°]
β	Gierwinkel (Relativsystem)	[°]
γ'	Nickwinkel (Relativsystem)	[°]
Δ	Differenz	[-]
δ'	Nickwinkel (Absolutsystem)	[°]
η	Wirkungsgrad	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ζ	Totaldruckverlustkoeffizient	[-]
Γ	Zirkulation	[m ² /s]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]
φ	Durchflusszahl	[-]
Ψ	Druckzahl	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]

Indices, Abkürzungen

0 = ∞	Umgebung	
1	ein	
2	aus	
A	Austritt	
abs	absolut	
B	Bremse	
Ber	Berechnung	
DS	Druckseite	
E	Eintritt	
EPS	relativer Fehler	<i>nach Gleichung A2-16</i>
FQS	Fehlerquadratsumme	<i>nach Gleichung A2-15</i>
G	Gebälse	
HD	Hitzdraht-Zeitschritt	
HDM	Hitzdraht-Zeitschritte gemittelt	
Norm	Normzustand	
Max	Maximum	
Mess	Messung	
PN	pneumatische Fünflochsonde	
s	statisch / isentrop	
SS	Saugseite	
t	total	
T	Turbine	
Telem	Telemetrie	
Tu	Turbulenzgrad	
r	Radialkomponente	
red	reduziert	<i>nach Gleichung A2-9</i>
rel	relativ	
u	Umfangskomponente	
U	Umgebung	
z	Axialkomponente	

Kurzfassung

Labyrinthdichtungen sind die am weitesten verbreitete Dichtungsart in schnell drehenden Maschinen und deshalb besonders geeignet für Turbomaschinen. Bisher verwendete Dichtungsgeometrien werden auf Grund von halbempirischen Korrelationsformeln hinsichtlich ihrer Strömungseigenschaften beurteilt (Leckage, Druckverlust). Das Vorhaben erweitert den Kenntnisstand unter dem Blickwinkel der Wechselwirkung der Labyrinthdichtungseinflüsse im Deckbandbereich von axialen Turbinenlaufreihen mit der Schaufelprofil-Umströmung im Turbinenkanal und bezüglich bisher nicht untersuchter Deckbandgeometrien. Die experimentellen Ergebnisse liefern eine Datenbasis zum Vergleich mit 3D-Strömungsrechenverfahren, die parallel zu diesem Vorhaben im Teilprojekt Nr.2.3.7B eingesetzt werden.

Die hohe räumliche Auflösung der Messungen beschreibt die Einflüsse der Wechselwirkung zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften im Strömungsfeld (Reynolds-Ähnlichkeit). Bei Deckbändern, die den gesamten Sehnenlängenbereich über dem Laufrad verschließen, wird die Energieumsetzung im Betriebspunkt besten Wirkungsgrades im Hauptströmungskanal stromab der Laufrad-Hinterkante durch den einmündenden Leckagestrahl bis zu ca. 15 % Eindringtiefe in die Hauptströmung gestört. Deckbänder, deren axiale Erstreckung aus Gewichtsgründen wegen der Fliehkraftbeanspruchung verkürzt ist und Vorder- sowie Hinterkantenbereiche freilassen, erfahren im Betriebspunkt besten Wirkungsgrades eine Überströmung der Schaufelspitze von der Druck- zur Saugseite und verursachen dadurch eine Störung, die sich mit einer Eindringtiefe abnehmend bis zu 100 % Schaufelhöhe bemerkbar macht.

I Kurze Darstellung

1 Aufgabenstellung

Turbomaschinen tragen wesentlich zur Antriebsenergie-Versorgung bei. Es sind Maschinen, die höchste spezifische Leistungen bei hohen spezifischen Drehzahlen erreichen. Die weitest verbreitete Dichtungsart, um ungewollte Leckagen aus Kammerbereichen unterschiedlicher Drücke mit stehenden und rotierenden Berandungen zu verhindern, sind Labyrinthdichtungen. Diese Dichtungsart wird sowohl auf zylindrischen Maschinenwellen-Abschnitten, als auch auf zusammengesetzten Rotoren an Scheiben und Deckbändern von Schaufelreihen eingesetzt. Dort sollen sie größtmögliche Abdichtung ohne Reibung zwischen stehenden und drehenden Maschinenteilen herstellen, denn Leckagemassenströme nehmen nicht gezielt an der Energieumsetzung teil und sind deshalb als Energieverlust zu betrachten.

Im Streben nach größtmöglicher Ressourcenschonung stellt sich die Aufgabe, die Strömungsvorgänge durch Labyrinthdichtungen möglichst genau zu verstehen, um optimale Dichteigenschaften zu erreichen. Im vorliegenden Fall widmet sich die Untersuchung speziell dem Einfluss der Deckband-Dichtungsgestalt auf die Schaufelprofil-Umströmung.

2 Voraussetzungen für das Vorhaben

Der Vorhandene Niedergeschwindigkeits-Turbinenprüfstand erlaubt die Untersuchung verschiedener Turbinenkonfigurationen mit 3 Schaufelreihen, d. h. einem Laufrad in der Umgebung zweier Leiträder. Hierbei ist es möglich die Untersuchungen in einem großen Bereich von Druck- und Durchflusszahlen durchzuführen.

Für die Ermittlung der globalen Betriebsdaten (Drücke, Temperaturen und Drehzahlen) steht eine PC-gesteuerte Messwerterfassung zur Verfügung. Konventionelle Drucksonden werden für die Strömungsmessung nach dem ersten und zweiten Leitrad sowie nach dem Laufrad eingesetzt.

3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Die ursprüngliche Planung legt den Projektbeginn auf den 1. Juli 2000 fest und sieht während des ersten $\frac{3}{4}$ Jahres vorbereitende Arbeiten an der Versuchsmaschine sowie deren Komponenten vor. Sie bestehen aus der Fertigung der Komponenten für die geplanten 6 verschiedenen Deckbänder, der Einrichtung und Kalibrierung der Messtechnik, dem Umrüsten der Versuchsmaschine und dem Aufbau der erforderlichen Auswerteprogramme.

Umfassende Änderungen an der Versuchsturbine werden bereits in der Anfangsphase notwendig, da die Hersteller für Druckaufnehmer in rotierenden Bauteilen nach der Vergabe des Vorhabens von ihren ursprünglichen Angeboten abweichen und die Wellenachse der Versuchsmaschine als Montageplatz für Messtechnik und Telemetrieinheit vorschreiben. Die für den Umbau der Versuchsturbine notwendig gewordenen Konstruktionsarbeiten nehmen das erste Jahr des Forschungsvorhabens fast ausschließlich in Anspruch. In dem Balken- und Meilensteinplan wird hierfür mit dem Unterpunkt „0: konstruktive Änderungen an der Versuchsturbine“ ein neuer Arbeitspunkt eingeführt. Die für die Änderungen an der Versuchsturbine benötigten mechanischen Bauteile werden in der Institutswerkstatt gefertigt.

Die lieferbare Gerätetechnik der Telemetrie und die damit verbundenen Anschlüsse erfordern zusätzliche Änderungen an der Versuchsmaschine, deren nachträgliche Planung einen Zeitraum von einem Jahr beansprucht. Das Projekt beginnt mit der Durchführung nach der geänderten Planung am 1. Januar 2001. Die Einrichtung der Versuchsmaschine ist erst Ende 2003 funktionsfähig und daher konzentriert sich die eigentliche Forschungstätigkeit dieses Forschungsvorhabens auf das Jahr 2004.

4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

4.1 Angaben bekannter Konstruktionen

Das ursprüngliche Interesse an der detaillierten Labyrinthforschung mit hoher Auflösung des Strömungsfeldes zielt in den 70er Jahren auf das Studium der Transportphänomene von Konzentrationen von Ölnebel und Dampftropfen über Laby-

rinthkämme [Boyman, Stoff 1980]. In der Folge widmen sich Untersuchungen dem Wärmeübergang in Labyrinthen an der Technischen Universität Karlsruhe [Wittig u. a. 1987]; und es entstehen Prüfstands-Studien an der ETH Zürich im Hinblick auf Anforderungen in Wasserturbinen [Amoser 1995]. Mit zunehmender Entwicklung der Strömungsfeld-Rechenverfahren (CFD) finden auch detaillierte Rechen-Untersuchungen an Labyrinthströmungen statt [Wyssmann u.a. 1984; Demko u.a. 1988, 1990]. Bis dahin werden hauptsächlich Labyrinth an Wellendichtungen untersucht. In den 90er Jahren rücken Labyrinth in Deckbändern in das Interesse der Forschung und werden an einem Niedergeschwindigkeits-Axialturbinenmodell unter Reynolds-Ähnlichkeitsbedingungen an der Ruhr-Universität in Zusammenarbeit mit der Universität Stuttgart untersucht [Anker u.a. 1999 - 2004; Lerner, Peters u.a. 2000; Breisig u.a. 2001; Giboni u.a. 2003 - 2004, Wolter 2004 - 2005]. Druckverläufe in Versuchsturbinen höherer Machzahl mit Deckbandlabyrinthen werden an der ETH Zürich erforscht, die aber auf Grund ihrer Temperaturen und Geschwindigkeiten nur Druckminiatursonden zugänglich sind [Porreca u.a. 2004].

4.2 Verwendete Informations- und Dokumentationsdienste

Die zu Rate gezogene Fachliteratur entstammt den Bibliotheken der Ruhr-Universität Bochum, deren Fernleihdienst sowie der Bibliothek des DLR in Köln-Porz/Wahn.

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Arbeiten im Zusammenhang mit diesem Vorhaben stützen sich einerseits auf Vorgänger-Projekte an der Ruhr-Universität in Bochum, Lehrstuhl für Dampf- und Gasturbinen, sowie auf Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Stuttgart [Anker & Breisig 1999 bis Anker & Wolter 2004]. Außerdem besteht Kontakt zum Industriepartner ALSTOM POWER (vormals ABB Kraftwerkstechnik) über das Thema der Nachrechnung der experimentellen Ergebnisse im parallel laufenden Teilprojekt Nr. 2.3.7B.

Entwicklungen an den anderen Forschungsstellen mit Schwerpunkt auf Labyrinthdichtungen werden aufmerksam in der Literatur verfolgt, obwohl dort mit Untersuchungen zum Wärmeübergang oder zu Wellenschwingungen gelegentlich andere Ziele verfolgt werden: Leakage-Strömungsfeld [Texas A&M University, Rhode & Allen 1998], Wärmeübergang [Technische Universität Karlsruhe, Wittig u.a. 1987], Schwingungserregung [ETH Zürich, Amoser 1995], Profilströmungs-Beeinflussung [ETH Zürich, Pfau u.a. 2000, Porreca u.a. 2004].

II Eingehende Darstellung

1 Erzielte Ergebnisse

1.1 Technisches Vorgehen

Zu Beginn der experimentellen Untersuchung eines jeweiligen Deckbandes (FULL und CENT) werden über die computergesteuerte Betriebsdatenüberwachung der Versuchsturbine in regelmäßigen Abständen alle für das Betriebsverhalten charakteristischen Größen der Versuchsturbine abgespeichert. Dabei werden die Messwerte auf die internationale Standardatmosphäre bezogen ($T = 288,15 \text{ K}$; $p = 1,013 \text{ bar}$; $\phi = 60 \%$), um den Vergleich von Messungen zu ermöglichen [Fruhböse 1990]. Aus diesen Größen werden anschließend die folgenden Kenngrößen bestimmt, um das Betriebsverhaltens der Turbine zu erfassen und die zugehörigen Kennfelder zu ermitteln.

$$\phi = \frac{c_z}{u} \quad \text{Durchflusszahl} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_s}{u^2 / 2} \quad \text{Druckzahl} \quad (2)$$

$$\eta_s = \frac{a_T}{\Delta h_s} \quad \text{isentrop, innerer Wirkungsgrad} \quad (3)$$

mit:

$$\Delta h_s = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_E \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad \text{isentropie Enthalpiedifferenz} \quad (4)$$

$$a_T = \Delta h_s + \frac{1}{2} c_E^2 - \sum j \quad \text{innere Stufenarbeit} \quad (5)$$

Die Summe aller Verluste j bei der inneren Stufenarbeit umfasst die Leit- und Lauf-
radverluste der ersten Stufe, die kinetische Energie am Austritt und die Spaltverlu-
ste. Die innere Stufenarbeit wird aus der über die Wirbelstrombremse berechneten
Leistung P und über den Massenstrom \dot{m} berechnet.

$$a_T = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_T \cdot M_B}{\dot{m}} \quad (6)$$

Für die Bestimmung der Turbinenkennfelder müssen, neben der Leistung, der
Volumenstrom, die Dichte, die Temperatur vor der ersten Stufe, der Druckverlauf
über die Turbine und die Drehzahlen des Laufrades ermittelt werden.

Der Volumenstrom wird über die Druckdifferenz an der Querschnittsverringern im
Zuströmgehäuse (Abbildung 2) gemessen.

Die Dichte wird aus dem gemessenen Druck, der Temperatur an der Messstelle M0
und der Feuchte über die Gasgleichung berechnet. Mit der berechneten Dichte und
der Volumenstrommessung am Einlaufstutzen wird der Massenstrom ermittelt, der
anschließend zur Bestimmung der technischen Arbeit (siehe Gleichung 6) benötigt
wird.

Die Messung des Druckverlaufs über der Maschine erfolgt über Druckmessungen
vor und hinter jedem Gitter jeweils an der Nabe und am Gehäuse.

Einen Überblick über die aufgenommenen und berechneten Größen gibt die Tabel-
le 2.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind Kennfelder für die Geometrie mit voll
überdeckendem Deckband (FULL) sowie mit gekürzt überdeckendem Deckband
(CENT). Diese Kennfelder bestehen aus 30 Betriebspunkten (sechs Turbinendreh-

zahlen bei jeweils fünf verschiedenen Gebläsedrehzahlen). Die Kennfelder bringen Stufenwirkungsgrade, Durchsatz und Enthalpie-Gefälle in Relation zueinander (Abbildungen 6 bis 13).

Zusätzlich zu den für die Kennfeldbestimmung notwendigen Messwerten wurden bei jedem Betriebspunkt die Profildruckverteilung des ersten und zweiten Leitrades sowie des Laufrades aufgenommen. Die Messbohrungen der Leiträder befinden sich auf den Höhenschnitten 97,85%, 95%, 92,35%, 84,7%, 50%, 15,3%, 7,65%, 5% und 2,35% über der Nabe. Die Messbohrungen des Laufrades befinden sich auf den Höhenschnitten 97,5%, 95%, 92,5%, 88,5%, 85%, 67,5%, 50%, und 15% über der Nabe, wobei sich jeweils 17 Druckbohrungen auf der Saugseite und 14 Druckbohrungen auf der Druckseite verteilen. Siehe hierzu auch Abbildung 15 und 16. Nicht alle Druckmessbohrungen sind in einer einzigen Schaufel angebracht. In einer Messschaufel sind aus Platzgründen nur Druckmessbohrungen auf der Saug- oder der Druckseite in einem Höhenschnitt vorhanden. Gemessen werden die Drücke bei den Leiträdern über ein Scanivalve-System und bei dem Laufrad über ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Module in der Maschinenwelle. Das Messsignal wird dabei induktiv vom Relativ- ins Absolutsystem übertragen (Telemetrie).

Zudem wurden bei beiden Deckbändern Linientraversierungen in den Messebenen M1 (nach Leitrad 1) und M2 (nach Laufrad) an der elften Umfangsposition einer Schaufelteilung (U11 in Abbildung 56 und 57) sowie eine Feldtraversierung in Messebene M3 (nach Leitrad 2) mittels Fünflochsonde über eine Teilung in Radial- und Umfangsrichtung durchgeführt.

Die Feldtraversierungen hinter der Beschaukelung umfassen 20 Radialstrahlen über einer Teilung mit jeweils 48 Höhenpositionen und zwei zusätzliche Radialstrahlen außerhalb der Teilung zur Kontrolle der Periodizität. Außerdem wurde in Messebene M2 eine Linientraversierung mittels Dreifach-Hitzdrahtsonde vorgenommen. Einen Überblick über die durchgeführten Messungen gibt die Tabelle 3.

Alle Messungen wurden bei einem Verhältnis von Spaltweite (der Deckbanddichtspitzen zum Gehäuse) zu Schaufelhöhe $s/H = 1,8 \%$ und einem Staffelwinkel von $37,5^\circ$ aufgenommen. Die nachfolgenden Abbildungen beziehen sich hauptsächlich auf eine Turbinendrehzahl $n_T = 500$ /min mit einer zugehörigen Gebläsedrehzahl von $n_G = 1250$ /min. Zudem werden als Vergleich Auszüge von Darstellungen bei

einer Turbinendrehzahl von $n_T = 300$ /min mit einer zugehörigen Gebläsedrehzahl von $n_G = 800$ /min präsentiert, um das ähnliche Verhalten der Strömung bei einem geringeren Durchsatz zu belegen. Weitere Abbildungen zu anderen Betriebspunkten befinden sich auf der beigefügten CD-Rom.

1.2 Kennfelder

In Abbildung 12 und 13 ist für das volle (FULL) und gekürzte (CENT) Deckband der isentrope Wirkungsgrad η_s aller Betriebspunkte über der Druckzahl Ψ dargestellt. Die gepunkteten Linien sind Linien konstanten Volumenstroms, und somit auch Linien konstanter Reynoldszahl. Bei den beiden höchsten Drehzahlen ist ein Abfall des Wirkungsgrades mit fallendem Volumenstrom bzw. fallender Reynoldszahl festzustellen. Damit diese Reynoldszahl-Abhängigkeit der Verluste keinen Einfluss auf die Untersuchungen unterschiedlicher Deckbandkonfigurationen hat, werden Vergleiche nur bei konstantem Volumenstrom durchgeführt.

Die Kennfelduntersuchungen zeigen einen deutlichen Einfluss der unterschiedlichen Deckbänder auf den Laufradwirkungsgrad. Durch den Umbau des Laufrades mit vollem Deckband (FULL) auf das gekürzte Deckband (CENT) verringert sich dieser Wirkungsgrad um sechs Prozentpunkte im Bestpunkt. Unterschiede in Darstellungen gegenüber früheren Autoren sind aus der später behandelten Abweichung der verschiedenen Messtechniken zu verstehen.

Das Kennfeld des vollen Deckbandes ist vergleichbar mit dem Kennfeld von Lerner [2000]. Wird hingegen das Kennfeld des vollen Deckbandes mit dem vergleichbaren Kennfeld von Peters [2001] verglichen sind Differenzen in der Höhe des Wirkungsgrades zu erkennen (Abbildung 14).

1.3 Strömung innerhalb des ersten Leitrades

Zur Beurteilung der Strömung innerhalb des ersten und zweiten Leitrades sowie des Laufrades stehen Profildruckbohrungen zur Verfügung. In den Abbildungen 17 bis 34 ist das Verhältnis der gemessenen Drücke p_{stat} / p_{tot} über der relativen Sehnenlänge der Messschaufeln dargestellt. Als Position des Totaldrucks auf der

Schaufeloberfläche wurde der Messwert festgelegt der für den jeweiligen Höhengchnitt den höchsten Druck liefert (Staupunkt). In diesem Punkt ist die Strömungsgeschwindigkeit nahezu null.

Dieser Staupunkt ist beim ersten Leitrad in allen Höhengschnitten druckseitig verschoben. Auf der Druckseite nimmt der statische Druck bei beiden Deckbändern vom Eintritt kontinuierlich bis zum Austritt der Schaufelreihe ab. Dieser Druckabfall ist gleichbedeutend mit einem kontinuierlichen Geschwindigkeitsanstieg der Strömung von Eintritt bis zum Austritt. Auf der Saugseite der Schaufel nimmt der Druck der Strömung in den ersten 5 % des Schaufelkanals stark ab. Danach wird der Druck weiterhin auf den Minimalwert bei ca. 70 % der Sehnenlänge abgesenkt (Geschwindigkeitsanstieg). Im Anschluss steigert sich der Druck auf den Druck an der Hinterkante (Geschwindigkeitsverzögerung). Geringe Unterschiede in der Profildruckverteilung der beiden Deckbänder zueinander sind weitgehend durch das geringere Druckverhältnis beim gekürzten Deckband (CENT) zu sehen. Dieses geringere Druckverhältnis lässt auf eine geringfügig schnellere Anströmung des Gitters und somit auf einen etwas größeren Volumenstrom schließen. Allgemein kann zur Strömung innerhalb des ersten Leitrades gesagt werden, dass sie nicht durch die Mischung mit dem Leckagestrom gestört wird. Zudem dienen die Ergebnisse des ersten Leitrades als Referenz für einen Vergleich mit dem zweiten Leitrad.

1.4 Abströmung des ersten Leitrades

Die Messebene M1 liegt in der Abströmung des ersten Leitrades auf halber Länge des Axialspalts zur Laufschaufelreihe. Die wichtigsten Ergebnisse der Linientraversierung mittels Fünflochsonde in der Messebene M1 an der 11. Umfangsposition (U 11 in Abbildung 56 und 57) sind in den Abbildungen 37 bis 41 dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich die Zuströmbedingungen zum Laufrad bei beiden Versuchsvarianten (FULL und CENT) kaum unterscheiden. In Abbildung 37 ist der Gierwinkel α über der relativen Kanalhöhe dargestellt. Die radiale Verteilung des Strömungswinkels macht deutlich, dass die Abströmung des Stators vom Radius abhängig ist. Der Schaufel-Hinterkantenwinkel beträgt für die Leitrad-schaufeln 16° . Somit liegt bis zu einer relativen Kanalhöhe von 5 % eine Mehrumlenkung und darüber eine Minderumlenkung der Strömung vor. Im Bereich von 10 bis 80 %

Kanalhöhe beträgt die Minderumlenkung ca. 2° und von 85 bis 100 % ca. 9° . Die Erhöhung der Minderumlenkung in Gehäusenähe ist charakteristisch für die Messung an der Umfangsposition 11 (U 11 in Abbildung 56 und 57), weil in diesem Bereich die Strömung von der Hinterkantendelle der Leitschaukel bzw. von einem gehäuseseitigen Kanalwirbel beeinflusst wird (siehe Giboni [2002]).

Die Strömung besitzt einen optimalen Nickwinkel δ' , wenn sie mit einem Winkel von 0° vom Leitrad abströmt. In Abbildung 38 ist der Nickwinkel δ' der Strömung über die Kanalhöhe dargestellt. Zu erkennen ist, dass beim gekürzten Deckband der Nickwinkel über die gesamte Kanalhöhe von positiven (Richtung Gehäuse) zu negativen Winkeln (Richtung Nabe) wechselt. Beim vollen Deckband ist ein ähnlicher Verlauf des Nickwinkels zu verzeichnen jedoch mit hauptsächlich positiven Winkeln (Richtung Gehäuse) über die gesamte Kanalhöhe. Solche Winkelverteilungen kommen zustande, weil die gemessenen Drücke, aus denen die Nickwinkel ermittelt werden, von der lokal herrschenden Sekundärströmung gestört werden. Deshalb würden auch Messungen des Nickwinkels an einer anderen Umfangsposition andere Verteilungen der Winkel liefern. Bei der Leistungsübertragung von der Strömung auf das Laufrad macht sich jedoch eine Abweichung der Strömung vom "Null-Winkel" nicht besonders stark bemerkbar. Aus diesen Gründen ist eine Darstellung des Nickwinkels δ' nicht besonders informativ und wird bei der Beurteilung der Strömung in weiteren Messebenen nicht betrachtet.

In Abbildung 39 wird die Absolutgeschwindigkeit c' des vollen Deckbandes (FULL) mit dem gekürzten Deckband (CENT) verglichen. Dabei ist die Absolutgeschwindigkeit über der relativen Kanalhöhe dargestellt. Zu erkennen ist, dass bei beiden Deckbändern die Geschwindigkeit von der Nabe (ca. 51 m/s) kontinuierlich bis zu einer relativen Kanalhöhe von 80 % abnimmt (ca. 44 m/s). Dabei liegt die Geschwindigkeit des gekürzten Deckbandes (CENT) um ca. 0,3 m/s höher als beim vollen Deckband (FULL). Im Bereich von 80 bis 100 % Kanalhöhe sind Geschwindigkeitsschwankungen abnehmend über der Kanalhöhe zu sehen. Die mittlere Geschwindigkeit liegt hier in der Größenordnung von 40 bis 42 m/s. Diese Geschwindigkeitsschwankungen kommen durch die oben beschriebene Hinterkantendelle bzw. dem gehäuseseitigen Kanalwirbel in diesem Bereich zustande.

Die statische und die totale Druckverteilung in den Abbildungen 40 und 41 haben den erwarteten Verlauf. Der statische Druck nimmt entgegengesetzt der Absolutgeschwindigkeit über der Kanalhöhe zu. Dabei fällt beim gekürzten Deckband (CENT) der Druck minimal niedriger aus als beim vollen Deckband (FULL). Dieses ist durch die oben beschriebene minimal erhöhte Geschwindigkeit beim gekürzten Deckband (CENT) zu erklären. Der Totaldruck zeigt ab 80 % Kanalhöhe eine der Geschwindigkeit entsprechende Verteilung. Unterhalb von 80 % ist der Totaldruck annähernd konstant.

Die Ergebnisse der Linientraversierung in der Messebene M1 (nach Leitrad 1) bestätigen, dass der ausmischende Leckagemassenstrom keinen Einfluss auf die Abströmung des ersten Leitrades hat.

1.5 Strömung innerhalb des Laufrades

Im Gegensatz dazu ist der Einfluss der unterschiedlichen Deckbänder auf das Laufrad in den Abbildungen 20 bis 22 zu sehen. Der Staupunkt liegt hier bei allen Höhenschnitten auf der Druckseite, wobei sich dieser mit abnehmender Schaufelhöhe in Richtung Sehnenmitte verschiebt. Ebenfalls ist auf der Druckseite ein unterschiedlich starker Druckabfall der beiden Deckbänder zu erkennen. Das Druckverhältnis des gekürzten Deckbandes (CENT) sinkt in Gehäusenähe ($h/H = 95\%$) ab ca. 30 % Sehnenlänge stärker und fast gleichmäßig bis 95 % Sehnenlänge. Anschließend sinkt das Druckverhältnis noch stärker auf den Minimalwert am Austritt und ist somit auch geringer als beim vollen Deckband.

Bei den relativen Schaufelhöhen von 50 und 15 % hat das Druckverhältnis auf der Druckseite bei beiden Deckbändern einen annähernd gleichen Verlauf. Der einzige Unterschied besteht darin, dass das Druckverhältnis beim vollen Deckband (FULL) ab einer Sehnenlänge von ca. 50 % geringfügig stärker absinkt (Geschwindigkeitsanstieg) und am Austritt geringer ist.

Bei einer relativen Schaufelhöhe von 95 % fällt das Druckverhältnis auf der Saugseite bis ca. 15 % Sehnenlänge bei beiden Deckbändern stark ab (starker Geschwindigkeitsanstieg). Anschließend steigt es beim gekürzten Deckband (CENT) bis zu einer Sehnenlänge von 50 %, um im weiteren Verlauf wieder abzufallen bis

auf den Minimalwert am Austritt. Beim vollen Deckband hingegen bleibt das Druckverhältnis bis zu einer Sehnenlänge von ca. 70 % annähernd konstant und steigt im weiteren Verlauf bis auf den Wert am Austritt. Bei einer Schaufelhöhe von 50 % sinken die Druckverhältnisse zunächst wiederum stark ab. Beim gekürzten Deckband (CENT) ist das Druckverhältnis im weiteren Verlauf bis zu einer Sehnenlänge von ca. 70 % annähernd konstant, wohingegen beim vollen Deckband (FULL) das Druckverhältnis weiter absinkt bis ebenfalls zu einer Sehnenlänge von ca. 70 % (Geschwindigkeitsanstieg). Anschließend steigen beide Druckverhältnisse bis auf das Verhältnis am Austritt.

Beim Nabennahen Profildruckschnitt ($h/H = 15\%$) sind die Druckverläufe annähernd gleich (Abbildung 22). Beim gekürzten Deckband (CENT) ist das Druckverhältnis wie auch beim Höhenschnitt von 50 % höher. Dies lässt auf eine niedrigere Relativgeschwindigkeit der Strömung schließen. Der Druck nimmt von der Vorderseite der Schaufel bis ca. 10 % der Sehnenlänge zu. Anschließend sinkt er ab bis zu einer Länge von 85 % (Geschwindigkeitsanstieg), um dann bis auf das Druckverhältnis am Austritt anzusteigen (Geschwindigkeitsverzögerung).

Zusammenfassend kann beim Laufrad festgestellt werden, dass beim gekürzten Deckband (CENT) die Profildruckverläufe aus einer Überlagerung zweier Strömungen entstehen. Dabei wird die Hauptströmung durch das Laufrad durch eine Umströmung der Schaufelspitzen gestört. Diese Schaufelspitzenumströmung ist die Folge von Druckausgleichsvorgängen von der Druck- zur Saugseite. Ein besonderer Einfluss der Leckageströmung des Deckbandes ist hier nicht zu sehen. Im Vergleich mit dem vollen Deckband (FULL) wirkt sich dieser Einfluss abnehmend über die gesamte Schaufelhöhe aus.

1.6 Abströmung des Laufrades

Wie schon bei [Breisig 2000] und [Peters 2001] beschrieben unterscheidet sich die Zuströmung zum zweiten Leitrad erheblich von der Zuströmung zum ersten Leitrad. Im Gegensatz zur homogenen Anströmung des ersten Leitrades ist die Anströmung des zweiten Leitrades weder rotationssymmetrisch noch gleichmäßig über die Kanalhöhe verteilt. Dieses Resultat folgt aus der Fünflochsondenmessung in Mess-

ebene M2. Die Messebene M2 liegt zwischen Laufrad und zweitem Leitrad. Die Strömung in dieser Ebene und damit die Anströmung des zweiten Leitrades wird durch die Abströmung des rotierenden Laufrades geprägt. Die Zuströmung ist daher instationär, drallbehaftet und weist eine größere Turbulenz auf. Die Zuströmbedingungen zum zweiten Leitrad entsprechen den Zuströmbedingungen innerhalb mehrstufiger Maschinen und geben damit die realen Bedingungen in Turbinen eher wieder als die homogene Zuströmbedingung des ersten Leitrades.

Die Zuströmbedingungen zum zweiten Leitrad werden anhand der Abbildungen 42 bis 46 diskutiert. Das zweite Leitrad wird saugseitig angeströmt, wenn der Gierwinkel α kleiner als 90° ist und druckseitig, wenn der Winkel größer 90° ist. Beim vollen Deckband (FULL) wird das zweite Leitrad im Bereich von 40 bis 90 % der relativen Kanalhöhe kaum fehlangeströmt, da die Winkel zwischen 87 und 90° liegen (Abbildung 42). Deutliche Fehlanströmungen existieren im Gehäuse- und im Nabenbereich. Zwischen 0 und 40 % relativer Kanalhöhe ist im Nabenbereich eine Mehrumlenkung gefolgt von einer Minderumlenkung zu beobachten. Dieses Strömungsbild deutet auf einen nabenseitigen Rotorkanalwirbel hin. Auffallend ist die deutliche Minderumlenkung im Gehäusebereich zwischen 85 und 100 % relativer Kanalhöhe. Hervorgerufen wird dieser Effekt durch den eintretenden Leckagestrom des Deckbandes, welcher sich in diesem Bereich mit der Hauptströmung vermischt. Innerhalb der Labyrinthdichtung wird der Spaltmassenstrom nur geringfügig umgelenkt. Somit hat der Leckagestrom eine gänzlich andere Richtung als die deckbandnahe Rotorströmung. Die Spaltströmung besitzt beim Austritt aus der Dichtung einen Strömungswinkel α von etwa 20° [Peters 2001]. Zudem ist der Abströmwinkel des Laufrades im Gehäusebereich vom gehäuseseitigen Kanalwirbel des Laufrades beeinflusst, der zu einer Mehrumlenkung der Strömung führt. Kommt es nun zu einer Mischung der beiden Strömungen, so liegt der Strömungswinkel der resultierenden Strömung zwischen den beiden Extremen. Zusätzlich entsteht direkt hinter dem Leckagestrahl in unmittelbarer Gehäusenähe eine Ablöseblase, diese führt wiederum zu einer Verringerung des Strömungswinkels in Folge Beschleunigung durch Strömungskontraktion. Das Ergebnis ist dann die zu sehende Minderumlenkung.

Die Messung des Gierwinkels α zeigt beim gekürzten Deckband (CENT) ebenfalls den nabenseitigen Rotorkanalwirbel im Bereich von 0 bis 40 % Kanalhöhe. Auffäl-

lig ist jedoch eine deutliche Fehlanströmung des zweiten Leitrades in Richtung Saugseite im Bereich von 25 bis 100 % Kanalhöhe. Diese Fehlanströmung nimmt vom Nabenbereich bis zu einer Kanalhöhe von 85 % zu und fällt im weiteren Verlauf in Richtung Gehäuse leicht ab. Diese Minderumlenkung der Rotorabströmung über der gesamten Kanalhöhe ist eine Folge der schon beschriebenen Schaufel-spitzenumströmung. Die leichte Erhöhung des Strömungswinkels im Gehäusebereich ist durch die zusätzliche Überlagerung des oben beschriebenen Gehäuseseitigen Kanalwirbels zu erklären.

In Abbildung 44 ist der Vergleich der radialen Verteilung der Absolutgeschwindigkeit c' zwischen dem vollen (FULL) und dem gekürzten (CENT) Deckband dargestellt. In der unteren Hälfte führt bei beiden Deckbändern die Minder- und Mehrumlenkung durch die Sekundärströmung zu einer Geschwindigkeitserhöhung bzw. Geschwindigkeitsverringern. Zwischen 45 und 80 % relativer Kanalhöhe ist beim vollen Deckband (FULL) die Absolutgeschwindigkeit gleichmäßig verteilt. Anschließend ist eine Geschwindigkeitszunahme festzustellen. Beim gekürzten Deckband nimmt die Absolutgeschwindigkeit ab einer relativen Kanalhöhe von 45 % bis auf das Maximum bei 85 % Höhe zu und fällt im weiteren Verlauf wieder ab.

Die Geschwindigkeitsdreiecke in den Höhenschnitten 5, 50 und 95% beider Deckbänder (FULL, CENT), geben in Abbildung 78 noch einmal die An- und Abströmung des Laufrades wieder.

Der statische Druck (Abbildung 45) ist sowohl beim vollen (FULL) als auch beim gekürzten (CENT) Deckband über der Kanalhöhe annähernd konstant. Hierbei fällt jedoch auf, dass der statische Druck des gekürzten Deckbandes über dem des vollen Deckbandes liegt. Das liegt daran, weil die Strömung beim gekürzten Deckband (CENT) weniger Leistung an das Laufrad abgibt als es beim vollen Deckband (FULL) der Fall ist.

Die Totaldrücke des vollen (FULL) und gekürzten (CENT) Deckbandes in Abbildung 46 geben den oben beschriebenen Verlauf der Geschwindigkeitsverteilung gut wieder.

Diese Ergebnisse der Fünflochsondentraversiermessung werden, außer beim Gierwinkel α des gekürzten Deckbandes (CENT) im Bereich 95 bis 100 % Schaufelhöhe, von den instationären Messungen der Lienientraversierung mittels Dreifach-Hitzdrahtsonde bestätigt. (Abbildungen 70 bis 72).

1.7 Strömung innerhalb des zweiten Leitrades

Beim Vergleich des zweiten Leitrades (Abbildung 23 bis 25) mit dem ersten (Abbildung 17 bis 19) fallen deutliche Unterschiede in der Profildruckverteilung auf. Bei beiden Deckbändern wandert der Staupunkt im Gehäuseschnitt ($h/H = 95\%$) in Richtung Saugseite der Schaufel. Diese Verschiebung wird durch die oben beschriebene Minderumlenkung infolge des eintretenden Leckagemassenstroms beim vollen Deckband (FULL) und beim gekürzten Deckband (CENT) durch die Umströmung der Schaufelspitzen des Laufrades hervorgerufen. Durch die Verschiebung des Staupunktes sinkt zunächst der Druck in Richtung Druckseite; die Strömung um die Schaufelvorderkante wird stärker beschleunigt. Daran anschließend steigt der Druck, die Strömung wird verzögert mit dem Ergebnis einer Strömungsablösung. Im weiteren Verlauf sinkt der statische Druck kontinuierlich bis zum Austritt ab (Geschwindigkeitsanstieg).

Auf der Saugseite ist der Druckverhältnisverlauf annähernd vergleichbar mit dem des ersten Leitrades. Zudem ist beim gekürzten Deckband (CENT) auf der Druck- sowie auf fast der ganzen Saugseite ein höheres Druckverhältnis über die Schaufeloberfläche zu erkennen. Das bedeutet, dass die auftreffende Strömungsgeschwindigkeit und somit der gemessene Totaldruck auf der Vorderkante der Schaufel im Vergleich zum vollen Deckband (FULL) geringer ist.

Im Mittelschnitt ($h/H = 50\%$) sind die Unterschiede zwischen erstem und zweitem Leitrad geringer (Abbildung 18 und 24). Beim vollen Deckband (FULL) liegt der Staupunkt leicht auf der Druckseite, während er beim gekürzten Deckband (CENT) in Richtung Saugseite verschoben ist. Diese Verschiebung führt wie oben beschrieben zu einer Ablöseblase, die im Vergleich zum Druckseitigen Gehäuseschnitt (Abbildung 23) jedoch kleiner ausfällt. Im ersten Leitrad ist in der Nähe der Hinterkante der Saugseite der Schaufel ein kleiner Ablösebereich zu erkennen. Dieser Ablösebereich tritt im zweiten Leitrad aufgrund der höheren Turbulenz der Anströmung nicht auf.

Beim Nabenschnitt (Abbildung 25) wird die Leitschaufel bei beiden Deckbandvarianten druckseitig angeströmt. Beim gekürzten Deckband (CENT) ist dieser Stau- punkt im Vergleich zum vollen Deckband (FULL) weiter in Richtung Saugseite ver- schoben. Diese geringe Änderung ist in der Abbildung nicht zu erkennen, da die Auflösung der Druckmessbohrungen im Vorderkantenbereich der Schaufel zu ge- ring ist. Durch diese leichte Verschiebung sinkt das Druckverhältnis um die Vorder- kante in Richtung Druckseite stärker (Geschwindigkeitsanstieg) als beim vollen Deckband (FULL).

Zusammenfassend kann an dieser Stelle festgestellt werden, dass wie bei der Untersuchung des Laufrades, die Auswirkungen der Profillumströmung des gekürz- ten Deckbandes (CENT) im zweiten Leitrad abnehmend über die Schaufelhöhe zu erkennen sind. Der Einfluss des eintretenden Leckagemassenstroms beim vollen Deckband hat im Gegensatz dazu nur Auswirkungen auf die Strömung in Gehäu- senähe.

1.8 Abströmung des zweiten Leitrades

Hinter dem zweiten Leitrad (Messebene M3) wurden Feldmessungen bei beiden Deckbändern (FULL, CENT) im Abstand von 30 mm zur Hinterkante der Schaufeln mit einer pneumatischen Fünflochsonde durchgeführt. Die Auflösung des Messfel- des ist in Abbildung 56 dargestellt. Der Vergleich der Leitradabströmung erfolgt anhand von Konturdarstellungen und umfangsgemittelten Verteilungen der wichtig- sten Strömungsgrößen. Bei den Konturdarstellungen sind die Ergebnisse der Feld- traversierung aus Gründen der Übersichtlichkeit über zwei Teilungen dargestellt.

Die Abbildungen 58 und 59 zeigen die Verteilung des Gierwinkels α im Absolutsys- tem. Der Abströmwinkel des vollen Deckbandes (FULL) erstreckt sich über einen größeren Bereich als beim gekürzten Deckband (CENT). Wie in Abbildung 47 zu erkennen ist, erfolgt die Abströmung des zweiten Leitrades im Mittelschnitt bei beiden Deckbändern unter ca. $18,5^\circ$. Die Mehr- und Mind erumlenkungen bei bei- den Deckbändern lassen darauf schließen, dass die Strömung von ausgeprägten Sekundärströmungsvorgängen gekennzeichnet ist. Beim vollen Deckband (FULL)

ist in Abbildung 47 der gehäuse- und nabenseitige Kanalwirbel klar zu erkennen. Beim gekürzten Deckband (CENT) sind über der Kanalhöhe zwar Wirbel zu identifizieren, jedoch ist hier kein eindeutiger gehäuse- und nabenseitiger Kanalwirbel zu erkennen. Einen Überblick über die Wirbelgebiete der Leitradabströmung beider Deckbänder geben die Abbildungen 68 und 69.

In Abbildung 49 ist die umfangsgemittelte Absolutgeschwindigkeit über der relativen Kanalhöhe aufgetragen. Zu sehen ist, dass die Geschwindigkeiten von ca. 38 m/s am Gehäuse bis ca. 48 m/s an der Nabe ansteigen. Der einzige Unterschied im Geschwindigkeitsverlauf liegt im Bereich von 50 bis 80 % relativer Kanalhöhe. Somit hat sich die Strömung des gekürzten Deckbandes (CENT) beim durchströmen des zweiten Leitrades beruhigt. Hinter dem Leitrad mit dem vollen Deckband (FULL) ist die Hinterkantendelle deutlich zu erkennen (Abbildung 62), wohingegen beim gekürzten Deckband der Einfluss der Hinterkante weniger deutlich zu sehen ist (Abbildung 63). Der Grund hierfür sind stärkere Ausmischungsvorgänge durch die oben beschriebene Sekundärströmung im mittleren Bereich der Leitschaufelabströmung.

Die Abbildungen 66 und 67 enthalten die Verteilung des Totaldruckes hinter dem Leitrad. Die Hinterkantendelle des zweiten Leitrades ist als Bereich geringerer Totaldrücke zu erkennen. Beim vollen Deckband (FULL) reicht die Hinterkantendelle von der Nabe bis zum Gehäuse. Neben der Hinterkantendelle existieren Bereiche mit erhöhten Verlusten an den Seitenwänden von Nabe und Gehäuse. Bei dem gekürzten Deckband (CENT) findet, wie oben schon beschrieben, eine deutlich stärkere Mischung zwischen der Hinterkantendelle und der freien Strömung statt. Die Differenz aus dem Totaldruck vor und nach dem zweiten Leitrad des jeweiligen Deckbandes ist ein Maß für den Verlust der im Leitrad entsteht.

Mit diesem Ergebnis wird deutlich, dass die Änderung des Deckbandes von FULL auf CENT und damit die Umströmung der Schaufelspitzen sich über 100 % Kanalhöhe auf die Zuströmung des Laufrades der zweiten Stufe auswirkt.

1.9 Verlustbetrachtung im Laufrad

In der Literatur existieren verschiedene Definitionen von Verlustkoeffizienten. Die gebräuchlichste Definition ist die des Totaldruckverlustkoeffizienten in der Definition nach Gleichung 7. Der Grund dafür ist, dass der Totaldruckverlustkoeffizient auf direktem Weg aus Messwerten zu bestimmen ist.

$$\zeta = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t2} - p_{s2}} \quad (7)$$

Mit:

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} \rho (w^2 - u^2) \quad (8)$$

Die Totaldruckverlustverteilung für das Laufrad ist in Abbildung 79 über der relativen Kanalhöhe dargestellt. Beim vollen Deckband treten die höchsten Verluste infolge des eintretenden Leckagemassenstroms und der Verluste in der Grenzschicht in Gehäusenähe auf. Diese Grenzschichtverluste sind an der Nabe nicht zu sehen, weil die Messungen mit der Fünflochsonde nicht bis zur Nabe durchgeführt werden konnten. An der Nabe und im Mittelschnitt sind die Verluste annähernd mit einem Wert von 10 % bis zu einer Kanalhöhe von 85 % konstant.

Beim gekürzten Deckband (CENT) ist an der Nabe noch der Verlust infolge der Grenzschicht zu erkennen. Bis zu einer relativen Höhe von 30 % haben die Verluste des gekürzten Deckbandes (CENT) die gleiche Größenordnung wie das volle Deckband (FULL). Zwischen 30 und 50 % sind die Verluste leicht erhöht, und steigen anschließend bis zu einer Höhe von 80 % auf einen Totaldruckverlustbeiwert von etwa 50 %. Zwischen 80 und 100 % Kanalhöhe bleibt dann die Größenordnung der Verluste konstant.

Damit werden die in den vorigen Kapiteln festgestellten Strömungen der unterschiedlichen Deckbänder von den dabei auftretenden Verlusten bestätigt.

1.10 Kontrolle der Traversierungen über die Bremsenmessung

Die Überprüfung der Traversierungen zwischen den Gittern wird wie bei Breisig [2000], Peters [2001] und Giboni [2002] über den Vergleich der Wirbelstrombremsenmessung mit der aus den Traversierungen resultierenden Leistung durchgeführt. Über die Wirbelstrombremse wurde hier beim vollen Deckband (FULL) eine Leistung von 19,02 kW im wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt und beim gekürzten Deckband (CENT) eine Leistung von 17,09 kW ermittelt.

Die Berechnung der Leistung aus der Traversierung erfolgt folgendermaßen. Nach [Becker 1982] gilt für das Laufrad der in Gleichung (9) angegebene Zusammenhang zwischen der Kraftkomponente in Umfangsrichtung F_u , die auf eine Schaufel wirkt, und der Zirkulation Γ .

$$F_u = \rho \cdot c_z \cdot \Gamma \cdot H \quad (9)$$

Die Zirkulation errechnet sich über:

$$\Gamma = (c_{2u} - c_{1u}) \cdot t \quad (10)$$

Darin ist t die Schaufelteilung über den Umfang U und z die Schaufelzahl:

$$t = \frac{U}{z} \quad (11)$$

Das Drehmoment M bzw. die Leistung P wird nach folgender Gleichung bestimmt:

$$M = \bar{r} \cdot F_u \cdot z \quad (12)$$

$$P = 2\pi \cdot n_T \cdot M \quad (13)$$

Das Laufrad besteht aus $z = 36$ Schaufeln und die Umfangskraft wirkt über den flächengemittelten Hebelarm $\bar{r} = 0,750$ m auf die Wellenachse. Aus dem daraus resultierenden Moment und der Drehzahl der Turbine $n_T = 500$ U/min lässt sich die Leistung berechnen. Die berechneten und gemessenen Werte der Leistung sind in

Tabelle 7 enthalten. Die Abweichung von der über die Traversierung bestimmten Leistung und der Bremsenleistung beträgt daher etwa 20 %. In ihr sind Getriebe- und Radseitenraum-Verluste enthalten, welche zwischen Laufrad und Wirbelstrombremse beteiligt sind.

Zudem kann über die Drehmomente in den Schaufelrädern die Auftriebsminderung des gekürzten Deckbandes (CENT) gegenüber dem vollen Deckband (FULL) deutlich gemacht werden. In Tabelle 7 sind die Schaufelumfangskräfte F_u aus der Strömungsablenkung im ersten und zweiten Leitrad sowie im Laufrad für das volle und gekürzte Deckband eingetragen. Hierbei fällt auf, dass sich, wie zu erwarten, im ersten Leitrad kaum eine Änderung zwischen den beiden Deckbändern einstellt. Wird jedoch das Laufrad und das zweite Leitrad betrachtet, so ist zu erkennen, dass sich beim gekürzten Deckband (CENT) in beiden Schaufelrädern eine Minderung von etwa 11 % gegenüber dem vollen Deckband (FULL) einstellt.

1.11 Volumenstromermittlung aus der Messblende

Der Volumenstrom wird über die Druckdifferenz an der Querschnittsverringern im Zuströmgehäuse gemessen (vgl. Abbildung 2). Die Kalibrierung der Messeinrichtung erfolgte über eine Fünflochtraversierung nach VDI/VDE-Richtlinie 2640 Blatt 3 in der Messebene M0 [Breisig 2000].

Bei dem Vergleich des ermittelten Volumenstroms aus der Querschnittsverringern mit den Messungen der Fünflochsonde an den Umfangspositionen nach Abbildung 57, wurden nicht zu vernachlässigende Abweichungen festgestellt. Diese Überprüfung wurde in fünf verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt. Diese Betriebspunkte sind die optimalen Betriebspunkte der jeweiligen Kennlinie. Durch den Vergleich der unterschiedlichen Betriebspunkte können auch Tendenzen der Fehler anschaulich dargestellt werden. Neben der prozentualen Abweichung des Volumenstroms wurden zudem die prozentualen Abweichungen des Massenstroms \dot{m} , des isentropen Wirkungsgrades η_s , der Druckzahl Ψ und der Durchflusszahl φ berechnet. Mit diesen Angaben können die zugehörigen Betriebspunkte in den Kennfeldern gegebenenfalls an korrigierte Positionen verschoben werden.

Abbildung 80 gibt einen Überblick der prozentualen Abweichungen. Dabei liegt vermutlich der Volumenstrom \dot{V} zwischen 7,7 und 10,5 % höher als der von der Querschnittsverringering ermittelte Volumenstrom \dot{V} . Daraus ergibt sich, dass der Massenstrom \dot{m} im Bereich von etwa 7,3 bis 11 % höher liegt. Dadurch sinkt der isentrope Wirkungsgrad $\Delta\eta_s/\eta_s$ um ca. 7,9 bis 12 %. Die Druckzahl steigt im Bereich von 0,9 bis 1,3 % und die Durchflusszahl φ steigt ebenfalls um 8,3 bis 11 %.

Eine Berechnung des Durchsatzes aus einem Leistungsvergleich zwischen gemessenen Momenten der Leistungsbremse und der Schaufelprofil-Druckkräfte liefert nur 6% Streuung in den Massenstromwerten (Tabelle 9).

Im Interesse der Vergleichbarkeit mit den Kennfelddaten von Lerner [2000], Breisig [2000], Peters [2001] und Giboni [2002] findet die Darstellung der Kennfelddaten wie dort unter Verwendung der Messblendenwerte statt.

1.12 Zusammenfassung

In der Fortsetzung einer Reihe von Studien zum Verhalten der Strömung in Labyrinthdichtungs-Deckbandkonfigurationen unter Reynolds-Ähnlichkeitsbedingungen wird in der vorliegenden Arbeit untersucht, wie sich zwei Labyrinthgeometrien in ihrer Dichtwirkung im Deckband und in der Umströmung der Profilschnitte unterscheiden. Als Erweiterung gegenüber früheren Messungen sind nicht nur 5-Loch-Sondentraversierungen für Druckverteilungen und Dreifach-Hitzdrahtsonden für phasengemittelte instationäre Geschwindigkeitsprofile enthalten, sondern auch Profildruckverteilungen an Leit- und Laufreihe der 1,5-stufigen Niedergeschwindigkeits-Axialstufe. Auf Grund von erheblichem Bedarf an unvorhergesehenen konstruktiven Änderungen in der Telemetrie-Messtechnik des Läufers sind von den ursprünglich geplanten sechs verschiedenen Labyrinthkonfigurationen in Absprache mit dem Industriepartner ALSTOM POWER nur zwei verschiedenen gewichtige Labyrinthgeometrien unterschiedlicher Schaufelfliehkraftbelastung in ihren Auswirkungen auf die Strömung betrachtet worden. Zum einen handelt es sich dabei um ein Deckband mit Durchblicklabyrinth, das die Überströmung des Laufrad-Spitzenschnittes durch Abdeckung der gesamten Sehnenlänge und zwei gleichartige senkrecht darauf stehende Dichtstreifen gegen eine zylindrische Gehäusekontur

abdichtet. Die andere, leichtere, axial verkürzte Deckbandform bietet eine Gewichtersparnis gegenüber der ersten Variante, in dem sie bei gleicher Dichtstreifenform die Laufreihenschaufelspitzen nur zu etwa $1/3$ der Sehnenlänge im Gebiet der Dichtstreifen verschließt, und die um die axial über dem Dichtlippenbereich überstehenden Deckbandschnitte gekürzt sind, so dass die Schaufelein- und -austrittskanten im Spitzenschnitt nicht durch das Deckband abgedichtet sind. Dabei soll festgestellt werden, wie weit Eintritts- und Austrittsbereich der Profile im Spitzenschnitt von der Druck- zur Saugseite überströmt werden und welche Leistungseinbuße damit einhergeht.

Die Ergebnisse der Kennfeld- und Sondenmessungen mit der ersten (Referenz-) Deckbandgeometrie zeigen vergleichbare Ergebnisse mit den Vorgängerarbeiten an der Ruhr Universität Bochum [Breisig 2000, Peters 2001, Giboni 2002]. Charakteristisch ist eine Steigerung des isentropen Wirkungsgrades im Bestpunkt von 83% auf 87% gegenüber Vorgängerdaten beim Nennbetrieb. Der Grund hierfür liegt vermutlich hauptsächlich in der Streuung bei der Massenstrombestimmung. Eine Abweichung der Verluste durch geänderte Radseitenraum-Reibung (Ventilation) in Folge geänderter Laufradinstrumentierung ist eine mögliche Ursache.

Deutliche Unterschiede in Druckverteilungen in der Nähe des Laufrad-Spitzenschnittes und der gehäuseseitigen Umströmung des nachgeschalteten Leitrades weisen auf eine ausgeprägte Überströmung von der Druck- zur Saugseite bei dem zur Gewichterleichterung axial gekürzten Deckband hin. Die gebremste Rotorleistung sinkt um 11% ihres Referenzwertes und die dazu durchgeführte aerodynamische Auswertung zeigt 10% Leistungsabfall.

Die Bestimmung des Massenstroms aus Messungen an der Blende stromauf der Beschaukelung liefert niedrigere Werte als die Integration der Geschwindigkeitsverteilungen aus 5-Loch-Sonden- und Hitzdrahtmessung. Vergleiche zwischen Traversiermessungen in den verschiedenen Axialspalten (M0, M1, M2, M3) deuten nicht darauf hin, dass der Unterdruck im Schaufelkanal zu unkontrolliertem Eindringen von Atmosphärenluft geführt hat, denn die Streuung der Massenstromwerte weist keine monotone Tendenz mit der durchlaufenen Kanallänge auf. Eine geringere Streuung von Massenstromwerten zeigt sich bei der Auswertung des Massen-

stroms aus gebremster Wellenleistung $P(\text{Bremsse})$ und gerechneter spezifischer Wellenarbeit a aus den Daten der Umfangsgeschwindigkeiten sowie aus dem Drehmoment in Folge Profildruckverteilungen. Diese Art des Durchsatzes mit $\dot{m} = P(\text{Bremsse})/a(\text{Euler-Gleichung})$ bzw. $\dot{m} = P(\text{Bremsse})/a(\text{Profildruck})$ deutet auf bis zu 3% höheren Massenstrom hin als der Wert aus der Blende.

Der Rückgang der Leistung beim Wechsel von der Geometrie FULL zur Geometrie CENT liegt bei 10 bis 12%. Damit bietet sich für die Geometrie CENT eine Radialspalt-Leckageverlustkorrelation für den Totaldruckverlustbeiwert in Prozent Verlust für Prozent fehlende radiale Schaufelhöhe bis zur Gehäusewand an.

Rechnerische Korrelationsformeln von Traupel [1977] und Ainley & Mathieson [1951] weisen einen Leckagemassenstrom der Größenordnung von 3% ($\pm 0,3\%$) des Hauptmassenstroms durch den Labyrinthdichtspalt bei der Geometrie FULL aus. Mit von Wolter [2004] ermittelten 5% Labyrinth-Leckage über die Dichtspitzen in der Referenzkonfiguration ist zu vermuten, dass die in dieser Studie fehlenden Kompressibilitätseinflüsse in Strömungen höherer Machzahl die Dichtwirkung mit Strahleinschnürung und Stoßverlusten unterstützen.

Die hier durchgeführte Untersuchung an über der Höhe unverwundenen Schaufeln zeigt, wie bereits zuvor von Giboni [2002] und Wolter [2004] festgestellt, eine Wirkungsgradminderung auf Grund einer Anströmwinkelstörung der zweiten Leitreihe durch den einmündenden Leckagestrahl aus der Deckbanddichtung in die Hauptströmung. Eine korrigierte Gestaltung der gehäuseseitigen Profilierung im zweiten Leitrad kann dieser Erscheinung begegnen. Bei der erleichterten Deckbandkonfiguration beeinflusst die ungehinderte Überströmung im offenen Laufreihen-Schaufelspitzenbereich sowohl die Profillumströmung durch verminderte Zirkulation als auch durch verstärkte Fehlanströmung der zweiten Leitreihe gegenüber der Referenzgeometrie.

Die Datenbasis aus Profildruckverteilungen an Leit- und Laufreihe sowie die phasengemittelten Schaufelkanal-Strömungsfelddaten erlauben nicht nur die Bestätigung einzelner Phänomene in berechneten Ergebnissen aus Feldrechenverfahren, sondern liefert auch die Kontrolle durch die Leistungsdaten aus der Wirbelstrom-

bremse, der Profildruckverteilung und der Richtungsänderung des Strömungsfeldes.

2 Verwertbarkeit der Ergebnisse

Die experimentellen Ergebnisse sind von hoher räumlicher Auflösung. Sie geben einen Eindruck vom Einfluss zweier Deckbänder auf den Wirkungsgrad der Turbinenstufe. Besonders deutlich ist die Wirkungsgradeinbuße beim Deckband, dessen axiale Erstreckung aus Gewichtsgründen wegen der Fliehkraftbeanspruchung verkürzt ist und Vorder- sowie Hinterkantenbereiche der Schaufel frei enden. Weiterhin geben die Ergebnisse Aufschluss über das Strömungsbild hinter dem ersten Leitrad, dem Laufrad und dem zweiten Leitrad mit der Strömung in Folge Deckbandleckage. Zudem geben sie Auskunft über den Deckbandeinfluss auf die Profildruckverteilung des Laufrades sowie der Leiträder.

Die Datenbasis der Messungen erlaubt eine Verbesserung der Genauigkeit und Allgemeingültigkeit der industriell angewendeten Korrelationen zu erarbeiten. 3-D-Berechnungsverfahren können mit diesen Ergebnissen verglichen werden und die Erkenntnisse über bisher noch nicht erforschte Leckagen im Falle des verkürzten Deckbandes (CENT) ist hiermit erbracht. Wie im Kapitel 5 "Zusammenarbeit mit anderen Stellen" schon erwähnt, hat der Industriepartner die Ergebnisse bereits erhalten und benutzt diese für die Überprüfung von dreidimensionalen Strömungsrechnungen im Teilprojekt Nr. 2.3.7 B.

Damit dienen die Ergebnisse aus dem Forschungsvorhaben sowohl der Grundlagenforschung in der Kooperation von Wissenschaft und Wirtschaft, als auch der angewandten Forschung durch Produktverbesserung und damit der Energieverbrauchsminderung.

3 Fortschritt an anderen Stellen

Bei der ASME Tagung 2004 wurden experimentelle Untersuchungen mit ähnlicher Zielsetzung durch eine Forschungsgruppe der ETH Zürich, Schweiz, an einer axia-

len Versuchsturbine höherer Machzahl veröffentlicht [ASME Schlienger u. a. 2004, Porreca u. a. 2004].

4 Geplante Veröffentlichungen

Eine Veröffentlichung der Ergebnisse ist für 2005 vorgesehen.

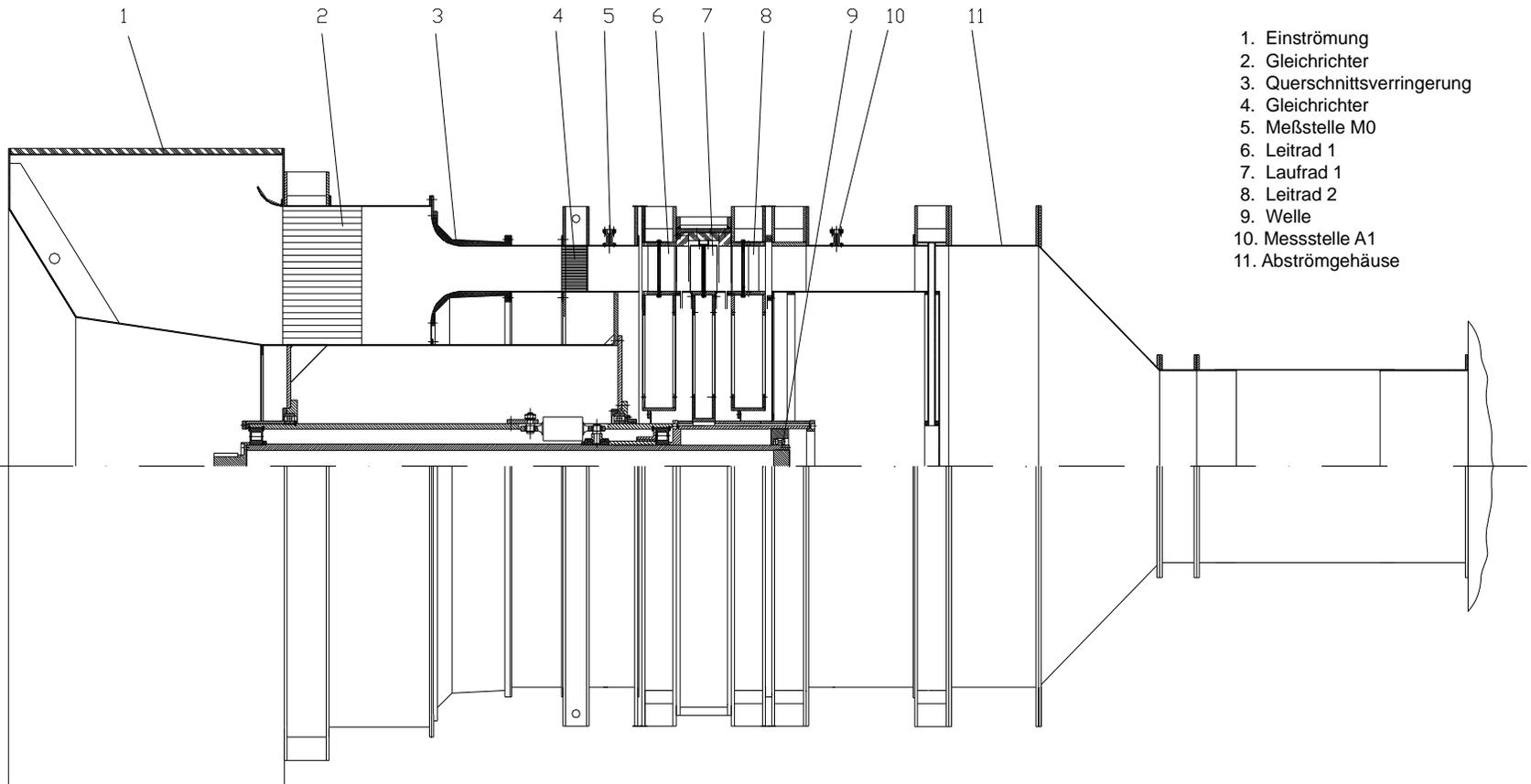
5 Danksagung

Die Untersuchungen haben im Rahmen der AG TURBO II, Verbundprojekt CO₂-armes Kraftwerk „500 MW auf einer Welle“, stattgefunden. Das Projekt wurde durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit sowie die Firma Alstom Power unter dem Kennzeichen 0327091Y gefördert. Die Autoren danken für die allseitige Unterstützung und Zusammenarbeit während des Projektablaufs.

6 Abbildungen



Abb. 1: Kaltluft-betriebene 1,5-stufige axiale Niedergeschwindigkeitsturbine der Ruhr-Universität Bochum



- 1. Einströmung
- 2. Gleichrichter
- 3. Querschnittsverringering
- 4. Gleichrichter
- 5. Meßstelle M0
- 6. Leitrad 1
- 7. Laufrad
- 8. Leitrad 2
- 9. Welle
- 10. Meßstelle A1
- 11. Abströmgehäuse

Abb.2: Schematische Darstellung der Versuchsturbinen

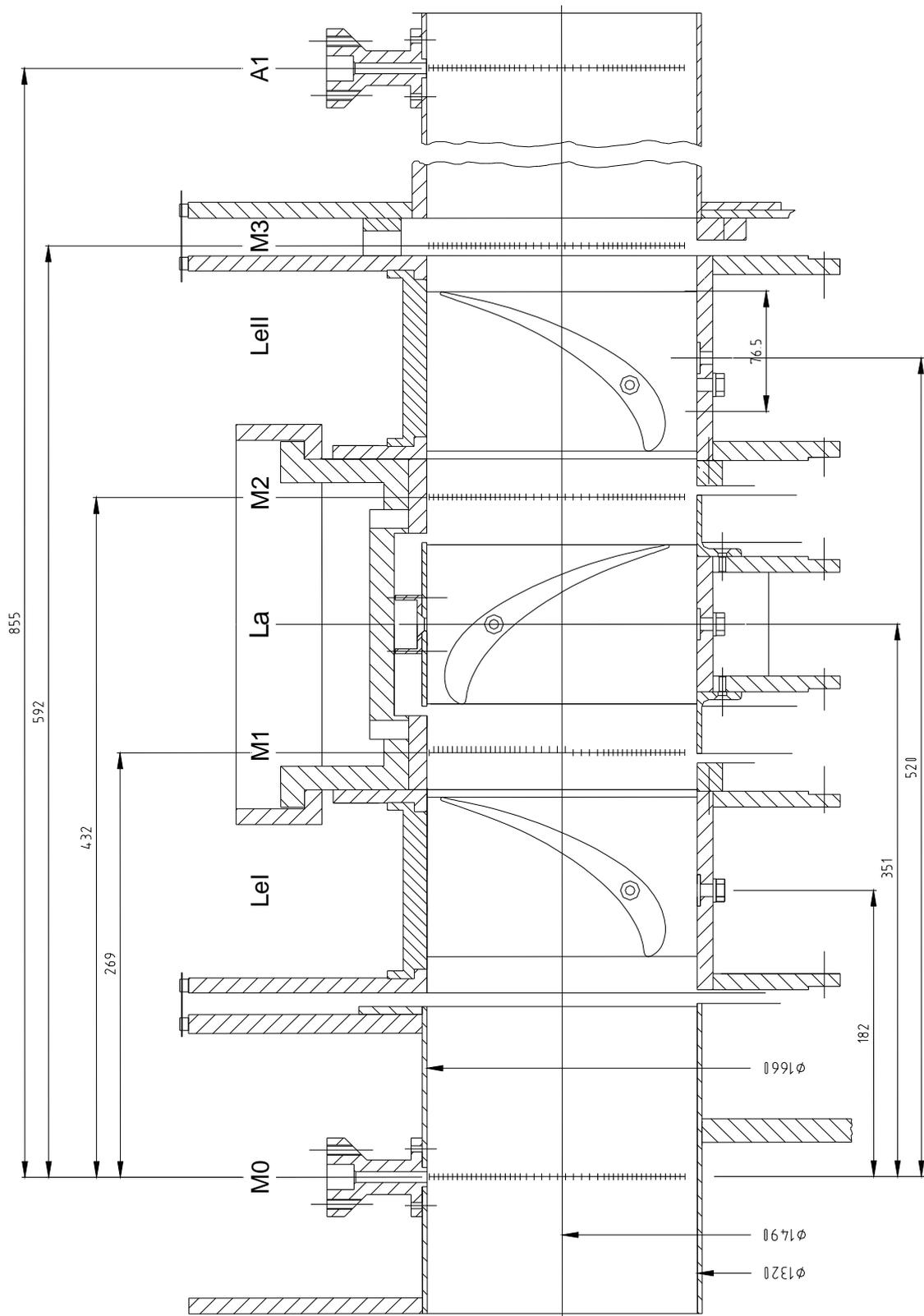


Abb.3: Schaufelkanal mit Sonden-Messebenen (M0 bis M3)

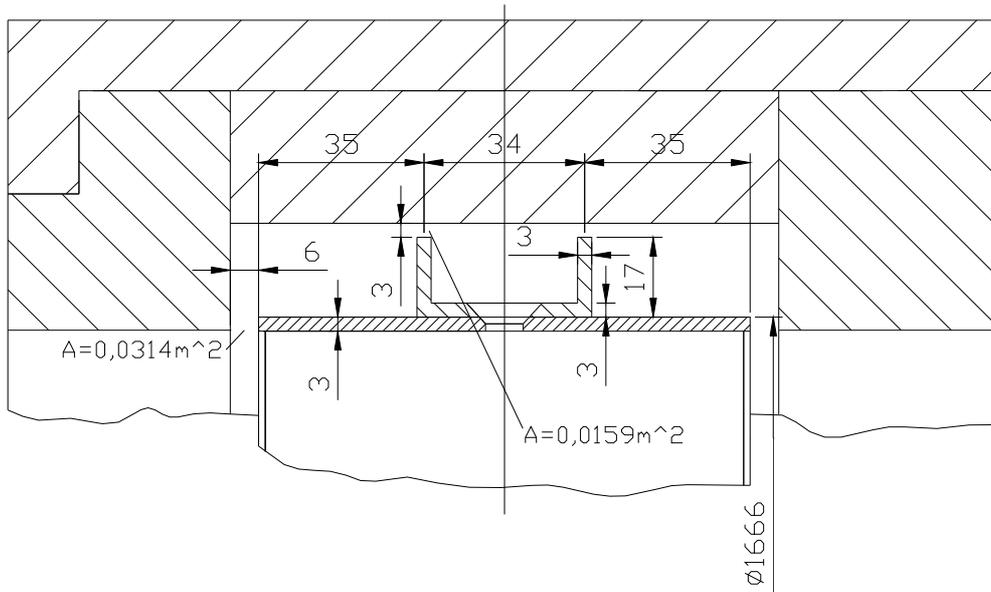


Abb.4: Volles Deckband "FULL" (Meridianschnitt)

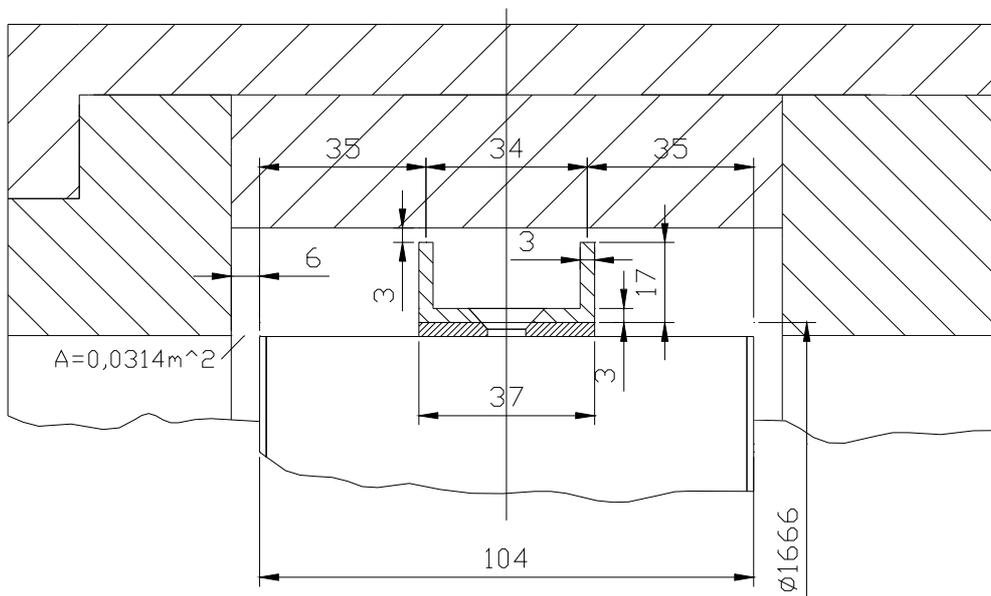


Abb.5: Gekürztes Deckband "CENT" (Meridianschnitt)

6.1 Kennfeldmessung

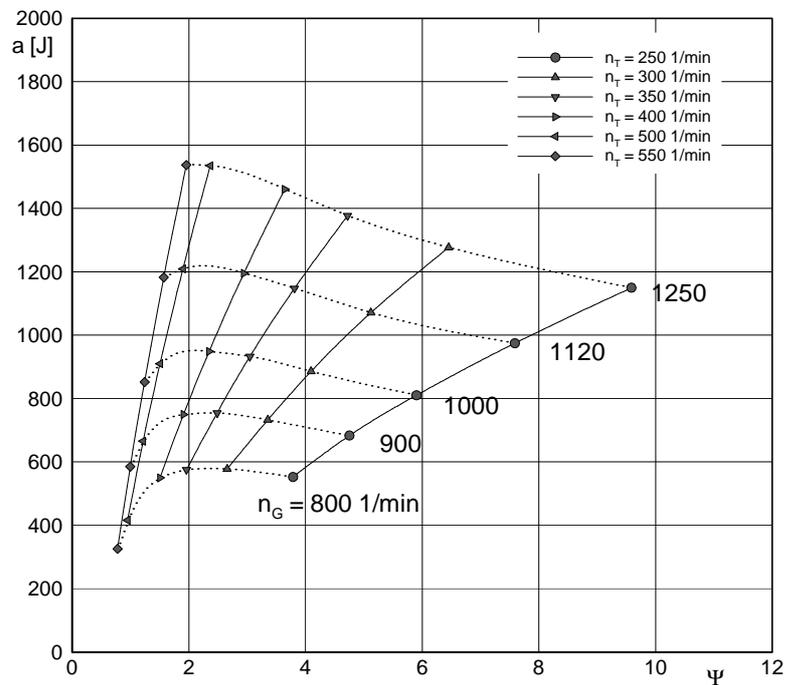


Abb.6: Spezifische Arbeit a_T über der Druckzahl ψ "FULL"-Fall

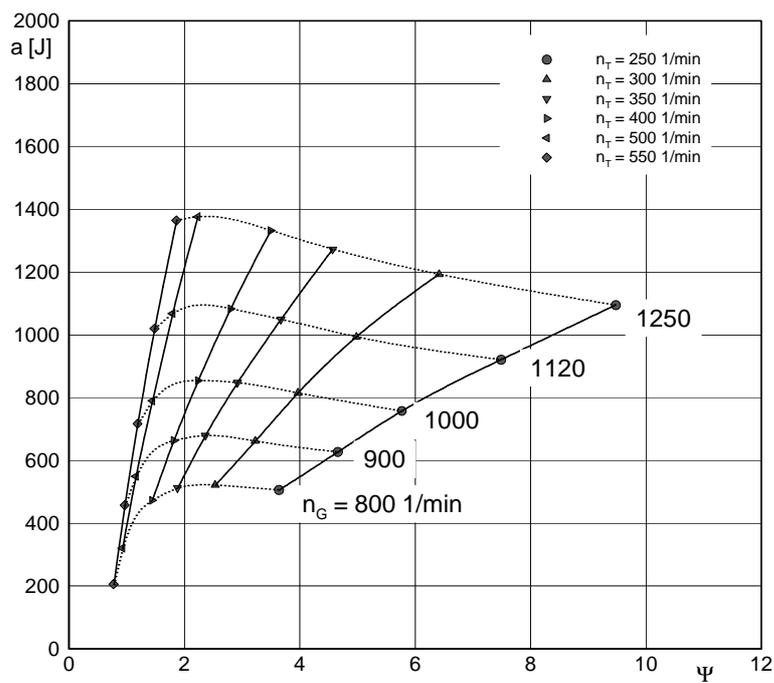


Abb.7: Spezifische Arbeit a_T über der Druckzahl ψ "CENT"-Fall

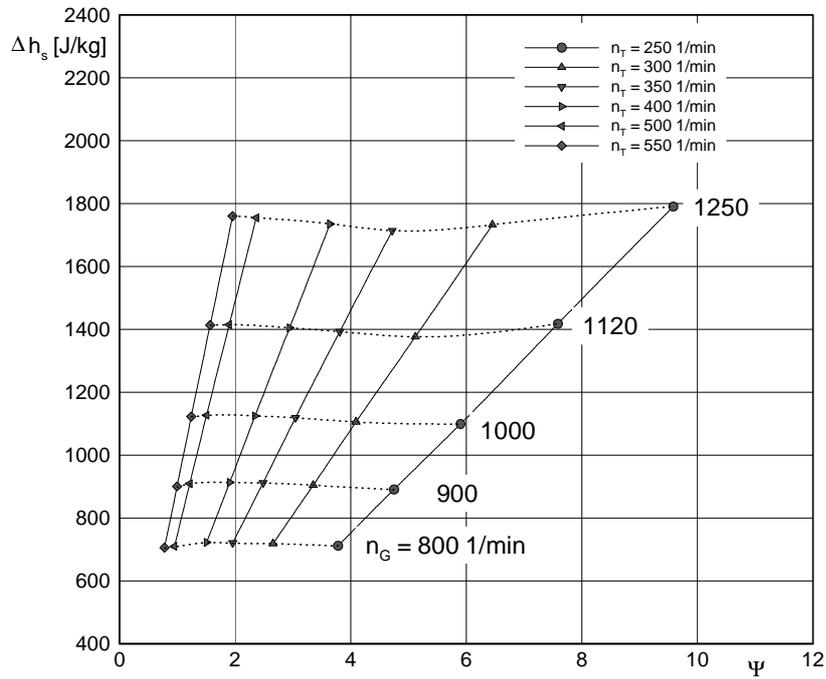


Abb.8: Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s über der Druckzahl Ψ "FULL"-Fall

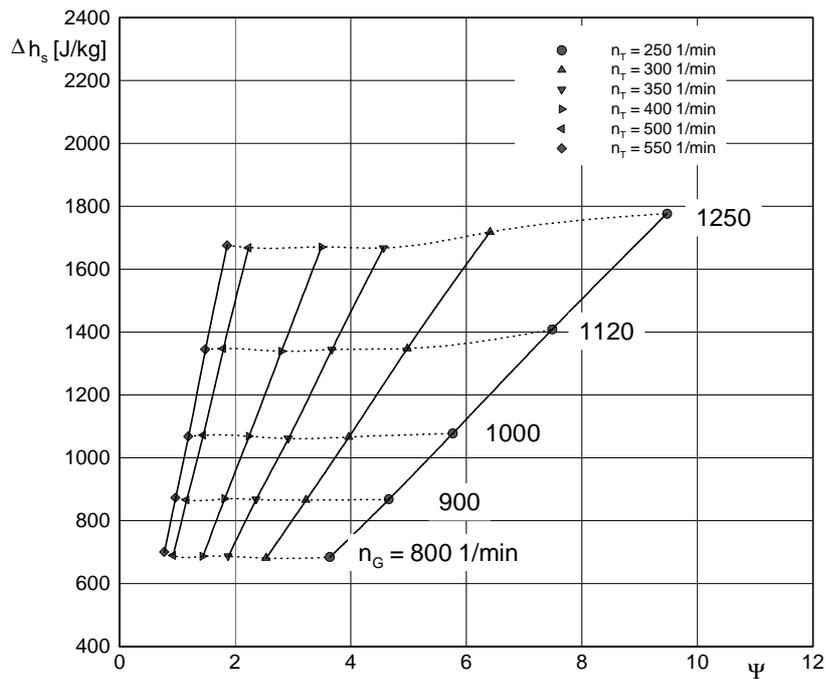


Abb.9: Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s über der Druckzahl Ψ "CENT"-Fall

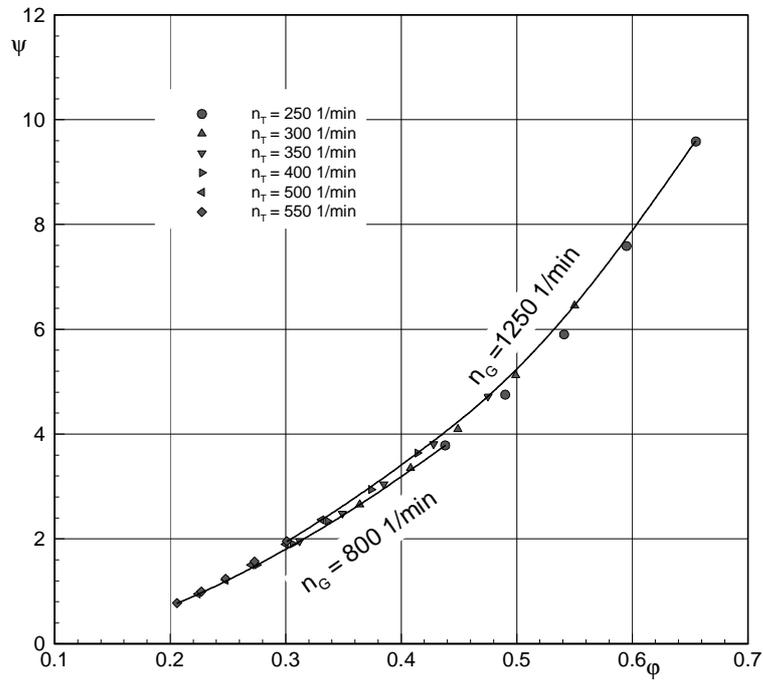


Abb.10: Druckzahl Ψ über der Durchflusszahl ϕ "FULL"-Fall

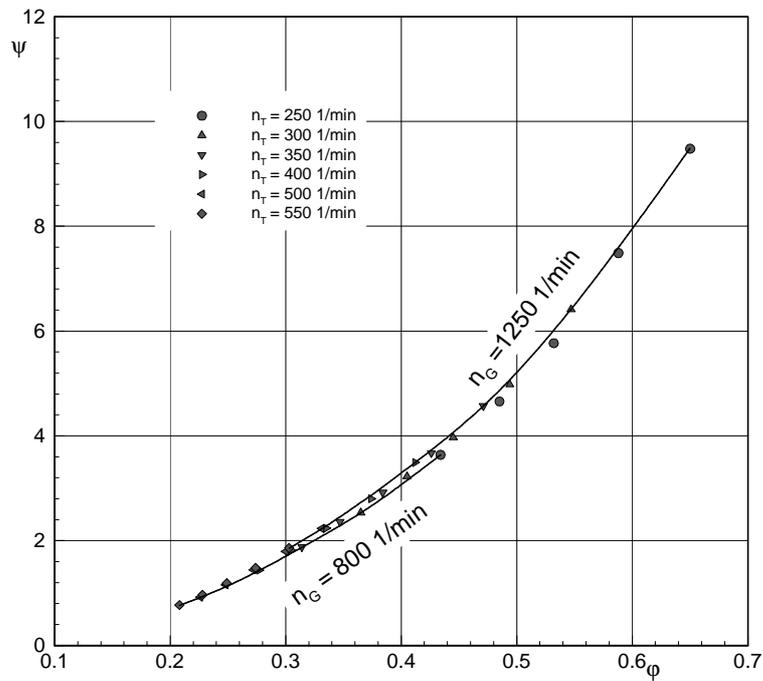


Abb.11: Druckzahl Ψ über der Durchflusszahl ϕ "CENT"-Fall

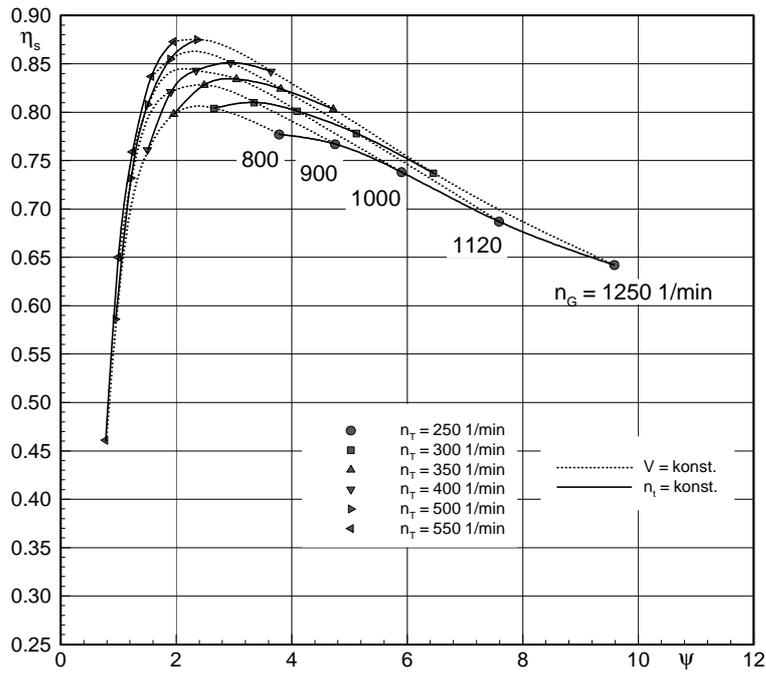


Abb.12: Isentroper Wirkungsgrad η_s über der Druckzahl ψ "FULL"-Fall

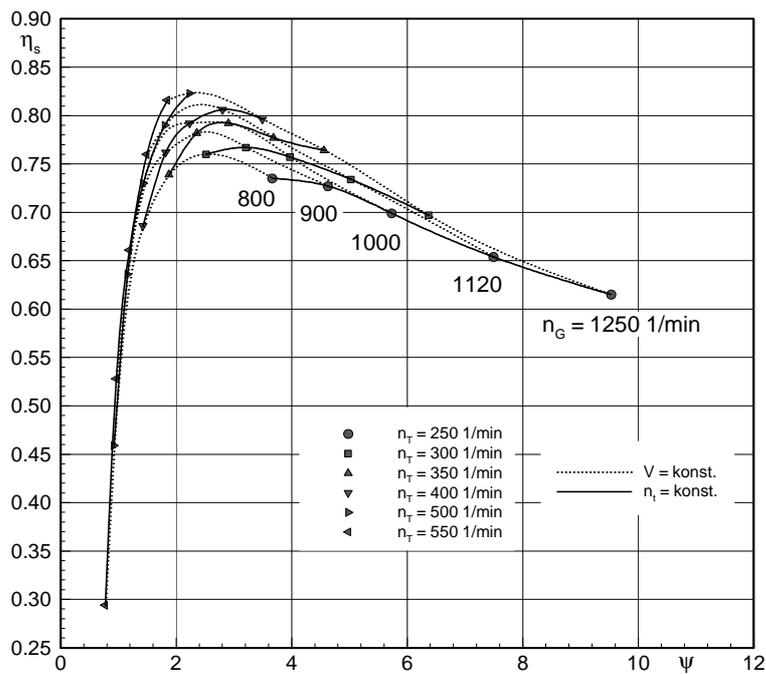


Abb.13: Isentroper Wirkungsgrad η_s über der Druckzahl ψ "CENT"-Fall

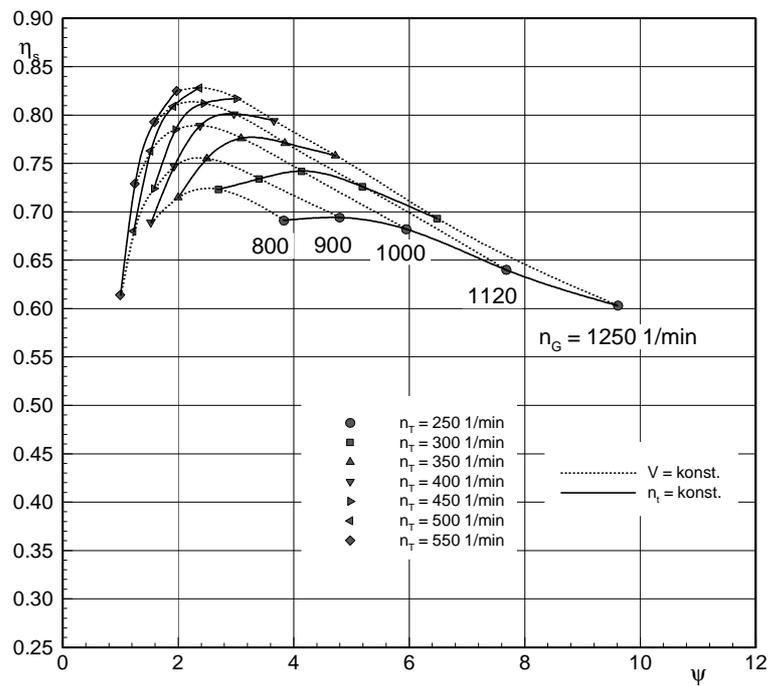


Abb.14: Isentroper Wirkungsgrad η_s über der Druckzahl ψ im Fall "FULL" mit einem Verhältnis von Spaltweite zu Schaufelhöhe von ca. 1,8 % nach Peters [2001]

6.2 Profildruckmessung

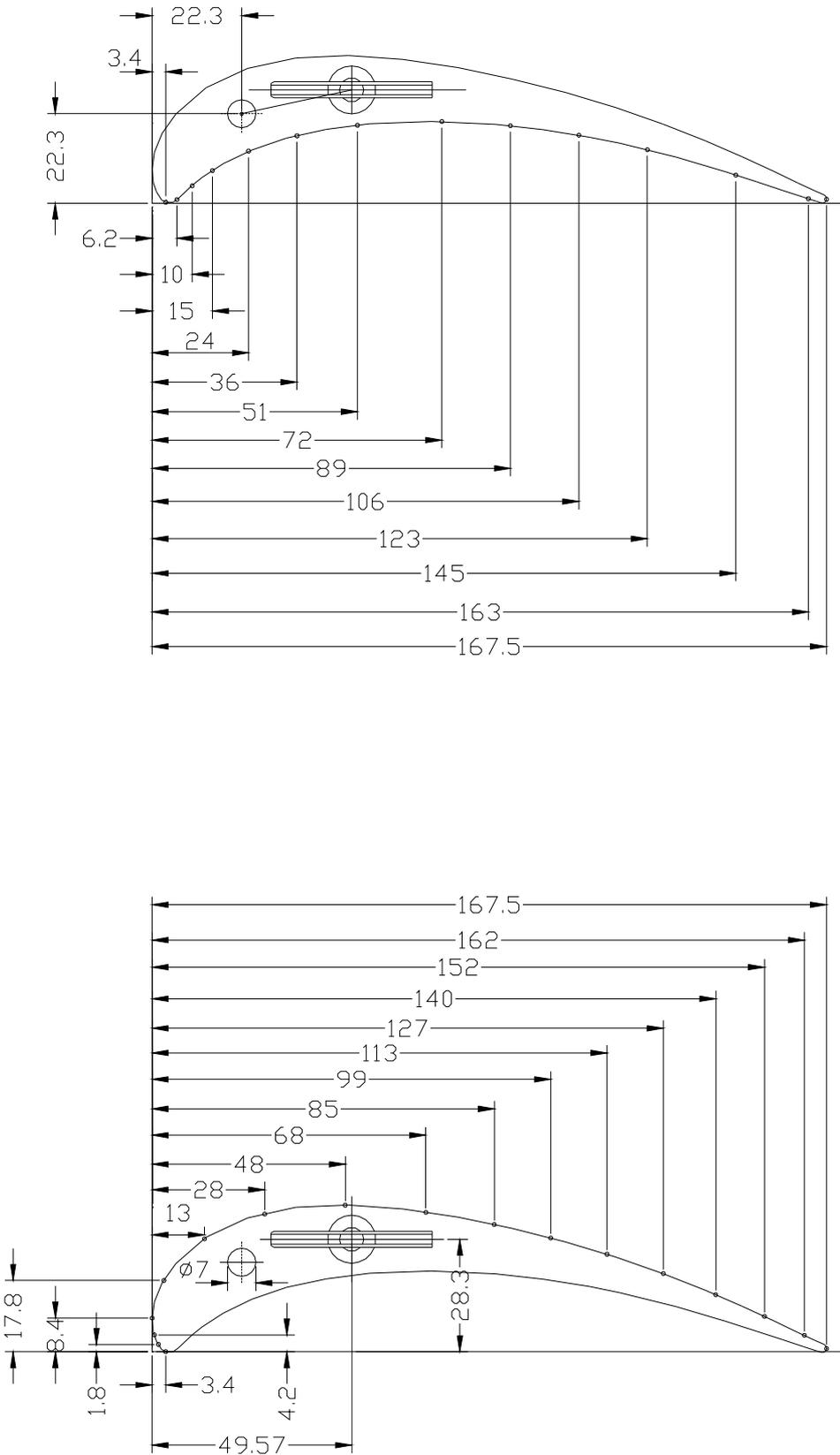


Abb.15: Lage der Laufrad-Profildruckbohrungen (Koaxialschnitt)

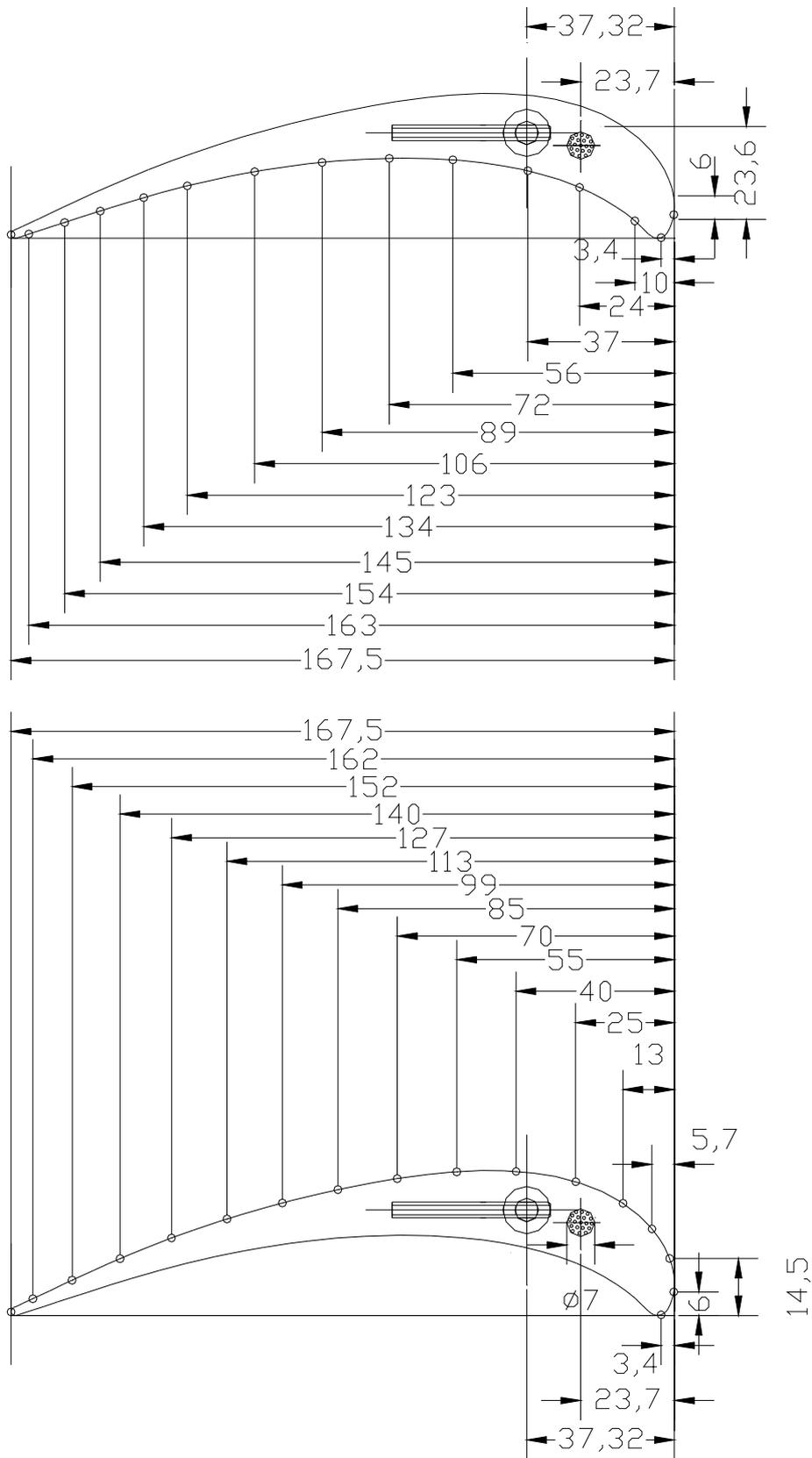


Abb.16: Lage der Leitrad-Profildruckbohrungen (Koaxialschnitt)

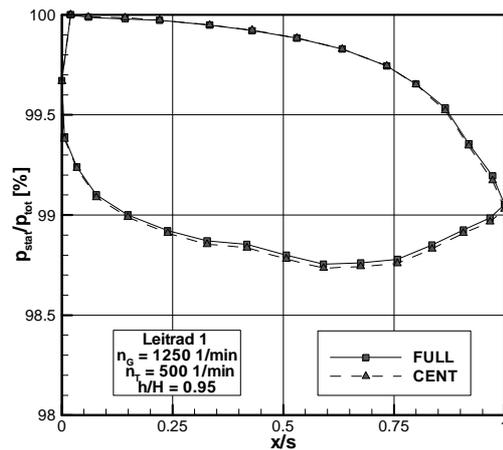


Abb.17: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

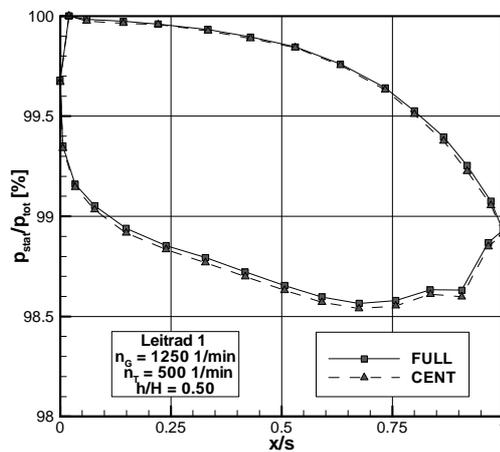


Abb.18: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

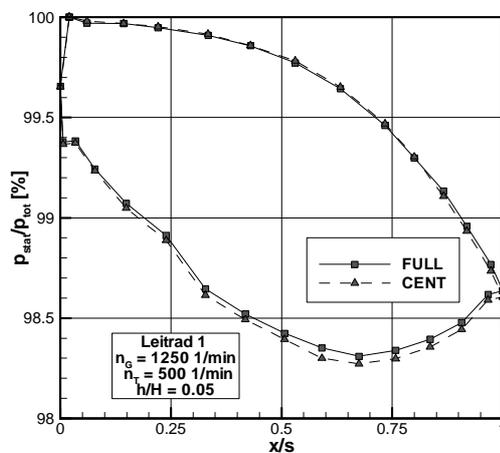


Abb.19: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,05$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

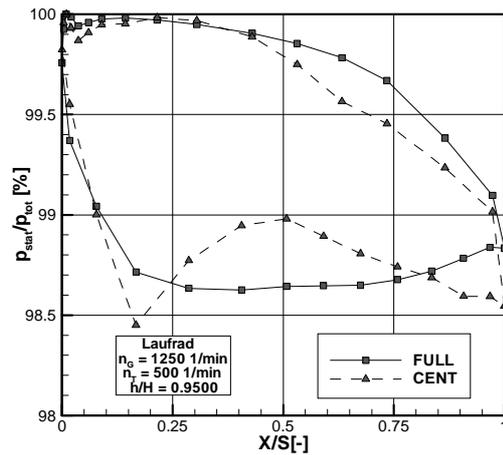


Abb.20: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

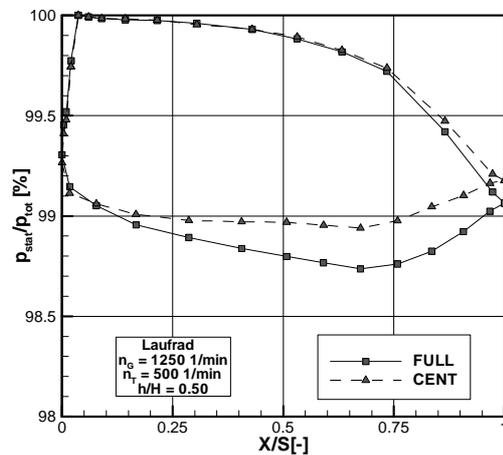


Abb.21: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

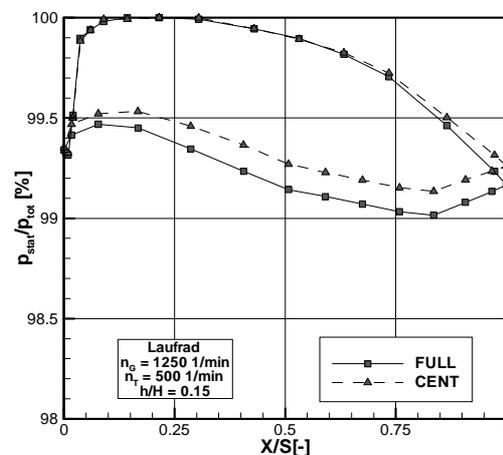


Abb.22: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,15$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

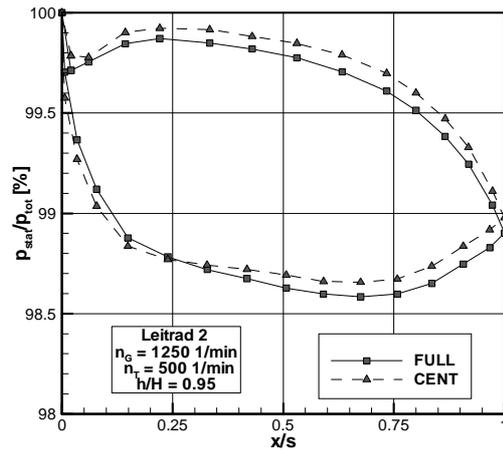


Abb.23: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,95$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

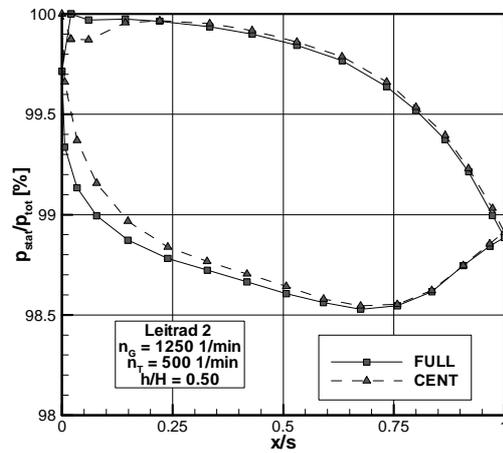


Abb.24: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,50$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

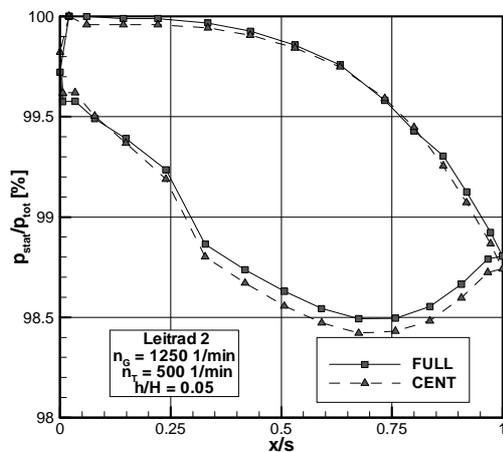


Abb.25: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,05$; $n_G = 1250$ 1/min; $n_T = 500$ 1/min)

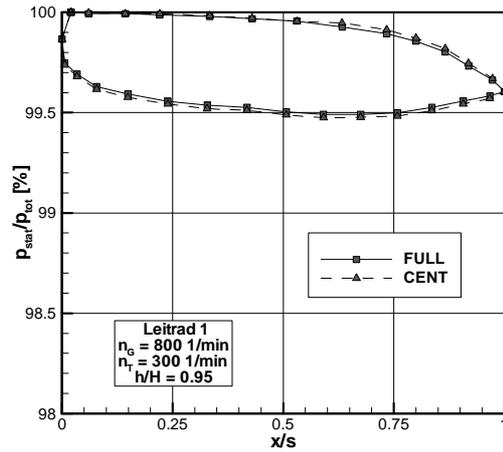


Abb.26: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

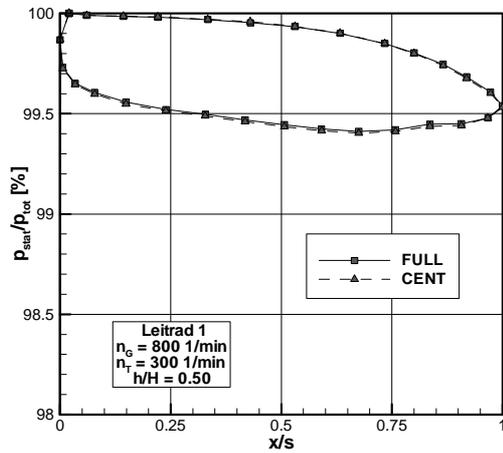


Abb.27: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

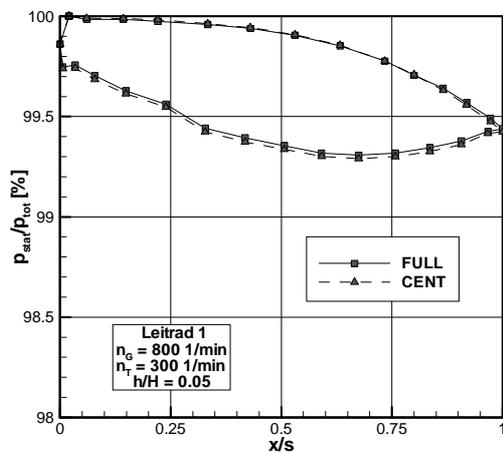


Abb.28: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 1; $h/H = 0,05$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

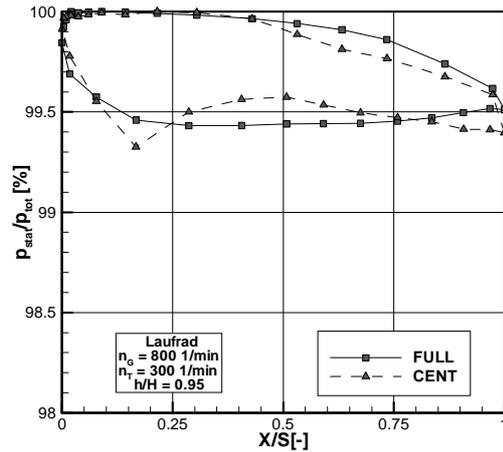


Abb.29: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

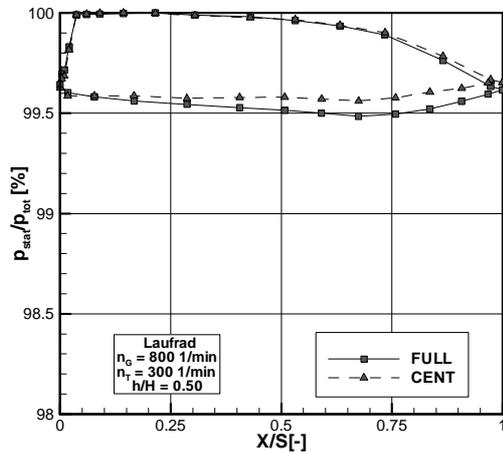


Abb.30: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

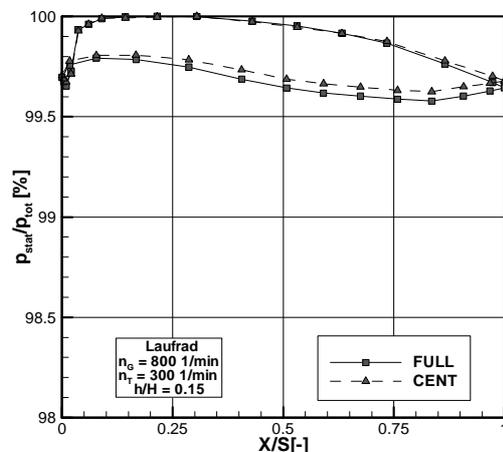


Abb.31: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Laufrad; $h/H = 0,15$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

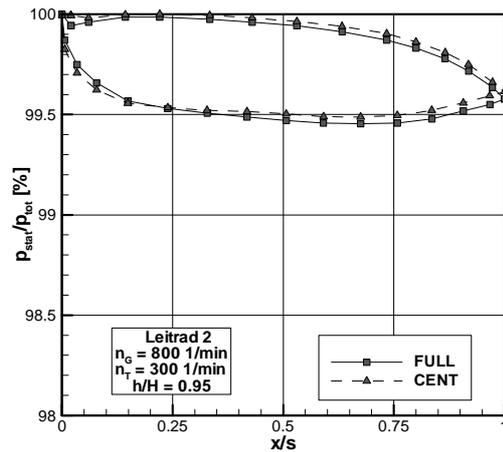


Abb.32: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,95$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

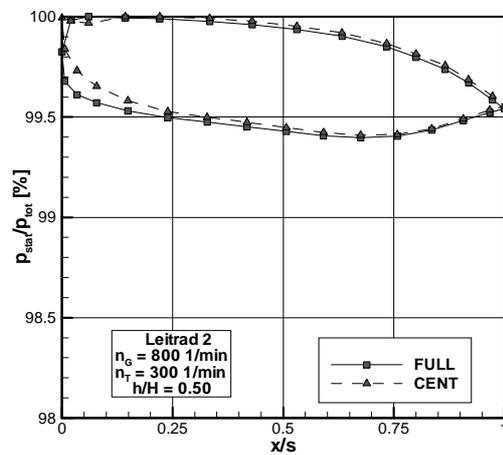


Abb.33: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,50$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

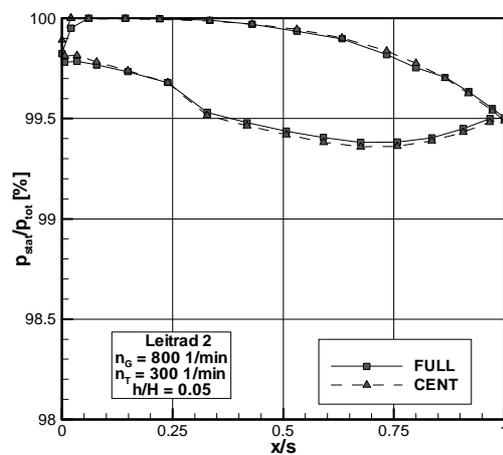


Abb.34: Vergleich von p_{stat} / p_{tot} der Profilmströmung bei unterschiedlichen Deckbändern (Leitrad 2; $h/H = 0,05$; $n_G = 800$ 1/min; $n_T = 300$ 1/min)

6.3 Fünflochsondenmessung

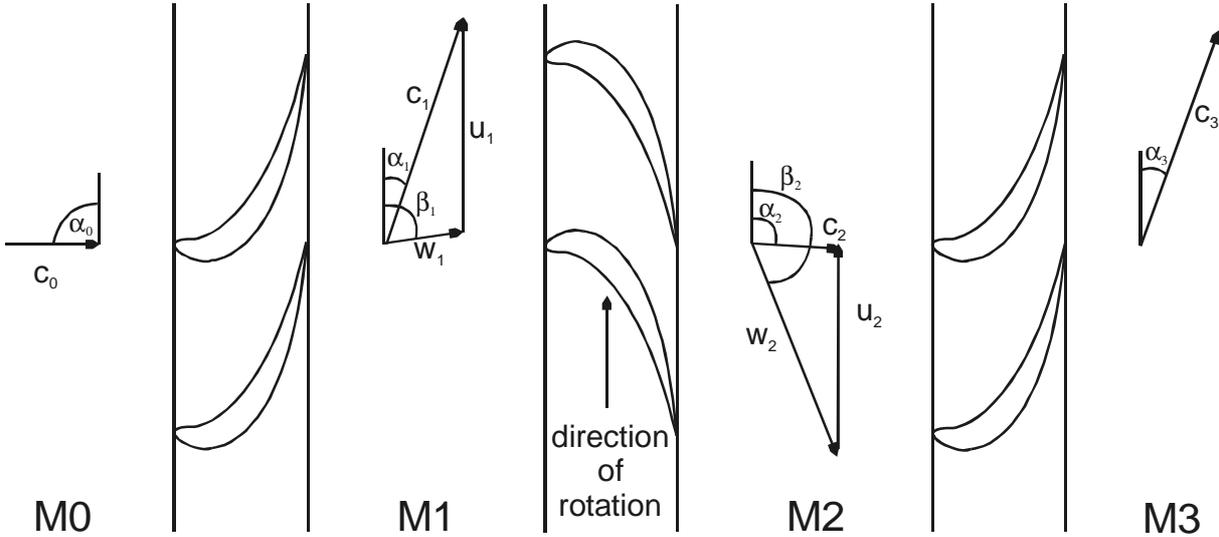


Abb.35: Definition der Winkel und Geschwindigkeiten im Schaufelkanal

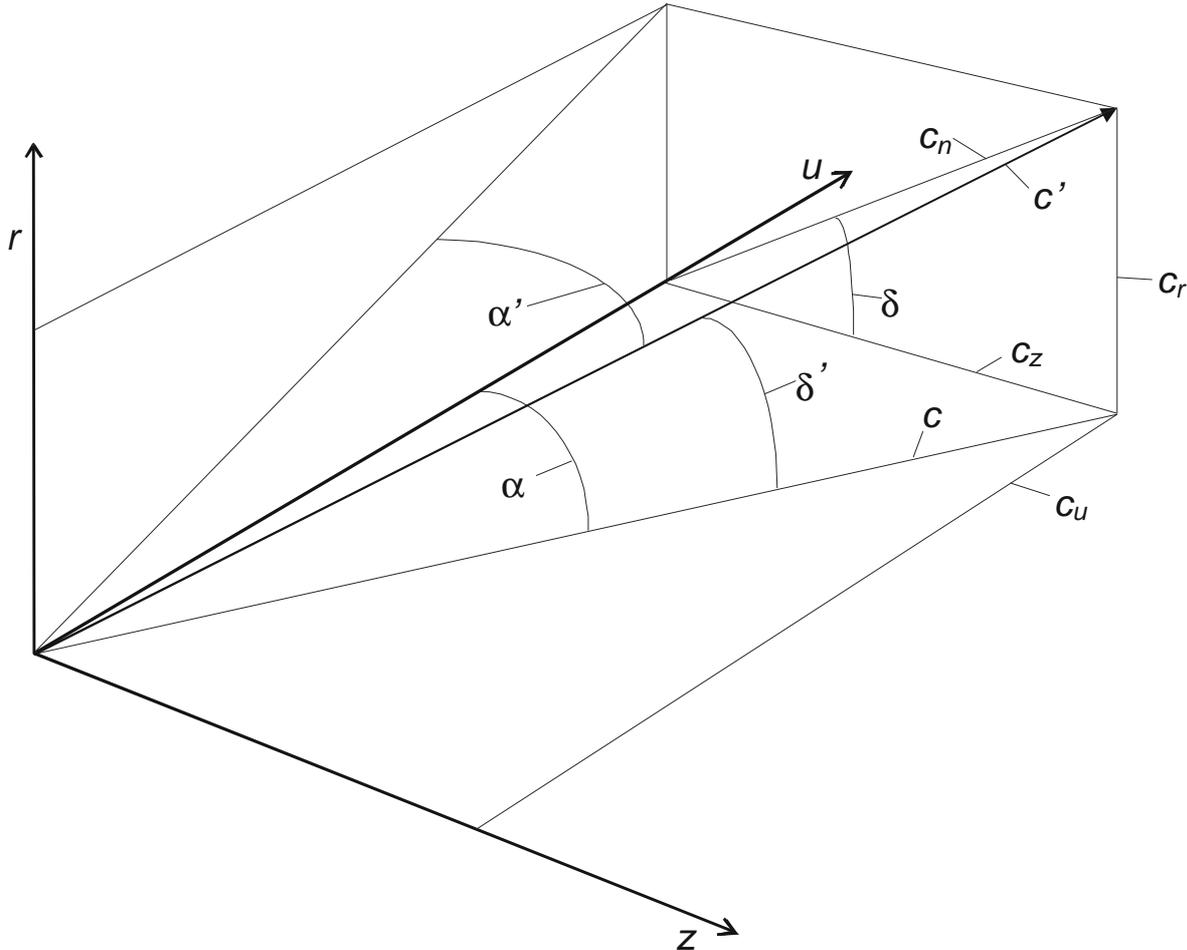


Abb.36: Definition der Winkel und Geschwindigkeiten im Raum

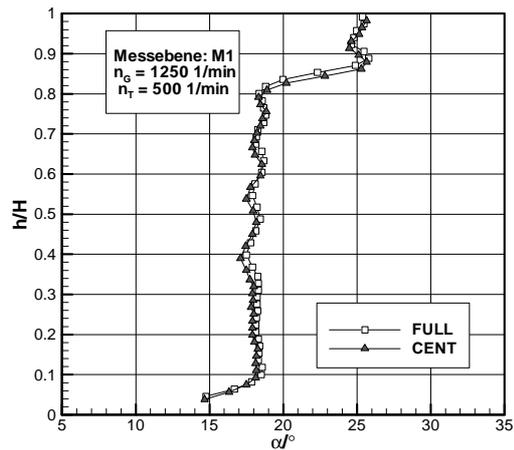


Abb.37: Vergleich der Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M1, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

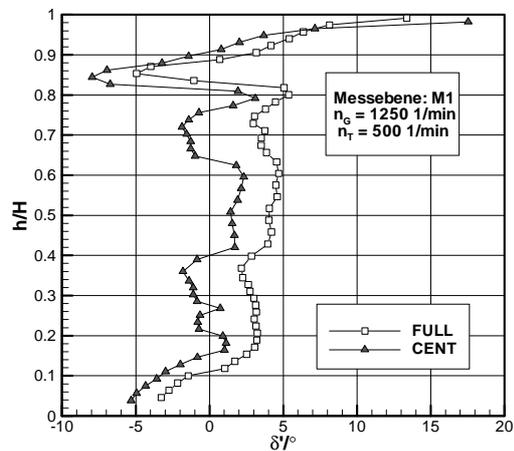


Abb.38: Vergleich der Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M1, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

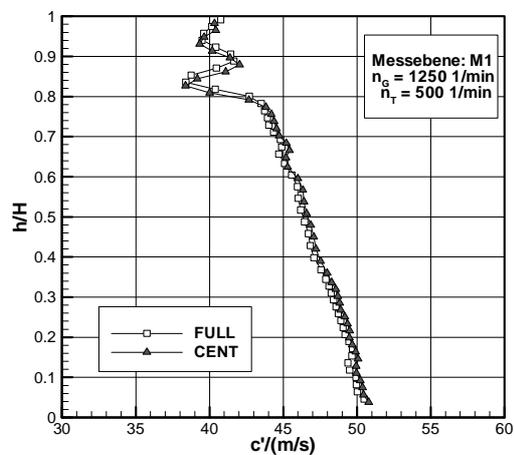


Abb.39: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M1, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

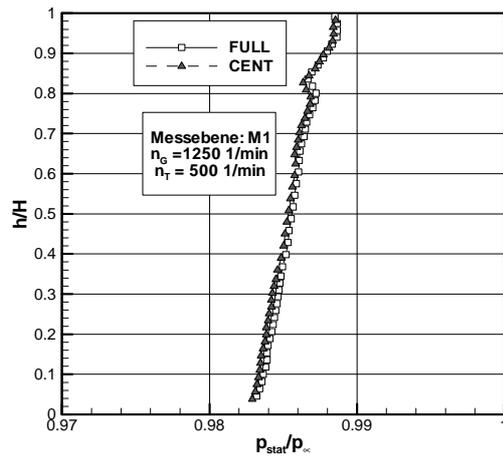


Abb.40: Vergleich von p_{stat}/p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M1, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

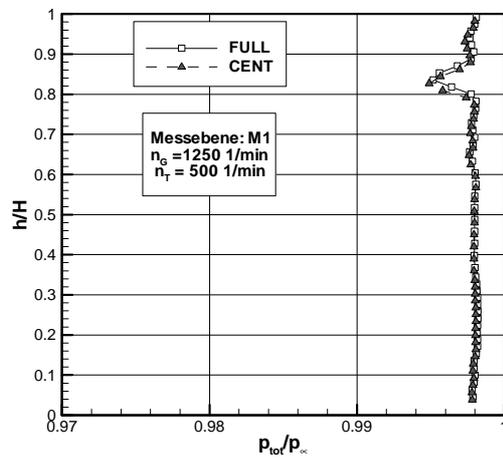


Abb.41: Vergleich von p_{tot}/p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M1, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

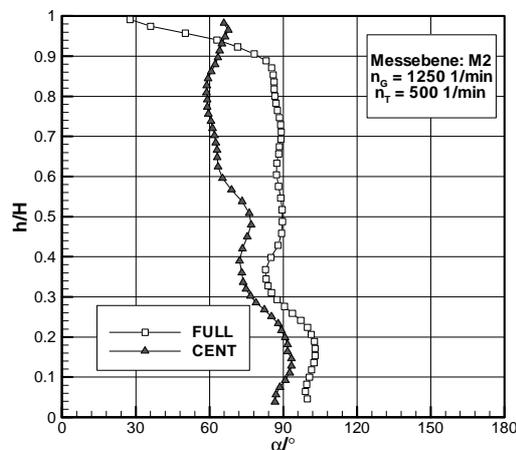


Abb.42: Vergleich der Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

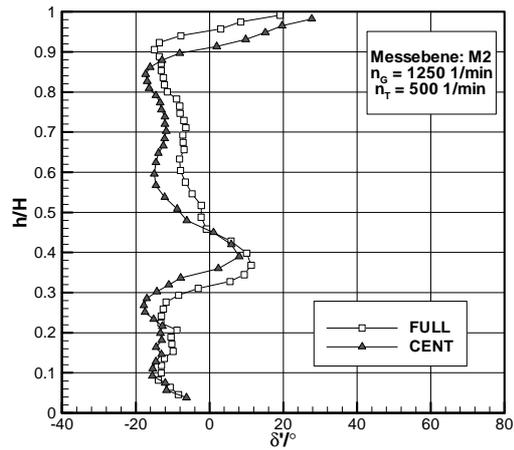


Abb.43: Vergleich der Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

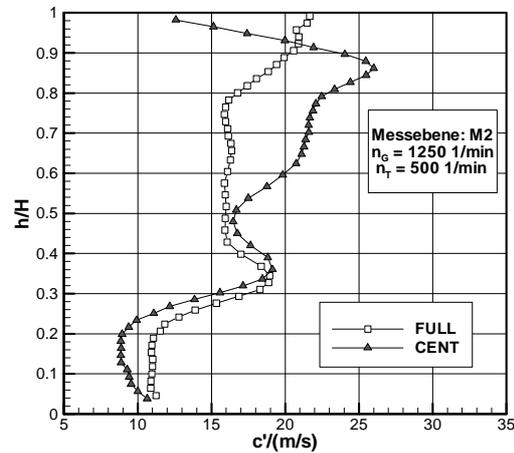


Abb.44: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

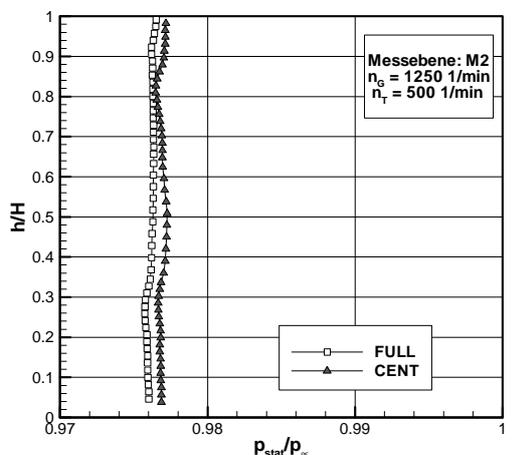


Abb.45: Vergleich von p_{stat} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

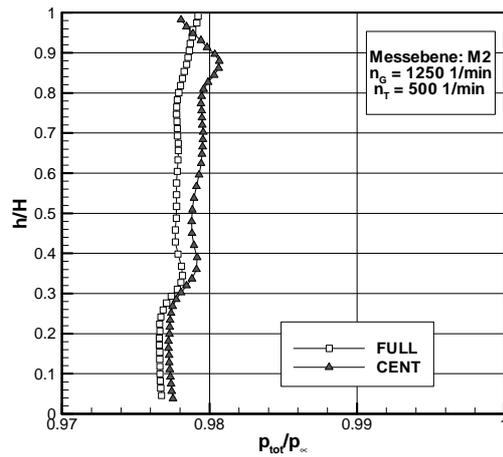


Abb.46: Vergleich von p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

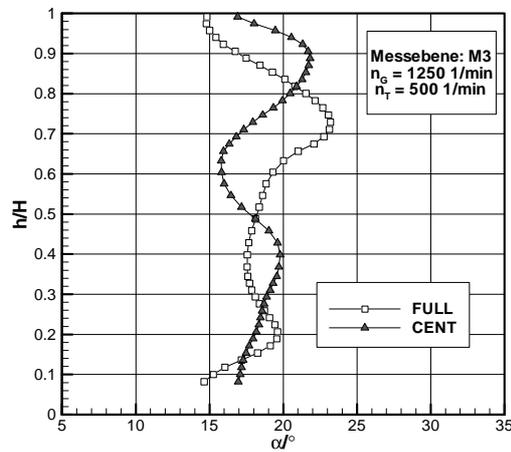


Abb.47: Vergleich der umfangsgemittelten Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

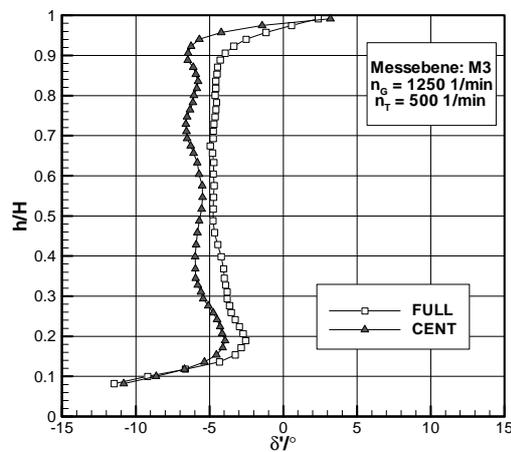


Abb.48: Vergleich der umfangsgemittelten Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

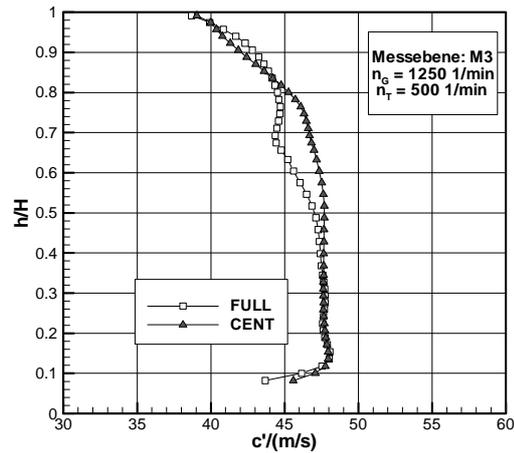


Abb.49: Vergleich der umfangsgemittelten Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

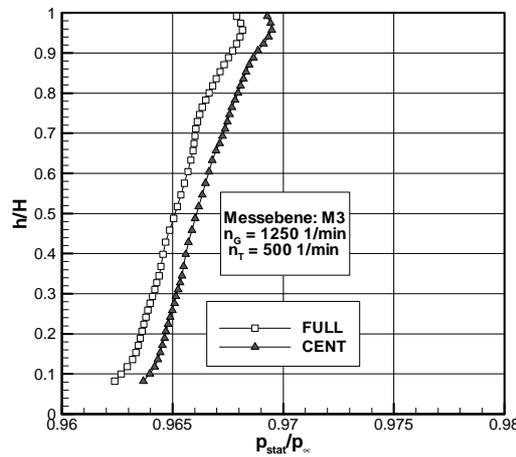


Abb.50: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{stat} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

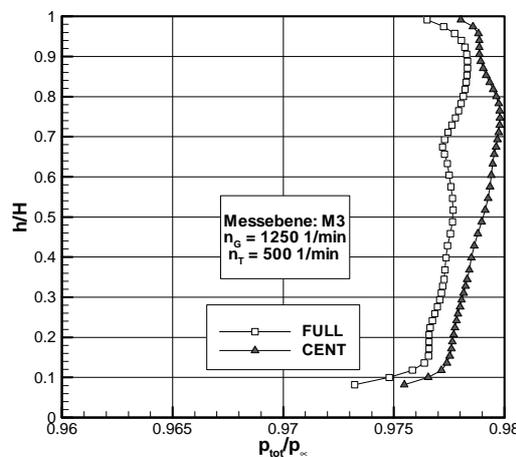


Abb.51: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 1250$, $n_T = 500$)

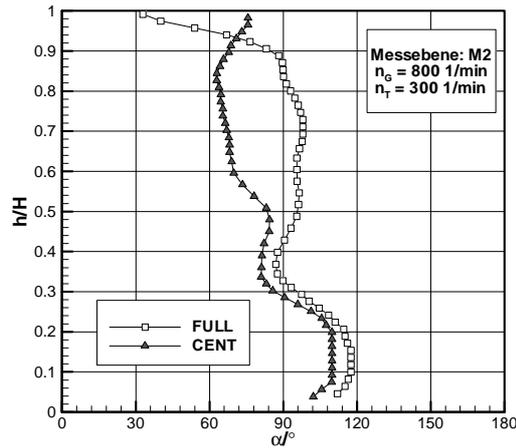


Abb.52: Vergleich der umfangsgemittelten Gierwinkel α bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 800$, $n_T = 300$)

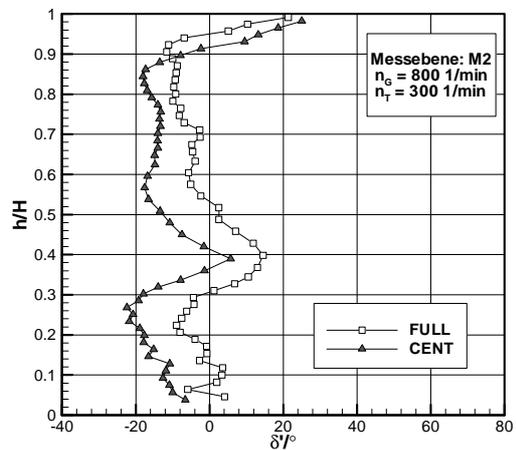


Abb.53: Vergleich der umfangsgemittelten Nickwinkel δ' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 800$, $n_T = 300$)

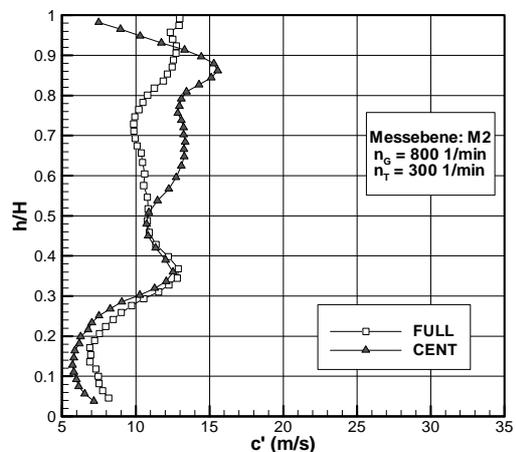


Abb.54: Vergleich der Geschwindigkeit c' bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M2, $n_G = 800$, $n_T = 300$)

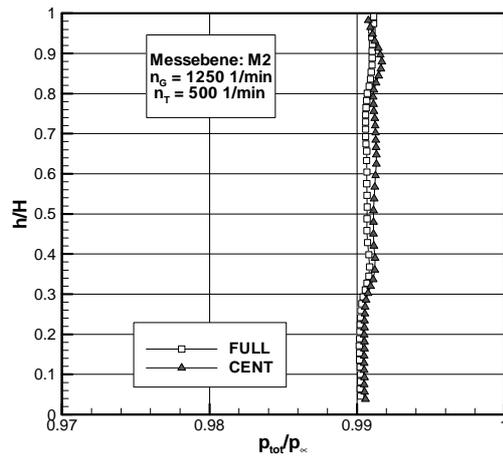
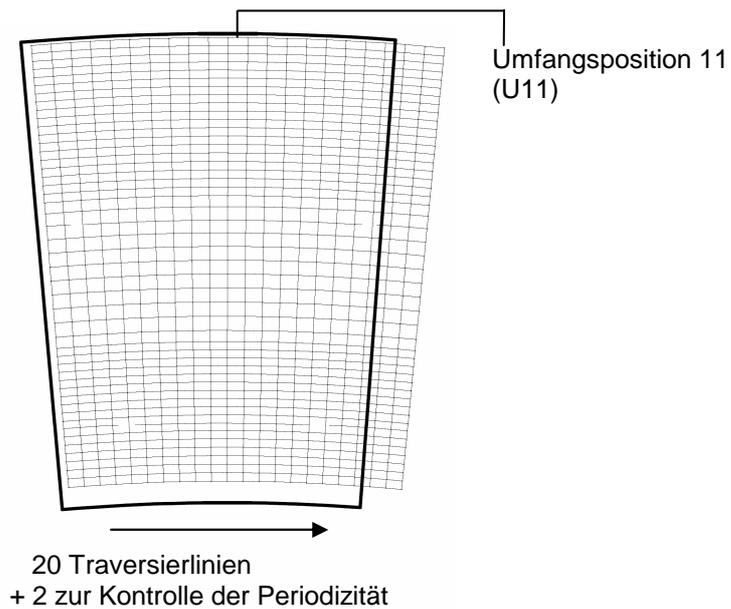


Abb.55: Vergleich des umfangsgemittelten Druckverhältnisses p_{tot} / p_0 bei unterschiedlichen Deckbändern (Messebene M3, $n_G = 800$, $n_T = 300$)



rel. Schaufelhöhe	Anzahl Messpunkte
67 – 100 %	20
33 – 67 %	10
0 - 33 %	18

Abb.56: Darstellung der Traversierlinien mit den zugehörigen Messpunkten des Feldes der Fünflochsonde

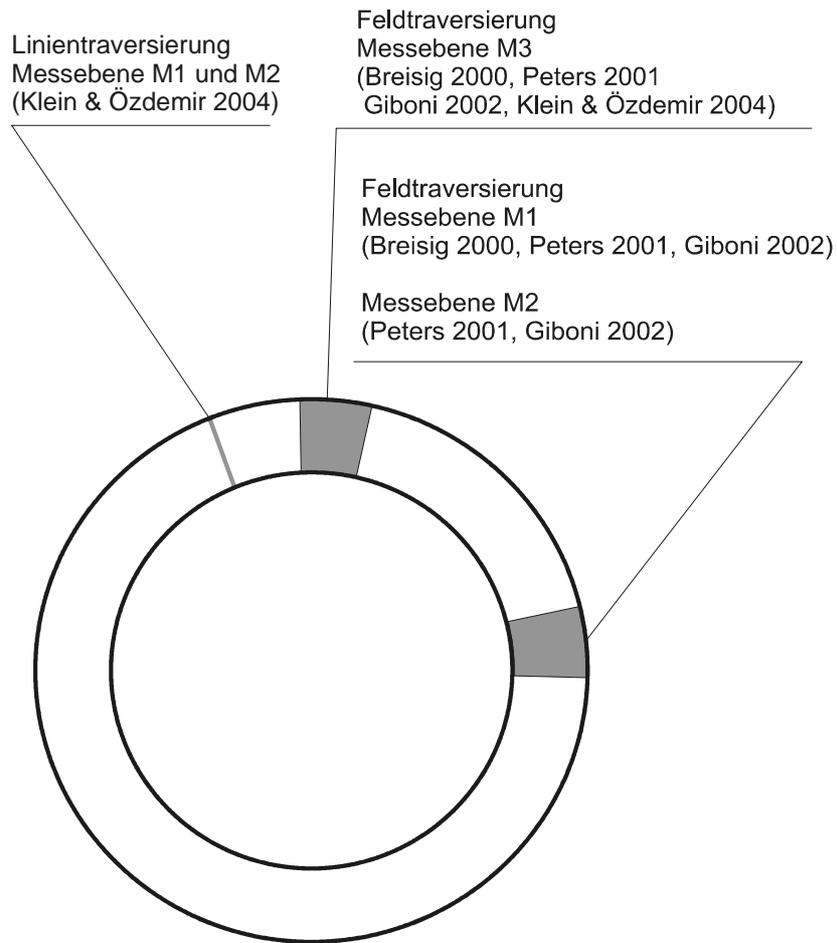


Abb.57: Messstellen am Umfang der Axialturbine 2 in Strömungsrichtung

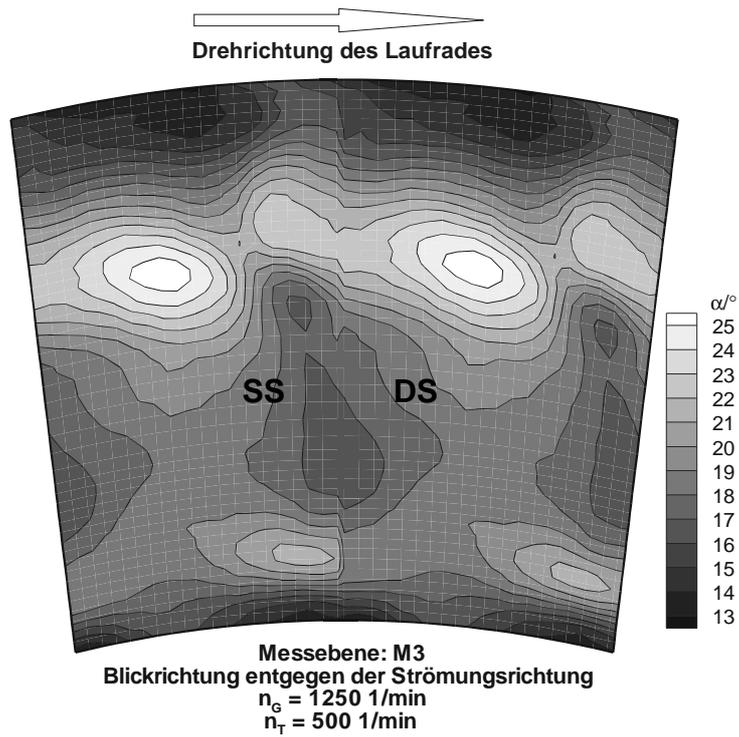


Abb.58: Gierwinkelverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

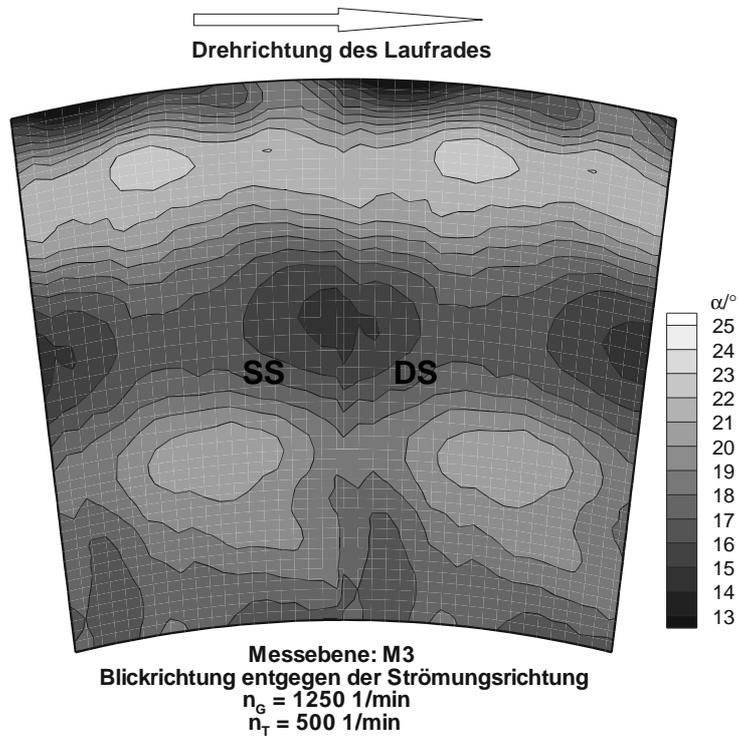


Abb.59: Gierwinkelverteilung beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

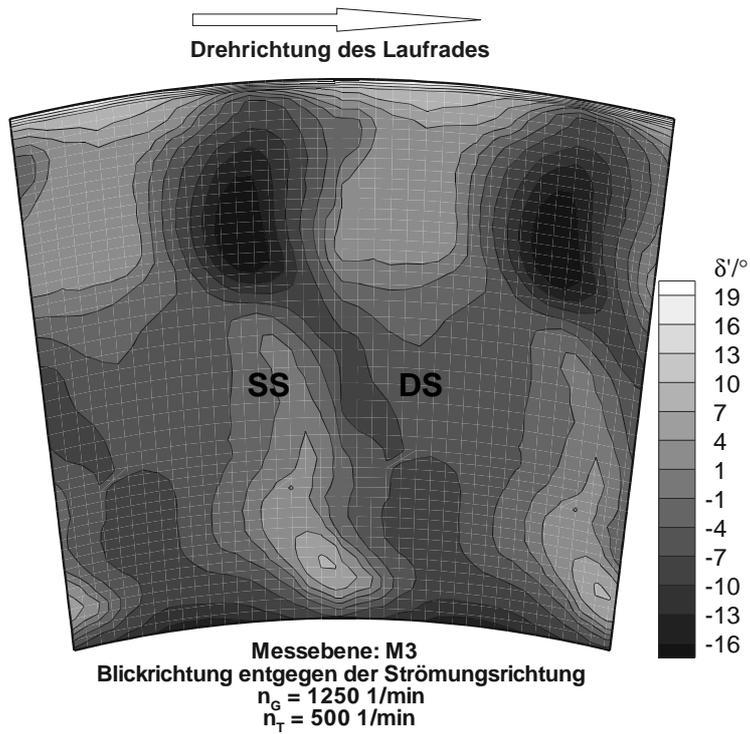


Abb.60: Nickwinkelverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

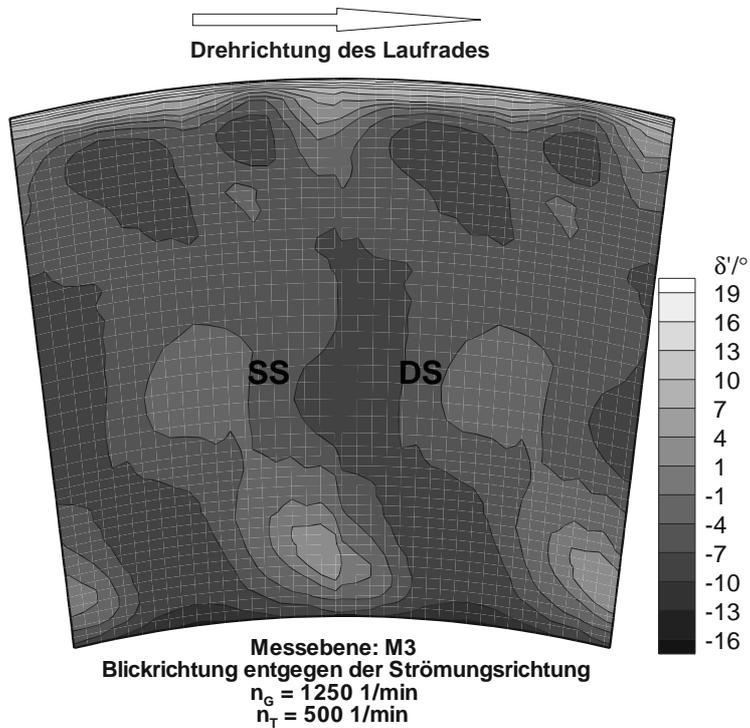


Abb.61: Nickwinkelverteilung beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

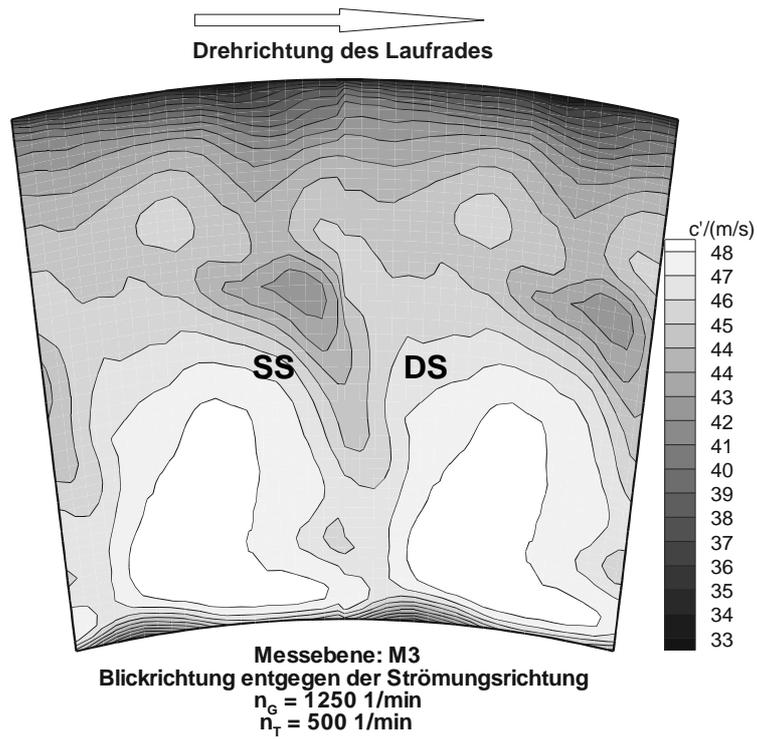


Abb.62: Geschwindigkeitsverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

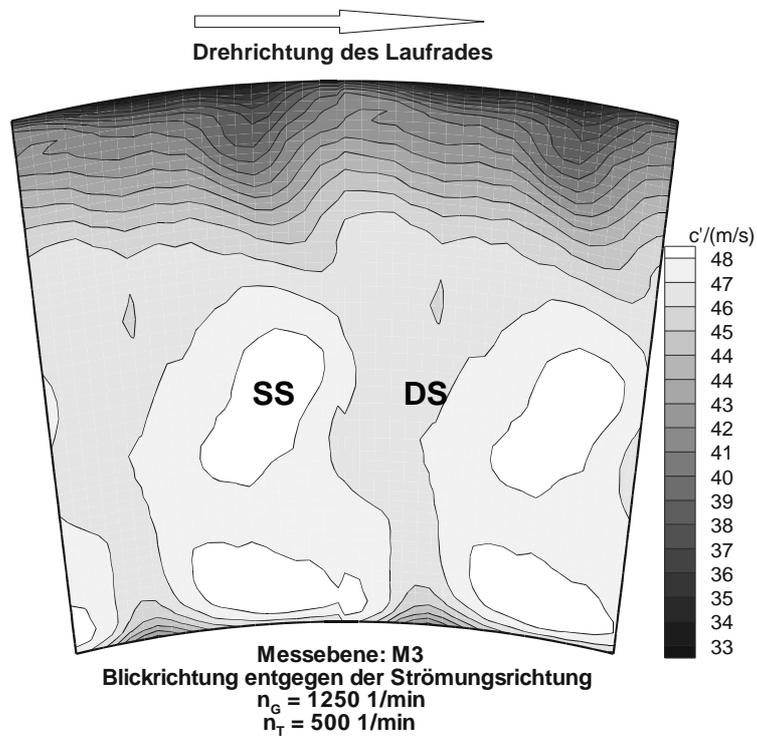


Abb.63: Geschwindigkeitsverteilung beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

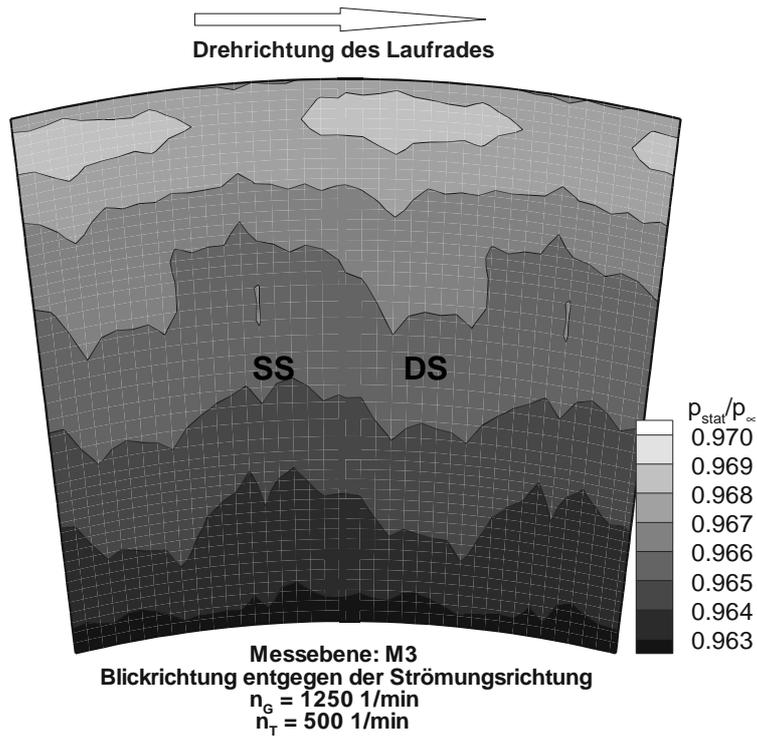


Abb.64: Druckverteilung p_{stat} / p_0 beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

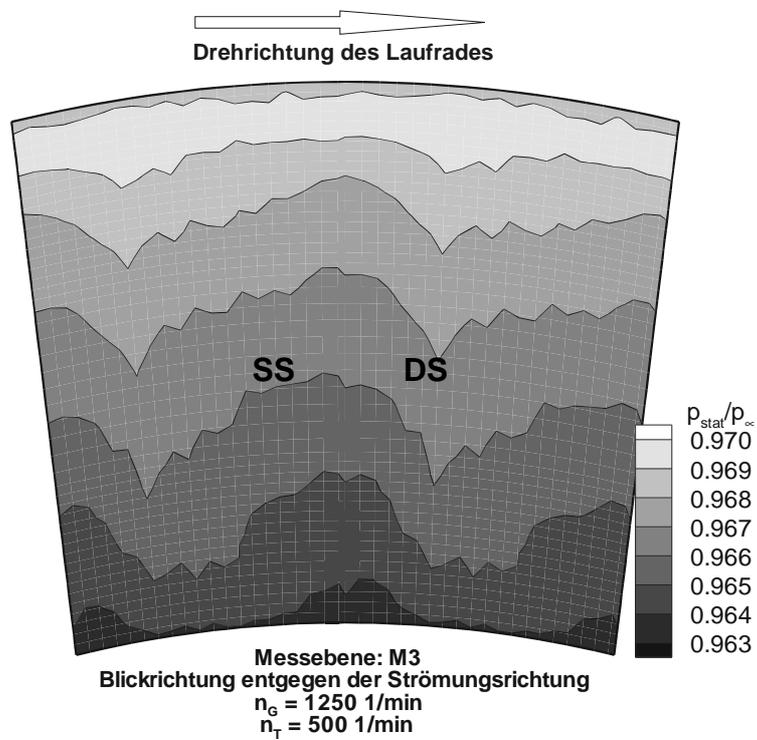


Abb.65: Druckverteilung p_{stat} / p_0 beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

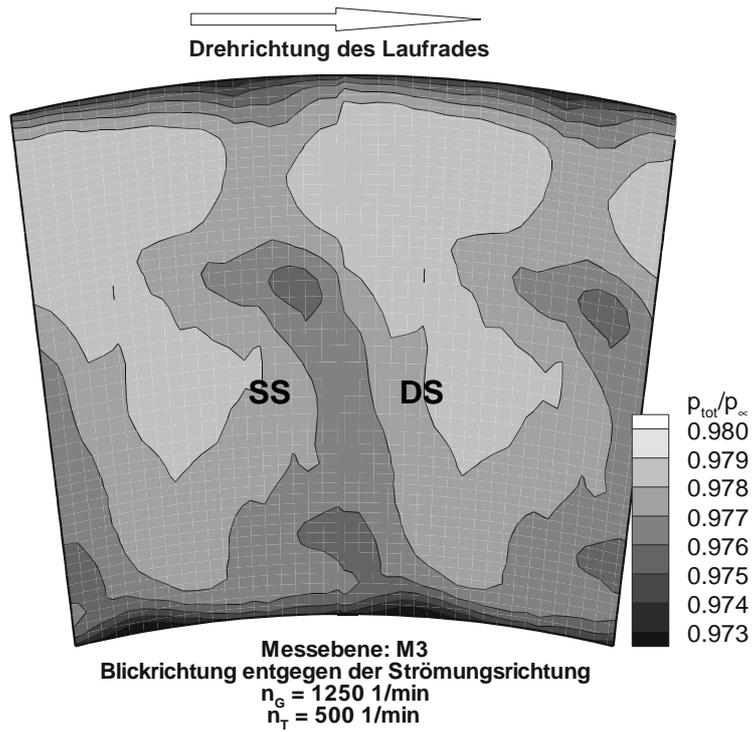


Abb.66: Druckverteilung p_{tot} / p_0 beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

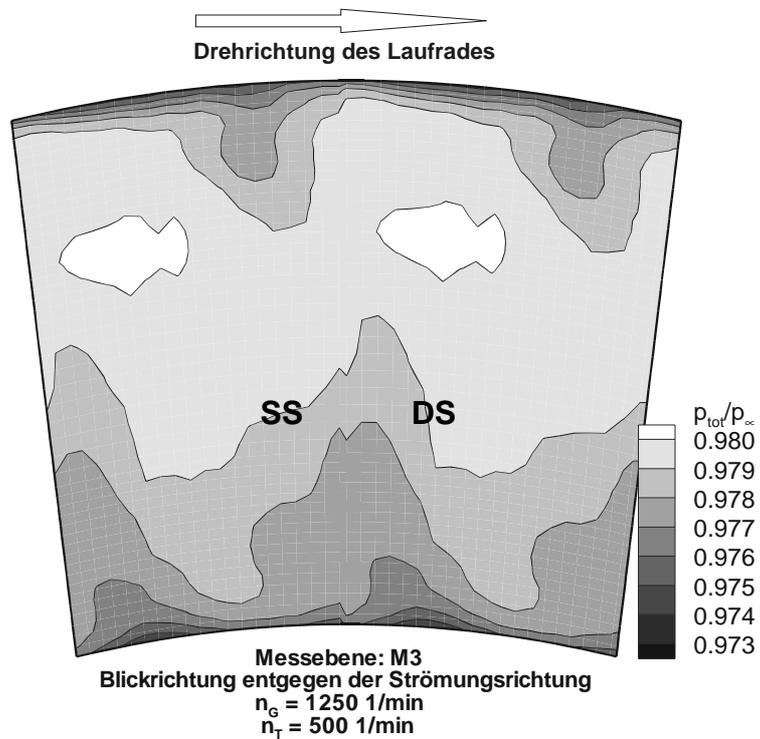


Abb.67: Druckverteilung p_{tot} / p_0 beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

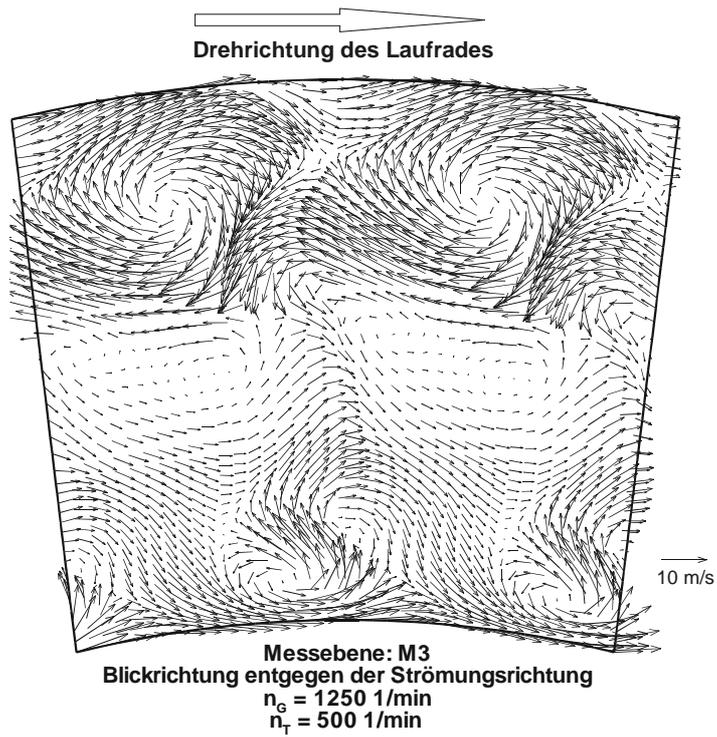


Abb.68: Sekundärströmungsverteilung beim vollen Deckband "FULL" (Messebene M3)

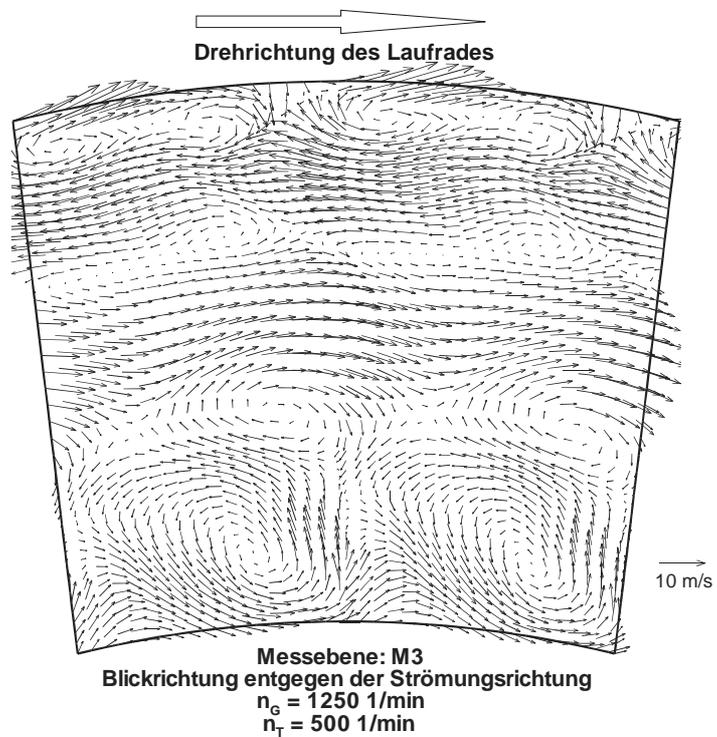


Abb.69: Sekundärströmungsverteilung beim gekürzten Deckband "CENT" (Messebene M3)

6.4 Hitzdrahtmessung

ANMERKUNG: HD,n = Hitzdrahtmessung zum Zeitpunkt n
HDM = Hitzdrahtmessungen gemittelt
PN = Pneumatische Fünflochsonde

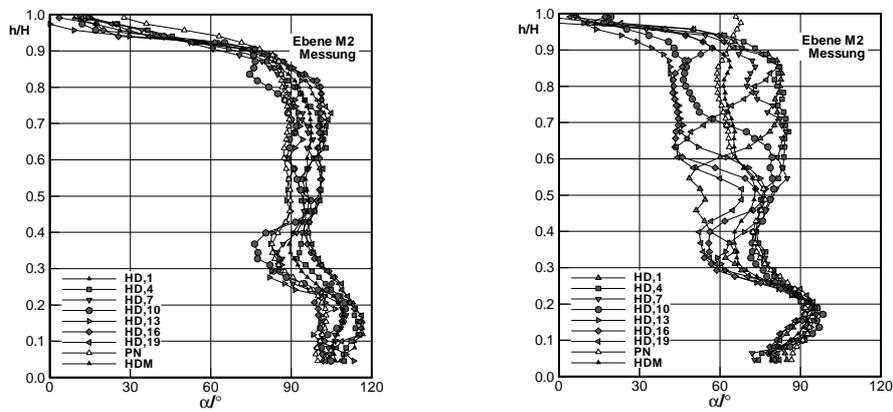


Abb.70: Absoluter Gierwinkel α beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

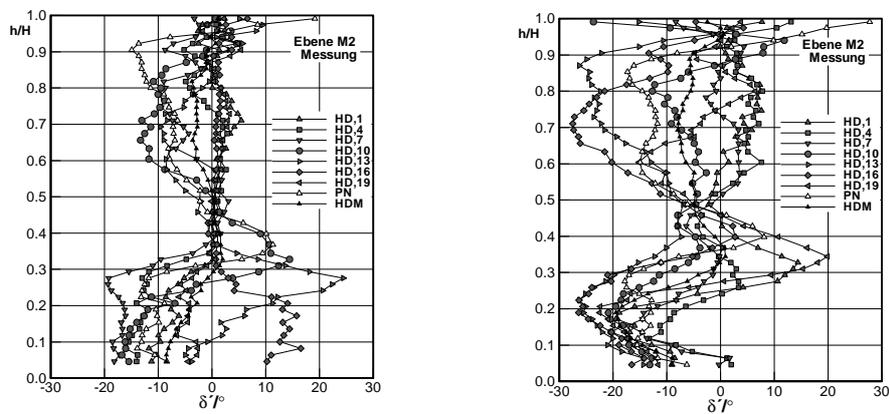


Abb.71: Absoluter Nickwinkel δ beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

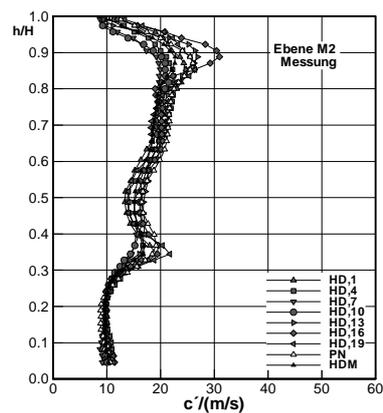
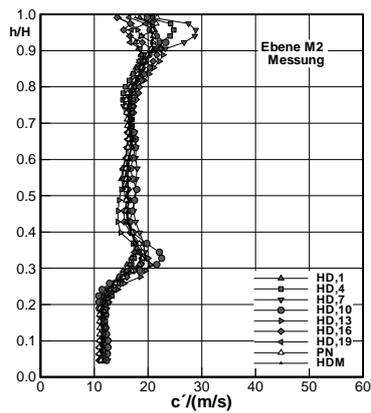


Abb.72: Absolutgeschwindigkeit c' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

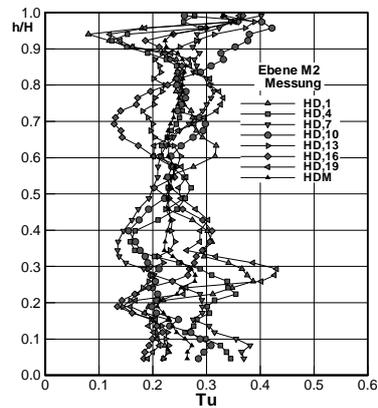
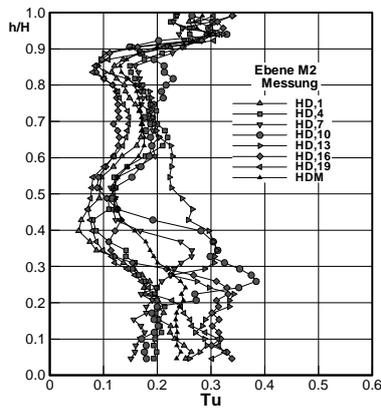


Abb.73: Absoluter Turbulenzgrad Tu beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) (Messebene M2)

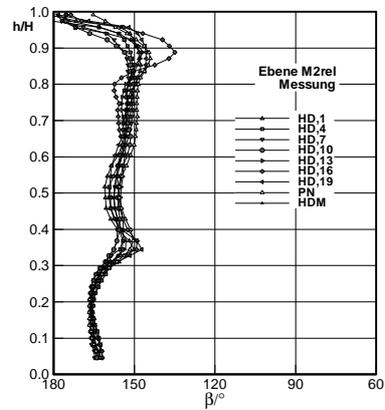
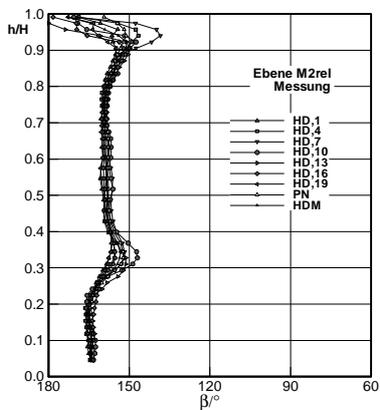


Abb.74: Relativer Gierwinkel β beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

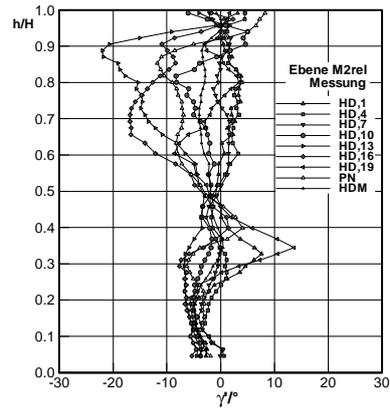
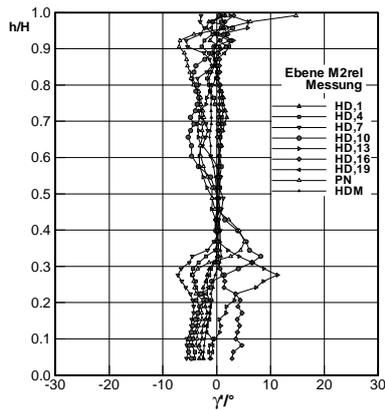


Abb.75: Relativer Nickwinkel γ' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

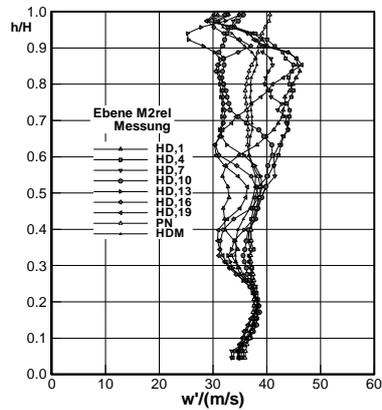
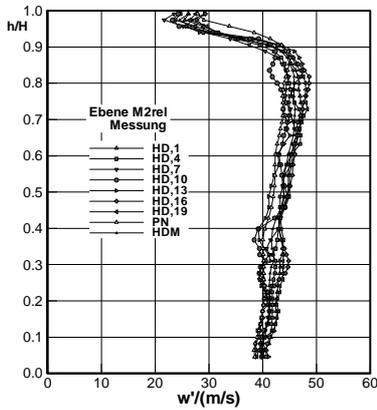


Abb.76: Relativgeschwindigkeit w' beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

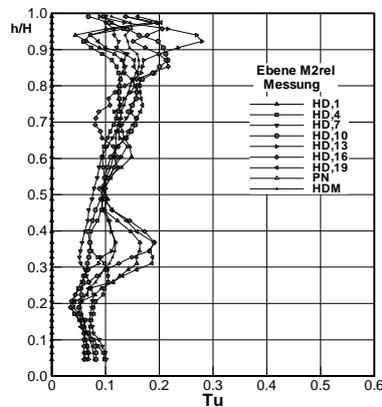
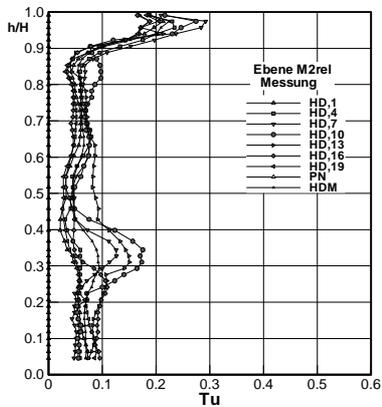


Abb.77: Relativer Turbulenzgrad Tu beim vollen Deckband "FULL" (links) und beim gekürzten Deckband "CENT" (rechts) in Messebene M2

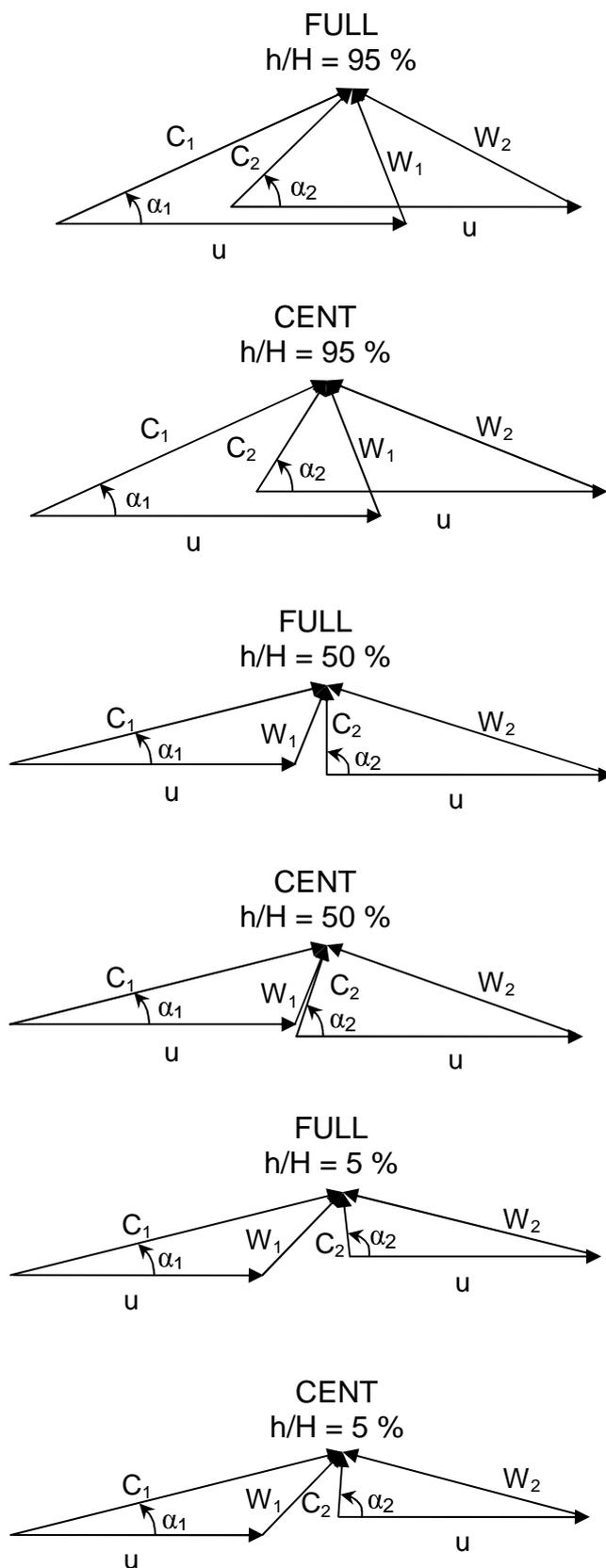


Abb.78: Geschwindigkeitsdreiecke des vollen (FULL) und gekürzten (CENT) Deckbandes bei einer relativen Höhe h/H von 5, 50 und 95 %

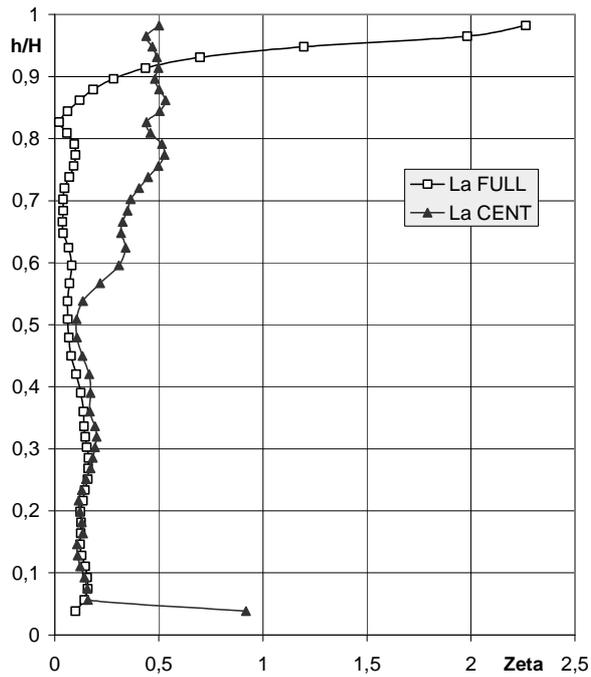


Abb.79: Totaldruckverlustbeiwert ζ des Laufrades für das volle (FULL) und gekürzte (CENT) Deckband über der relativen Kanalhöhe h/H

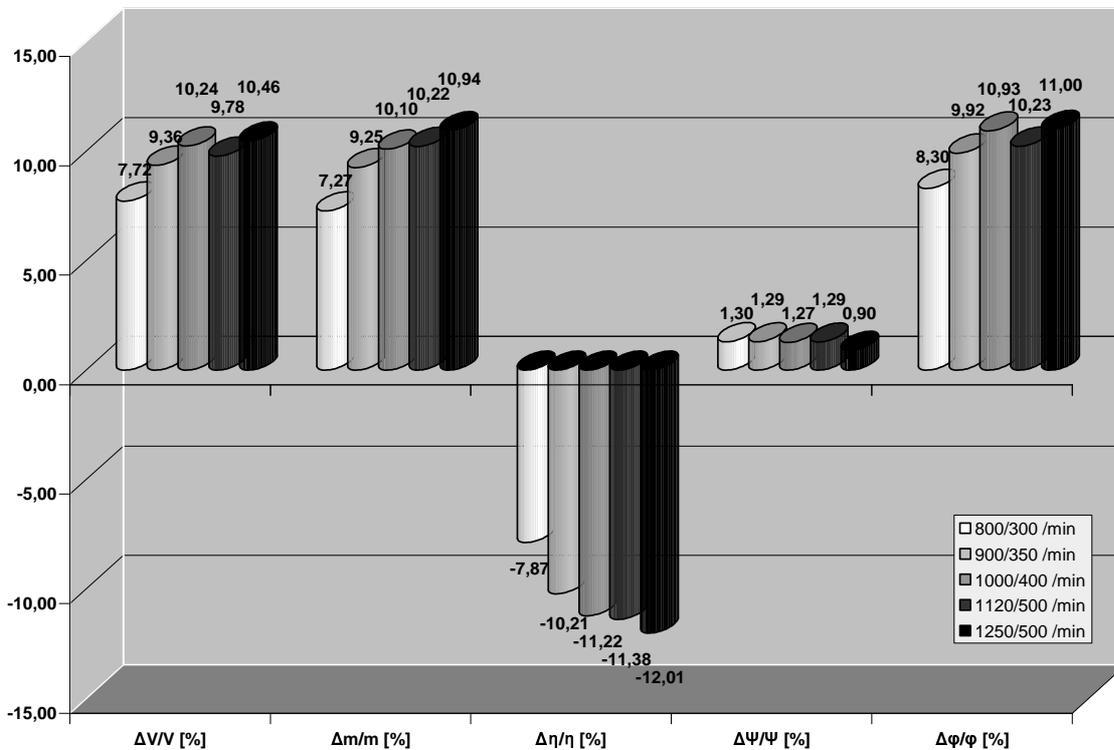


Abb.80: Prozentuale Abweichung des Volumenstroms, des Massenstroms, des isentropen Wirkungsgrades, der Druckzahl und der Durchflusszahl zwischen der Auswertung aus der 5-Lochsonde und der Messblende

7 Tabellen

Tab. 1: Balken- und Meilensteinplan

AG Turbo ARBEITSGEMEINSCHAFT HOCHTEMPERATUR- GASTURBINE	Balken-/ Meilensteinplan TEIL-VERBUNDPROJEKT TURBOTECH2 Nr.: 2.3.7 A Analyse und Modellierung der Leckageströmung an Deckbän- dern von Turbinenschaufeln												Letzte Änderung: 30.10.2001 Originalplan vom: 29.08.2000 Stichtag: 31.12.2004			
	2001			2002			2003			2004						
0 Konstruktive Änderungen an der Versuchsmaschine	•••	•••	•••	•••	•		•	•		•	•••	•••	•••		•	
1a Fertigung der Deck- bänder, Meßschau- feln des Laufrads	•••	•••	•••													
1b Einrichtung, Kali- brierung Meßtechnik	•••	•••					••	•	•••	•	•••	•••	•••	•••	•	
2 Umrüsten der Ver- suchsmaschine				•••	•••		•	•••	•••	•						
3 Erstellen der er- forderlichen Aus- werteprogramme				••	•••	•••	•••	•••	•••							
4a Vermessung ver- schiedener Deck- bandgeometrien													•••	•••	•	
4b Umbau auf neue Deckbandgeometrie														•••		
5 Auswertung der Messungen													••	•••		
6 Korrelation und Erstellung einer Datenbank															•••	
7 Austausch mit Partnern	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	
9 Dokumentation				•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••	
Bemerkungen: Wiss. Mit. Stud. Hi. 0,5 Handw. •Stand der Arbeiten	<hr/> <hr/> <hr/>															

Tab. 2: Größen für die Kennfeldbestimmung

Gemessene Drücke

Umgebung	p_u
Eintritt (Ebene; Stufe; Nabe/Gehäuse)	p_{0IG}, p_{0IN}
nach Leitrad I	p_{1IG}, p_{1IN}
nach Laufrad	p_{2IG}, p_{2IN}
nach Leitrad II	p_{1IIG}, p_{1IIN}

Gemessene Temperaturen

Umgebung	T_u
Eintritt (Messebene M0)	T_{tot0} (3-fach)
Austritt (Messebene A1)	T_{totA} (3-fach)

Weitere Größen

Volumenstrom	\dot{V}
Massenstrom	\dot{m}
Turbinendrehzahl	n_T
Bremsmoment	M_B

Berechnete Größen

Spezifische Arbeit	$a_T = \frac{M_B \cdot \omega_T}{\dot{m}} = \frac{M_B \cdot 2\pi \cdot n_T}{\dot{m}}$
Isentrope Enthalpiedifferenz	$\Delta h_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_E \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$
Isentroper Wirkungsgrad	$\eta_s = a_T / \Delta h_s$
Druckzahl	$\Psi = 2 \cdot \Delta h_s / u^2$
Durchflusszahl	$\phi = c_m / u$

Tab. 3: Zusammenstellungen der Messungen

Deckband	Art der Messung	Ort	Turbinendrehzahl	Gebläsedrehzahl
FULL/CENT	Kennfeld			
	Profildruckverteilung	Le1/La/Le2	250	800; 900; 1000; 1120; 1250
			300	800; 900; 1000; 1120; 1250
			350	800; 900; 1000; 1120; 1250
			400	800; 900; 1000; 1120; 1250
			500	800; 900; 1000; 1120; 1250
			550	800; 900; 1000; 1120; 1250
	Linientraversierung (Fünflochsonde)	M1/M2	300	800
			350	900
			400	1000
			500	1120
			500	1250
	Linientraversierung (Hitzdraht)	M2	500	1250
Feldtraversierung (Fünflochsonde)	M3	500	1250	

Tab. 4: Hauptabmessungen der Turbine

Außendurchmesser	D_a	1,66 m
Nabendurchmesser	D_n	1,32 m
Mittlerer Durchmesser	D_m	1,49 m
Schaufelhöhe	H	0,17 m
Schaufelhöhenverhältnis	H/D_m	0,114
Nabenverhältnis	D_v/D_a	0,795

Tab. 5: Profildaten Gasturbinenprofil

Sehnenlänge	s	0,162 m
Schaufelzahl Leiträder	z_{Le}	37
Schaufelzahl Laufrad	z_{La}	36
Teilungsverhältnis Leiträder	t/s_{Le}	0,781
Teilungsverhältnis Laufrad	t/s_{La}	0,803
Höhenseitenverhältnis	H/s	1,049
Bitangentenwinkel	β_{Bi}	37,5°
Metallwinkel	β_∞	16°

Tab. 6: Betriebsdaten

Massenstrom	\dot{m}	kg/s	max. 14
Δp über 1,5 Stufen	Δp_{ges}	mbar	max. 40
Drehzahl Turbine	n_T	U/min	250-550
Umfangsgeschwindigkeit	U	m/s	19,5-47
Geschw. am Eintritt	c_{0I}	m/s	max. 15
Geschw. am Austritt	c_{1II}	m/s	max. 50
Leistung	P	kW	max. 25
Druckzahl	Ψ	$2\Delta h_s/u^2$	1-(12)
Durchflusszahl	φ	c_{2mII}/u	0,2-0,7
Reynoldszahl	Re	$C1II \text{ s/v}$	max. 4E+05
Reynoldsumfangszahl	Re_u	$U d_m/v$	max. 4E+06

Tab. 7: Leistungsberechnung aus der Linientraversierung mit 5-L-Sonde

	FULL	CENT	Δ / FULL
c_{0u}	0,31 m/s	0,31 m/s	
c_{1u}	42,84 m/s	43,20 m/s	
c_{2u}	1,42 m/s	5,64 m/s	
c_z	14,99 m/s	14,95 m/s	
Γ_{Le1}	5,52 m ² /s	5,57 m ² /s	
Γ_{Le2}	5,39 m ² /s	4,89 m ² /s	
Γ_{La}	-5,38 m ² /s	-4,88 m ² /s	
F_{uLe1}	15,55 N	15,65 N	+0,6 %
F_{uLe2}	15,75 N	14,35 N	-9,0 %
F_{uLa}	-15,78 N	-14,27 N	-10 %
$P(\Gamma)$	-22,2 kW	-20,0 kW	-11 %
P_{Br}	-19,0 kW	-17,1 kW	-11 %

Tab. 8: Betriebsgrößen, Messtechnik und Messfehler

Messort	Messgröße	Messumformer	rel. Messfehler
Umgebung	p_{baro}	Rosemount	0,075 %
Umgebung	T_U	Thermoelement	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Querschnittsverringern	p_{E1}, p_{E2}	Rosemount	0,075 %
Turbinenein- und -austritt	T_{E2}, T_{A1}	Thermoelement	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Turbinenein- und -austritt	p_{E2}, p_{A1}	Rosemount	0,075 %
Vor und nach Gitter	$p_{i,G}, p_{i,N}$	Rosemount	0,075 %
Profildruckverteilung	p_{Pr}	Scanivalve	0,060 %
Turbinendrehzahl	n_T	induktiver Geber	0,083 %
Drehmoment	M_T	Kraftmessdose	0,144 %
Fünflochsonde			
Druck	p_{1-5}	Firma Druck	0,100 %
Signalverarbeitung	Druck	Diskretisierung	$\pm 0,8\%$
	Hitzdraht	Diskretisierung	$\pm 1,5\%$
Wirbelstrombremse	Leistung	s. Anhang 1-3	$\pm 1,0\%$

Tab. 9: Zusammenstellung von Leistungs- und Massenstromdaten für Betriebspunkte 1250/500 und 800/300

1250/500

Deckband	P_{Bremsse} [kW]	\dot{m}_{Blende} [kg/s]	$P_{5\text{LSonde}}$ [kW]	$\dot{m} = \frac{P_{Br}}{a_{5\text{LSonde}}}$ [kg/s]	P_{Profil} [kW]	$\dot{m} = \frac{P_{Br}}{a_{\text{Profil}}}$ [kg/s]	$\frac{\Delta P}{P}$ [%]	$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$ [%]
Full	-19,0	12,4	-22,2	13,1	-19,4	12,8	17	6
Cent	-17,1	12,4	-20,0	13,1	-17,6	12,8	18	6

800/300

Deckband	P_{Bremsse} [kW]	\dot{m}_{Blende} [kg/s]	$P_{5\text{LSonde}}$ [kW]	$\dot{m} = \frac{P_{Br}}{a_{5\text{LSonde}}}$ [kg/s]	P_{Profil} [kW]	$\dot{m} = \frac{P_{Br}}{a_{\text{Profil}}}$ [kg/s]	$\frac{\Delta P}{P}$ [%]	$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$ [%]
Full	-4,8	8,2	-5,4	8,3	-5,0	8,6	14	5
Cent	-4,3	8,2	-5,0	8,4	-4,5	8,6	17	5

Literaturverzeichnis

Ainley, D.G.; Mathieson, G.C.R.

A method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines.

British ARC, R&M 2974, (1951).

Amoser, M.

Strömungsfelder und Radialkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen.

Diss. ETHZürich Nr.1150, 1995.

Anker, J.E.; Breisig, V.

Untersuchung des Einflusses der Deckbandströmung auf die Hauptströmung und die Verluste in axialen Turbomaschinen.

FVV-Heft R 504 (1999), 125-154.

Anker, J.E.; Giboni, A.

Untersuchung des Einflusses der Deckbandströmung auf die Hauptströmung und die Verluste in axialen Turbomaschinen.

FVV-Heft R 509 (2000), 33-64.

Anker, J.E.; Breisig, V.; Giboni, A.; Lerner, C.; Peters, P.

Deckbandströmungseinfluß. Vorhaben Nr. 706.

Untersuchung des Einflusses der Deckbandströmung auf die Hauptströmung und Verluste in axialen Turbomaschinen. (Abschlußbericht).

FVV-Heft 706, 2001.

Anker, J.E.; Wolter, K.

Interaktion von Haupt- und Deckbandströmung und ihre Auswirkung auf Verluste in einer axialen Turbomaschine.

FVV-Heft R 527 (2004) 3-39.

Becker, E

Technische Strömungslehre

5. Auflage, Stuttgart, Teubner (1982)

Boyman, T. ; Suter, P.

Transport Phenomena in Labyrinth Seals of Turbomachines.

AGARD-CPP-237 (1978) 8:1-10.

Breisig, V.; Lerner, C.; Peters, P.; Pfost, H.; Deckers, M.

An Experimental Investigation into the Three-dimensional Flow Field and Loss Mechanisms in a Two-stage Axial Turbine

IMEchE: Third European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics – Volume A, C557/039/99, pp. 33-42 (1999)

Breisig, V.

Experimentelle und numerische Untersuchung der Leitradströmung in einem 1,5-stufigen Axialturbinenprüfstand

Dissertation Ruhr-Universität Bochum (2000)

Breisig, V.; Giboni, A.; Lerner, C.; Peters, P.; Pfof, H.
Experimental examination of the stator flow in a 1,5-stage axial turbine test stand.
in: Euroturbo 4 Conf.Proc., 179-188 in:
Bois, Gerard ; Decuypere, Roland ; Martelli, Francesco (Editors)
4th conference on turbomachinery fluid dynamics and thermodynamics,
March 20-23, 2001, Firenze (Italy). SGEEditoriali, Padova 2001. ISBN 88-86281-57-9.

Cordes, G.
Strömungsmechanik der Gasbeaufschlagten Axialturbine
Springer-Verlag Berlin u.a. 1963

Demko, J.A., Morrison, G.L., Rhode, D.L.
The Prediction and Measurement of Incompressible Flow in a Labyrinth Seal.
AIAA 88-0190 (1988).

Demko, J.A., Morrison, G.L., Rhode, D.L.
Effect of Shaft Rotation on the Incompressible Flow in a Labyrinth Seal.
J.Propulsion 6(March-April 1990) 2, 171-176.

Finzenhagen, F.
Experimentelle Untersuchung der Turbulenzstruktur von Koaxial- und Drallfreistrah-
len
Dissertation Ruhr-Universität Bochum (2000)

Fruböse, J.
Reduktion der Kenngrößen von Gasturbinenanlagen auf Normeintrittszustand
BWK Bd. 42 Nr. 11 S. 676ff (1990)

Giboni, A.
*Experimentelle und numerische Untersuchung der instationären Wechselwirkung
zwischen Deckbandströmung und Hauptströmung einer 1,5 stufigen Axialturbine*
Dissertation Ruhr Universität Bochum (2002)

Giboni, A.; Menter, J. R.; Peters, P.; Wolter, K.; Pfof, H.; Breisig, V.
Interaction of Labyrinth Seal Leakage Flow and Main Flow in an Axial Turbine.
ASME-GT-2003-38722 (Atlanta, Georgia).

Giboni, A.; Breisig, V.; Peters, P.; Wolter, K.
Deckbandströmungseinfluß II. Vorhaben Nr. 756,
*Untersuchung des Einflusses der Deckbandströmung auf Hauptströmung und Verlu-
ste in einer Axialturbine; Teil 1: Experimentelle Arbeiten;*
(Abschlußbericht). FVV-Heft 758-1, 2003.

Giboni, A.; Wolter, K.; Menter, J.R.; Pfof, H.
*Experimental and Numerical Investigation into the Unsteady Interaction of Labyrinth
Seal Leakage Flow and Main Flow in a 1.5-Stage Turbine.*
ASME-GT-2004-53024 (Wien).

Gloger, M.

Experimentelle Untersuchung der durch die benachbarten Schaufelgitter hervorgerufenen instationären Kräfte auf die Laufschaufeln von Axialturbinen

Dissertation Universität Stuttgart (1980).

Hermeler, J.

Beitrag zur Auslegung und thermodynamischen Optimierung einer Hochtemperaturturbine für Kombikraftwerke

Dissertation Ruhr-Universität Bochum (2000)

Huang, W. Y.

Theoretische Analyse von Strömungsfeldern mit einem räumlichen Wirbelmodell

Dissertation Ruhr-Universität Bochum (1999)

Jahnke, Erik; Keskin, Akin; Sel, Michael; Monette, S.P.; Pfau, Axel; Schlienger, Joel; Kalfas, Anestis I.; Abhari, Reza S.

Wechselwirkung zwischen der Deckband-Spaltströmung und der Hauptströmung im Turbinen-Stufenverband. (Vorhaben 2.1.1.A+B) Vortrag 7: S.1-10.

8. Statusseminar der AG Turbo, Verbundkraftwerk für ein CO₂-armes Kraftwerk, "500 MW auf einer Welle"; 5. und 6. Dezember 2002, DLR, Köln-Porz.

Lerner, C.

Vorhaben 1.411: Leckageströmung an Deckbändern von Turbinenschaufeln.

HTGT_Turbotech, Abschlussbericht Forschungsvorhaben 0327041Q, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Lehrstuhl für Dampf- und Gasturbinen (Prof. Dr.-Ing. H. Pfof) 2000.

Peters, P.; Breisig, V.; Giboni, A.; Lerner, Ch.; Pfof, H.

The Influence of the Clearance of Shrouded Rotor Blades on the Development of the Flowfield and Losses in the Subsequent Stator.

ASME 2000-GT-0478 (Munich).

Peters, P.

Experimentelle und numerische Untersuchungen des Einflusses der Deckbandströmung auf das nachfolgende Leitgitter in einer Axialturbine

Dissertation Ruhr-Universität Bochum (2001)

Pfau, A.; Treiber, M.; Sell, M.; Gyarmathy, G.

Flow Interaction from the Exit Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal.

ASME 2000-GT-478 (2000).

Porreca, L.; Behr, T.; Schlienger, J.; Kalfas, A.I.; Abhari, R.S.; Ehrhard, J.; Janke, E.

Fluid Dynamics and Performance of Partially and Fully Shrouded Axial Turbines

ASME-GT-2004-53869 (Wien).

Pütz, O.

Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömungsfelder eines 4-stufigen Axialverdichters unter besonderer Berücksichtigung instationärer Schaufelwechselwirkungen in der Eintrittsstufe

Dissertation Ruhr-Universität Bochum (2000)

Rhode, D.L.; Allen, B.F.
Visualization and Measurements of Rub-Groove Leakage Effects on Straight-Through Labyrinth Seals.
ASME 98-GT-506 (1998).

Schlienger, J.; Pfau, A.; Kalfas, A.I.; Abhari, R.S.
Measuring Unsteady 3D Flow with a Single Pressure Transducer.
Euroturbo 5, TM02/63 ,Prag 2003, 849-858 in:
Stastny, M.; Sieverding, C.H.; Bois, Gerard (Editors)
5th conference on turbomachinery fluid dynamics and thermodynamics,
March 17-22, 2003, Praha, Czech Republic.

Schlienger, J.; Kalfas, A. I.; Abhari, R. S.
Vortex-Wake-Blade Interaction in a Shrouded Axial Turbine
ASME-GT-2004-53915 (Wien).

Stoff, H.
Incompressible Flow In a Labyrinth Seal.
J.Fluid Mech. 100 (1980) 4, 817-829.

Traupel, W.
Thermische Turbomaschinen
Band 1, 3.Auflage Springer-Verlag Berlin u.a. 1977
Thermische Tuomaschinen
Band 2, 3. Auflage Springer-Verlag Berlin u.a. 1982

Wittig, S., Kim, S., Dörr, L., Jacobsen, K., Schelling, S.
Vorhaben Nr. 292, 343, Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen.
Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflussverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen. Abschlussbericht.
FVV - HEFT 391,(1987).

Wolter, K.
Experimentelle und numerische Untersuchung der instationären Strömung über dem Deckband einer 1,5-stufigen Axialturbine.
Diss. Ruhr-Univ.Bochum 2004.

Wolter, K.
ASME-GT-Paper (Veröffentlichung in Rheno Nevada) 2005.

Wyssmann, H.R., Pham, T.C., Jenny, R.J.
Prediction of Stiffness and Damping Coefficients for Centrifugal Compressor Labyrinth Seals.
ASME 84-GT-86; J.Eng.Gas Turbines Power 1106 (October1984) 4, 920-926.

A.1 Leistungsberechnung

A1.1 Leistungsberechnung aus der Zirkulation um eine Rotorschaukel

Nach einer Traversierung mit einer Fünflochsondenmessung vor und hinter dem Rotor einer Turbinenstufe wird das Drehmoment über die Zirkulation ermittelt und mit der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors die Leistung berechnet. Die Betriebsdatenerfassung liefert die Drehzahl des Rotors und damit ist die Umfangsgeschwindigkeit bekannt.

Für die Zirkulation der Einzelschaukel besteht der Zusammenhang für $r_2 = r_1 = r$ und $u(r_2) = u(r_1) = u(r)$. Aus den Geschwindigkeitskomponenten in Umfangsrichtung und der Teilung lässt sich die Zirkulation Γ errechnen:

$$\Gamma(r) = (c_{2u}(r) - c_{1u}(r)) \cdot t(r) = (w_{2u}(r) - w_{1u}(r)) \cdot t(r) \quad \text{Gl. A1-1}$$

Dabei ist die Teilung t auf dem Radius r und der Schaukelanzahl z gegeben durch

$$t(r) = 2\pi \cdot r / z \quad \text{Gl. A1-2}$$

Diese Gleichung ist, streng genommen, nur dann gültig, wenn die Umfangsgeschwindigkeit im Ein- und Austritt des Gitters auch konstant ist. Die Fünflochsondenmessung liefert die benötigte Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung vor und hinter dem Rotor, dazu erfolgt die Traversierung über eine Schaukelhöhe von 170 mm in 48 äquidistanten Stützpunkten.

Zu Vergleichszwecken wurde die Zirkulation des voll (Full) und verkürzt (Cent) überdeckenden Deckbandes in Wirkungsgrad-optimalen Betriebspunkten bei zwei unterschiedlichen Durchsätzen (werden über Gebläse- und Turbinendrehzahlen geregelt) berechnet und in der Abbildung A1.1 dargestellt.

Die Zirkulation ist beim voll überdeckendem Deckband bis auf den gehäusenahen Bereich vom Betrage höher als beim verkürzt überdeckendem Deckband. Bei einer aerodynamisch optimierten Turbinenstufe wird nach Durchströmen des Stators ein Drall produziert und mit diesem Drall erfolgt am folgenden Rotor der Arbeitsumsatz. Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ist beim Eintritt in den Rotor

stets größer als beim Austritt. Damit ergibt sich bei der Turbinenstufe eine vom Vorzeichen her stets negative Zirkulation und Leistung. Das negative Vorzeichen der Leistung entspricht der Vorzeichenkonvention der Energiebilanzierung, d.h. die Leistung wird dem System entzogen.

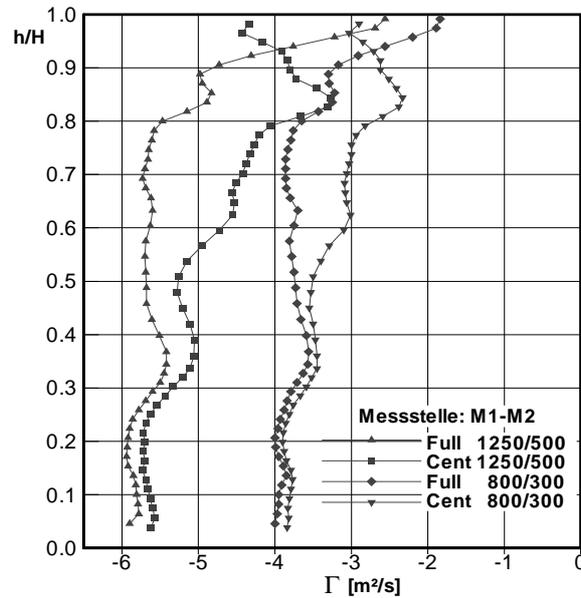


Abb. A1.1: Einfluss des Deckbandes auf die Zirkulation bei zwei verschiedenen Durchsätzen

Im Unterschied zur Turbine wird beim Verdichter Arbeit hinzugefügt. Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ist beim Eintritt in den Rotor stets kleiner als beim Austritt, d.h. die Drallproduktion erfolgt am Austritt des Rotors. Die Folgerung dessen ist eine Zirkulation mit positivem Vorzeichen.

Zur Berechnung der Leistung wird die Umfangskraft

$$F_u = \rho \cdot \int_{RN}^{RG} c_z(r) \cdot \Gamma(r) \cdot dr \quad \text{Gl. A1-3}$$

benötigt, welche durch eine numerische Approximation der Umfangskraft aus den örtlichen Anteilen der Axialgeschwindigkeit und der Zirkulation erfolgt.

$$F_u = \rho \cdot \sum_{i=1}^{48-1} \frac{(c_z(r_i) \cdot \Gamma(r_i) + c_z(r_{i+1}) \cdot \Gamma(r_{i+1}))}{2} \cdot \Delta r \quad \text{Gl. A1-4}$$

Die Berechnung der Eulerarbeit ist auf ähnliche Weise erfolgt, mit einer konstanten Kreisfrequenz ω gilt aus dem Integral vom Nabenradius zum Gehäuseradius

$$a = \frac{1}{r} \int_{RN}^{RG} a(r) \cdot dr = \int_{RN}^{RG} \omega \cdot (c_{2u}(r) - c_{1u}(r)) \cdot dr \quad \text{Gl. A1-5}$$

und mit der numerischen Approximation

$$a = \omega \cdot \sum_{i=1}^{48-1} \frac{((c_{2u}(r_i) - c_{1u}(r_i)) + (c_{2u}(r_{i+1}) - c_{1u}(r_{i+1})))}{2} \cdot \Delta r \quad \text{Gl. A1-6}$$

Mit der Eulerarbeit und dem aus der Umfangskraft ausgerechneten Drehmoment bzw. der Leistung wurde der Massenstrom berechnet, aus der Beziehung

$$\dot{m} = \frac{P}{a} = \frac{\omega \cdot M}{a} = \frac{\omega \cdot \bar{r} \cdot z \cdot F_u}{a} = \frac{\omega \cdot \bar{r} \cdot z \cdot \rho \cdot \int_{RN}^{RG} c_z(r) \cdot (c_{2u}(r) - c_{1u}(r)) \cdot 2\pi \cdot r / z \cdot dr}{\omega \cdot \int_{RN}^{RG} (c_{2u}(r) - c_{1u}(r)) \cdot dr} = \bar{r} \cdot \rho \cdot \int_{RN}^{RG} c_z(r) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

Gl. A1-7

A1.2 Leistungsberechnung aus Profildruckmessung im Rotor

Die Berechnung der Umfangskraft aus den Profildruckmessungen wird mit der Differenz der resultierenden Kraft zwischen der Druckseite und der Saugseite ermittelt. Es besteht folgender integraler Zusammenhang.

$$F_u = \int_A p_{DS} dA - \int_A p_{SS} dA \quad \text{Gl. A1-8}$$

Die Messung der Profildrücke der Rotorschaukel ist fehlerbehaftet, aus der Untersuchung des Messfehlers hat sich ein Fehler in der Größenordnung $\pm 0,9746$ mbar ergeben, allerdings ist darin ein Anteil von $\pm 0,759$ mbar (Rosemount) enthalten, der lediglich den Messfehler in der Lage des Umgebungsdruckes beschreibt (s. Abb. A1.2). Zum Fehler des Rosemount-Umgebungsdruckes ist zu sagen, dass dieser keinen Einfluss auf die Ermittlung der Umfangskraft hat, da sich aus der Subtraktion

zwischen Druck- und Saugseite der Umgebungsdruck herauskürzt. Es verbleibt ein Restfehler für die Ermittlung der Umfangskraft von $\pm 0,2156$ mbar.

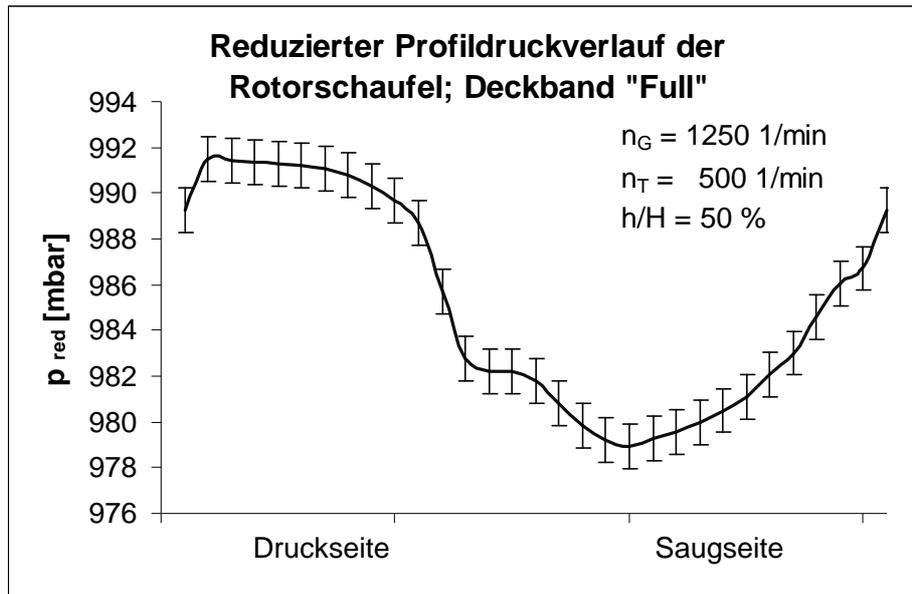


Abb. A1.2: Reduzierter Profildruckverlauf der Rotorschaukel mit Fehlerindikator $\pm 0,9746$ mbar für $n_G = 1250$ 1/min und $n_T = 500$ 1/min bei einer relativen Höhe von 50 %

Die Rotorschaukeln wurden auf 12 Höhenschnitten mit je 14 Bohrungen auf der Druckseite und 17 Bohrungen auf der Saugseite gefertigt. Dies ergibt ein Netz mit 372 Knotenpunkten an denen die Druckmesswerte vorliegen. Zur numerischen Berechnung der Umfangskraft aus den Druckmesswerten an den Knoten ist der Ansatz

$$F_u = \sum_j^{11} \sum_i^{13} \left[\left(\frac{p_{i,j} + p_{i+1,j}}{2} + \frac{p_{i,j+1} + p_{i+1,j+1}}{2} \right) \cdot \frac{\Delta x_i \cdot \Delta h_j}{2} \right] - \sum_j^{11} \sum_i^{16} \left[\left(\frac{p_{i,j} + p_{i+1,j}}{2} + \frac{p_{i,j+1} + p_{i+1,j+1}}{2} \right) \cdot \frac{\Delta x_i \cdot \Delta h_j}{2} \right]$$

Gl. A1-9

benutzt, dabei erfolgt je eine Druckmittelung zwischen zwei Knoten entlang der projizierten Schaufellänge und eine Druckmittelung zwischen zwei Knoten entlang der Schaufelhöhe. Das Ergebnis der Druckmittelung entlang der projizierten Schaufellänge und entlang der Schaufelhöhe entspricht einem Druckwert, der zentral auf die schraffierte Fläche aus Abbildung A1.3 wirkt.

Aus der Multiplikation der Druckmittelung und dem jeweiligen Flächenelement geht ein Kraftanteil zentral zum Flächenelement hervor. Die Summe der einzelnen Teilkräfte wird näherungsweise als Umfangskraft angesetzt und mit einem flächengemittelten Radius von $r_m = 0,745$ m das Drehmoment bzw. die daraus ergebende Leistung berechnet. Da am Rand des Schaukelkopfes und -fußes keine Druckmessun-

gen durchgeführt werden können, wird bei diesem Verfahren jeweils 2,5 % (4,25 mm) der Schaufelhöhe nicht in die Rechnung mit hinzu genommen.

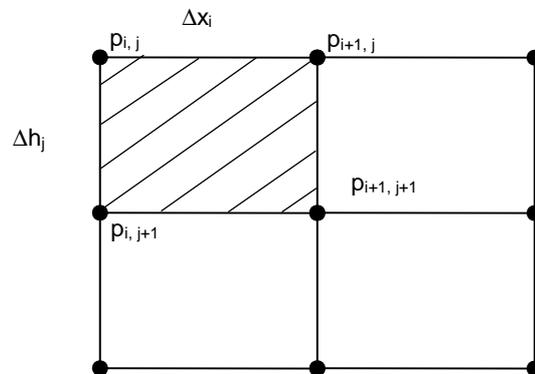


Abb. A1.3: Netz mit Druckmessungen an den Knotenpunkten

A1.3 Leistungsberechnung aus Drehmoment-/Drehzahlmessung

Eine weitere Vorgehensweise zur Bestimmung der Leistung leitet sich aus der Drehmomentmessung an der Wirbelstrombremse und der Drehzahlmessung des Laufrades ab. Damit kann der Ausdruck $P = \omega \cdot M$ ausgewertet werden, hierbei sind beide Produktterme direkte Messgrößen und damit fehlerbehaftet. Im Einzelnen gilt bei einer Turbinendrehzahl von 500 1/min und einem Messfehler, laut Peters[2001] $\Delta n_T = 0,083\%$ und $\Delta M = 0,144\%$

$$\omega = 52,36 \frac{1}{s} \pm 0,10472 \frac{1}{s}$$

$$M = 367,781 Nm \pm 0,53 Nm$$

und nach dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz für eine nicht reduzierte Leistung der Wirbelstrombremse

$$P = 19,257 kW \pm 0,195 kW$$

Dies bedeutet einen Fehler in der Leistungsangabe nach der Wirbelstrombremse von $\Delta P = 1,01\%$ im optimalen Betriebspunkt ($n_G/n_T = 1250/500$ 1/min).

A.2 Messtechnik

A2.1 Profildruckmessungen im Rotor

Aus bisherigen Arbeiten am Versuchsprüfstand Axialturbine II bestehen bereits verschiedene Messtechniken. Diese unterteilen sich in die Betriebsdatenerfassung zur Bestimmung der Betriebszustände, die Profildruckverteilungsmessung im Stator, die Strömungsmessung mit pneumatischen Fünflochsonden und die Strömungsmessung mit Hitzdrahtanemometrie nach der CTA-Methode (Constant Temperature Anemometry).

Als neu implementierte Messtechnik zur Messung der Profildruckverteilung im Rotor kommen eine Telemetrie der Fa. Manner Sensortelemetriesysteme GmbH, drei ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Module von SCANIVALVE und ein eigen entwickeltes Messdatenerfassungsprogramm TelemetrieV5.5 zum Einsatz (s. Abb. A2.1).

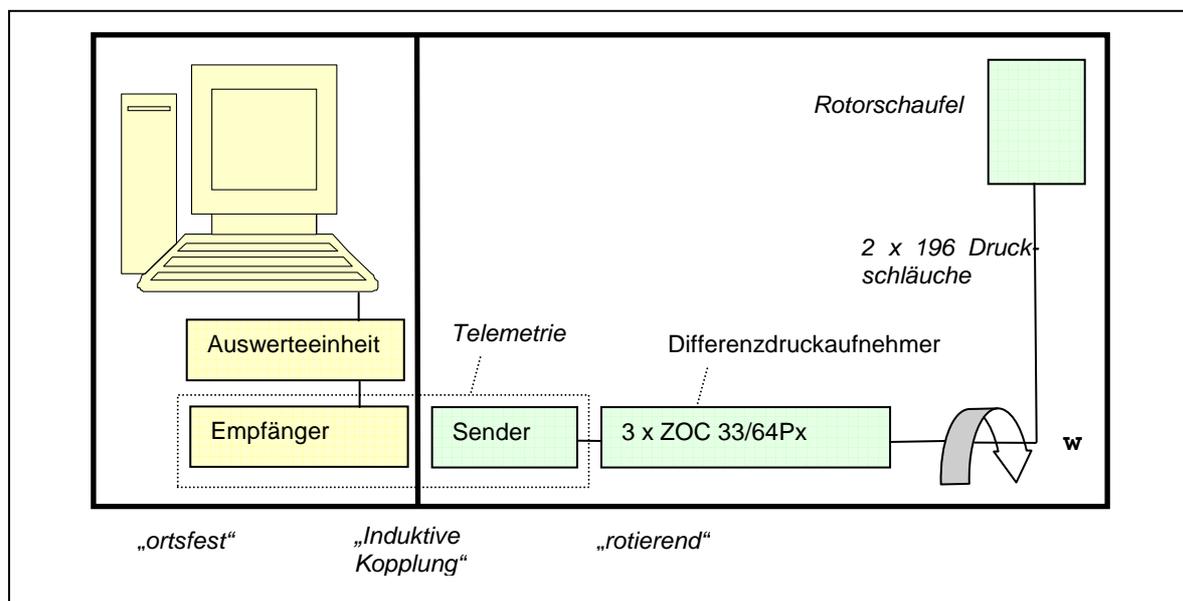


Abb. A2.1: Schematische Anordnung der Telemetriemesstechnik

Die Telemetrie besteht aus einem im drehenden System befindlichen Sender und einem ortsfesten Empfänger. Der Empfänger ist über eine Auswerteeinheit mit dem Datenerfassungsrechner verbunden. An den Sender sind drei ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Module von SCANIVALVE angeschlossen und befinden sich in der Rotorhohlwelle (s. Abb. A2.2 und A2.3). Die Differenzdruckaufnehmer-Module

sind mit 196 Druckschläuchen aufgelegt, diese werden gebündelt über Connektoren zu den Schaufelbohrungen des Rotors geführt. Insgesamt gibt es 392 Druckbohrungen an den Schaufeln, die in zwei Durchgängen vermessen werden. Nach dem ersten Durchgang werden die von den Druckaufnehmern kommenden Druckschläuche auf schnelle und einfache Art über angebrachte Connektor-Kupplungen umgesteckt.

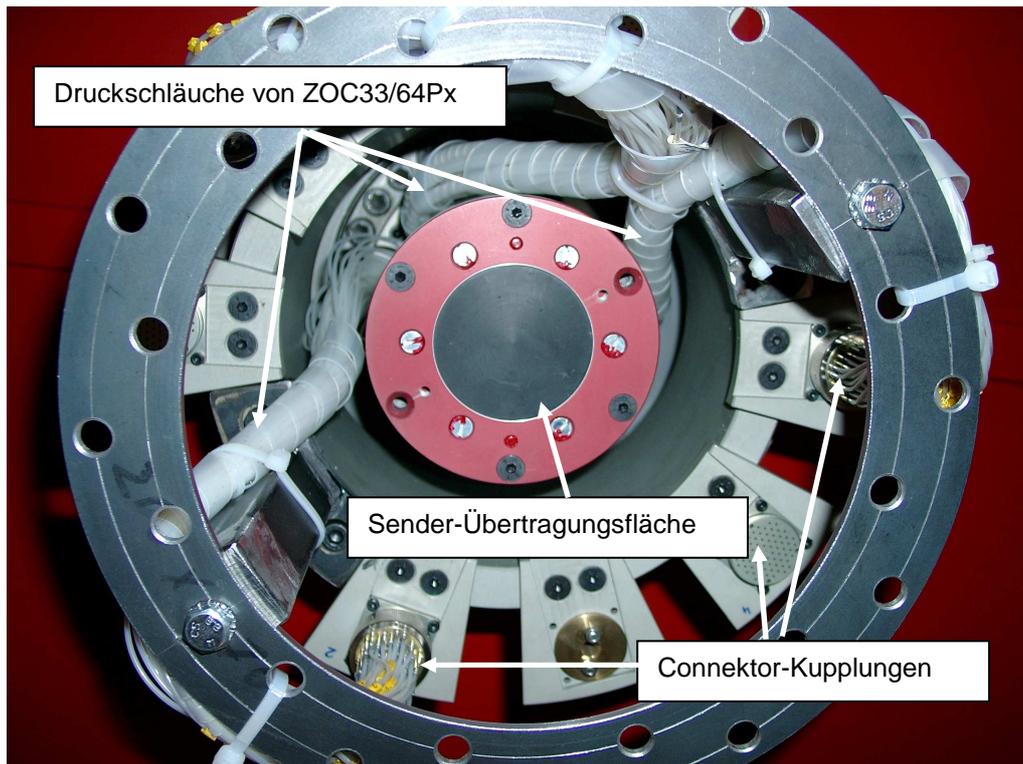


Abb. A2.2: Stirnseitige Ansicht auf die Sender-Übertragungsfläche und die rotierende Laufradhohlwelle

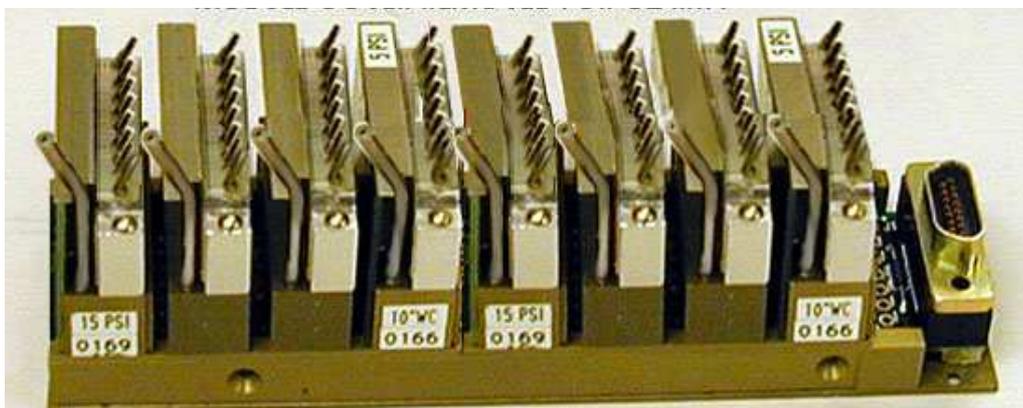


Abb. A2.3: ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Modul

Der Spaltabstand für eine sichere Datenübertragung zwischen Sender und Empfänger beträgt 1 bis 2 Millimeter, bei Versuchsdurchführung wird ein Abstand von 2 mm eingestellt.

Die ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Module decken einen Druckdifferenzbereich von ± 7 kPa ab und haben eine Messgenauigkeit von $\pm 0,08$ %, die Arbeitstemperatur befindet sich zwischen 0 und 80 °C.

Die gemessenen Rotordrücke werden bei der Telemetrie-Messtechnik mit einer 16 Bit-Auflösung in digitalisierter Form in Dateien mit ASCII-Format abgespeichert. Zu einem Druckmesswert wird ein Temperaturmesswert mit einem PT500-Widerstandstemperaturfühler angegeben.

Das Messdatenerfassungsprogramm TelemetrieV5.5 wurde in der Programmiersprache C und CVI entwickelt, es bietet eine Benutzeroberfläche an und dient sowohl zum Kalibrieren als auch zum Messen. Das Abtasten der piezoresistiven Drucksensoren erfolgt mit einer Abtastrate von 780 Hz. Der Benutzer hat die Möglichkeit bis zu Zehntausend Messwerte je Drucksensor anzufordern und dabei eine zulässige Schwankungsbreite anzugeben, in der sich ein vorgegebener Prozentsatz an Messwerten befinden muss, andernfalls wird die Messung verworfen und die Aufnahme des Druckes wird wiederholt.

A2.2.1 Kalibrierung der Telemetrie-Messtechnik

Die Drucksignale werden sowohl bei der Kalibrierung als auch bei der Messung digitalisiert abgespeichert und in einem anschließenden Schritt ausgewertet. Diese Vorgehensweise stellt eine Kalibrierdatenbasis zur Verfügung, mit der die Berechnung des physikalischen Druckes erfolgt. Die manuelle Eingabe von 196 Kalibrierkoeffizienten je Temperaturniveau wird erspart, die Auswertung erfolgt schnell und automatisch.

Beim Kalibrieren wird die Messtechnik in einem Ofen auf konstante Temperatur geregelt und mit einem Druckmesskoffer der Firma BEAMEX werden in äquidistanten Stützstellen ($\Delta p = 50 \text{ mmWS}$) Drücke von -600 bis $+600 \text{ mmWS}$ aufgegeben. Zwischen dem Ausgabe-Drucksignal und dem aufgegebenen Druck zeigt sich für eine Isotherme ein linearer Zusammenhang (s. Abb. A2.4).

$$\Delta p = (\text{Digit} - b) / m$$

Gl. A2-1

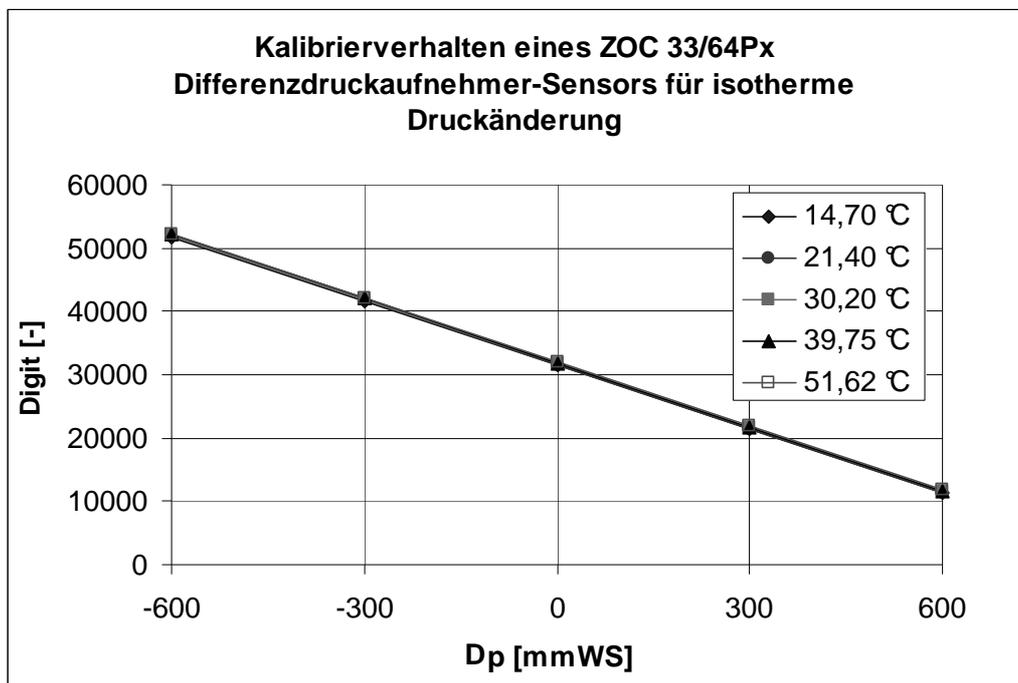


Abb. A2.4: Kalibrierverhalten eines ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Sensors

Der Einfluss der Temperaturempfindlichkeit wird erst im Diagramm von Abbildung A2.5 deutlich, darin ist das jeweilige digitale Ausgabe-Drucksignal der Kalibriertem-

peraturen 14.7, 21.4, 30.2, 39.75 und 51.62 °C auf das digitale Ausgabe-Drucksignal der Kalibriertemperatur 14.7 °C bezogen.

Mit Anstieg der Arbeitstemperatur steigt der digitalisierte Druckwert an, dies erfordert bei der Auswertung der Rotordrücke eine Korrektur für die Temperaturempfindlichkeit.

Um den mittleren Fehler des ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmers unter Isothermen Bedingungen zu überprüfen, sind 10 Kalibriermessungen (n = 10) bei einer Druckdifferenz von -300 mmWS durchgeführt worden. Es sind für alle 64 Drucksensoren eines Moduls jeweils die Standardabweichung berechnet.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n=10} (x_i - \bar{x})^2}$$

Gl. A2-2

Es hat sich für ein Modul beim Vorgabedruck von -300 mmWS eine maximale Standardabweichung von 32 Digit's ergeben. Dies bedeutet einen maximalen Fehler von ±0,21 mmWS oder ±0,07%.

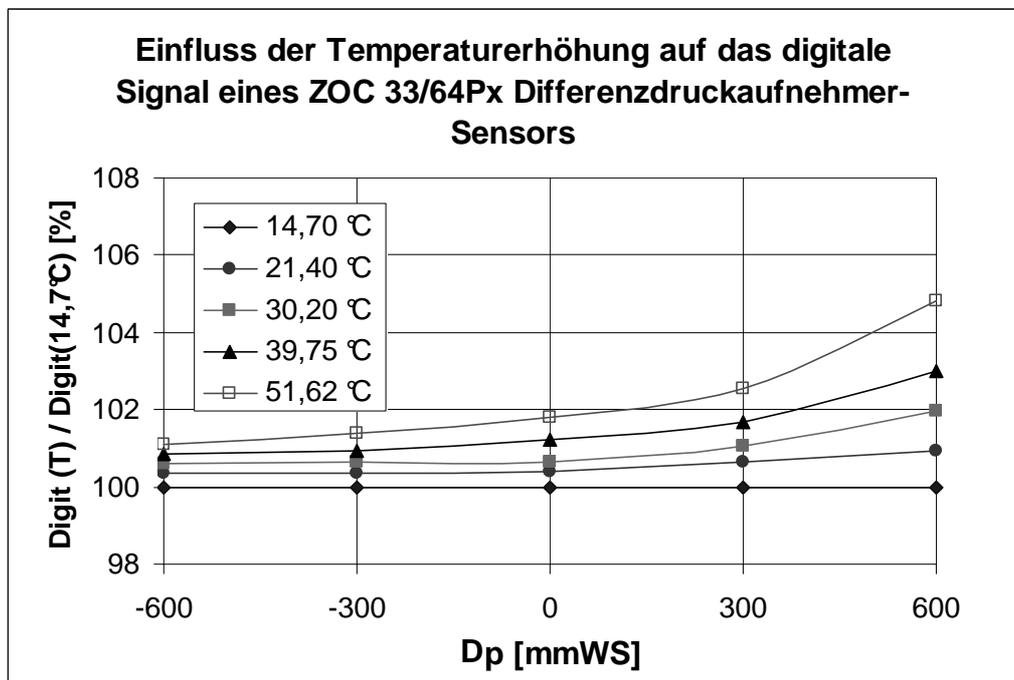


Abb. A2.5: Temperaturempfindlichkeit eines einzelnen ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Sensors

A2.1.2 Auswerten der Profildruckmessung im Rotor

Die Kalibrier- und Messdaten werden in den Rechnerspeicher geladen, es werden zuerst über eine Suchroutine die zur Messtemperatur passenden zwei Stütztemperaturen festgestellt und damit wird jeweils ein Druckwert auf der Isothermen linear interpoliert und anschließend mit diesen zwei Druckwerten auf der Isobaren linear interpoliert. Es wird der folgende formelmäßige Zusammenhang zugrunde gelegt.

$$\Delta p(T_1) = \Delta p_1 + \left(\frac{\Delta p_2 - \Delta p_1}{Digit_2(T_1) - Digit_1(T_1)} \right) (Digit(T_1) - Digit_1(T_1)) \quad \text{Gl. A2-3}$$

$$\Delta p(T_2) = \Delta p_1 + \left(\frac{\Delta p_2 - \Delta p_1}{Digit_2(T_2) - Digit_1(T_2)} \right) (Digit(T_2) - Digit_1(T_2)) \quad \text{Gl. A2-4}$$

$$\Delta p(T) = \Delta p(T_1) + \left(\frac{\Delta p(T_2) - \Delta p(T_1)}{T_2 - T_1} \right) (T - T_1) \quad \text{Gl. A2-5}$$

Eine infinitesimale Druck- und Temperaturauflösung bedeutet eine Steigerung der Messgenauigkeit des Interpolationsergebnisses. In dem oben zugrunde gelegten Kalibrierbereich, Diskretisierung von $\Delta p = 50 \text{ mmWS}$ und $\Delta T \approx 10 \text{ K}$, tritt nach der Auswertung ein maximaler relativer Fehler von

$$\delta_{Telem.} = \left(\frac{|\max(\Delta p_{Auswertung} - \Delta p_{Soll})|}{|\Delta p_{Soll}|} \right) = \frac{|-295,57 - (-300)|}{|-300|} = 1,47\% \quad \text{Gl. A2-6}$$

auf.

Die gemessenen Druckdifferenzen der ZOC 33/64Px Differenzdruckaufnehmer-Module ($\Delta p_{\text{Schaufel, Welle}}$) beziehen sich zu einem Referenzdruck der sich in einer störungsfreien Beruhigungskammer in der Rotorwelle befindet. Die Einheit dieser Druckdifferenz zwischen der Schaufel und der Welle ist in mmWS und wird daher über den Faktor 0,0981 in die Einheit mbar umgerechnet. Um einen absoluten Bezug des Schaufeldrucks auf den Umgebungsdruck herzustellen, wird parallel je Betriebspunkt die Druckdifferenz zwischen der Rotorwelle zur Umgebung und der Umgebungsdruck durch die Betriebsdatenerfassung mit der Einheit mbar registriert. Das

Auswerteprogramm der Rotordrücke benötigt daher zusätzlich die Betriebsdaten, weil eine Berechnung nach folgender Formel programmiert ist.

$$p_{\text{Schaufel}} = p_{\text{Umgebung}} + \Delta p_{\text{Schaufel,Umgebung}} \quad \text{Gl. A2-7}$$

$$p_{\text{Schaufel}} = p_{\text{Umgebung}} + 0,0981 \cdot \Delta p_{\text{SchaufelWelle}} - \Delta p_{\text{UmgebungWelle}} \quad \text{Gl. A2-8}$$

Der Schaufeldruck wird vom Auswerteprogramm in zwei Dateiformaten ausgegeben, das eine beinhaltet die Rotordrücke bezogen auf den Normzustand und ist für eine Konturbilddarstellung formatiert. Der Dateiname der reduzierten Ergebnisse ist beispielsweise Full1250_red.dat und setzt sich aus Deckbandnamen, Gebläsedrehzahl dem Kürzel „red“ für reduziert zusammen. Die Reduzierung auf Normzustand [2] erfolgt mit $p_{\text{Norm}} = 1,01325$ bar und $T_{\text{Norm}} = 288,16$ K. Mit dem Umgebungsdruck p_U und dem Druckmesswert der Schaufel $p = p_{\text{Schaufel}}$ ergibt sich der reduzierte Druck zu

$$p_{\text{red}} = p \cdot \frac{p_{\text{Norm}}}{p_U} \quad \text{Gl. A2-9}$$

Das zweite Dateiformat (Bsp. Full1250_Plot.dat) beinhaltet die Rotordrücke bezogen auf den Umgebungsdruck $\frac{p}{p_U}$ und den Totaldruck $\frac{p}{p_t}$ an der Schaufelvorderkante. Zudem wird die isentrope relative Geschwindigkeit der Profilmströmung gerechnet, dazu wird angenommen, dass der gemessene maximal auftretende Druck an der Vorderkante der Schaufel in guter Näherung dem Staudruck entspricht. Im Staupunkt ist die Relativgeschwindigkeit gleich Null, der Totaldruck hat dort sein Maximum (Bez.: $p_{t,rel,max}$). Mit der Definition für den Totaldruck im Relativsystem folgt

$$w_{is,i} = \sqrt{\frac{2(p_{t,rel,max} - p_{s,rel,i})}{\rho}} \quad \text{Gl. A2-10}$$

A2.2 Hitzdrahtmesstechnik nach der CTA-Methode

Die Hitzdrahtanemometrie ist ein verbreitetes Verfahren zur experimentellen Untersuchung turbulenter, instationärer Strömungen in Turbomaschinen. Beim Konstanttemperaturverfahren (CTA = Constant Temperature Anemometry) wird mit Hilfe einer Wheatston'schen Brücke die Temperatur des Hitzdrahtes über eine variable Heizleistung konstant gehalten. Die dafür erforderliche elektrische Spannung wird als Anemometerspannung bezeichnet und stellt ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit dar.

Die gesamte Hitzdrahtmesstechnik besteht aus mehreren Einzelkomponenten, die einzeln erwähnt und beschrieben werden. Im Messwerterfassungsrechner ist eine zur analog/digital Signalverarbeitung von UEIDAQ erworbenes Board WIN-30DS4 eingebaut. Das Board hat eine 12-Bit-Auflösung bei 24 digitalen Input/Output-Kanälen mit 4 simultanen Messwertaufnahmen von bis zu 750 kHz. Das WIN-30DS4-Board wird über eine UEIBNC-Karte mit der von DANTEC erhaltenen Auswerteeinheit verbunden (Die Umwandlung von analogen in digitale Signale ist im Verhältnis von 0 bis 5 Volt zu 0 bis 4095 Digits). Die Auswerteeinheit ist portabel und besteht aus drei Modulen. Jeder Draht der Dreifach-Hitzdrahtsonde wird über ein Koaxialkabel an je einem Modul angeschlossen. Als Software für die Sondeninitialisierung und -konfiguration wurde von DANTEC DYNAMICS „Streamware 3.0“ erworben und für die Datenakquisition ein selbst entwickeltes Programm „CTA Messwertfassung V3.0“ eingesetzt. Insbesondere das Programm „Streamware 3.0“ verwaltet über eine interne Datenbank Sondencharakteristische Daten und Einstellungsparameter, mit denen ein Experiment durchgeführt wird. Zu den Sondencharakteristischen Daten zählt der Widerstand des Sensors im kalten Zustand, dazu kommen der Widerstand der Kabelleitungen und der Auswerteeinheit. Durch Addition ergibt sich ein Gesamtwiderstand (z.B. 5 Ohm). Als Einstellungsparameter sind in der Datenbank ein Überhitzungsverhältnis (z.B. 0,8) und eine Überhitzungstemperatur (z.B. 223 °C) angegeben. Für eine bestimmte Sonde dürfen bei der Kalibrierung und beim Messen nur die für die Sonde angelegte Datenbank verwendet werden, damit werden Wechselwirkungen zwischen dem Messsystem und der Umgebung (Luft) und der Informationsverarbeitung (Verstärkung eines Messsignals oder Filter von Tief- und Hochpässen) normiert.

Bei der zum Einsatz kommenden Hitzdrahtsonde handelt es sich um eine Spezialanfertigung von DANTEC DYNAMICS (s. Abb. A2.6). An je zwei goldbeschichteten Haltespitzen ist ein 5 μm dicker, 3 mm langer Platin-überzogener Wolframdraht befestigt. Die Drahtenden sind mit Kupfer und Gold beschichtet, und haben dort eine Dicke von 15 bis 20 μm .



Abb. A2.6: Dreifach-Hitzdrahtsonden von DANTEC DYNAMICS, Spezialanfertigung (links) und handelsübliche (rechts)

A2.2.2 Kalibrierung der Dreifach-Hitzdrahtsonde

Die Kalibrierung der Dreifach-Hitzdrahtsonde erfolgt über eine vollautomatische Steuerung der Sonde und Feinregulierung eines definierten Freistrahls. Dazu besteht in der Turbinenhalle des Lehrstuhls für Fluidenergiemaschinen eine Kalibrierstrecke (Kalibriert mit einem Laser-Zwei-Fokus System) zur Verfügung. An der Kalibrierstrecke werden Strömungsgeschwindigkeiten ($c_i = 60, 44, 32, 23, 16, 10, 5 \text{ m/s}$) eingestellt, für jede Strömungsgeschwindigkeit erfolgt unter Einstellung von 961 Winkelkombinationen ($\Delta\alpha = \Delta\delta = 2^\circ$) die Aufnahme von elektrischen Spannungstrippeln (s. Abb. A2.7).

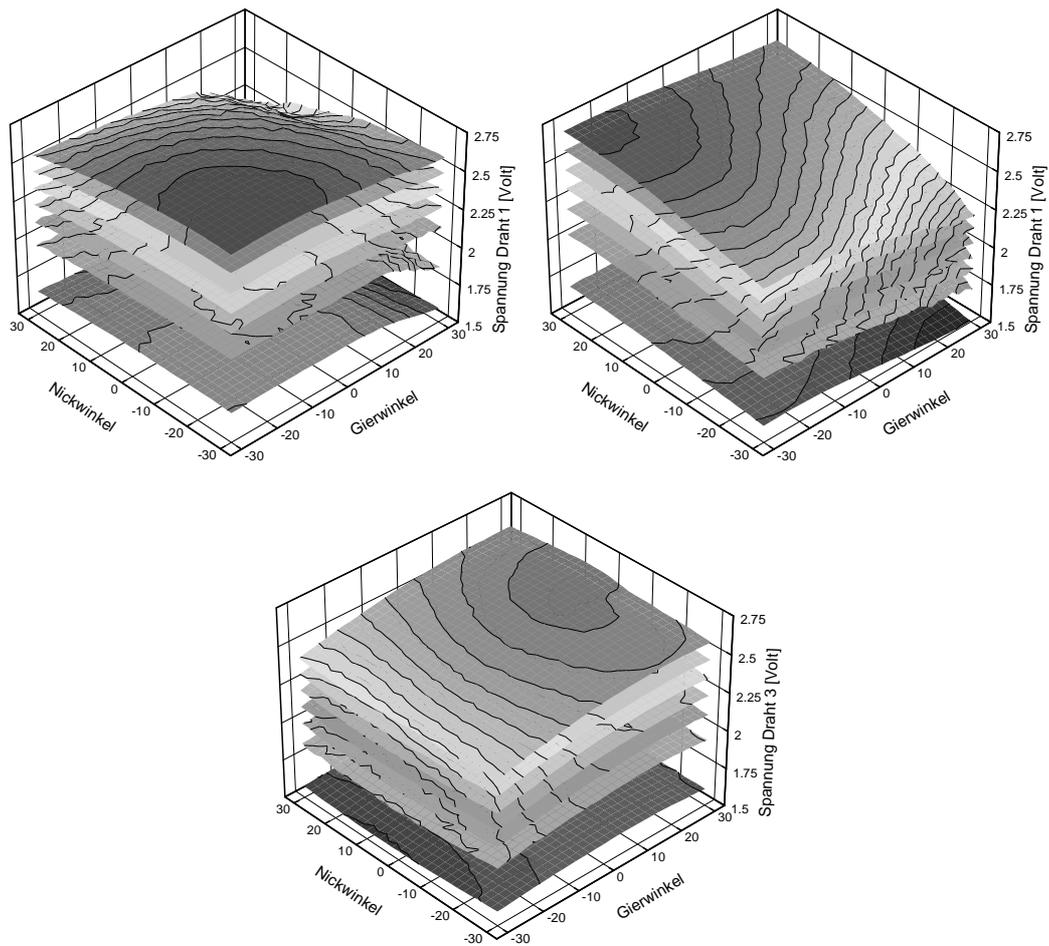


Abb. A2.7: Kalibrierfeld mit Hitzdrahtspannung U_z^K ($z=1,2,3$)

Für eine Anströmung von $\alpha = 0^\circ$ und $\delta = 0^\circ$ ist der Zusammenhang zwischen Hitzdrahtspannung und der Strömungsgeschwindigkeit in der Abbildung A2.8 gesondert dargestellt.

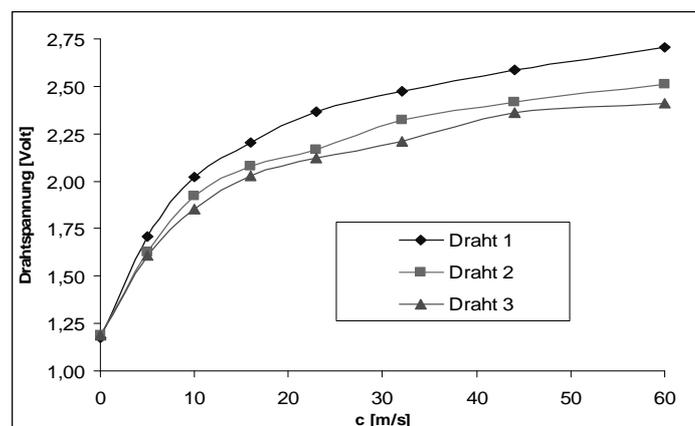


Abb. A2.8: Zusammenhang zwischen Hitzdrahtspannung und Anströmgeschwindigkeit für $\alpha = 0^\circ$ und $\delta = 0^\circ$

Zur Verfeinerung der Kalibrierdaten werden durch ein „Suchtabellen-Programm“ weitere Stützpunkte berechnet, dies geschieht über eine logarithmisch approximierete Ausgleichsfunktion nach Finzenhagen [2000].

$$U_{z,m,n}^K(c, \alpha_m, \delta_n) = A_{z,m,n} + B_{z,m,n} \log c + C_{z,m,n} \log^2 c + D_{z,m,n} \log^3 c \quad \text{Gl. A2-11}$$

Nach der Auswertung mit dem „Suchtabellen-Programm“ liegt dann eine Datenbasis vor, die aus 3721 Kombinationen aus Nick- und Gierwinkel für 167 Geschwindigkeitsstützpunkte besteht und insgesamt 621.407 Strömungsvektoren abdeckt, denen je ein eindeutiges elektrisches Spannungstrippel zugeordnet ist.

A2.2.3 Messung und Auswertung mit Dreifach-Hitzdrahtsonde

Am Gehäuseumfang der Versuchsturbine wird die Hitzdrahtsonde, samt Sondenverstellgerät, mit einer Schutzposition von 15 mm über eine Flanschverbindung angebracht. Die anschließende vollautomatische Messung entlang der Kanalhöhe umfasst 48 festgelegte radiale Kanalkoordinaten.

Ein Messpunkt wird mit einer Messfrequenz von 50 kHz 50-mal über 5 Rotorschaukelteilungen gemessen, dabei wird eine Rotorschaukelteilung in 20 Zeitschritte unterteilt. Nach Verstreichen von 20 Zeitschritten hat sich die Laufradschaukel um eine Teilung fortbewegt. Für den außenstehenden Betrachter nimmt die benachbarte Rotorschaukel zur feststehenden Sonde die gleiche räumliche Position ein. Bei einer Turbinendrehzahl von 500 1/min und einem mittleren Durchmesser von 1490 mm ist eine Zeitschrittbreite 208,9 μ s, d.h., in dieser Zeit durchläuft die Rotorschaukel einen Zeitschritt. Mit der Messfrequenz von 50 kHz = 20 μ s erfolgt die Signalerfassung schneller als das Fortschreiten der Rotorschaukel um einen Zeitschritt.

Über fünf Rotorschaukelteilungen werden für 835 Messwerte mit 50 wiederholten Messungen zu 48 Höhenkoordinaten in der Messdatei eine Gesamtanzahl von 2.004.000 Drahtspannungstrippel registriert. Um einen Einblick zu erhalten, wie sich die Messwerte zu einem Zeitpunkt und über mehrere Zeitschritte verhalten, sind einige Messwerte über 2 Rotorschaukelpassagen (40 Zeitschritte), sowie die ersten drei Zeitschritte in Abbildung A 2.9 dargestellt. In diesem Diagramm ist zunächst eine

Periodizität (HD,15 bis 20 und HD,35 bis 40) der Messwerte von Draht 1, 2 und 3 zu sehen.

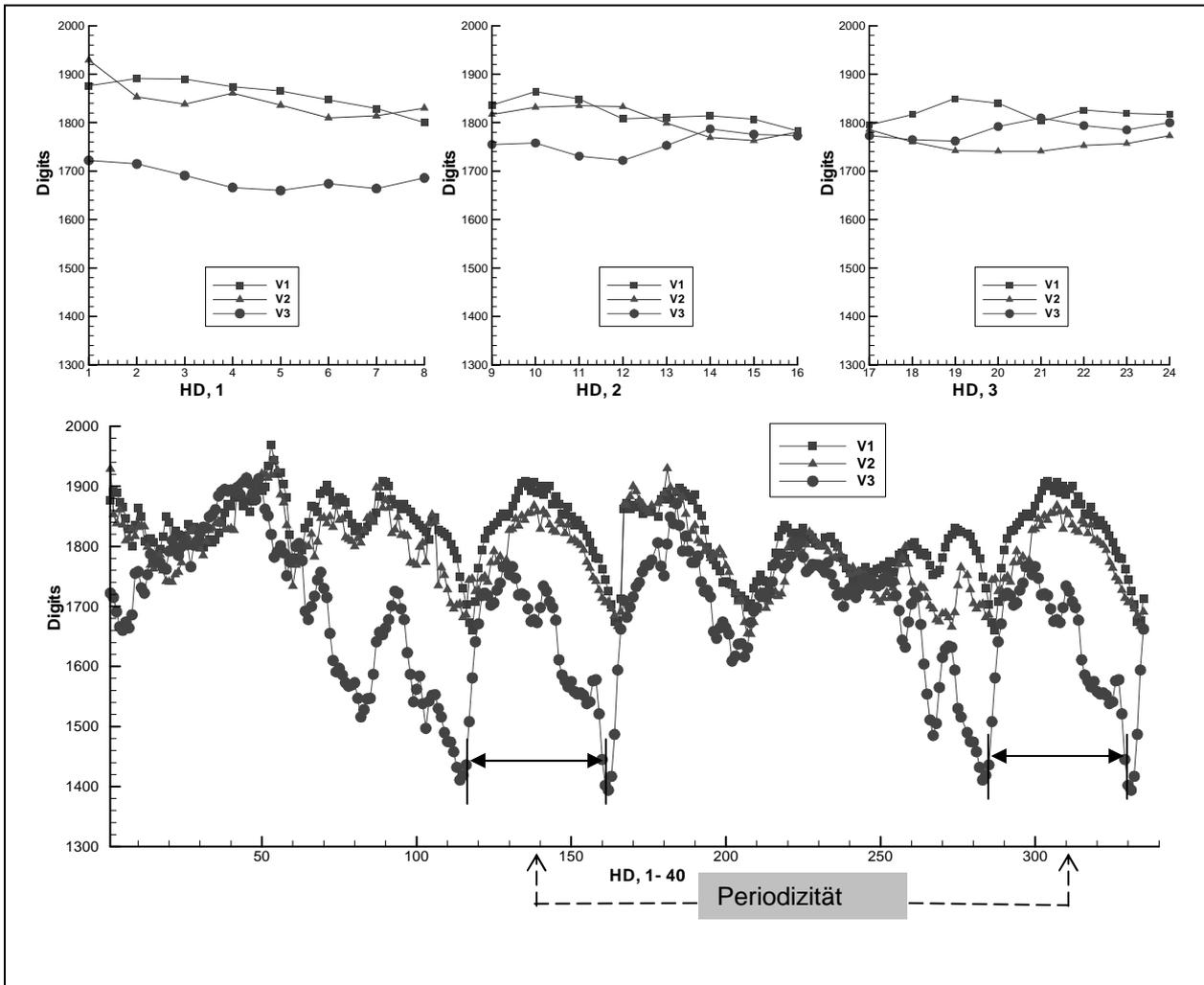


Abb. A2.9: Hitzdraht-Messwertaufnahme zum Zeitschritt 1, 2 und 3 (oben) und Verlauf der Hitzdrahtspannung U_z^K ($z=1,2,3$) als digitales Signal über 2 Rotorschauflerpassagen (unten)

Aus statistischer Sicht werden zu einem Zeitschritt insgesamt 50 wiederholte Messungen über 5 Rotorteilungen durchgeführt, so dass sich eine Stichprobengesamtheit von 250 ergibt. Pütz [2000] hat bereits festgestellt, dass die Erhöhung der Stichprobenanzahl den relativen Fehler des Mittelwerts und der Standardabweichung senkt.

Das Mittelungsverfahren der Hitzdrahtmessung funktioniert nach der Ensemble-Averaging-Technique, dabei werden periodische und nicht-periodische Phänomene der zeitauflösenden Messreihe getrennt. Das gemittelte Signal eines Drahtes wird

mit 250 Wiederholungen eines Messereignisses ($K = 250$) und 167 Abtastungen pro Rotorschaufeldpassage ($J = 167$) nach

$$\bar{U}_{j,k}^M = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K U_{j,k} \quad \text{Gl. A2-12}$$

berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung A2.10 als durchgezogene weiße Linie eingetragen, dieser periodische Mittelwert entspricht der Messung der periodisch instationären Strömung. Es zeigen sich beim periodischen Mittelwert über fünf Perioden Extremwerte, die auf die Schaufelhinterkantendelle des Rotors zurückzuführen sind. Die Schaufeln im Strömungskanal stellen aus der Sicht der Strömung ein Hindernis dar, die Strömung erfolgt um die Schaufel herum, an der Schaufeloberfläche entsteht dadurch Reibung zwischen dem Strömungsmedium und dem Schaufelmaterial, und dies macht sich bei der Abströmung von der Schaufelhinterkante durch periodische Extremwerte an der Hitzdrahtsonde bemerkbar.

Während Draht 1 und 2 in Gehäusenähe ähnlichen Verlauf zeigen, ist bei Draht 3 eine stark wechselnde Amplitude zu sehen, d.h. Draht 3 erfasst vermehrt zu- und abnehmende Strömungsanteile, die mit einer 1-Draht- oder 2-Drahtsonde nicht zu sehen wären.

Neben dem arithmetischen Mittel wird meist die Standardabweichung

$$U_{RMS\ j,k} = \sqrt{\frac{1}{K-1} \sum_{k=1}^K \left(U_{j,k} - \bar{U}_{j,k}^M \right)^2} \quad \text{Gl. A2-13}$$

und der Turbulenzgrad der Signale definiert. Der Turbulenzgrad wird in einem später folgenden Kapitel gesondert untersucht.

$$Tu = \frac{U_{RMS\ j,k}}{\bar{U}_{j,k}^M} \quad \text{Gl. A2-14}$$

Bei der Auswertung der Messung wird der Strömungsvektor für jeden Zeitschritt und jeden Umlauf mit Hilfe der verfeinerten Kalibrierdaten aus der Suchtabelle berechnet. Als Kriterium zum Finden des richtigen Strömungsvektors aus den gemessenen Drahtspannungen wird die Minimierung der Fehlerquadratsumme gefordert.

$$FQS = \sum_{z=1}^3 (U_{z,l,m,n}^K - U_z^M)^2 \Rightarrow \text{Min}$$

Gl. A2-15

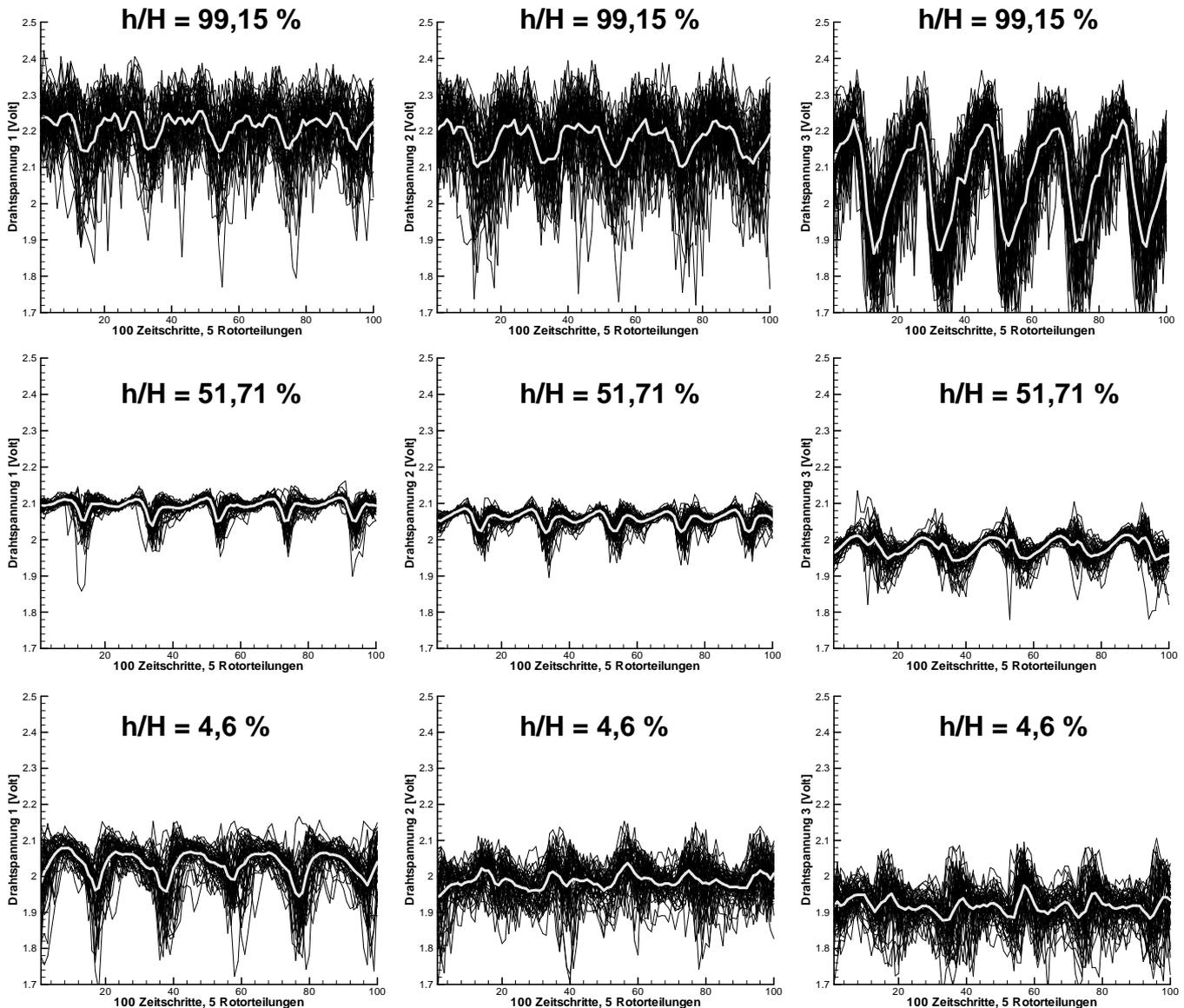


Abb. A2.10: 50 synchronisierte Ereignisse von 167 Abtastungen über 5 Rotor-teilungen mit einer Dreifach-Hitzdrahtsonde bei der Kanalhöhe $h/H = 99,15 \%$, $51,71 \%$ und $4,6 \%$, sowie periodisches Mittel aller 50 Ereignisse (weiß durchgezogene Linie).

Im Auswerteprogramm wird für jeden einzelnen Messwert U_z^M die kleinste Fehlerquadratsumme gesucht. Der Suchbereich ist von den Parameter $l = 1 \dots 150$, $m = 1 \dots 61$ und $n = 1 \dots 61$ (558.150 Zeilen) abhängig und steigert entsprechend die Rechenzeit, die bei einem Rechner mit 512 MB Arbeitsspeicher (RAM) und einem Prozessor von Intel Pentium 4 CPU 3,2 GHz ca. 24 Stunden dauert.

Für einen gefundenen Drahtspannungstrippel wird der relative Fehler mit

$$EPS = \sum_{z=1}^3 \left| \frac{U_z^K(FQS_{Min}) - U_z^M}{U_z^M} \right|$$

Gl. A2-16

berechnet, das Ergebnis ist in Abbildung A2.11 dargestellt.

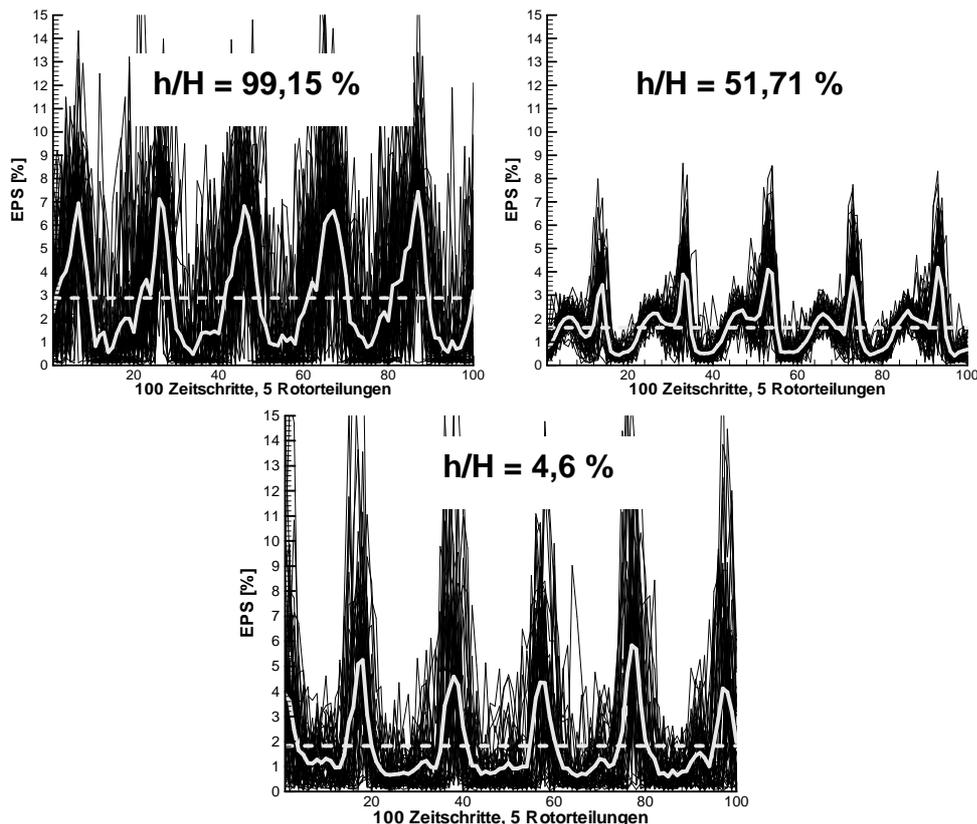


Abb. A2.11: Relativer Fehler (EPS) aus kalibrierten und gemessenen Drahtspannungstrippeln berechnet.

Der hier angegebene relative Fehler EPS bezieht sich rein auf den Fehler durch die Auswertungsroutine. Dieser wird durch die Anzahl an Kalibrierstützstellen bestimmt, je feiner die Kalibrierdaten aufgelöst sind, desto eher kann das Messspannungstrippel an das Kalibriererspannungstrippel angenähert und somit die Ergebnisgenauigkeit des Strömungsvektors gesteigert werden.

Der relative Fehler über der Kanalhöhe fällt unterschiedlich aus, in der Nähe der Nabe ($h/H = 4,6 \%$) und des Gehäuses ($h/H = 99,15 \%$) ist der Fehler größer als in Kanalmitte. Für den periodisch mittleren Fehler gilt zu Diagramm aus Abbildung A2.11 in Gehäusenähe $EPS = 2,88 \%$ in Kanalmitte ca. $1,61 \%$ und in der Nähe der Nabe $1,82\%$.

Um einen Zusammenhang zwischen dem relativen Fehler EPS und dem relativen Fehler der Strömungskomponenten herzustellen sind bewusst nur aus Kalibrierdaten ausgezeichnete Punkte ausgewählt, bei denen sich bspw. der Geschwindigkeitsbetrag ändert (Synonym für Geschwindigkeitsfehler) und die Gier- und Nickwinkel konstant sind (Annahme: kein Winkelfehler). Für den Zusammenhang zwischen relativem Fehler EPS, Gier- und Nickwinkel wird analog vorgegangen, die Zahlenwerte sind in Tabelle A2.1 zusammengefasst.

Tab. A2.1: Zusammenhang zwischen relativem Fehler EPS und Geschwindigkeitskomponente für jeweils 4 verstärkt auftretende Abweichungen in den Größen Δc (oben), $\Delta\delta'$ (Mitte) und $\Delta\alpha$ (unten)

c [m/s]	α [°]	δ' [°]	U1 [V]	U2 [V]	U3 [V]	EPS [%]	Δc [m/s]
41,2	-23	-16	2,4522	2,4776	2,1618	0	0
41,5	-23	-16	2,4548	2,4802	2,1643	0,3266119	0,3
41,8	-23	-16	2,4573	2,4828	2,1667	0,6445200	0,6
42,1	-23	-16	2,4598	2,4854	2,1691	0,9624281	0,9

c [m/s]	α [°]	δ' [°]	U1 [V]	U2 [V]	U3 [V]	EPS [%]	$\Delta\delta'$ [°]
41,2	-23	-16	2,4522	2,4776	2,1618	0	0
41,2	-23	-15	2,4502	2,4766	2,1556	0,4087191	1
41,2	-23	-14	2,4483	2,4756	2,1494	0,8133602	2
41,2	-23	-13	2,4484	2,4757	2,1449	1,0134060	3

c [m/s]	α [°]	δ' [°]	U1 [V]	U2 [V]	U3 [V]	EPS [%]	$\Delta\alpha$ [°]
41,2	-23	-16	2,4522	2,4776	2,1618	0	0
41,2	-22	-16	2,4521	2,4743	2,1582	0,3037993	1
41,2	-21	-16	2,4527	2,4709	2,1548	0,5738374	2
41,2	-20	-16	2,4533	2,4675	2,1515	0,8392497	3

Als Referenzpunkt ist der Strömungsvektor mit den Komponenten $c = 41,2$ m/s, $\alpha = -23^\circ$, $\delta' = -16^\circ$ gewählt. Ein Fehler von 0,9 m/s und 3° im Winkel würde schon ein EPS von 2,82 ergeben, welcher von der Größenordnung dem EPS in der Nähe des Gehäuses von 2,88 liegt.

Der Messpunkt in der Nähe des Gehäuses liegt 1,445 mm von der Gehäusewand entfernt, dort sind Einflüsse durch Wandreibung und turbulenter Grenzschichtströmung zu finden. Zudem erhält die dreidimensionale Kanalströmung in der Wandnähe eine Umlenkung durch die feststehende Wand. Bei senkrechtem Aufprall der Strömung an die Gehäusewand würde sich durch die Prallwirkung ein Staubereich bilden und bei einem Anströmen der Strömung unter einem schrägen Winkel würde es zur Überlagerung von Hauptströmung und reflektiertem Strahl kommen.