

**Optimierung eines
Axial-Radial-ND-Abströmgehäuses
hinsichtlich des Wirkungsgrades
sowie der Stoßszillation**

Von der Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart zur
Erlangung der Würde eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von **Peter Kraus** aus Weipert

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. E. Göde
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. G. Sörgel
Tag der mündlichen Prüfung: 20. März 2002

Institut für Thermische Strömungsmaschinen und
Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Göde gilt für die mir gegebene Möglichkeit zur Erstellung und für das Anfertigen dieser Arbeit, das Interesse, die wertvollen Ratschläge sowie die großzügige Unterstützung mein besonders herzlicher Dank. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Sörgel für die Übernahme des Mitberichtes herzlich bedanken.

Herrn Dr.-Ing. J. Messner danke ich für seine Unterstützung und die mir gewährten Freiräume, die für meine experimentellen Arbeiten erforderlich waren.

Bei dem Herrn des Zeichenbüros, M. Göhner, bedanke ich mich für die sehr gute Zusammenarbeit. Den Herren K. Findeisen und M. Rath möchte ich sowohl für die einwandfreie administrative Betreuung der verschiedenen EDV - Systeme als auch für die engagierte Unterstützung bei der Datenverwaltung danken.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei den Mitarbeitern des Elektronik - Labors sowie der Werkstätten für das Mitwirken an meinen Versuchsprojekten bedanken.

Meiner Frau Michaela gilt für ihr mir entgegengebrachtes Verständnis und ihre aufmunternde Art ein besonderer Dank. Meinen Eltern danke ich an dieser Stelle für die Ingenieurausbildung.

Stuttgart, im September 1999

Kurzfassung

Der Wirkungsgrad von Niederdruckturbinen wird wesentlich durch das Abströmverhalten des axiradialen hinter der Turbine angeordneten Diffusors sowie des anschließenden Gehäuses, das mit dem Kondensator abschließt, bestimmt. Das Strömungsfeld weist in diesen Bereichen, geprägt durch die axiradiale Umlenkung, eine komplexe, dreidimensionale Struktur auf.

Die durch den Spalt zwischen dem Gehäuse und den Schaufelspitzen des Rotors entstehende Jetströmung verursacht bei bestimmten Lastfällen primär an der Diffusoraußenschale eine Grenzschichtoszillation. Mit ansteigendem Massenstrom breitet sich diese im Diffusor aus und verursacht unerwünschte großflächige instationäre Sperreffekte, die den Wirkungsgrad der Anlage nachhaltig beeinflussen. Die durch dieses Strömungsphänomen ausgelöste Druckoszillation induziert zudem gefährliche Schaufelschwingungen, die sich negativ auf die Betriebssicherheit der Kraftwerke auswirken können.

Diese Strömungsphänomene werden an einem luftdurchströmten Diffusor- und Abdampfgehäusemodell experimentell mittels pneumatisch messender Strömungs sonden und instationär messender Druckaufnehmer untersucht. Dabei wird die Wasseranalogie zum Grundverständnis des Oszillationsmechanismus, zur vereinfachten Erstellung von Prototypen und zum Vergleich herangezogen. Die wichtigsten Einflußgrößen werden eingehend erörtert und ausführlich diskutiert.

Die aus den Untersuchungen resultierenden und getroffenen Verbesserungsvorschläge hinsichtlich der Güte der Abströmung werden dann auf ihre Durchführbarkeit, Wirtschaftlichkeit und ökonomische Nutzung geprüft.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	1
Kurzfassung	2
Inhaltsverzeichnis	3
Nomenklatur	6
1 Einleitung.....	9
2 Literaturübersicht.....	10
3 Zielsetzung.....	18
4 Versuchsanlagen und Diffusorvarianten.....	19
4.1 Diffusorversuchsstand.....	19
4.2 Wasserkanalprüfstand	20
4.3 Diffusorvarianten	21
4.3.1 Diffusorreihe I.....	21
4.3.2 Diffusorreihe II.....	22
4.3.3 Diffusorreihe III.	22
5 Meßtechnik und Auswertung.....	24
5.1 Stationäre Messungen	24
5.1.1 Fadensonde	24
5.1.2 Fünfloch-Kegelsonde.....	25
5.1.2.1 Sondenauswertung.....	25
5.1.3 Wanddruckmessung.....	31
5.2 Instationäre Druckmessung	33

6 Bewertung der Diffusorgüte..... 34

6.1 Definition des Wirkungsgrades	34
6.2 Vergleich der Diffusorwirkungsgrade.....	35
6.3 Systematik der Wirkungsgradeinflüsse	36
6.3.1 Beeinflussung aufgrund der Konturänderungen	37
6.3.1.1 Symmetrische Konturen.....	37
6.3.1.2 Nicht symmetrische Konturen.....	37
6.3.2 Beeinflussung mittels verschiedener Leitbleche	37

7 Untersuchungen am Wasserkanalprüfstand..... 39

7.1 Grundlagen der Flachwasseranalogie	39
7.2 Diffusorenmodelle	40
7.2.1 Ähnlichkeitsgesetze	41
7.2.2 Strömungsverhalten der Diffusoren.....	42
7.2.3 Oszillationsuntersuchungen.....	44
7.2.4 Pulsationsreduktion.....	45
7.2.4.1 Einsatz von Meridianblechen.....	45
7.2.4.2 Prallängenveränderung.....	46
7.2.4.3 Konturänderung der Diffusoraußenschale	47
7.2.4.4 Aktive Grenzschichtbeeinflussung	50

8 Messungen am Diffusorversuchsstand 54

8.1 Druckverlauf entlang des Diffusors.....	54
8.2 Messungen im Diffusoraustritt	66
8.3 Messungen in der Kondensatorebene	72

9 Oszillationsuntersuchungen 79

9.1 Grunduntersuchungen.....	79
9.1.1 Einfluß der Lage des Aufnehmers	79
9.1.2 Einfluß der Zuströmbedingungen	80
9.2 Kennfelder der Varianten	82
9.3 Maßnahmen zur Pulsationsreduktion	89
9.3.1 Einsatz von Meridianblechen	89
9.3.2 Prallängenveränderung	89
9.3.3 Konturänderung der Diffusorschale.....	91
9.3.4 Absaugung der Grenzschicht.....	91
9.3.5 Energetisierung der Grenzschicht	99
9.3.5.1 Energetisierung und Wirkungsgrad	105
9.3.5.2 Energetisierung bei Drallströmung.....	105

10 Zusammenfassung	108
11 Literaturverzeichnis	110
12 Anhang	121
12.1 Diffusorströmung	121
12.2 Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen.....	122
12.3 Erläuterungen zum Diffusorversuchsstand.....	123
12.3.1 Modifizierte Außenschale V3B.....	123
12.3.2 Diffusorversuchsstand	124
12.3.3 Eingesetzte Leitbleche	125
12.4 Strömungsvisualisierung	126
12.4.1 Fadensonde	126
12.4.2 Anstrichmethode	128
12.5 Druckverteilung im Diffusor	132

Nomenklatur

A	mbar	Druckamplitude
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
b	m	Breite (Laufänge im Diffusorausritt)
B	m	Breite des Diffusoraustritts
c	m/s	Geschwindigkeit
c_p	J/kg K	spezifische Wärmekapazität
c_{mach}	-	Machzahlkoeffizient
c_{yaw}	-	Gierwinkelkoeffizient
c_{pitch}	-	Nickwinkelkoeffizient
D	m	Durchmesser, Diffusorschalenhöhe
E	-	Ebene
F	-	Druckfaktor
Fr	-	Froudezahl
f	-	Funktion, Meßfehler
f	Hz	Frequenz
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m, mm	Wasserhöhe, Schaufelhöhe
h	kJ/kg	spezifische Enthalpie
K	-	Kondensatorebene
L	m, mm	bezogene Länge, charakteristische Länge
L_1	mm	Länge der Distanzstücke an der Fadensonde
L_2	mm	Länge für Fadenbefestigung
l	m	Körperlänge
Ma	-	Machzahl = w/a
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	mbar, kPa	Druck
R	J/kg K	Gaskonstante
R	m	Radius
Re	-	Reynoldszahl
T	-	Tiefe = x/B_3
Sr	-	Strouhal Zahl
s	kJ/kg K	spezifische Entropie
T	K, °C	Temperatur
t	s	Zeit
u	m/s	Geschwindigkeit
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
X	-	axiale Koordinate

x	m	Lauflänge
Y	-	Koordinate waagrecht
y	m	Wandentfernung
Z	-	Koordinate senkrecht
α_u	Grad	Umfangspositionswinkel
α	Grad	Gierwinkel, Öffnungswinkel
β	Grad	Nickwinkel
Δ	%	Änderung des Wirkungsgrades
δ	m	Grenzschichtdicke
δ_2	Grad	Diffusoröffnungswinkel
ε	%	Änderung der Amplitude
η	%	Wirkungsgrad
φ	-	Volumenstromkennzahl = c_{2ax}/u_2
κ	-	Isentropenexponent
ν	m ² /sec	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ζ	%	Verlustgrad

Indizes, Abkürzungen und Bezeichnungen

∞	Ruhezustand
1	Turbineneintritt, Radius, Sondenbohrung
2	Diffusoreintritt, Radius, Sondenbohrung
3	Diffusoraustritt, Sondenbohrung
3I	Diffusorreihe I.
3II	Diffusorreihe II.
4	Kondensatoreintritt, Sondenbohrung
5	Sondenbohrung
A	Absaugung
A-A	erster Ebenenschnitt für die Fadensondenmessung
a	außen
A-B	Querschnitt der Fadensonde
abs	absolut
Ax	Abstand
ax	axial
bez	Bezugsgröße
DA1	Druckaufnehmer (instationär 1)
DA2	Druckaufnehmer (instationär 2)
d	Diffusor
dyn	dynamisch

E	Energetisierung
G-G	letzter Ebenenschnitt für die Fadensondenmessung
g	Gesamtdruck der Hauptströmung
ges	gesamt
Hp	Hauptströmung
i	innen
K	Kondensator
k	kontroll
kon	Kondensator
L	Luft
L1	Gehäuseleitblech Nr.1
L2	Gehäuseleitblech Nr.2
L3	Gehäuseleitblech Nr.3
L4	Gehäuseleitblech Nr.4
MP	Meßposition
mA	mit Absaugung
max	maximal
mE	mit Energetisierung
mes	Messung
mit	Mitteldruck
Norm	Normzustand
oA	ohne Absaugung
oD	ohne Dampfleitung
oE	ohne Energetisierung
pdyn	dynamischer Faktorkoeffizient
ptot	totaler Faktorkoeffizient
rel	relativ
Sp	Spaltströmung
stat	statisch
tot	Total-
Umg	Umgebung
W	Wasser
ZV	Zuströmverhältnis = M_{Hp} / M_{Sp}
*	red. Geschwindigkeit, Modifizierung, Zustandsänderung,

1 Einleitung

Die Energieversorgung stellt in der heutigen Zeit eines der wichtigsten und dringendsten Probleme dar. Es ist absehbar, daß in Zukunft der Energiekonsum weltweit steigen und der Vorrat an Kohle und anderen fossilen Brennstoffen, die für die Stromerzeugung in Kraftwerken notwendig sind, abnehmen wird. Um den zukünftigen Energiebedarf längerfristig decken zu können, muß mit den Ressourcen sparsamer und effizienter umgegangen werden. Die Entwicklung und der Einsatz modernster Technologien im Kraftwerksbau sowie neuer Rechenverfahren für die Optimierung des Wirkungsgrades von Turbomaschinen allgemein sind Möglichkeiten zum sparsameren Umgang mit den vorhandenen Energiequellen.

Zudem unterlag der Kraftwerkmarkt in den letzten Jahren einem großen Wandel, der diese Probleme zusätzlich verschärft. Die Globalisierung der Märkte, die Deregulierung und Privatisierung der Stromerzeugung sorgen für eine Senkung der Energiepreise und somit für einen zunehmenden Wettbewerb auf diesem Wirtschaftssektor. Aus diesen Gründen müssen die Kraftwerksanlagen in der nahen Zukunft nicht nur den ökologischen Auflagen genügen, sondern auch höhere ökonomische Anforderungen, wie bessere Verfügbarkeit, Wirtschaftlichkeit und Betriebsicherheit erfüllen und gleichzeitig kostengünstiger werden.

Ein großes Potential für eine Verbesserung des Dampfturbinenwirkungsgrades bietet das kalte Ende der Turbine an. Die hier entstehenden Verluste können nur zum geringeren Teil durch einen Wärmerückgewinn gesenkt werden. Die Optimierung der Abströmung kann jedoch das Enthalpiegefälle der Turbine erhöhen und somit auch den Anlagenwirkungsgrad entscheidend verbessern. Das Strömungsfeld vom Austritt aus der Niederdruckturbinenstufe bis zum Kondensator hin ist, hervorgerufen durch die axiradiale Umlenkung, außerordentlich komplex. Es besitzt eine dreidimensionale Struktur (siehe Anhang, Bild 12.1 und Bild 12.2) der Hauptströmung, die von Spalt-, Sekundär- und Schleppströmungen sowie Wirbeln und Totwassergebieten stark beeinflusst wird. Die Berechnung derartiger Strömungsfelder ist sehr aufwendig und erfordert ein vollständig dreidimensionales, reibungsbehaftetes Rechenverfahren. Für die Optimierung des kalten Endes, des Diffusors und des Abströmgehäuses sind daher experimentelle Untersuchungen eine wichtige Voraussetzung.

2 Literaturübersicht

Die ersten Turbinenprototypen wurden bereits Ende des 19. Jahrhunderts erfolgreich betrieben [1]. Der weltbekannte Forscher Gustav Patrik de Laval konstruierte im Jahre 1876 die erste Dampfturbine, die bei einem Eintrittsdruck von 4 bar etwa 0.74 kW leistete und als Antrieb für eine Milchzentrifuge gedacht war. Einige Jahre später schon vermochte de Laval die Turbinenleistung um das Fünffache zu erhöhen.

Die Idee, eine Dampfturbine als Generatorantrieb zu nutzen, die de Laval nur als Vision hatte, wurde von Charles Algernon Parsons aufgegriffen und im Jahre 1888 in Forth Banks verwirklicht [2]. Dieses kleine Kraftwerk leistete bis zu 75 kW. Als bald waren Dampfturbinen mit Leistungen von 100 kW keine Seltenheit mehr, und um die Jahrhundertwende wurde ein Prototyp mit der damals enormen Leistung von 1000 kW entwickelt.

Innerhalb der nächsten Jahrzehnte wurden die Turbinenleistungen rasant gesteigert. Vor allem dem Forscher Aurel Stodola ist es zu verdanken, daß viele neue technische Probleme im Dampfturbinenbau, die durch die schnelle Entwicklung entstanden sind, theoretisch und mittels verschiedener Berechnungsmethoden gelöst worden sind.

Die technologische Weiterentwicklung der Turbinen im Kraftwerksbau schreitet heute nicht mehr so rasch voran. So sind z.B. die Schaufellängen der Endstufenrotoren und somit auch die Leistungen durch Werkstoffestigkeiten begrenzt [3], [4]. Die derzeitige Optimierungsentwicklung richtet ihr Augenmerk auf die effizientere Durchströmung der Turbomaschinen [5]. Ein wichtiger Aspekt bei der Optimierung ist die Verringerung der Strömungsverluste. Dies trifft vor allem auf die Niederdruckturbine eines Kraftwerks, die mit einem axiradialen Diffusor abschließt, zu [6], [7]. Der Anteil an der Gesamtleistung der Anlage beträgt hier etwa 2 %, und die in diesem Abdampfsystem entstehenden Verluste können bis zu 15 % der Gesamtverluste ausmachen [8]. Bereits durchgeführte Messungen an Abdampfgehäusen und Diffusoren [9] sowie einem Endstufenmodell [10], [11] belegen den strömungstechnisch anspruchsvollen Charakter dieser Kraftwerkskomponente und machen zudem verständlich, warum die Güte ihrer aerodynamischen Auslegung für den Kraftwerksbauer von besonderem Interesse ist.

Die Verbesserung der Endstufenabströmung durch den Einsatz eines hinter der Turbine anschließenden Diffusors [12], [13] und die damit gesteigerte Anlageleistung [14] wurde in den letzten Jahren von verschiedenen Kraftwerksbau-

werksbetreiber vor allem aus Platzgründen interessanter, da ein optimaler axialer Diffusor für eine verlustarme Druckerhöhung eine große Baulänge [26] benötigen und damit hohe Kosten verursachen würde.

Über den Einfluß der Diffusorformgebung auf die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids liegen zahlreiche grundlegende, experimentell durchgeführte Untersuchungen [27], [28], [29], [30], [31] und [32] vor. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen machen deutlich, welche Zusammenhänge zwischen den Eintrittsbedingungen, der Konturgebung und dem daraus resultierenden Strömungszustand im Diffusoraustritt bestehen. Dabei wurden Parameter wie die Machzahl der Zuströmung, der Eintrittswinkel, die Länge des Diffusors, das Öffnungsverhältnis und teilweise der Drall der Zuströmung [33], [34], [35], [36] und [37] variiert.

Die Ergebnisse der o.g. Untersuchungen können aufgrund der Zusammenhänge zwischen Flächenverhältnis, Längenverhältnis und Druckbeiwert nach *Sovran* et al. [28] in Diagrammform teilweise miteinander verglichen werden. Aus diesem Diagramm kann das Optimum des Druckrückgewinns abgelesen werden. Die Ergebnisse unterschiedlicher Grenzschichtdicken der Zuströmung können ebenso verglichen werden, da deren Einfluß mittels einer Versperrungsfaktorkorrelation berücksichtigt wird. Bei Veränderung der Zuströmungsgrenzschicht verschieben sich zwar im Diagramm die Linien der Druckbeiwerte, die Lage des Optimums aber bleibt unverändert.

Die Problematik der Teil- oder Überlast beim Diffusorbetrieb wurde von *Livesey* et al. [38] für hohe Eintrittsmachzahlen bei konischen Diffusorformen und von *Runstadler* et al. [39], [40] für einen breiten Machzahlbereich der Zuströmung bei zweidimensionalen Diffusoren mit unterschiedlichen Flächen- und Längenverhältnissen untersucht. Die Versperrung der Grenzschicht aufgrund der höheren Machzahlen führte auch bei dünnen Grenzschichten zu sehr ungleichförmigen Geschwindigkeitsprofilen und zur frühzeitigen Ausbildung der Schallgeschwindigkeit im Strömungskern. Die inhomogene Zuströmung im Diffusoreintritt und ihre Auswirkungen auf den weiteren Strömungsverlauf werden in [41], [42] behandelt.

Die Einflußparameter, die in den nach [28] erstellten Diagrammen zu Abweichungen führen, sind von *Härtl* [31] und *Klein* [34] zusammengefaßt. Dabei handelt es sich um verschiedene Definitionen der Mittelwertbildung von Druck- und Geschwindigkeitsverteilung im Diffusoreintritt sowie der Definition von Kennzahlen und deren Ermittlung, die zu Abweichungen führen können. Die Veränderung der Zuströmungsgrenzschichtdicke für unterschiedliche Machzahlen, der Ort der Meßposition und die Art der dazu benutzten Meßsonden können ebenso Abweichungen verursachen.

Eine weitere übersichtliche Diagrammdarstellung der einzelnen Strömungsformen, die durch eine Trennlinie zwischen anliegender und teilabgelöster

Strömung gekennzeichnet sind, wurde von *Reneau et al.* [43], *Carlson et al.* [44] und *Adenubi* [45] ausgearbeitet und publiziert.

Die Güte der Diffusorströmung für verschiedene Diffusorentypen kann auch über die entstehenden Verluste miteinander verglichen werden. Nach *Japikse* [46] können die Druckverluste für verschiedenen Diffusortypen unter Berücksichtigung der Strömungsverteilung sowie der lokalen Versperrung der Zuströmung abgeschätzt werden.

Der Einfluß eines Zweiphasengemisches auf den Wirkungsgrad des Diffusors wurde von *Hench et al.* [47] und *Stastny* [48] untersucht. Es konnte ein direkter Zusammenhang zwischen dem Mischungsverhältnis des Fluids und dem Wirkungsgrad [47] ermittelt werden. Festgestellt wurde, daß die Abnahme des Gasanteils in der Zweiphasenströmung zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades führt. Die Untersuchungen von [48] machen deutlich, welchen Einfluß die Größe der Wasserpartikel auf die Leistung der Turbine ausüben können. Eine mögliche Ablösung der Grenzschicht, die durch größere Wassertröpfchen begünstigt wird, kann nach *Stastny* [49] mit einem doppelten Ringdiffusor unterbunden werden, der im Endbereich der letzten Stufe am Stator diese absaugt und in die Grenzschicht am zweiten Diffusorring wieder zuführt und damit eine zusätzliche Energetisierung der Grenzschicht in diesem Bereich des Diffusorings bewirkt. Durch den Einsatz dieser aktiven Strömungsbeeinflussung an der Diffusorschale entsteht eine bessere Nässeverteilung und Kondensatorzuströmung, deren Güte auch eine Auswirkung auf den Wirkungsgrad der Anlage hat.

Der Druck und die Geschwindigkeit des aus dem Diffusor strömenden Fluids werden bis zum Kondensatorbereich im wesentlichen durch die Form des hinter dem Diffusor angeordneten Abströmgehäuses sowie seiner Einbauten geprägt. Die Geometrie des Abdampfgehäuses bietet somit hinsichtlich des Wirkungsgrades der Endstufe zusätzliches Optimierungspotential. Die hier durch Versperrungen, Wirbel und Teilrückströmungen entstehenden Verluste können die durch den Diffusor erreichten Wirkungsgradvorteile erheblich mindern.

Die strömungstechnischen Wechselwirkungen der Kombination Diffusor und Abströmgehäuse wurden experimentell u.a. von *Biswas et al.* [50], [51], *Basov et al.* [52], *Goudkov et al.* [53], *Hosenfeld et al.* [54], *Nayebkashi* [55], *Stastny* [56] und *Zarjankin* [57] untersucht. Nach *Stastny* [56] ist bei einer axialen Strömungsumlenkung ein Spiralgehäuse aufgrund der zwei großen, hinter dem Diffusor stromab entstehenden Wirbelzöpfe gegenüber einem heute üblichen und einfach ausgeführten Kastenformgehäuse, das mit einer Haube abschließt, strömungsgünstiger. Nach *Zarjankin* [57] bietet eine geteilte Diffusoraußenschale, die aus drei Ringen besteht und Verbindungen zum Gehäuse für eine Grenzschichtabsaugung aufweist, eine Verbesserungsmöglichkeit dar.

Das Anbringen von Leitblechen zur wirbelärmeren Strömungsführung durch das Abströmgehäuse wurde von *Gloger* [58] untersucht.

Andere Wege zur Optimierung der Wirkungsgrade der o.g. Komponenten wurden in [59], [60], [61], [62], [63] und [64] besprochen. Nach *Migaj* [59] und [60] können durch querberippte Diffusoren Ablösungen vermieden werden. Der Wirkungsgrad des Diffusors ist dann von der Anzahl der Rippen bis zu einem gewissen Grad abhängig und kann maximal um das 1.8-fache gegenüber der glatt ausgeführten Diffusorwand gesteigert werden. Den Einfluß eines doppelkanaligen Diffusors auf die Strömungsstabilisierung sowie auf die Druckerhöhung für größere Öffnungswinkel haben *Raab* et al. [61] und *Adkins* et al. [62] untersucht. Eine Diffusorensystematik für mehrere Kanäle ist in [64] aufgeführt. Nach *Brown* et al. [65] kann der Impulsaustausch zwischen der Hauptströmung und der Grenzschicht an der Diffusorschale, der für die Ablösungskriterien [66] wandnaher Strömungen und somit für den Wirkungsgrad eine wichtige Rolle spielt, mit einem vorgeschalteten Wirbelerzeuger verbessert werden. Eine an der Diffusorwand verzögerte Ablösung, die durch den Einsatz eines Stolperdrahtes stromabwärts verlagert werden kann, wurde von *Schobeiri* [67] untersucht. Er hatte an zweidimensionalen Diffusoren festgestellt, daß mit größer werdender Stolperkantenhöhe die Ablösegrenze zu größeren Diffusoröffnungswinkeln verschoben werden kann. Die Beeinflussung der Grenzschicht durch eine veränderte Oberflächenstruktur wurde von *Szodruch* [68] untersucht. Er zeigte, daß kleine Längsrillen an der Oberfläche die Gefahr der Strömungsablösung verringern und den Widerstand eines Körpers damit reduzieren. Diese Methode hat bereits in der Luftfahrt ihre Anwendung gefunden.

Die Idee der Widerstandsminderung umströmter Körper und Wände auf der Basis einer gezielten Grenzschichtbeeinflussung wurde u.a. von *Schlichting* et al. [69], *Rotta* [70], *Graf* et al. [71], *Stanewsky* [72] und *Massad* et al. [73] verfolgt. Das Absaugen der Grenzschicht in der sich verzögernden Wandströmung, die sich im Gebiet des ansteigenden statischen Drucks befindet und deswegen ablösegefährdet ist, verhindert eine Strömungsablösung und reduziert somit den Strömungswiderstand [69], [70], [73]. Die Beeinflussung der Prandtl'schen Grenzschicht mittels eines "Wandwindes" wurde experimentell in [71] an einer schwingenden Fläche untersucht. Die Abhängigkeit zwischen der Machzahl des strömenden Mediums und der Auftriebsänderung eines mit Schlitz versehenen Spoilers ist in [72] dargestellt.

Analog zu den o.g. Erkenntnissen ist die Güte der Diffusorströmung auch von der Art und Lage der Strömungsablösung abhängig. Die Zuströmungsgrenzschicht, die sich an der Innenschale und der Außenwand ausbildet, bestimmt im we-

sentlichen die Entwicklung der nachfolgenden Strömungsfelder. Nach *Sulleray* et al. [74] kann die Diffusorströmung durch eine zusätzliche Verwirbelung am Eintritt in ihrer Güte verbessert werden. Eine Systematik der abgelösten Strömungen für rotationssymmetrische Diffusoren wurde von *Weiser* [75] ausgearbeitet.

Die Abströmung der Turbinenendstufen wird in hohem Maße durch die Interaktion der Hauptströmung und der durch den fertigungsbedingten Spalt zwischen dem Turbinengehäuse und den Schaufelspitzen entstehenden Jetströmung beeinflusst [76], [77], [78], [79]. Für die axiradiale Umlenkung der Strömung ist die energetisierende Wirkung, die von der Jet-/Spaltströmung auf die Strömungsgrenzschicht auf der Außenschale des hinter der Turbine angebrachten Diffusors ausgeübt wird, besonders wichtig [80], [81], [82]. Die Energetisierung der Grenzschicht durch die Spaltströmung ist als Ursache für die Verschiebung des Ablösegebietes an der Schalenkontur gen Diffusoraustritt und die somit induzierte Reduktion der Versperrungswirkung, die aufgrund der Grenzschichtablösung entsteht, anzusehen. Die bei einer axiradialen Umlenkung entstehenden Strömungszustände im Verlauf des Diffusors sind in Bild 2.2 schematisch in einer zweidimensionalen Darstellung aufgezeichnet.

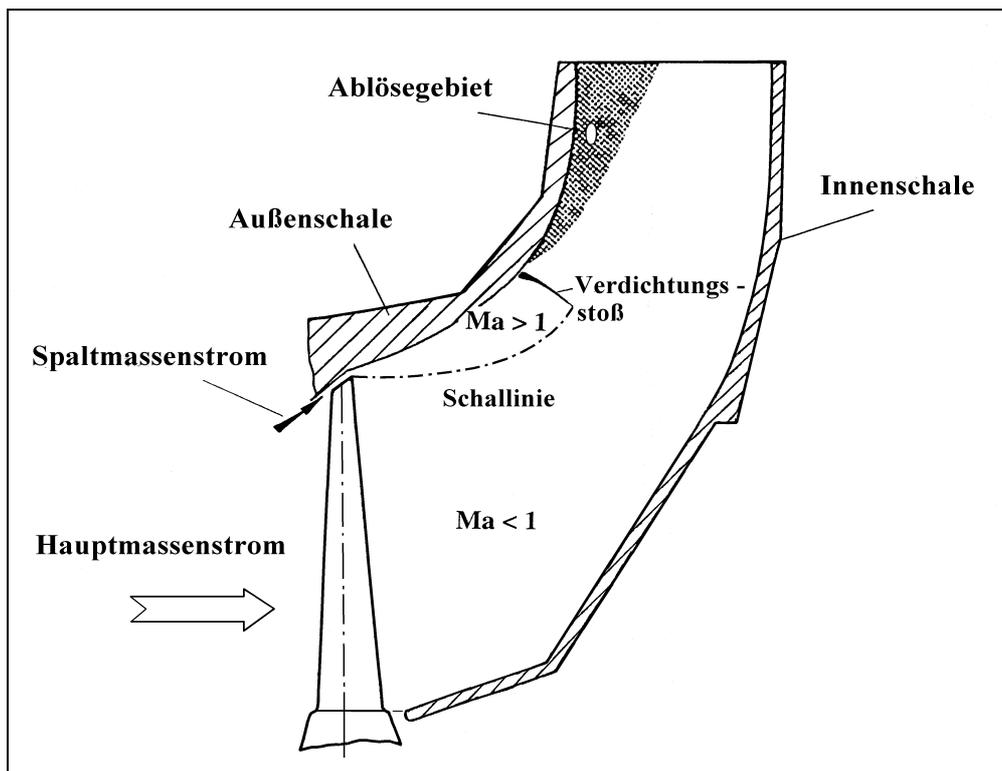


Bild 2.2: Diffusorströmungszustände bei axiradialer Umlenkung

Nachteilig wirkt sich die Spaltenergetisierung auf die Diffusordurchströmung bei höheren Lastfällen aus, da sie an der Wandkontur bei bestimmten Verhält-

nissen der statischen Drücke im Diffusorein- und austritt ein Strömungsphänomen, die Stoß-Grenzschicht-Oszillation, auch Diffusorbrummen genannt, hervorruft [83], [84], [85]. Die Pulsation, abhängig von der Amplitudenstärke der Schwingung, kann sukzessiv die Diffusorströmung großflächig nachhaltig beeinflussen und unerwünschte Schaufelschwingungen der letzten Laufreihe, die das Betriebsrisiko der Kraftwerksanlagen enorm erhöhen, verursachen [86], [87], [88].

Das Strömungsphänomen der Stoß-Grenzschicht-Pulsation ist in vielen aerodynamischen Bereichen aufgrund seiner schädlichen Wirkung auf die angrenzenden Strömungsfelder und der Abhängigkeit der Strömungszustände von der Frequenz sowie der Amplitudenstärke der Pulsation ein wichtiges Forschungsthema. Im Flugzeugwesen ist z.B. an transsonisch umströmten Tragflächen das Oszillieren der Grenzschicht und die damit verbundene Tragflächenvibration, Buffeting genannt, unerwünscht. Eine weitere schädliche Wirkung der selbsterregten Strömungspulsation ist bei der überkritischen Anströmung von Triebwerken bekannt. Die oszillierende Grenzschicht verursacht im Einlauf des Triebwerkes Versperrungen, die zu vermindertem Massendurchsatz und dem damit verbundenen Leistungsabfall führen.

Im folgenden Bild 2.3 sind die charakteristischen Strömungszustände der Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkung aufgezeigt.

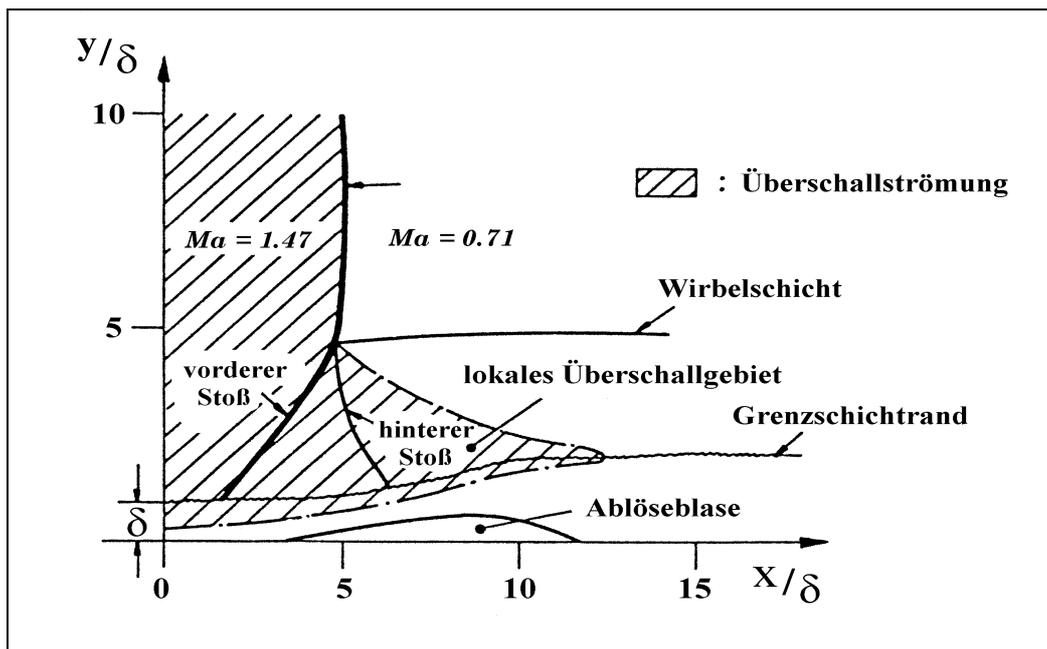


Bild 2.3: Strömungszustände bei Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen

Die wichtigsten Zusammenhänge zwischen der Grenzschichtart und der die Pulsation auslösenden Stoßstärke wurden von *Ackeret* et al. [89], *Gadd* [90] und *Grabitz* [91] erörtert. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen wurden in den letzten Jahren durch weiterführende Arbeiten auf diesem Gebiet ergänzt

[92], [93], [94]. Die Auswirkungen der stoßinduzierten Pulsation an transsonischen Strömungsprofilen, ebenen Gittern, Verdichtern und Turbinenlaufrädern wurden u.a. von *Basler* [95], *Henne* [96], *Swoboda* [97], *Bell* [98] und *Binder* [99] näher untersucht. Die grundlegenden Strömungszustände, die aufgrund der Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen nahe der Wand entstehen, sind im Anhang, Bild 12.3 und Bild 12.4 dargestellt.

Das Ausmaß der durch den Stoß hervorgerufenen Verluste [100], [101], [102] und die schädliche Wirkung der Stoß-Grenzschicht-Oszillation, die sowohl für die Turbinenschaufeln als auch für die Tragflügelprofile eine zusätzliche Kräftebelastung bedeutet, kann mittels verschiedener Beeinflussungsmaßnahmen [103], [104], [105] reduziert werden. Nach *Finke* [103] können die Stoßpulsationen durch den Einsatz von Spoilern und Trennblechen unterdrückt werden. Er stellte bei seinen Strömungsuntersuchungen an verschiedenen Profilen und Zylindern fest, daß das Absaugen der Grenzschicht sowie ihre Energetisierung zur Auftriebserhöhung und ebenso zur Stabilisierung des oszillierenden Strömungszustandes beitragen können verdeutlicht den Unterschied der Geschwindigkeitsprofile einer Tragflügelumströmung mit und ohne Energetisierung der Grenzschicht.

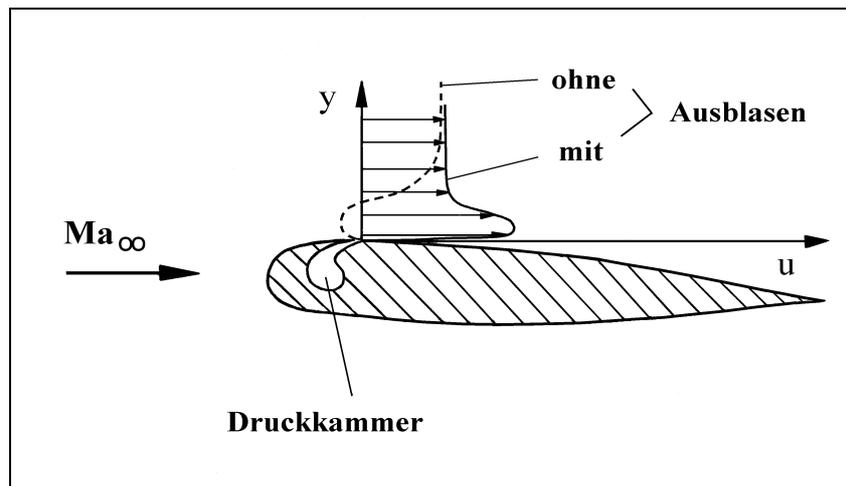


Bild 2.4: Beeinflussung der Strömung nach *Finke* [103]

An einem Endstufenmodellprüfstand untersuchte *R. Maier* [106] hinsichtlich des selbsterregten Pulsationsverhaltens und des Wirkungsgrades vier verschiedene Diffusorentypen. Mit Hilfe instationärer Meßtechnik ist es ihm gelungen, die Entstehungsorte sowie die Ausbreitung der Stoßpulsationen in der Diffusorströmung zu bestimmen.

Er versuchte, mittels Stolperkanten, kleinerer Radialspiele und verschiedener Laufraddruckgefälle die Pulsationen zu beeinflussen. Die von ihm untersuchte perforierte Diffusorwand, die sich im Versuch auf die Oszillationen positiv auswirkte, fand in der Praxis keinen Einsatz.

3 Zielsetzung

Das Problem der Austrittsverluste in Turbomaschinen und ihrer Auswirkungen, die einen ökonomischen sowie ökologischen Charakter haben, sind seit langem bekannt. In den letzten Jahrzehnten gab es zahlreiche Untersuchungen, die sich dem Thema der weiteren Reduzierung von Verlusten an thermischen Strömungsmaschinen widmeten. Die Austrittsverluste der Maschinen machen heute nach den Schaufelverlusten den zweitstärksten Anteil aus und sind deswegen für die Optimierung der Anlagen von besonderem Interesse.

In der vorliegenden Arbeit soll versucht werden, die Turbinenabströmung hinsichtlich ihrer Güte zu verbessern, was einer Reduktion der Verluste gleichkommt. Dazu werden detaillierte Untersuchungen, die vorwiegend experimenteller Natur sein werden, an den Strömungskomponenten Diffusor und Abströmgehäuse durchgeführt.

An einem luftdurchströmten Modellprüfstand wird das Strömungsfeld mit konventionellen, pneumatisch messenden Strömungssonden in verschiedenen Abströmebenen auf Wirbel, Rückströmungen und eventuelle Totwassergebiete untersucht. Der Einsatz von Fadensonden und Anstrichen für Visualisierungsversuche soll ein Gesamtbild der Gehäuseabströmung vermitteln. Parallel zu diesen Arbeiten wird die Verbesserung der Diffusorabströmung am Flachwassergerinne einer Parameterstudie unterzogen. Hierbei wird sich das Augenmerk auf die Konturbeschaffenheit der Außenschale bei gleichbleibenden Öffnungsverhältnissen richten. Die aus der Flachwasseranalogie erkennbaren Verbesserungsmöglichkeiten werden dann im Modellprüfstand umgesetzt.

Bei der Suche nach Maßnahmen zur Reduktion der schädlichen Stoß-Grenzschicht-Oszillation werden sowohl aktive als auch passive Beeinflussungsstrategien verfolgt. Dazu werden am Modellprüfstand instationär messende Druckaufnehmer an der Diffusorinnenschale adaptiert, mittels derer die Entstehungsorte des oszillierenden Stoßes lokalisiert werden sollen. Aufbauend auf den Erkenntnissen auch hier parallel laufender Flachwasseruntersuchungen werden die Maßnahmen zur Reduzierung der Stoßpulsationen in dem Modellprüfstand getestet.

Anschließend soll eine detaillierte Analyse der experimentell ermittelten Daten zur optimalen Form und Gestaltung sowohl des Diffusors als auch des Abströmgehäuses im Hinblick auf die Güte der Abströmung führen.

4 Versuchsanlagen und Diffusorvarianten

4.1 Diffusorversuchsstand

Die vorliegenden Strömungsuntersuchungen und Versuche wurden an dem in Bild 4.1 dargestellten, luftbetriebenen Modellversuchsstand am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart durchgeführt. Der Versuchsstand ist in [107] ausführlich beschrieben.

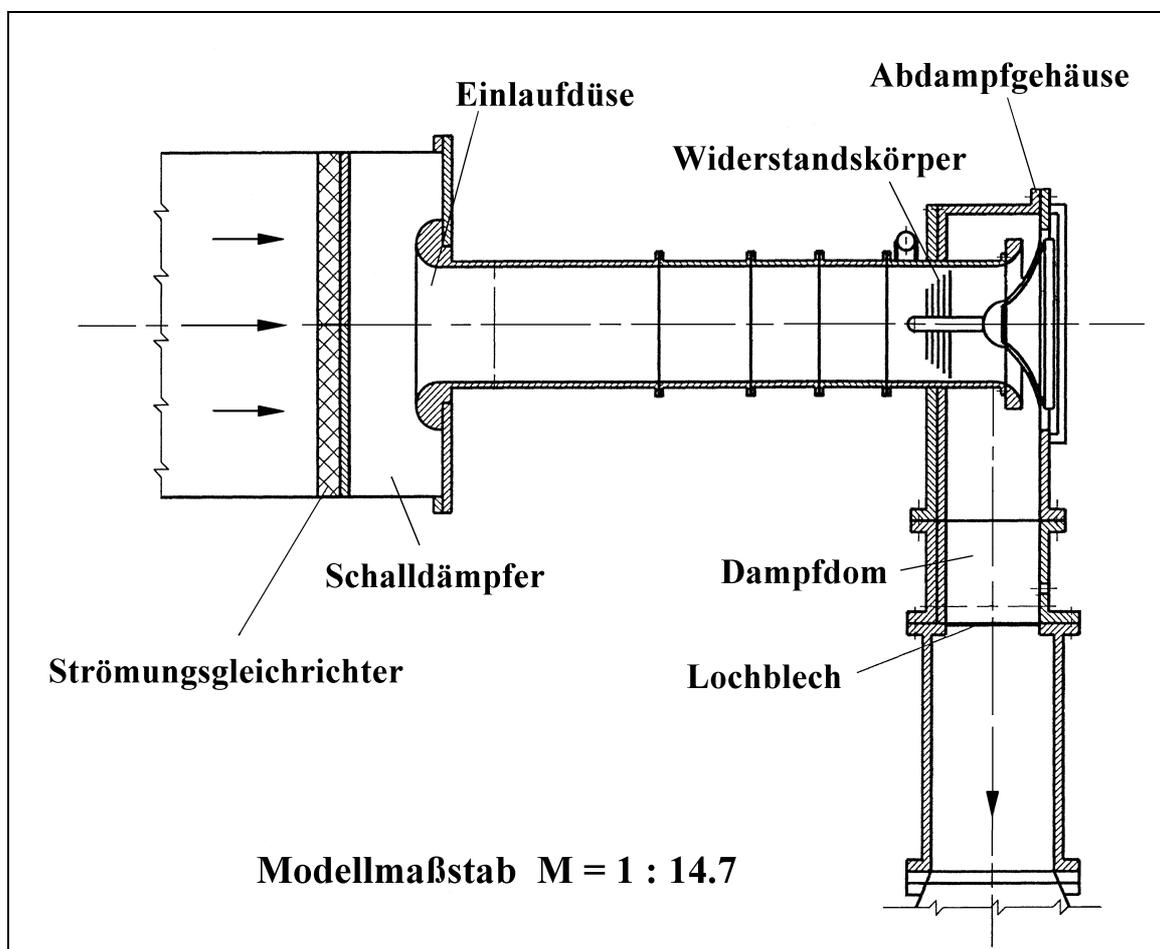


Bild 4.1: Längsschnitt durch den Diffusorversuchsstand

Zur Lärminderung wurde am Düseneinlauf ein Schalldämpfer montiert, in dem ein mehrfach geschichteter Wabengleichrichter ein ausgeglichenes Strömungsprofil formiert. Direkt vor dem Diffusoreintritt wird mittels des Widerstandskörpers ein außenlastiges Strömungsprofil nachgebildet. Die Geschwindigkeit der Kondensatorzuströmung wird mit einem Lochblech auf ein reales Maß reduziert. Die Hauptströmung wird von einem dreistufigen Radialver-

dichter im Saugbetrieb erzeugt. Zur Simulation der Spaltströmung wird ein zweistufiger Schraubenverdichter im Druckbetrieb eingesetzt, so daß verschiedene Machzahlverhältnisse über zwei separate Ventile eingestellt werden können. An diesem Versuchsstand wurden bereits Strömungsversuche [85], die als Basisdaten für die weiterführenden Arbeiten verwendet werden sollen, durchgeführt.

4.2 Wasserkanalprüfstand

Parallel zu den Luftversuchen wurden am Flachwassergerinne des ITSM Untersuchungen, die zum besseren Verständnis der Phänomenologie der Diffusorströmung qualitativ beitragen, durchgeführt. Der Versuchsstand ist in [108] eingehend beschrieben und in Bild 4.2 dargestellt.

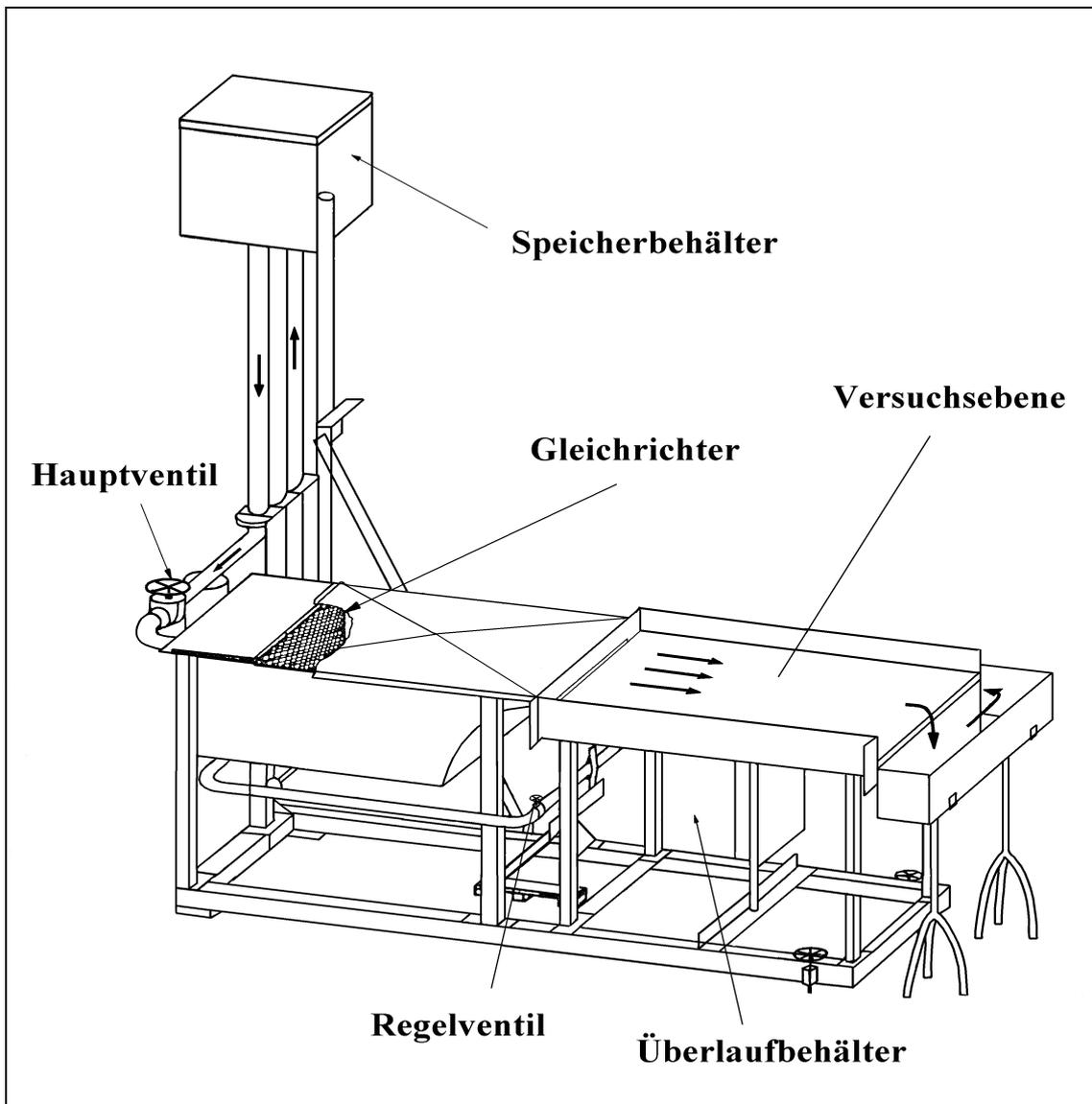


Bild 4.2: Schemadarstellung des Flachwasserkanals

4.3 Diffusorvarianten

Der Versuchsparameter bei den Untersuchungen war die Geometrie des Diffusors, die über die Form der Außenschale verändert wurde. Für eine bessere Strömungsführung im oberen Teil des Abströmgehäuses wurden zusätzlich in Kombination mit der Variante V3 und ihrer modifizierten Ausführungen verschiedene Leitbleche getestet und dann hinsichtlich des Wirkungsgrades untersucht.

Die folgenden Abbildungen (Bild 4.3 und Bild 4.4) zeigen eine Gegenüberstellung der verschiedenen Flächenverläufe für die untersuchten Diffusorenreihen I und II.

4.3.1 Diffusorreihe I.

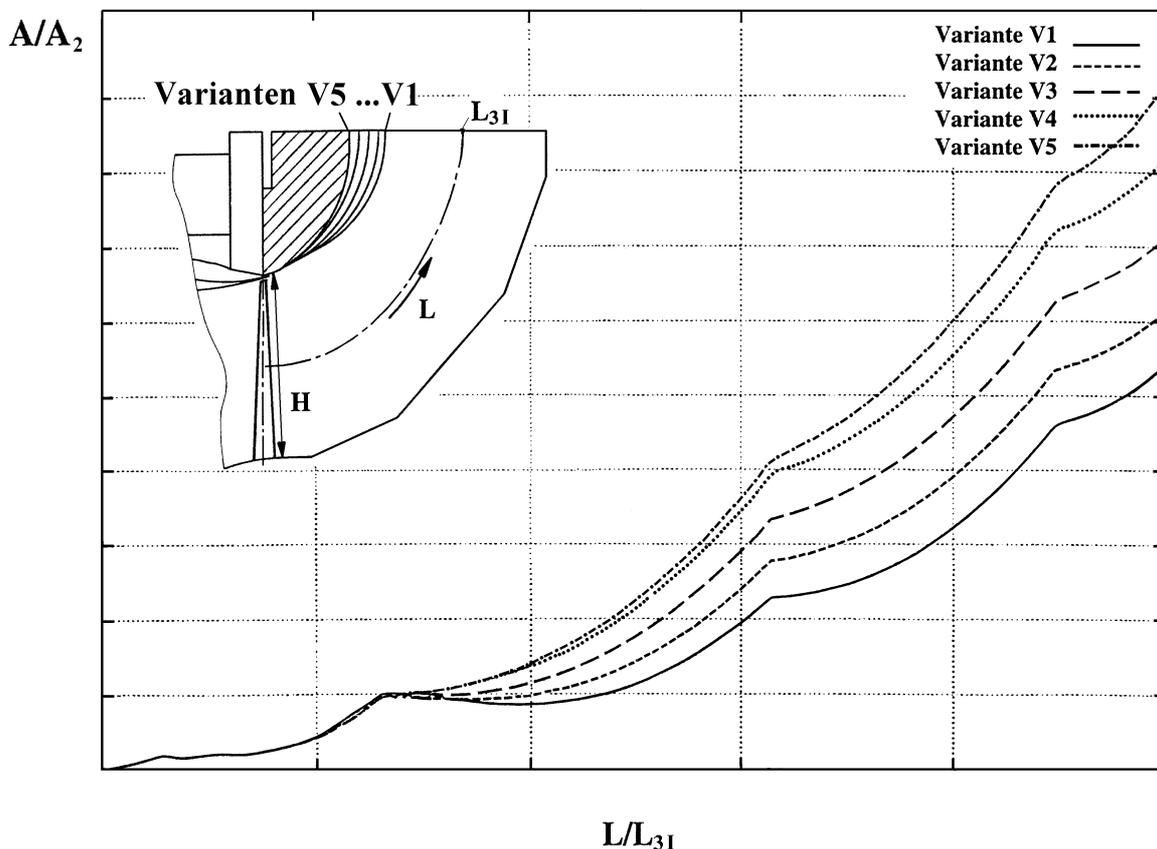


Bild 4.3: Flächenverläufe der Varianten V1 bis V5

Bem: Die Kurvenverläufe (A/A_2) der fünf verschiedenen Varianten sind jeweils über das Verhältnis der Lauflänge L zu Endlänge L_{3I} im Diffusoraustritt aufgetragen.

4.3.2 Diffusorreihe II.

Im Gegensatz zu der Diffusorreihe I. wurde bei diesen untersuchten Schalen nicht nur die Bogenkontur und die Bogenlänge variiert, sondern auch der Diffusoröffnungswinkel ($20^\circ < \delta_2 < 40^\circ$) als Parameter zusätzlich verändert.

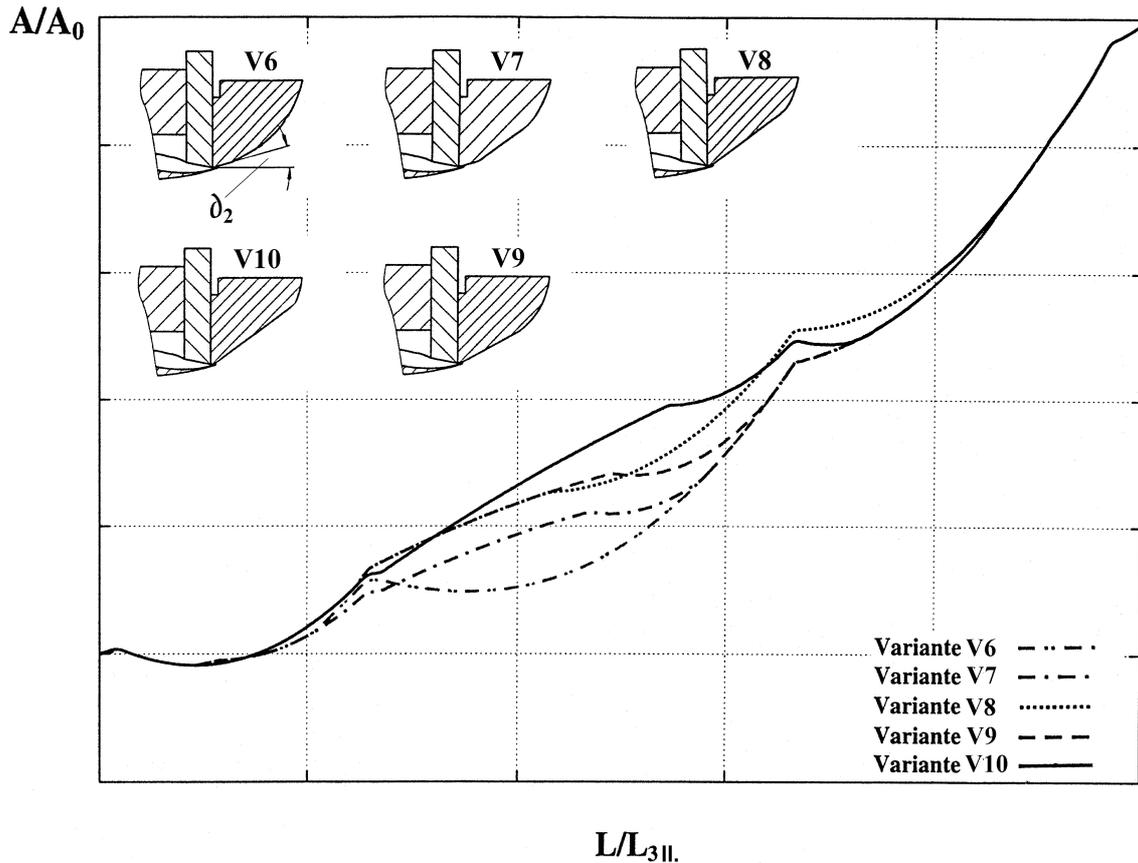


Bild 4.4: Flächenverläufe der Varianten V6 bis V10

4.3.3 Diffusorreihe III.

In dieser Reihe wurden die Modifizierungen der Variante V3 bzw. die verschiedenen Aufweitungen der Schalenkontur im unteren Abströmbereich der Diffusoraußenschale, die eine Verlagerung der Strömungsablösung gen Diffusoraustritt bedingt, untersucht. Die modifizierten Konturen sind in den folgenden Abbildungen (Bild 4.5 und Bild 4.6) im Schnitt dargestellt. Die Aufweitung erfolgte ab den Umfangspositionen 90° und 270° mit glattem Übergang bis zum unteren Schalenbereich 180° (siehe Anhang Bild 12.5 und Bild 12.6). Die obere Hälfte der Diffusorschale wurde bis auf die Variante V3CII mit V3 identisch ausgeführt.

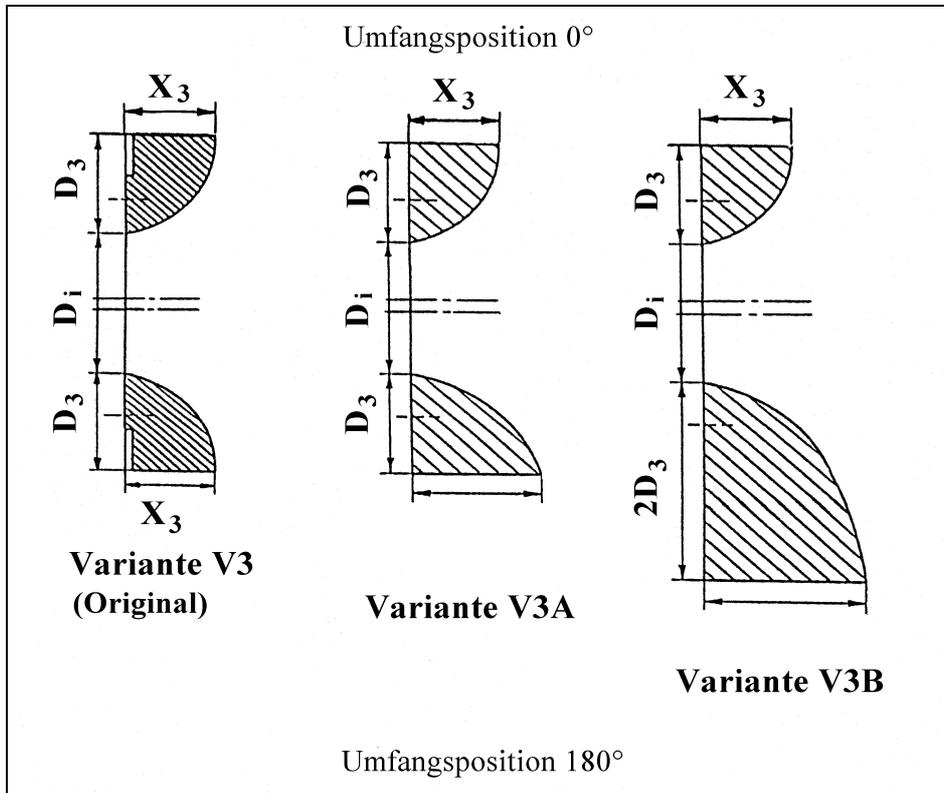


Bild 4.5: Modifizierte Varianten V3A und V3B

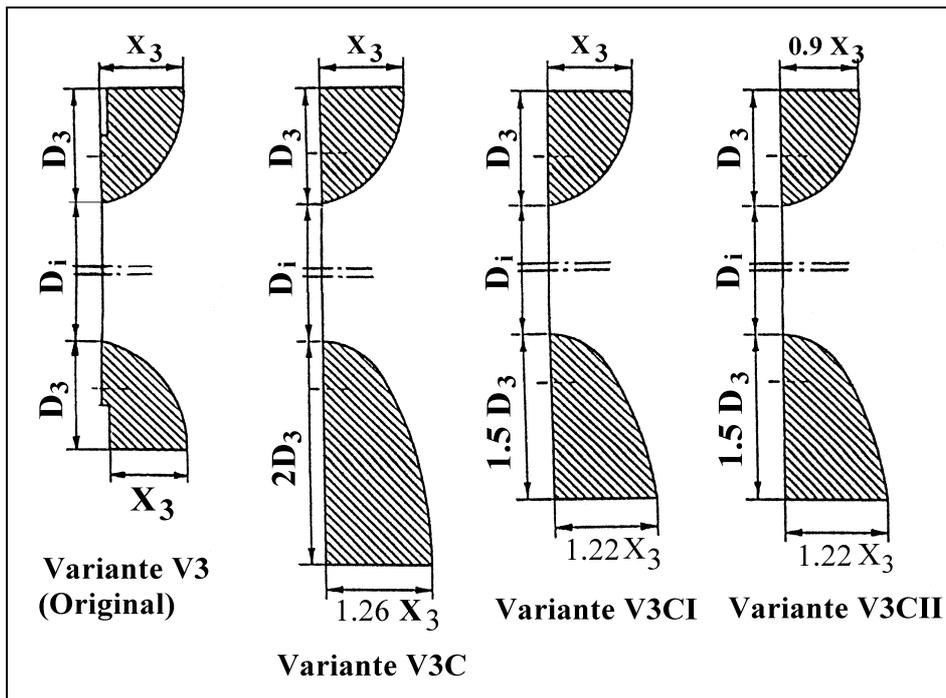


Bild 4.6: Modifizierte Varianten V3C bis V3CII

Für alle drei durchgeführten Versuchsreihen wurden die Rahmenbedingungen, die Lasteinstellung, die Innenschale des Diffusors und das Zuströmgehäuse zur Kondensatorebene konstant gehalten.

5 Meßtechnik und Auswertung

5.1 Stationäre Messungen

5.1.1 Fadensonde

Die komplexe dreidimensionale Strömungsstruktur im Diffusor sowie in dem anschließenden Abdampfgehäuse wurde zunächst mittels einer strömungsgünstig gebauten Fadensonde (Bild 5.1), die mit vier dünnen Baumwollfäden bestückt war, nach Vorlage [107] in verschiedenen Querschnitten qualitativ vermessen. Die unterschiedlichen Strömungsprofile, die sich jeweils bei einem konstanten Lastfall in den untersuchten Ebenen und Querschnitten eingestellt haben, wurden direkt während der Versuche aufgenommen. Das Hauptaugenmerk wurde dabei auf die sich einstellenden Wirbel und Totwassergebiete sowie deren Weiterentwicklung bis zur Kondensatorebene hin gelegt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Anhang, Kap.12.4.1 Fadensonde dargestellt.

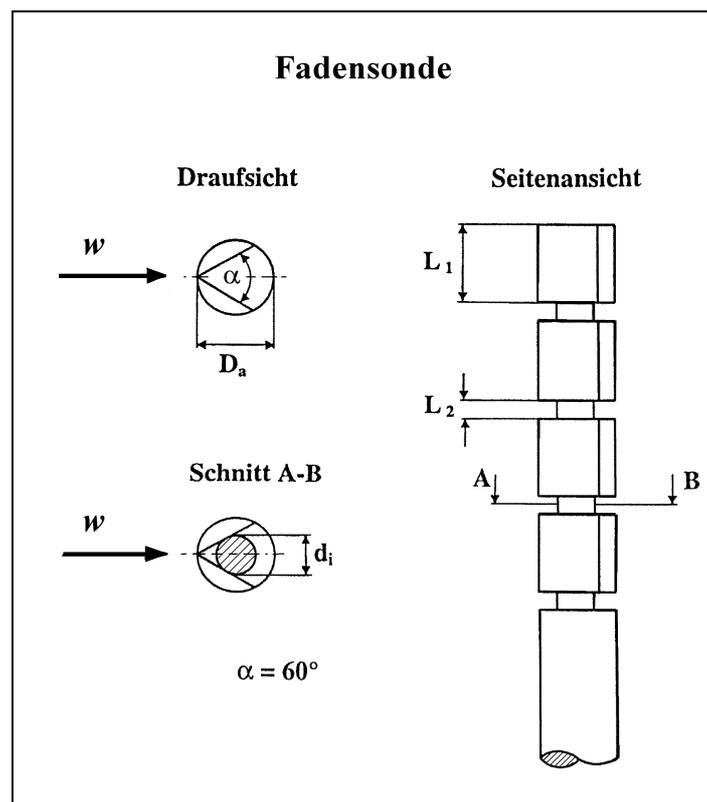


Bild 5.1: Aufbau der Fadensonde

5.1.2 Fünfloch-Kegelsonde

Zur Bestimmung der Geschwindigkeitsprofile und Strömungszustände in den untersuchten Querschnitten und Ebenen wurde eine Kegelsonde eingesetzt. Das folgende Bild 5.2 zeigt ihren Aufbau.

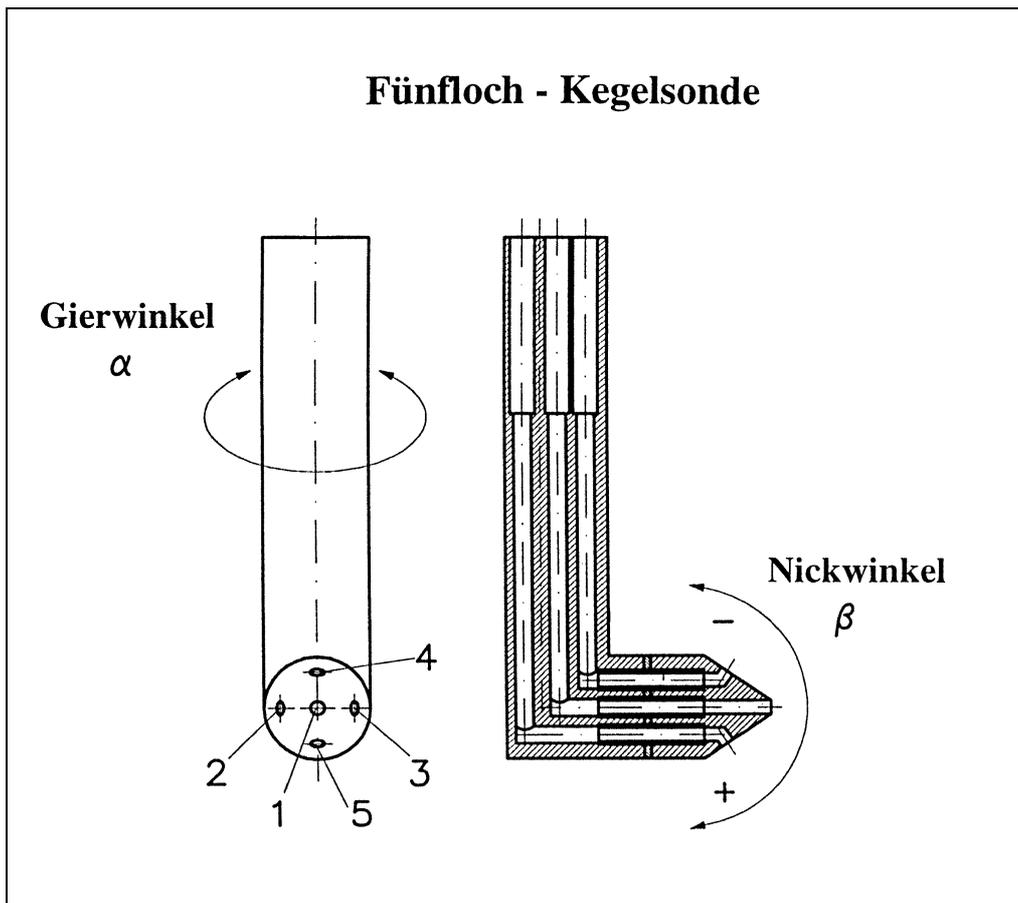


Bild 5.2: Aufbau der Fünfloch-Kegelsonde

5.1.2.1 Sondenauswertung

Die Sondenauswertung erfolgte approximativ [85] und basiert auf den gemessenen Drücken p_1 bis p_5 , mit denen folgende Koeffizienten gebildet wurden:

Gierwinkelkoeffizient

$$c_{yaw} = \frac{(p_2 - p_3)}{p_1 - p_{mit}} \quad (5.1)$$

Nickwinkelkoeffizient

$$c_{pitch} = \frac{(p_4 - p_5)}{p_1 - p_{mit}} \quad (5.2)$$

Machzahlkoeffizient

$$c_{mach} = \frac{(p_1 - p_{mit})}{p_{mit}} \quad (5.3)$$

Der mittlere Druck p_{mit} , der zur Berechnung der oberen drei Koeffizienten verwendet wurde, kann wie folgt bestimmt werden:

Mitteldruck

$$p_{mit} = \frac{(p_2 + p_3)}{2} \quad (5.4)$$

Für eine Rekonstruktion des thermodynamischen Zustandes wurden die Faktoren für den totalen und dynamischen Druck gewählt.

Totaldruckfaktor

$$F_{ptot} = \frac{(p_1 - p_{tot})}{p_1 - p_{mit}} \quad (5.5)$$

Dynamischer Druckfaktor

$$F_{pdyn} = \frac{(p_{tot} - p_{stat})}{p_1 - p_{mit}} \quad (5.6)$$

Aus den Kalibrierwerten der Sonde wurden mittels der ‐Least-Squares-Methode‐ [110] die folgenden funktionalen Zusammenhänge ermittelt:

$$Ma = f(cmach, cyaw, cpitch) \quad (5.7)$$

$$\alpha = f(cmach, cyaw, cpitch) \quad (5.8)$$

$$\beta = f(cmach, cyaw, cpitch) \quad (5.9)$$

$$F_{tot} = f(cmach, cyaw, cpitch) \quad (5.10)$$

$$F_{pdyn} = f(cmach, cyaw, cpitch) \quad (5.11)$$

Weiterhin können unter Verwendung der Gleichungen 5.10 und 5.11 folgende Größen ermittelt werden:

$$p_{tot} = p_1 - F_{ptot} \cdot (p_1 - p_{mit}) \quad (5.12)$$

$$p_{dyn} = F_{dyn} \cdot (p_1 - p_{mit}) \quad (5.13)$$

$$p_{stat} = p_{tot} - p_{dyn} \quad (5.14)$$

Zur Kontrolle der Messungen wurde die Übereinstimmung der aus dem Totaldruck und dem statischem Druck bestimmten Machzahl (Gleichung 5.15) mit der direkt ermittelten Machzahl (Gleichung 5.7) überprüft.

Kontrollmachzahl

$$Ma_k = \sqrt{\frac{2}{k-1} * \left[\left(\frac{p_{stat}}{p_{tot}} \right)^{1-\frac{\kappa}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (5.15)$$

Bis auf einige Meßpunkte, die sich am Rande des Kalibrierbereichs der Sonde ($Ma < 0.2$ und $Ma > 1.6$) befanden, lag die Genauigkeit der verwendeten Meßtechnik im Bereich von 2 %. Die Abweichung zwischen der Messung und der Kalibrierung wurde nach folgender Gleichung 5.16 bestimmt:

Meßfehler

$$f(Ma) = \frac{(Ma - Ma_k)}{Ma_k} \quad (5.16)$$

Der Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung, also ihrer Größe und Richtung in den untersuchten Ebenen und Querschnitten, liegen folgende Formeln zu Grunde:

statische Temperatur

$$T_{stat} = \frac{T_{tot}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot Ma^2\right)} \quad (5.17)$$

Schallgeschwindigkeit

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{stat}} \quad (5.18)$$

Absolutgeschwindigkeit

$$c_{abs} = a \cdot Ma \quad (5.19)$$

Aus der Absolutgeschwindigkeit (Gl. 5.19) sowie den beiden Richtungswinkeln, siehe hierzu Gleichung 5.8 und 5.9, wurden folgende Geschwindigkeitskomponenten ermittelt:

$$c_x = c_{ax} = c_{abs} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \quad (5.20)$$

$$c_y = c_{tan} = -c_{abs} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \quad (5.21)$$

$$c_z = c_{rad} = -c_{abs} \cdot \sin \beta \quad (5.22)$$

Die Definition der Geschwindigkeitskomponenten und die Richtungen können dem folgenden Bild 5.3 entnommen werden.

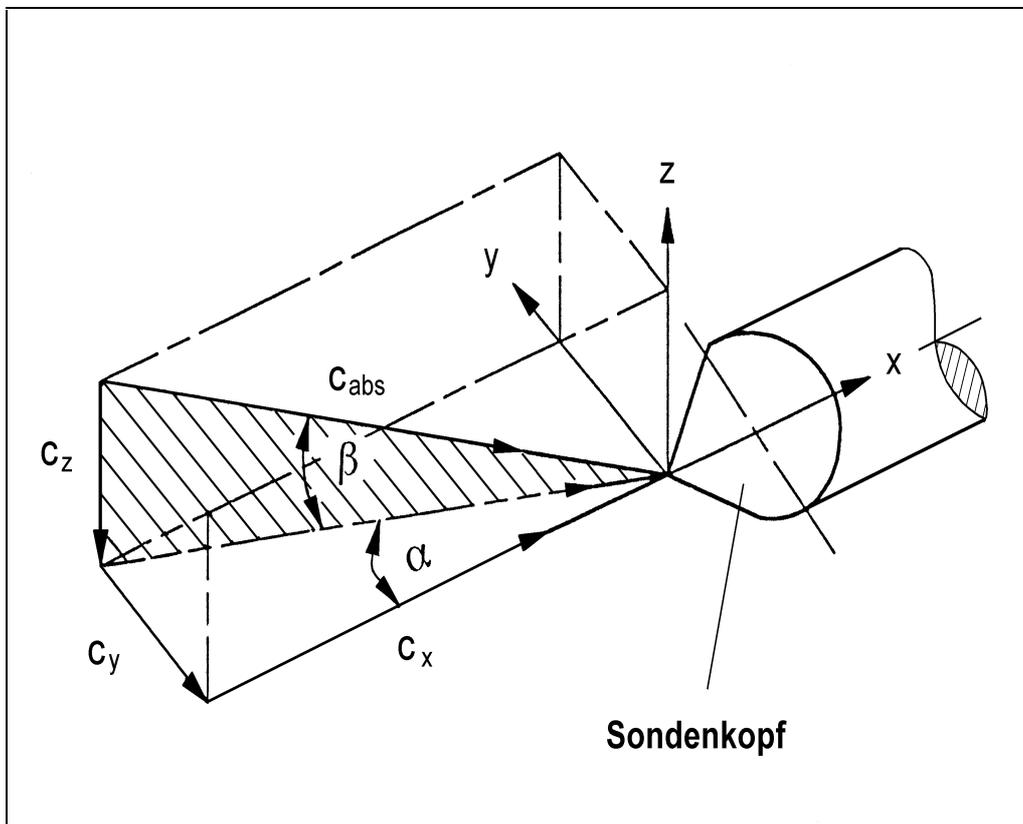


Bild 5.3: Bezeichnungen der Geschwindigkeitskomponenten

Datenerfassung

Das folgende Bild 5.4 zeigt den Ablauf der Sondenmessung und die dazugehörigen Kalibrierungs- und Auswertungswege. Für die Bild- und Diagrammerstellung wurden verschiedene Programme, die sowohl eine eindimensionale als

auch eine zweidimensionale Darstellung der Strömungszustände ermöglichen, benötigt.

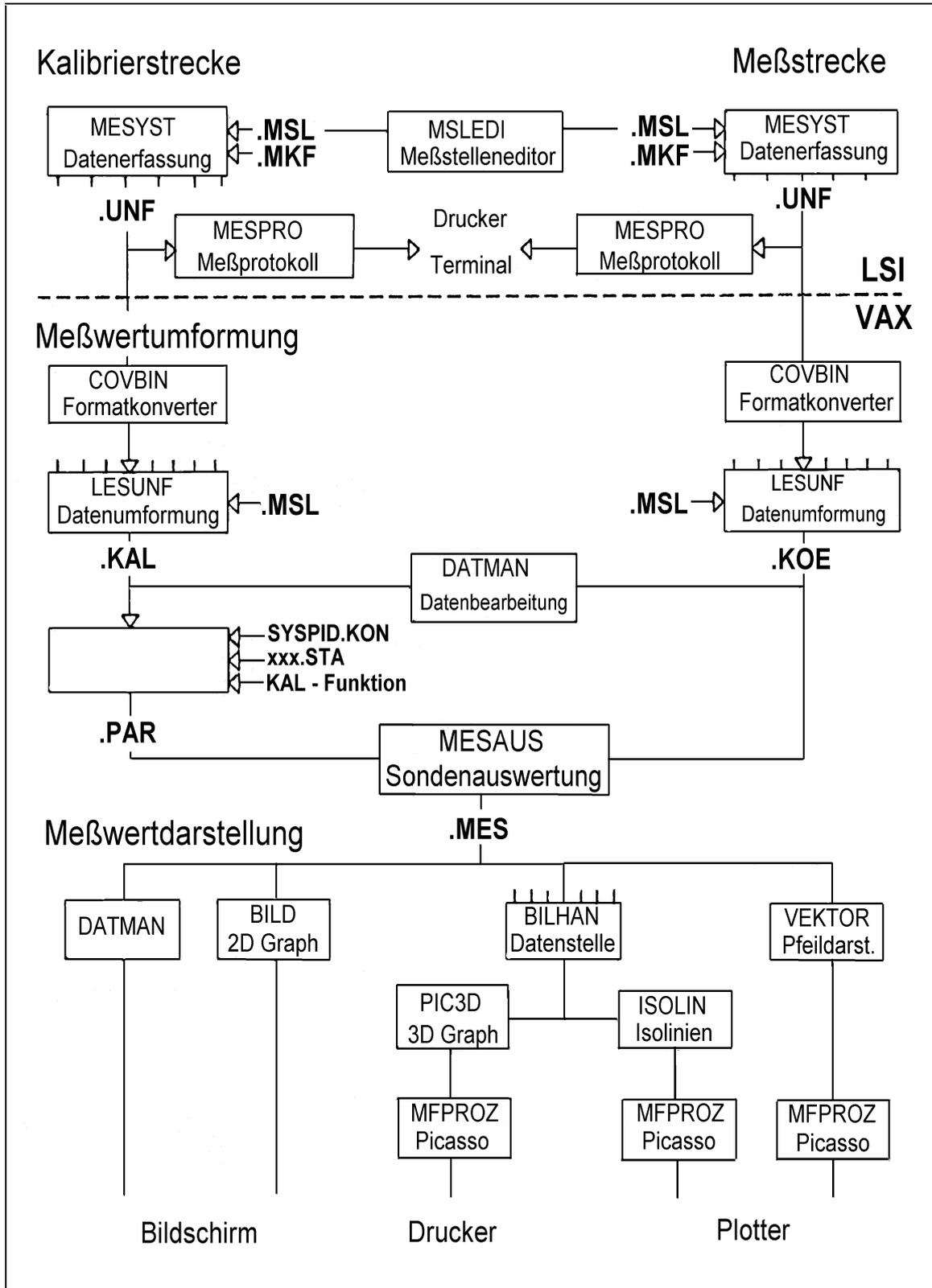


Bild 5.4: Funktionsschema der Sonden-/Meßwerterfassung

5.1.3 Wanddruckmessung

Die Wanddruckmessungen in Strömungsrichtung des Diffusors erfolgten mittels Meßbohrungen, welche senkrecht zur Oberfläche der drehbaren Innenschale angebracht waren. Das folgende Bild 5.5 zeigt im detaillierten Diffusorschnitt die Anordnung der Meßpositionen 1 bis 8 auf der Innenschale.

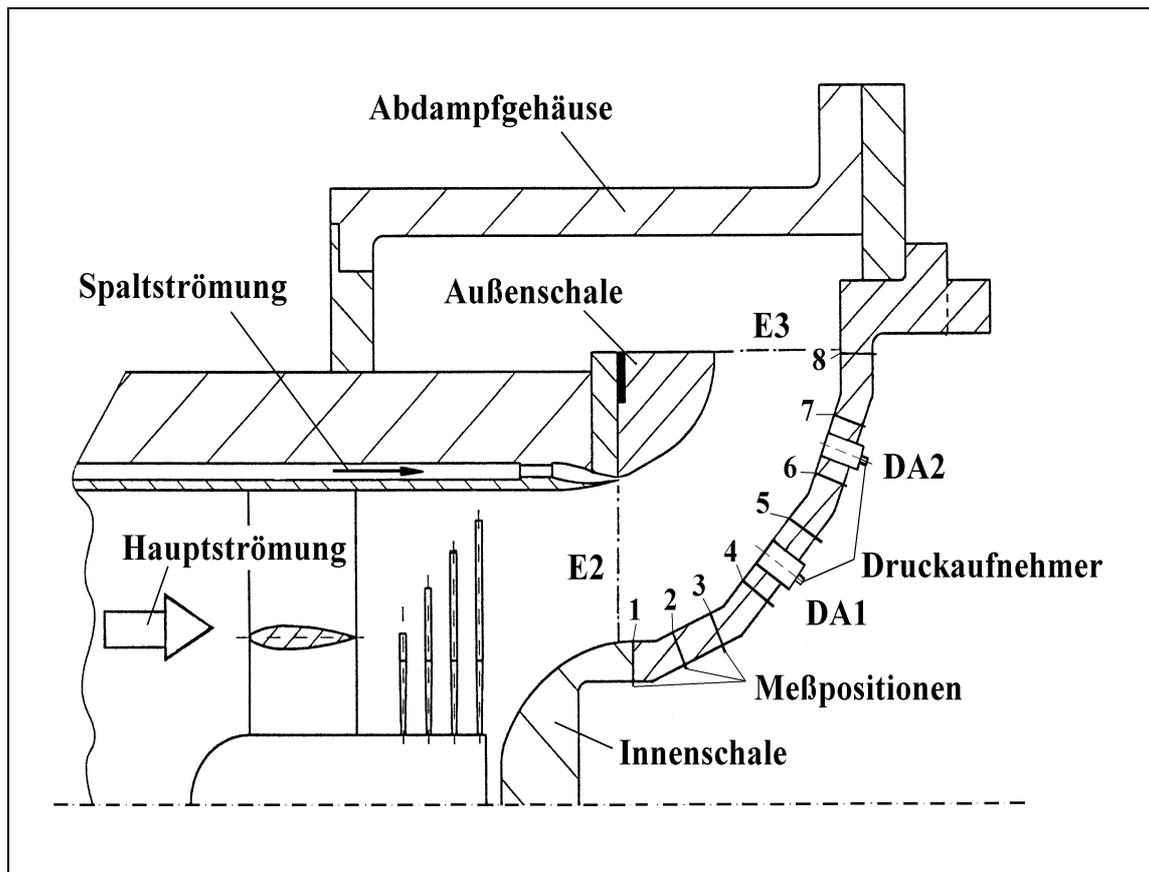


Bild 5.5: Detailschnitt des Diffusors mit bezeichneten Meßstellen

Die drehbare Diffusorinnenschale ermöglichte es, während der Versuchsdurchführung definierte Umfangspositionen (siehe hierzu Bild 12.7) ohne Massenstromschwankungen zu vermessen. Um einen direkten Vergleich der Meßergebnisse, die bei unterschiedlichen Rahmenbedingungen aufgenommen wurden (tägliche Schwankungen der Umgebungstemperatur sowie des Umgebungsdruckes), der verschiedenen Diffusoren zu gewährleisten, wurde ein reduzierter Bezugszustand nach *Fruboese* [111] definiert, der dann anschließend wieder auf einen Normalzustand umgerechnet wurde. Die folgenden Gleichungen 5.23 und 5.24 zeigen die Beziehungen zwischen den definierten Zuständen auf.

Bezugsdruck

$$p_{bez} = p_{mes} \cdot \frac{p_{Norm}}{p_{Umgebung}} \quad (5.23)$$

Bezugstemperatur

$$T_{bez} = T_{mes} \cdot \frac{T_{Norm}}{T_{Umgebung}} \quad (5.24)$$

Bei den untersuchten Diffusorenreihen I. bis III. wurden also die wichtigsten Kenngrößen (Kapitel 6.) für Vergleichszwecke der absoluten Größen auf die INA-Norm $p_{Norm} = 101325 \text{ Pa}$ und $t_{Norm} = 15 \text{ °C}$ umgerechnet.

Die statischen Drücke wurden mittels eines Scanners (Multiplexer mit Druckmeßumformer) erfaßt. Die sich ergebenden Gleichspannungssignale wurden einem A/D-Wandler zugeführt, der sie in digitaler Form an einen Rechner weiterleitete. Das Meßschema ist in Bild 5.6 dargestellt.

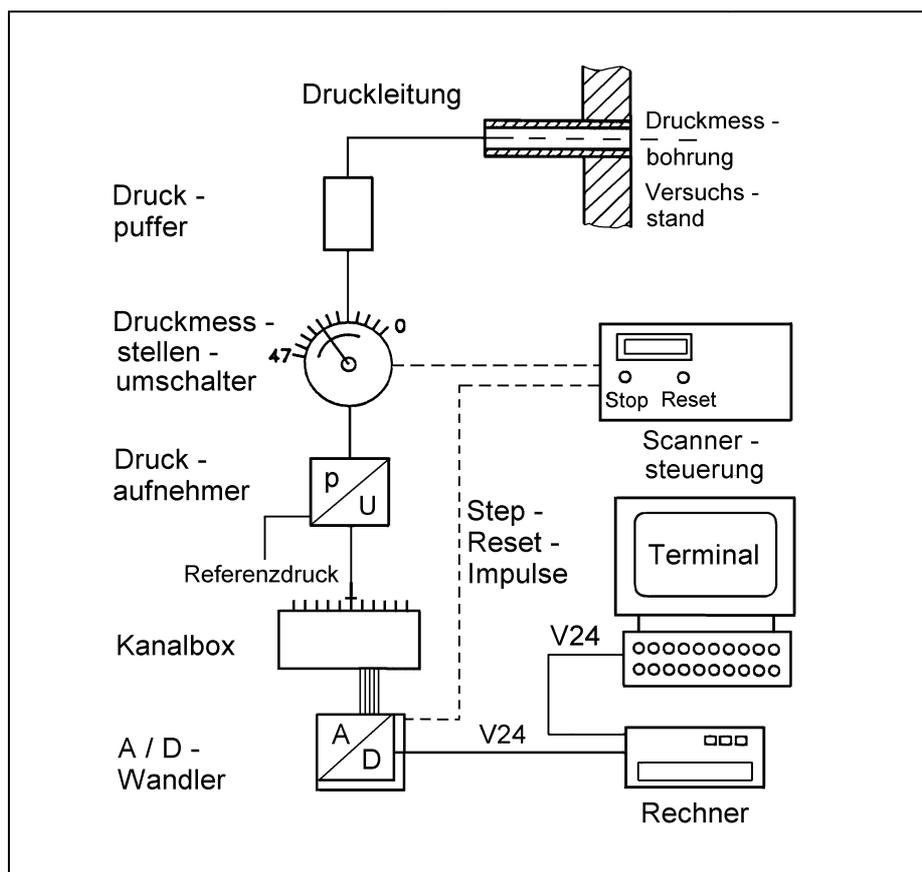


Bild 5.6: Funktionsschema der stationären Druckmessung

5.2 Instationäre Druckmessung

Die Oszillationsuntersuchungen der Diffusorströmung wurden mittels der in Bild 5.5 dargestellten Druckaufnehmer DA1 und DA2 durchgeführt, die analog zu den stationären Druckmessungen auch an der Innenschale des Diffusors platziert waren und somit eine Messung der Amplituden und Frequenzen für die untersuchten Außenschalen an den Umfangspositionen 0° bis 360° des Diffusors ermöglichten (siehe hierzu Bild 12.7). Der Ablauf und die Datenerfassung für die instationäre Druckmessung ist in dem folgenden Bild 5.7 dargestellt. Die mit den Aufnehmern DA1 und DA2 gemessenen Signale wurden verstärkt und an einen FFT-Analysator (HP 3561A) weitergeleitet. Die Ergebnisse dieser Auswertung wurden direkt mittels eines Plotters in Diagrammform dargestellt.

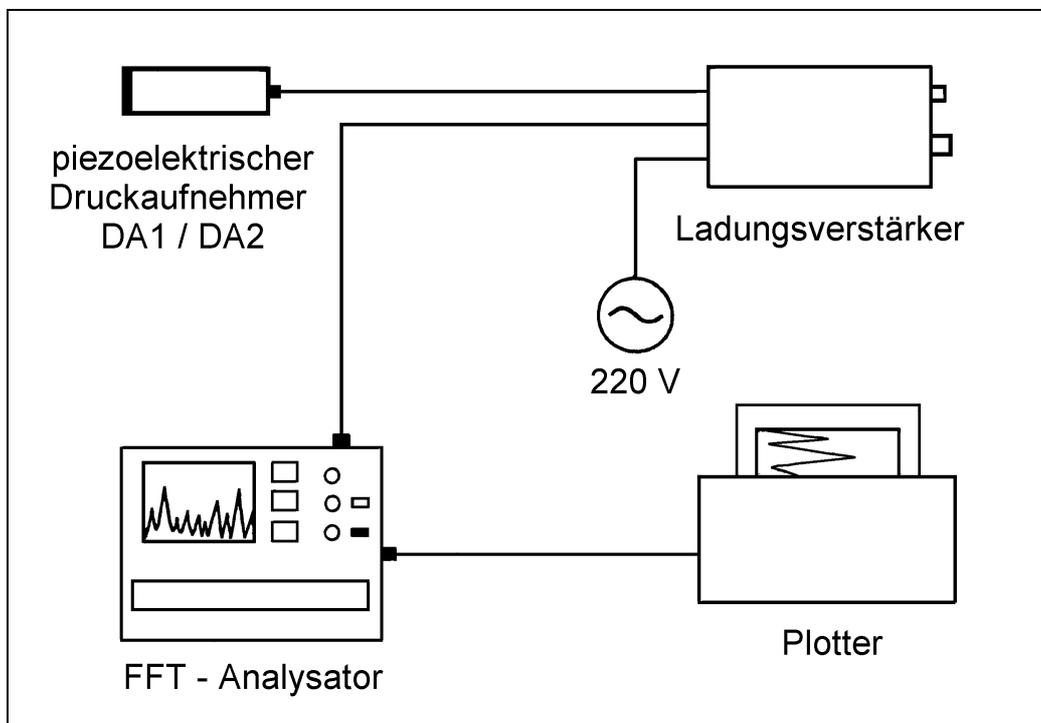


Bild 5.7: Funktionsschema der instationären Druckmessung

Bei allen Versuchen wurden die Massenströme nach DIN 1952 bzw. entsprechend der VDI-Richtlinie 2041 bestimmt. Die Erfassung des Hauptmassenstroms erfolgte über eine Düse, die sich im Einlauf des Diffusorversuchsstandes zwischen dem Schalldämpfer und der danach anschließenden Leitung, siehe hierzu Bild 4.1, befand. Der Spaltmassenstrom wurde über eine Blende, die in der Spaltstromzuleitung angebracht war, berechnet.

6 Bewertung der Diffusorgüte

Die Güte der Diffusoren, u.a. der Diffusorwirkungsgrad η_D , kann auf verschiedene Bewertungskriterien zurückgeführt werden. Für eine globale Betrachtung wurde das folgende Bewertungskonzept angewendet, das gleichzeitig die Möglichkeit bot, die Ergebnisse der in dieser Arbeit untersuchten drei Diffusorreihen mit den bereits bestehenden Ergebnissen [85] und [112] direkt zu vergleichen.

6.1 Definition des Wirkungsgrades

Folgende Größen wurden für die Wirkungsgraddefinition benützt, in der eine Bewertung der kinetischen Energie und der Enthalpie, siehe Bild 6.1, zwischen der Eintrittsebene des Diffusors und dem Kontrollquerschnitt in der Kondensatorebene erfolgt.

Verlustbeiwert

$$\zeta_{2K} = \frac{2 \cdot (h_{2g} - h_{s,K})}{c_2^2} = \frac{h_{2g} - h_{s,K}}{h_{2g} - h_2} \quad (6.1)$$

Der Verlustbeiwert ist also gleich der Differenz zwischen der Totalenthalpie am Diffusoreintritt und der Enthalpie am Kondensatoreintritt bezogen auf die Geschwindigkeitsenergie in der Diffusoreintrittsebene.

Wirkungsgrad

$$\eta_{2K} = 1 - \zeta_{2K} . \quad (6.2)$$

Der Wirkungsgrad (Druckrückgewinnbeiwert) nimmt den Wert 0 an, wenn die Verluste der beiden Komponenten, des Diffusors und des Abströmgehäuses, der Geschwindigkeitsenergie am Eintrittsquerschnitt des Diffusors entsprechen. Die Bestimmung des Zuströmzustandes und die Auswertung der Messungen erfolgte nach [107].

Diffusorreihe II.

Variante	V6	V7	V8	V9	V10
$\eta_{2K} / \eta_{bez} [\%]$	73.79	59.61	38.60	61.04	30.70

Tabelle 6.2: Wirkungsgrade der Diffusorreihe II

Diffusorreihe III.

Im ersten Teil der untersuchten Diffusorreihe III. wurde das Augenmerk auf die Modifikation der Diffusorschale gerichtet. Die Aufweitung und Verlängerung der Diffusorausenschale V3 sollte die Ablösung im unteren Bereich der Diffusorschale (siehe Bild 12.1: Strömungsprofile der Diffusorvarianten V1 bis V5) verhindern und sowohl eine bessere Strömungsführung als auch eine Wirkungsgradverbesserung bewirken.

Der zweite Teil der Untersuchung dieser Diffusorreihe hatte die Verbesserung der Abströmung im oberen Gehäuseteil (siehe Kapitel 12.4) zur Aufgabe. Zu diesem Zweck wurde der Einsatz verschiedener Leitbleche (siehe hierzu Bild 12.8: Schemadarstellung des eingesetzten Leitbleches Nr.1) bei gleichzeitiger Abnahme der seitlich geführten Dampfleitungen auf das mögliche Potential der Wirkungsgraderhöhung getestet. Für diese Untersuchungen wurde die Diffusorschale V3, die den besten Wirkungsgrad aufwies, als Basisvariante "V3 oD" gewählt (oD - ohne Dampfleitung).

Teil 1

Variante	V3A	V3B	V3C	V3CI	V3CII
$\eta_{2K} / \eta_{bez} [\%]$	84.20	93.54	116.52	103.59	108.26

Teil 2

Variante	V3 oD	V3 mit L1	V3 mit L2	V3 mit L3	V3 mit L4
$\eta_{2K} / \eta_{bez} [\%]$	110.23	112.21	120.47	117.41	118.31

Tabelle 6.3: Wirkungsgrade der Diffusorreihe III.

6.3 Systematik der Wirkungsgradeinflüsse

Die Systematikuntersuchung wurde in zwei Hauptgebiete aufgeteilt, die gesondert nacheinander betrachtet werden.

6.3.1 Beeinflussung aufgrund der Konturänderungen

6.3.1.1 Symmetrische Konturen

Die Messungen bei symmetrischer Veränderung der Kontur der Diffusoraußenschale, also des Radien- und somit auch des Öffnungsverlaufs des Diffusors über den gesamten Umfang, ergaben für die Diffusorreihe I. einen maximalen Wirkungsgrad bei der Variante V3.

Bei den Messungen der Diffusorreihe II., bei der es sich auch um eine symmetrische Änderung der Kontur handelt, wobei hier aber zusätzlich noch eine konische Aufweitung der Konturen gekoppelt mit verschiedenen Öffnungswinkeln zum Tragen kommt, wurde der beste Wirkungsgrad bei der Variante V6 ermittelt. Dieser lag mit 73.79 % aber deutlich unterhalb des mit der Variante V3 erreichten Wirkungsgrades.

6.3.1.2 Nicht symmetrische Konturen

Die im unteren Schalenbereich von 90° bis 270° vorgenommenen Veränderungen an der Variante V3, siehe Bild 4.5, die im Rahmen der Diffusorreihe III. untersucht worden sind, haben die folgenden Erkenntnisse geliefert. Die Strömung konnte sowohl an der Außenschale V3A als auch an der modifizierten Variante V3B in dem von Ablösungen gefährdeten Gebiet zu ihrem Anlegen, siehe Bild 12.14 und Bild 12.15, gebracht werden. Die Varianten V3C bis V3CII wiesen in diesem unteren Schalenbereich qualitativ zu der Variante V3 ein ähnliches Abströmprofil auf. Die erreichten Wirkungsgrade lagen mit 116.52 % bei der Variante V3C auf einem relativ hohem Niveau.

6.3.2 Beeinflussung mittels verschiedener Leitbleche

Diese Maßnahme liegt in dem beachtlichen Anstieg des Wirkungsgrades begründet, der bei der Abnahme der horizontalen Dampfleitung, siehe hierzu Tabelle 6.3 - Versuch V3 oD, festgestellt wurde. Der Raum im oberen Teil des Abströmgehäuses, der mittels der Fadensonde (Bild 12.9: Strömungsprofile, Variante V3 ohne Dampfleitung) vermessen wurde, bot aufgrund der dort herrschenden Wirbelgebiete ein mögliches Potential auf. Er wurde systematisch auf eine bessere Strömungsführung untersucht.

Die Strömung im oberen Gehäuseteil konnte durch eine Axialverschiebung der Befestigungspunkte der Leitbleche nach hinten besser umgeleitet werden. Dabei hat sich herausgestellt, daß eine Öffnung bei der Umfangsposition 0°, wie

es bei dem Leitblech 3 der Fall war, als nicht geeignet eingestuft werden kann. Eine Verbesserung der Abströmung bei gleichbleibenden Randbedingungen (Befestigungspunkten an der Teilfuge und im Oberteil des Gehäuses) und gleichzeitiger Erweiterung des durchströmten Raumes konnte nicht erzielt werden.

Zum Überblick werden die Varianten und ihre Wirkungsgrade mit den zugehörigen Druckverhältnissen in den folgenden Tabellen dargestellt.

Diffusorreihe I.

Variante	η_{2K} / η_{bez} [%]	$\Delta p_{2K} / p_{kon}$ [%]
V1	84.92	11.84
V2	89.23	12.42
V3	100.00	14.11
V4	97.85	13.76
V5	96.77	13.41

Tabelle 6.4: Varianten, Wirkungsgrad und Druckverhältnis

Diffusorreihe II.

Variante	η_{2K} / η_{bez} [%]	$\Delta p_{2K} / p_{kon}$ [%]
V6	73.79	10.21
V7	59.61	8.20
V8	38.60	5.19
V9	61.04	8.42
V10	30.70	4.15

Tabelle 6.5: Varianten, Wirkungsgrad und Druckverhältnis

Diffusorreihe III.

Variante	η_{2K} / η_{bez} [%]	$\Delta p_{2K} / p_{kon}$ [%]
V3A	84.20	11.78
V3B	93.54	13.14
V3C	116.52	16.58
V3CI	103.59	14.66
V3CII	108.26	15.31
V3 oD	110.23	15.60
V3 mit L1	112.21	15.97
V3 mit L2	120.47	17.19
V3 mit L3	117.41	16.74
V3 mit L4	118.31	16.88

Tabelle 6.6: Varianten, Wirkungsgrad und Druckverhältnis

7 Untersuchungen am Wasserkanalprüfstand

7.1 Grundlagen der Flachwasseranalogie

Bei Strömungsfeldern, die einen komplizierten dreidimensionalen Verlauf aufweisen (siehe hierzu Bild 12.2), können die Grundphänomene, die entscheidende Einflüsse auf die Strömungsstruktur ausüben, mittels unterschiedlicher Strömungsanalogien [22] erörtert werden.

Für eine Untersuchung der prinzipiellen Strömungsvorgänge innerhalb des Diffusors wurden Versuche am Wasserkanalprüfstand (Bild 4.2) durchgeführt. Diese Grunduntersuchungen, die nur unter bestimmten Voraussetzungen ([113], [114], [115], [116] und [117]) eine Vereinfachung der räumlichen Diffusorströmung nachbilden, haben qualitative Ergebnisse hinsichtlich der Ablösung, Grenzschichtentwicklung und des Spaltstromeinflusses geliefert. Die wesentlichen Vergleichsgrößen, die beim Anwenden der Flachwasseranalogie gelten, können der folgenden Tabelle 7.1 entnommen werden.

<i>Gasströmung</i>		<i>Wasserströmung</i>	
Temperatur	T/T_∞	Wasserhöhe	H/H_∞
Dichte	ρ/ρ_∞		H/H_∞
Druck	p/p_∞		H/H_∞
Geschwindigkeit	$c = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_\infty - T)}$		$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_\infty - H)}$
Schallgeschwindigkeit	$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$	Grundwellengeschwindigkeit	$a = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$
Machzahl	$\text{Ma} = c / a$	Froudezahl	$\text{Fr} = c / a$
Verdichtungsstoß		Wassersprung	
Überschallströmung		schießendes Wasser	
Unterschallströmung		strömendes Wasser	

Tabelle 7.1: Gegenüberstellung der Vergleichsgrößen nach *Preiswerk* [113]

Die Zusammenhänge, die in der Tabelle 7.1 aufgeführt sind, gelten nur für eine Gasströmung mit einem Isentropenexponenten $\kappa = 2$, da die Gasdichte ρ von der Temperatur des Gases abhängig ist, vgl. [113].

7.2 Diffusorenmodelle

Da sich die wichtigsten Strömungsvorgänge, die für die Diffusorströmung charakteristisch sind, im Bereich der Diffusoraußenschale abspielen, wurden für die Versuche am Wasserkanalprüfstand die Außenschalen der untersuchten Diffusorreihen I. bis III. auf der Versuchsebene (Bild 4.2) zweidimensional im Maßstab 1:1 nachgebildet. Die Innenschale des Diffusors wurde gemäß der Flächenverläufe, siehe hierzu Bild 4.3 und Bild 4.4, durch eine angepaßte Kontur analog zu [118] ersetzt. Das Druckverhältnis im Eintritt des Diffusors wurde am Wasserkanalmodell mittels eines Lochbleches simuliert und über die Wasserhöhe der Zuströmung eingestellt. Der in der Endstufe vorgegebene Kondensatordruck konnte mit einem Wehr, das sich am Abfluß des Prüfstandes befand, geregelt werden. In Bild 7.1 ist der Aufbau des Diffusorenmodells am Wasserkanalprüfstand schematisch dargestellt.

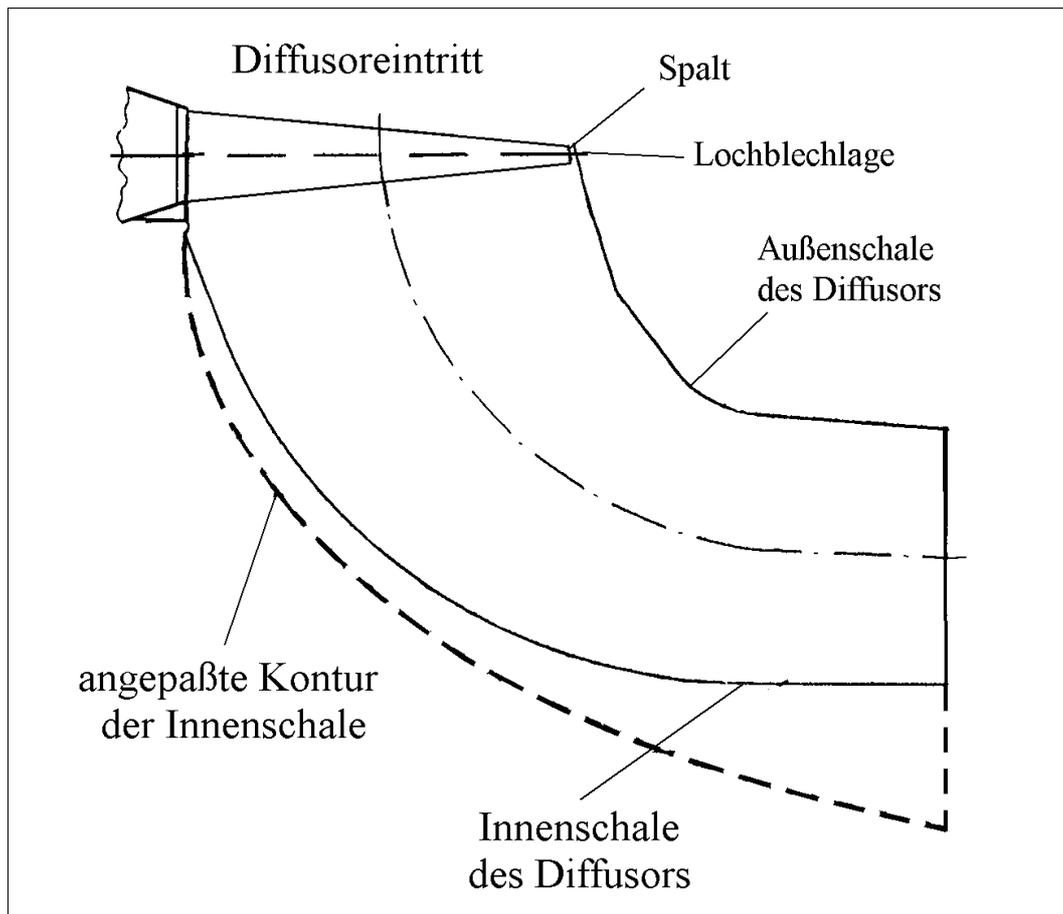


Bild 7.1: Darstellung der Modellbildung am Wasserkanalprüfstand

7.2.1 Ähnlichkeitsgesetze

Die Nachbildung der Reynoldszahlähnlichkeit, siehe Gleichung 7.1, die das Verhältnis zwischen den Trägheits- und Reibungskräften in den beiden Modellen beschreibt, konnte aufgrund der kleinen Maße der Versuchsebene nicht realisiert werden. Aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Zähigkeiten der Medien Luft und Wasser hätte das Modell am Wasserkanalprüfstand um den Faktor 4.5 vergrößert werden müssen. Da die Versuche aber bei großen Geschwindigkeiten durchgeführt wurden, ist der Unterschied in der Reynoldszahl gegenüber der Machzahlähnlichkeit, die bei den Untersuchungen eingehalten worden ist, vernachlässigbar.

Reynoldszahlähnlichkeit

$$\text{Re}_w = \text{Re}_L \quad (7.1)$$

Reynoldszahl

$$\text{Re} = \frac{c \cdot l}{\nu} \quad (7.2)$$

Machzahlähnlichkeit (Tabelle 7.1)

$$\text{Fr}_w = \text{Ma}_L \quad (7.3)$$

Die für die Berechnung verwendeten Kenndaten der Modelle können der folgenden Tabelle entnommen werden.

	Luftmodell (Maßstab 1:14.7)	Wassermodell (Maßstab 1:4.2)
ν [m ² /sec]	$1.5565 \cdot 10^{-5}$	$1.012 \cdot 10^{-6}$
c [m/sec]	$1.80 \cdot 10^2$	0.664

Tabelle 7.2: Kenndaten der Strömungsmedien

Die Werte für die kinematischen Zähigkeiten gelten nach *Tietjens* und *Truckenbrodt* [119], [120] für eine Umgebungstemperatur von $t_{\text{umg}} = 20$ °C. Bei den angegebenen Geschwindigkeiten wurden jeweils die maximalen Werte eingesetzt.

7.2.2 Strömungsverhalten der Diffusoren

In den folgenden Bildern (Bild 7.2 und Bild 7.3) ist das unterschiedliche Abströmverhalten, das aufgrund der veränderten Außenschalengeometrie entsteht, für zwei signifikante, charakteristische Zustände dargestellt. Die Kontur der Diffusorausenschale ist mit einem weißen Strich hervorgehoben.

Diffusorreihen I. und III.

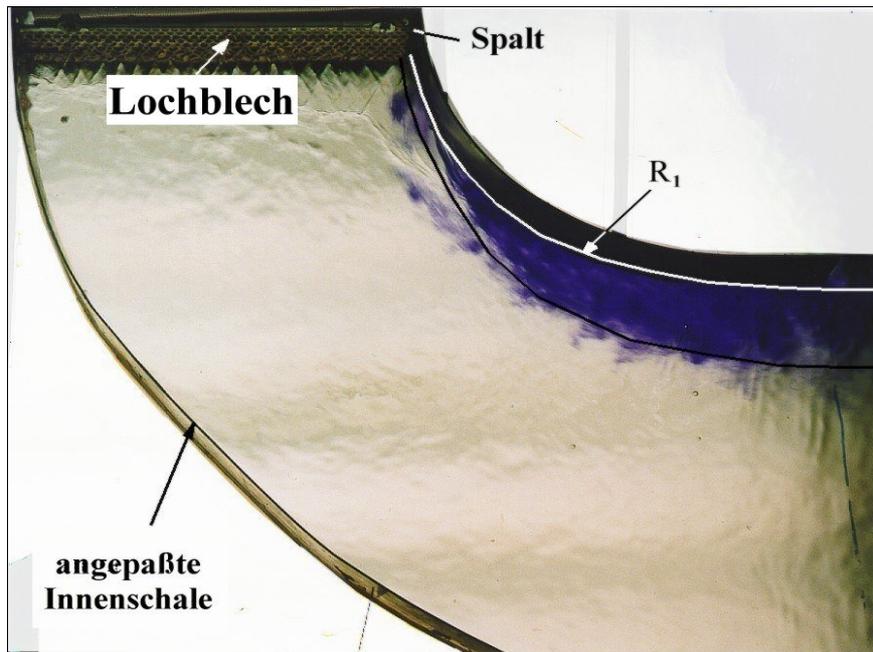


Bild 7.2: Diffusorströmung ohne Ablösung an der Außenschale

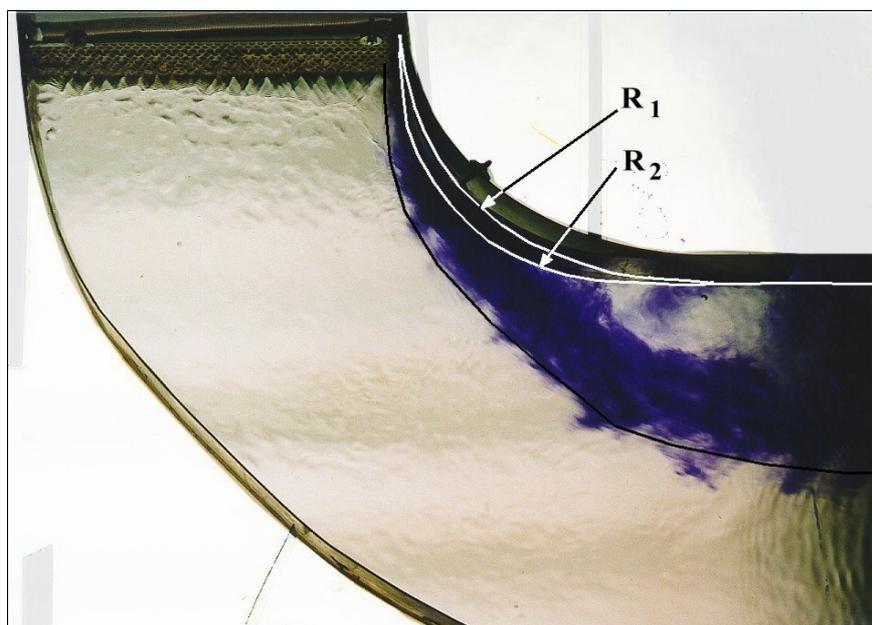


Bild 7.3: Diffusorströmung mit Ablösung an der Außenschale

Im Gegensatz zum Bild 7.2 hat sich im Bild 7.3 aufgrund des kleineren Radius R_2 die Strömung von der Diffusoraußenschale abgelöst. Die Ablösung verursacht im hinteren zum Austritt hinggerichteten Schalenbereich ein großes Totwassergebiet, das im Austritt des Diffusors eine Strömungseinschnürung und somit eine Erhöhung der Geschwindigkeit bedingt.

Diffusorreihen II.

Bei den Varianten dieser untersuchten Diffusorreihe konnte im Flachwasserkanal ein direkter Zusammenhang zwischen den Knicken im Konturenverlauf der Diffusoraußenschale (Bild 4.4) und dem Ablösepunkt ermittelt werden. Eine Diffusorschale, die einen stetigen Konturenverlauf, also keine sprunghafte Erweiterung des durchströmten Querschnitts aufweist, bietet eindeutig eine bessere, verlustarme Strömungsumlenkung.

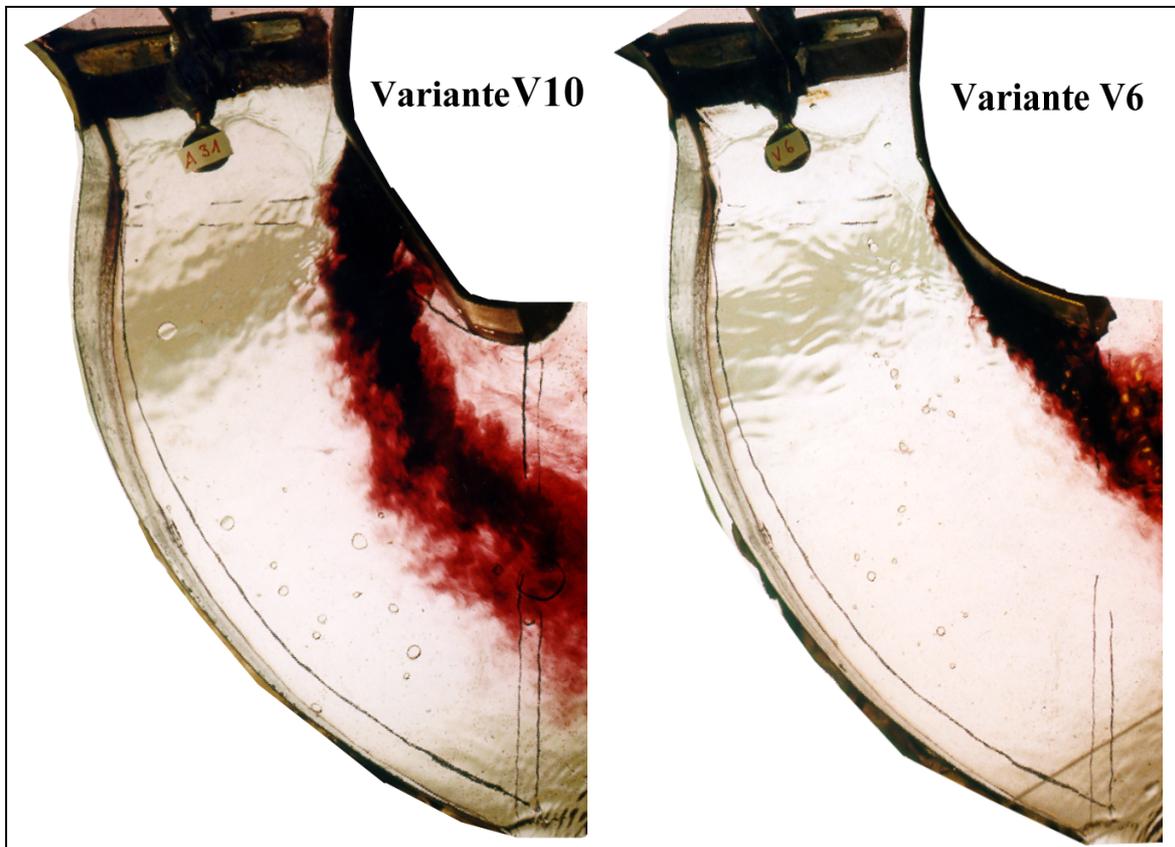


Bild 7.4: Abströmverhalten an V10

Bild 7.5: Abströmverhalten an V 6

Durch eine frühzeitige Ablösung, siehe Bild 7.4, erfolgt im Diffusoraustritt eine starke Querschnittskontraktion, die somit eine Erhöhung der Flugeschwindigkeit induziert. Diese aber ist bei dieser Komponente unerwünscht.

7.2.3 Oszillationsuntersuchungen

Für die Beschreibung der Oszillationsvorgänge wird im allgemeinen die Kennzahl Sr verwendet, siehe Gleichung 7.4,

Strouhal - Zahl

$$Sr = \frac{f \cdot l}{c}, \quad (7.4)$$

Strouhalähnlichkeit

$$Sr_L = Sr_w, \quad (7.5)$$

die nach der Umrechnung der Modellgrößen und Fluidgeschwindigkeiten das folgende Frequenzverhältnis $f_L \cong 2000 f_w$ lieferte.

Die folgenden Bilder (Bild 7.6 und Bild 7.7) zeigen bei der Variante V6 die sich während des Vorganges der Grenzschichtoszillation einstellenden zwei extremen Zustände der Diffusorströmung auf.

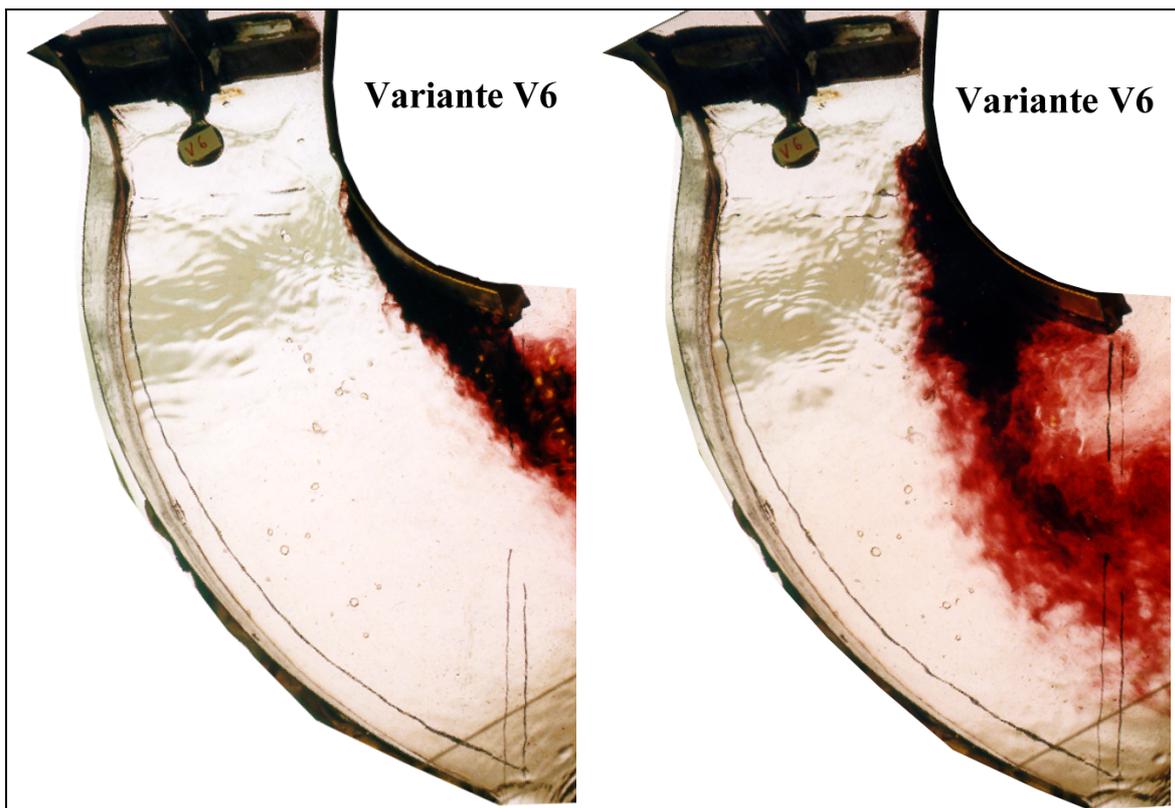


Bild 7.6: Stoßbewegung stromab

Bild 7.7: Stoßbewegung stromauf

7.2.4 Pulsationsreduktion

Um den schädlichen Auswirkungen der Grenzschichtoszillationen auf die Bauteile der Anlage und der Wirkungsgradeinbuße, siehe u. a. [106], entgegenzuwirken, wurden folgende Maßnahmen hinsichtlich der Reduzierung am Flachwasserkanal auf ihren möglichen Einsatz getestet.

7.2.4.1 Einsatz von Meridianblechen

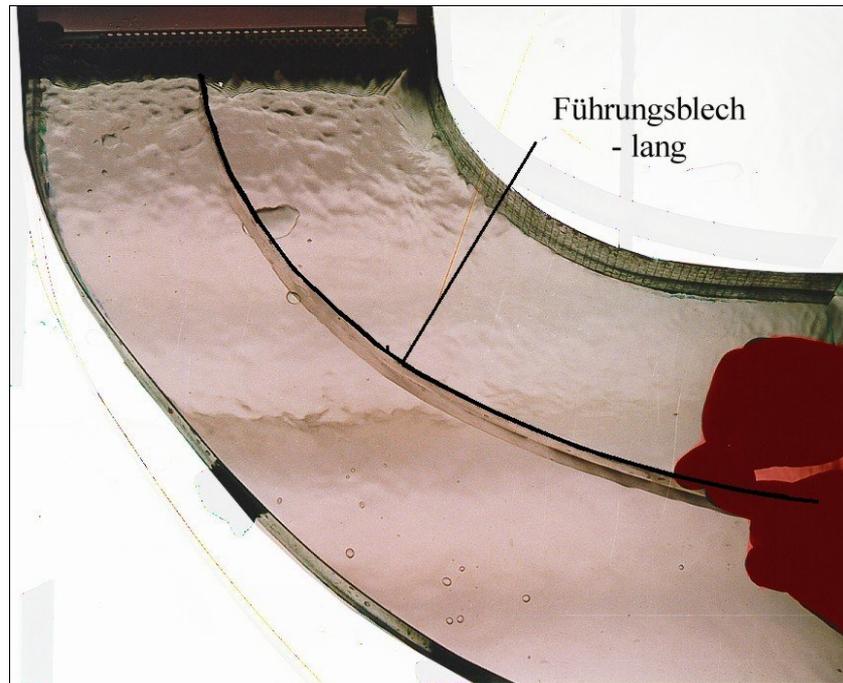


Bild 7.8: Langes Meridianblech

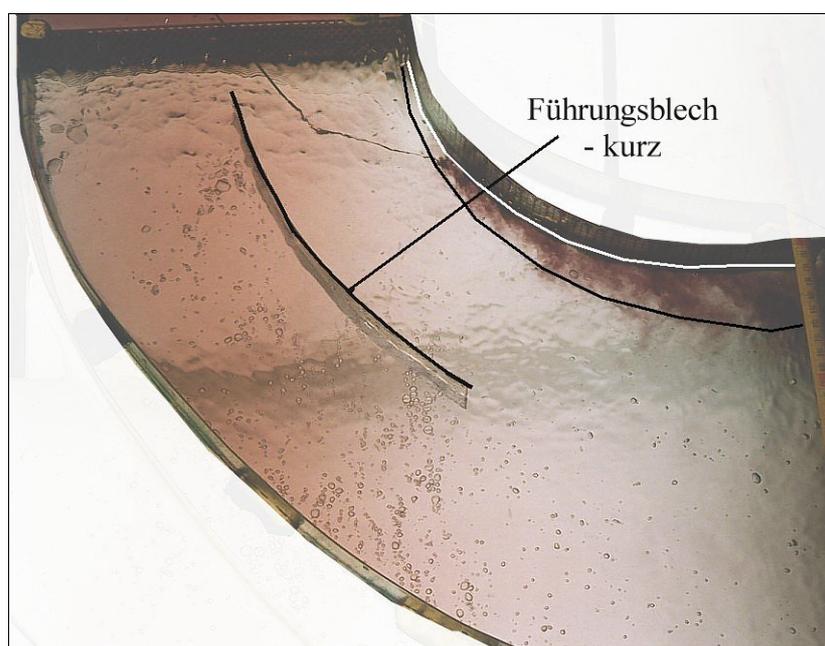


Bild 7.9: Kurzes Meridianblech im Eintritt

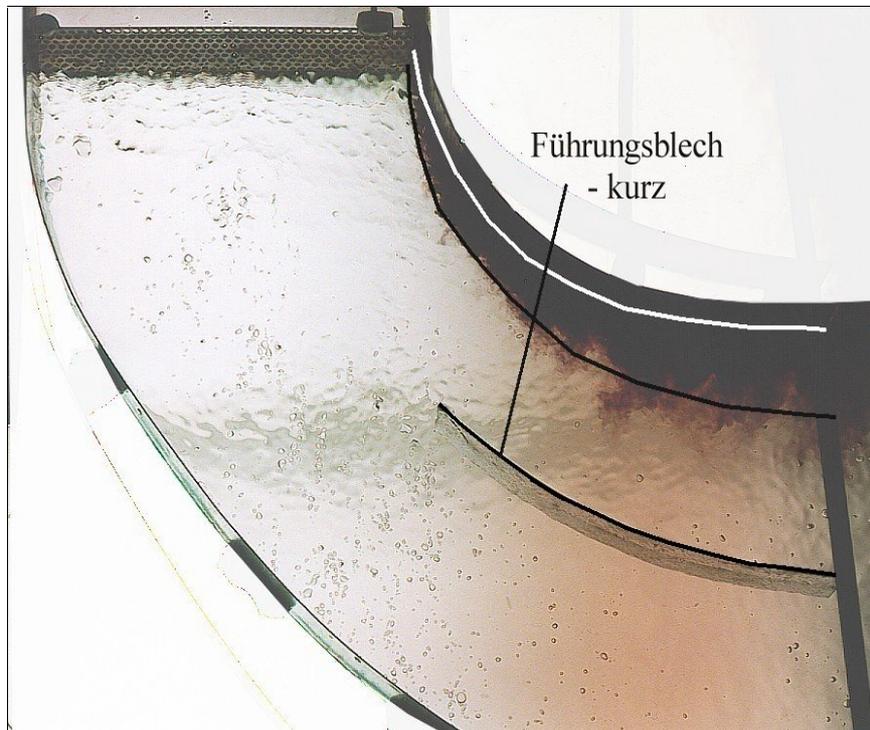


Bild 7.10: Kurzes Meridianblech im Austritt

Die Aufteilung der Diffusorströmung in zwei Kanäle, die bedingt durch den Einsatz der kurzen und langen Meridianbleche entstanden ist, bewirkte bei jedem beliebigen Oszillationszustand eine Pulsationsreduktion. Diese ist auf die Veränderung der statischen Druckverteilung im gesamten Kanalquerschnitt, die als maßgebliche Größe für die Entwicklung der Oszillationen identifiziert wurde [106], zurückzuführen.

7.2.4.2 Prallängenveränderung

Die Änderung der statischen Druckverteilung im Diffusoraustrittsquerschnitt wurde im nächsten Schritt durch eine Erweiterung des Öffnungsverhältnisses in drei Stufen untersucht. Die Anpassung erfolgte durch die Verschiebung der Diffusorinnenschale, siehe Bild 7.11. Die Außenschale des Diffusors und der Diffusoreintrittsquerschnitt wurden bei diesen Untersuchungen konstant gehalten.

Um eine Aussage über die Druckänderungen (p_{stat}) im Diffusor zu ermöglichen, wurde über den Diffusorquerschnitt ein Netz gelegt, das aus den Meßpunkten 1 bis 8 und Reihen 1 bis 21 bestand (Bild 7.11). Die aufgezeichneten Druckverteilungen (siehe Kap.12.5) haben im Vergleich zu den Ergebnissen [20] qualitativ ähnliche Formen der Isolinien geliefert.

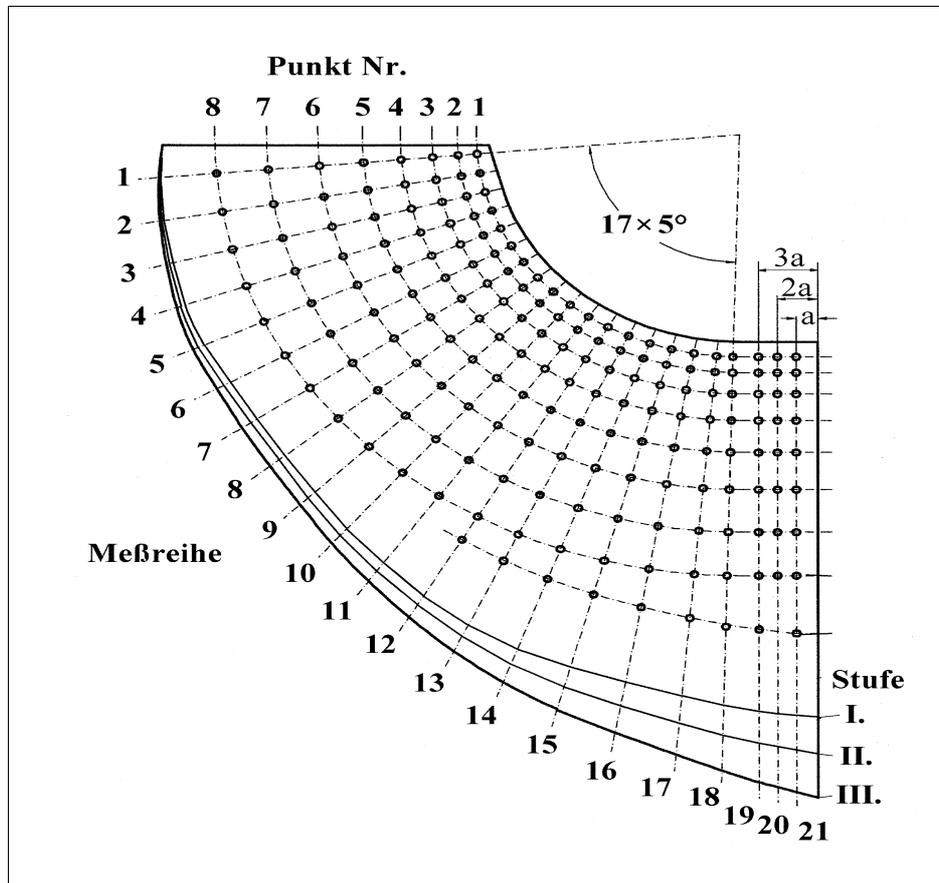


Bild 7.11: Schema der Prallängenveränderung in 3 Stufen

Bei diesen Untersuchungen wurde festgestellt, daß aufgrund der Erweiterung des Öffnungsverhältnisses (Prallängenveränderung) der Beginn der Pulsationen zu höheren Machzahlen hin verschoben wird. Die Grenzschichtoszillationen konnten aber durch die Erweiterung im Gegensatz zum Einsatz von Meridianblechen nicht gänzlich unterdrückt werden.

Die bisherigen Untersuchungen hinsichtlich der Pulsationsreduktion wurden bei gleichbleibender Außenschale des Diffusors durchgeführt. Bei den nachfolgenden Versuchen wurde das Augenmerk auf die Diffusoraußenschale, speziell auf ihren Konturverlauf, gerichtet.

7.2.4.3 Konturänderung der Diffusoraußenschale

Bei der Diffusorreihe II. wurde an der Diffusoraußenschale durch Konturknicke und größere Eintrittswinkel, siehe hierzu Bild 4.4, gezielt eine frühzeitige Ablösung provoziert, die der Diffusorströmung eine andere Druckverteilung aufprägt und somit eine hemmende Wirkung auf die Pulsationen aufweist. Die folgenden Bilder zeigen die Entwicklung der Diffusorströmung für die in dieser Reihe untersuchten Diffusoraußenschalen.



Bild 7.12: Stoßbewegung stromab



Bild 7.13: Stoßbewegung stromauf

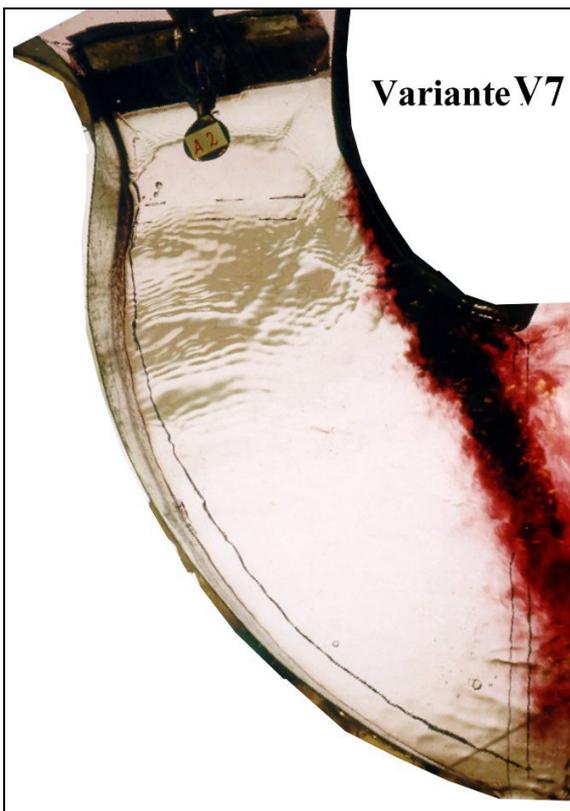


Bild 7.14: Stoßbewegung stromab



Bild 7.15: Stoßbewegung stromauf

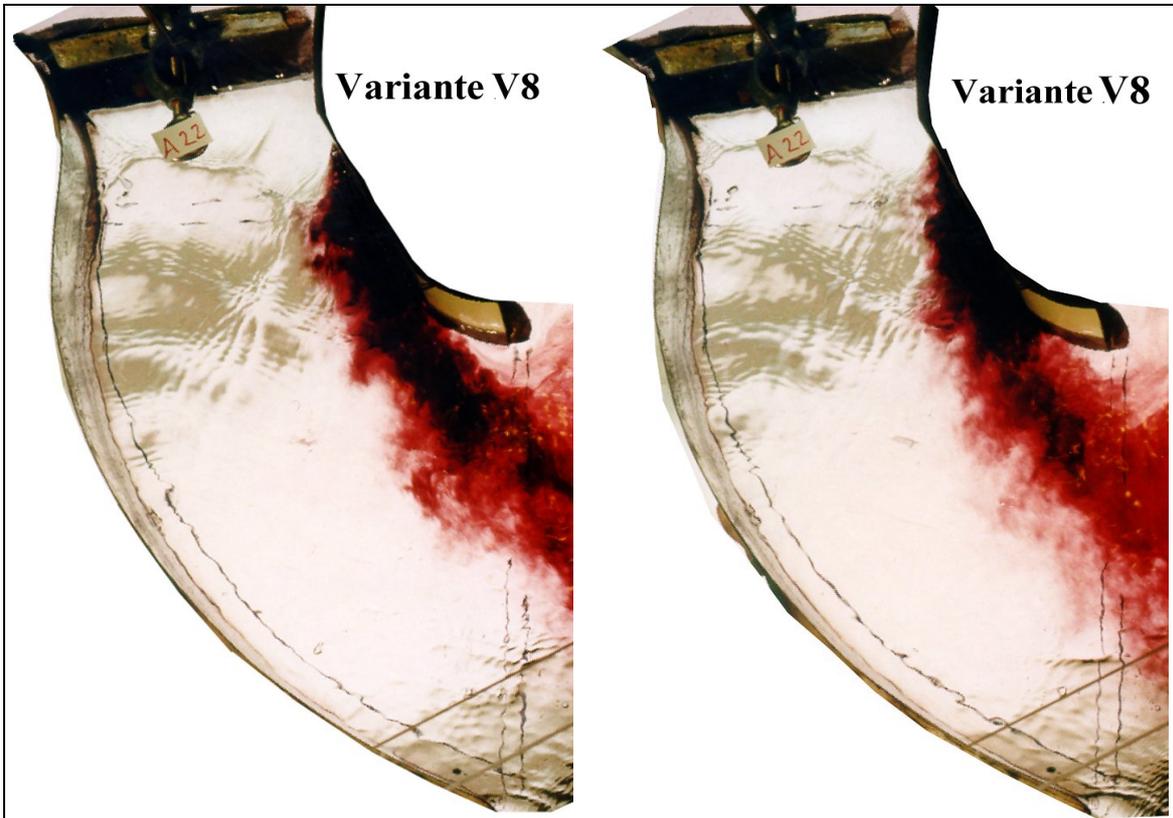


Bild 7.16: Stoßbewegung stromab

Bild 7.17: Stoßbewegung stromauf

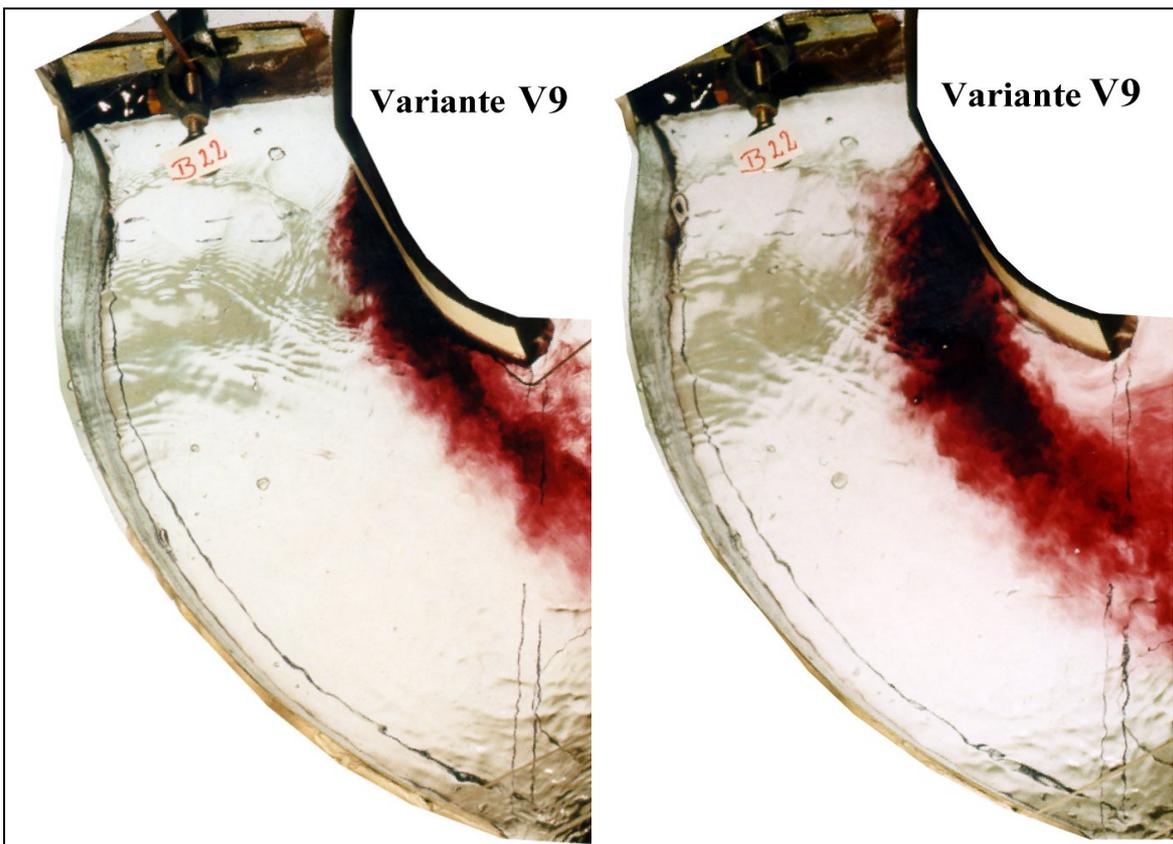


Bild 7.18: Stoßbewegung stromab

Bild 7.19: Stoßbewegung stromauf

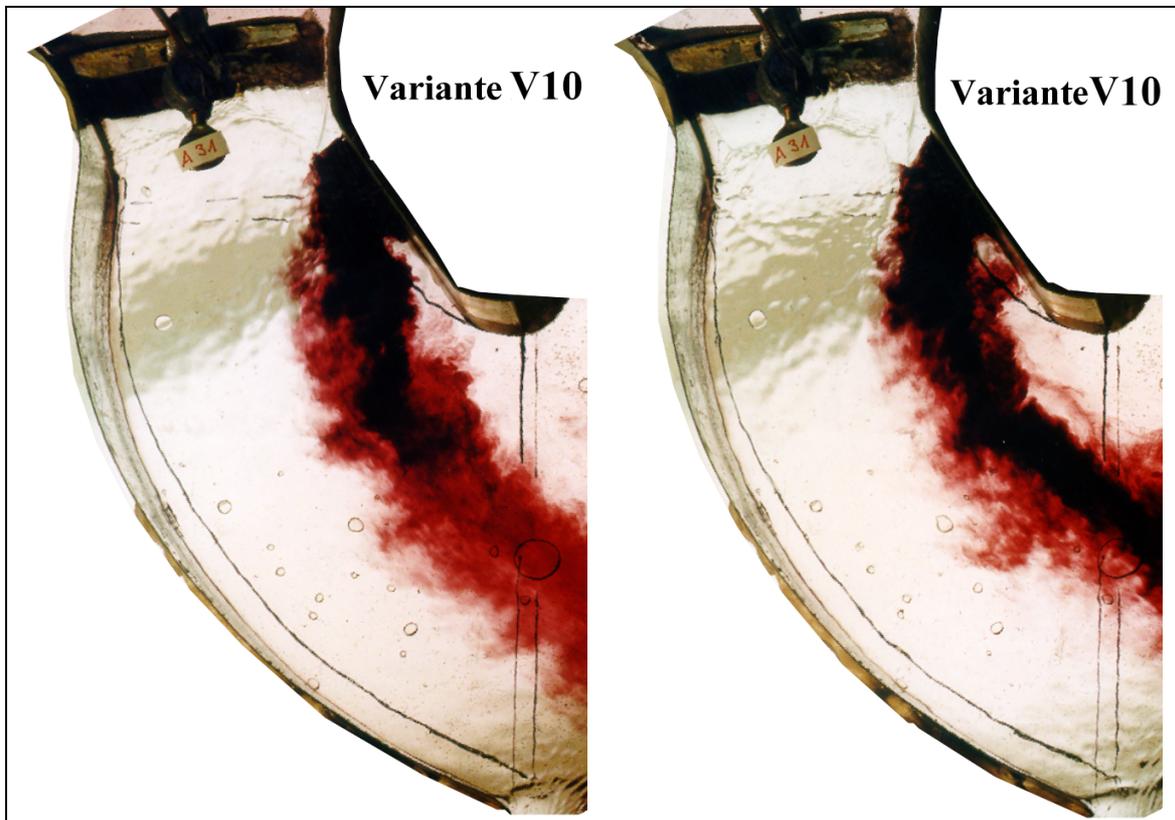


Bild 7.20: Stoßbewegung stromab

Bild 7.21: Stoßbewegung stromauf

Diese Untersuchungen haben gezeigt, daß die Konturänderung der Diffusoraußenschale eine geeignete Maßnahme zur Reduzierung der Grenzschichtoszillationen ist. Die frühzeitig eingeleitete Ablösung kann sogar eine gänzliche Aufhebung dieses Phänomens bewirken. Dies ist jedoch mit einer großen Einschnürung des Austrittsquerschnittes und somit mit einer erheblichen Wirkungsgradminderung verbunden.

7.2.4.4 Aktive Grenzschichtbeeinflussung

Eine Verbesserung der Abströmung an konvex gekrümmten Oberflächen kann im allgemeinen auch durch eine sogenannte aktive Beeinflussung erreicht werden. Dazu gehören vor allem das Absaugen der stark verzögerten Strömung nahe der Wand und das Energetisieren der Grenzschicht im ablösegefährdeten Oberflächenbereich. Durch beide Maßnahmen kann im Normalfall die Strömung wieder stabilisiert und zum Anlegen an die konvexe Kontur gebracht werden [121]. Um die Auswirkung dieser beiden Maßnahmen auf die Grenzschichtoszillation testen zu können, wurde die Diffusoraußenschale V6, die einen sehr breiten Pulsationsbereich aufwies, siehe hierzu Bild 7.12 und Bild 7.13, mit Adaptern und wasserführenden Leitungen versehen. Mittels derer wurde das wandnahe Wasser zum einen abgesaugt, und zum anderen konnte aus einem sekundären Behälter Wasser zur Energetisierung der Grenzschicht

zugeführt werden. Die Wassermenge konnte in beiden Fällen über Ventile, die separat an jeder Leitung angeschlossen waren, geregelt werden. Die Anordnung der Adapter mit den zugehörigen Leitungen kann dem folgenden Bild 7.22 entnommen werden.

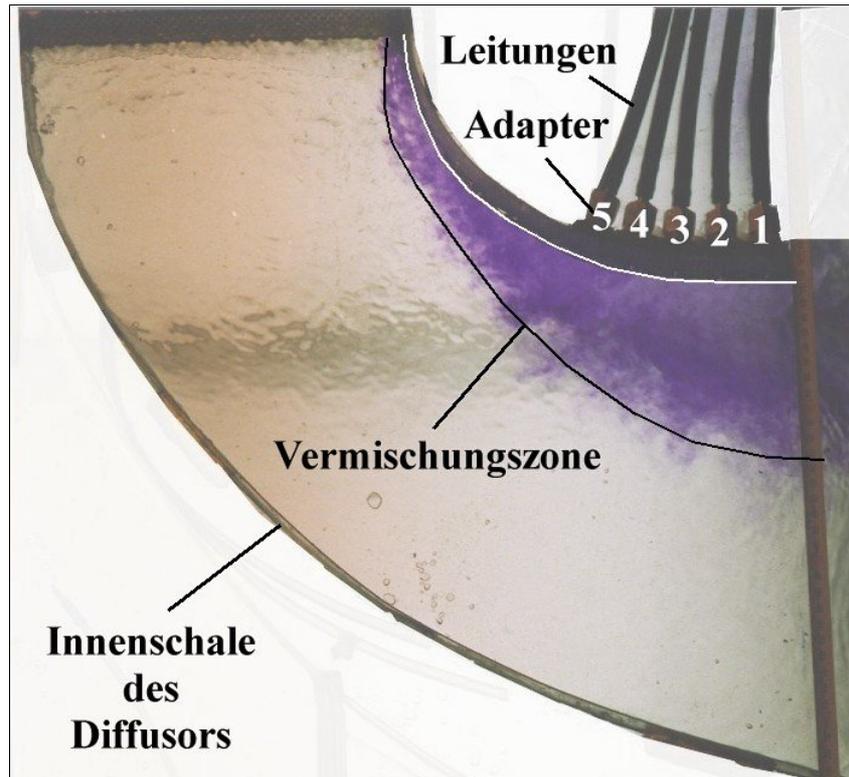


Bild 7.22: Vorrichtung für die Grenzschichtbeeinflussung

Bei diesen Untersuchungen hat sich gezeigt, daß beide Maßnahmen der Grenzschichtbeeinflussung Veränderungen der Ablösungen und der daraus resultierenden Oszillationen bewirken können. Im Gegensatz zum Verfahren der Energetisierung an der Außenschale, bei der auch die Pulsationen unterdrückt werden konnten, haben sich diese beim Absaugen der Grenzschicht in der Amplitude sogar verstärkt. Die Amplitude der Grenzschichtoszillation nahm mit größeren Mengen des abgesaugten Wassers deutlich zu.

Bei der Energetisierung der Grenzschicht konnten hinsichtlich der Pulsationsreduktion direkte Abhängigkeiten von der Lage des wasserzuführenden Adapters ermittelt werden. Diese sind in der folgenden Tabelle 7.3 aufgelistet. Dabei handelt es sich um die für eine Aufhebung der Pulsation benötigte Zeit (Intervall), die sich jeweils bei konstant gehaltenem Massenstrom des Zubla-sefluids für die Adapter (siehe hierzu Bild 7.22) ergaben.

Adapter Nr. [-]	1	2	3	4	5
Intervall [sec]	1.29	1.34	1.43	1.57	1.73

Tabelle 7.3: Abhängigkeit des Pulsationsendes von der Adapterlage

Das Zeitintervall, das für das Aufheben der Grenzschichtoszillation gemessen wurde, ist also von der Lage des jeweils benutzten Adapters abhängig und erhöht sich mit der Verschiebung der Adapterposition stromaufwärts. Weitere Versuche mit dem Adapter Nr.1, bei dem der Einfluß der Menge des zugeführten Fluids auf die Pulsation untersucht worden ist, haben folgende Ergebnisse geliefert:

\dot{m}_{rel} [%]	0.9	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.1
Intervall [sec]	2.17	1.65	1.40	1.32	1.21	1.13	1.03	0.94

Tabelle 7.4: Abhängigkeit des Pulsationsendes vom Massenstrom

Bem: Die Bezeichnung \dot{m}_{rel} bedeutet die zugeführte Fluidmenge bezogen auf die Wassermenge der Gesamtströmung, die sich aus der Haupt- und Spaltströmung im Eintrittsquerschnitt zusammensetzt.

Aus der Tabelle 7.4 ist ersichtlich, daß das ermittelte Zeitintervall mit der Zunahme der zugeführten Fluidmenge \dot{m}_{rel} stetig abnimmt. Das Aufheben der Grenzschichtoszillation kann also durch zwei Maßnahmen in der Zeit gesteuert werden. Ein schnelles Unterbinden der Pulsation kann am effektivsten durch den Einsatz eines sich in der Nähe des Diffusoraustritts befindlichen Adapters durchgeführt werden. Eine zusätzliche Massenstromerhöhung des Zublasefluids wirkt sich auf die Verkürzung des Intervalls auch positiv aus. In den folgenden Abbildungen (Bild 7.23 bis Bild 7.25) sind die markantesten Strömungszustände, die sich aufgrund der Energetisierung im wandnahen Bereich eingestellt hatten, dargestellt.

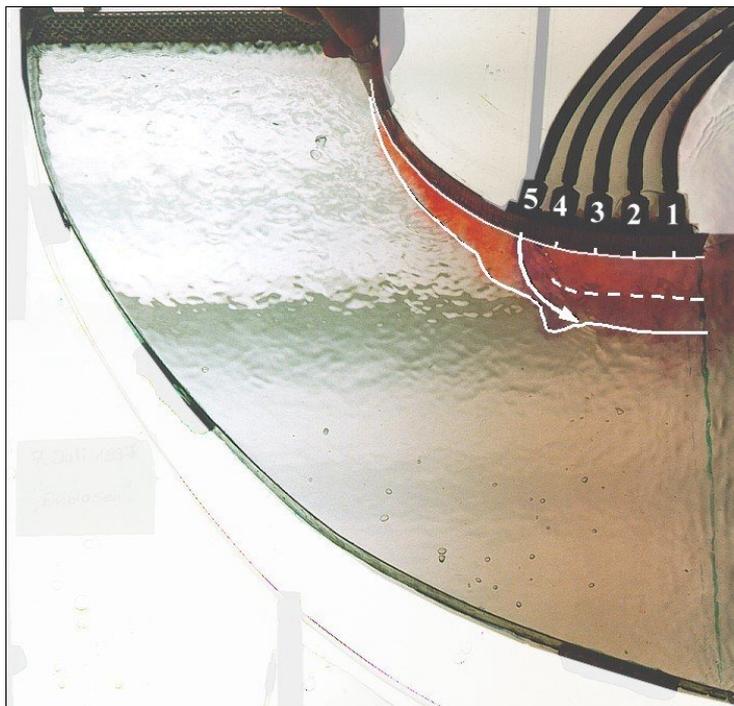


Bild 7.23: Energetisierung mit Adapter Nr. 5



Bild 7.24: Energetisierung mit Adapter Nr. 5, 4 und 3

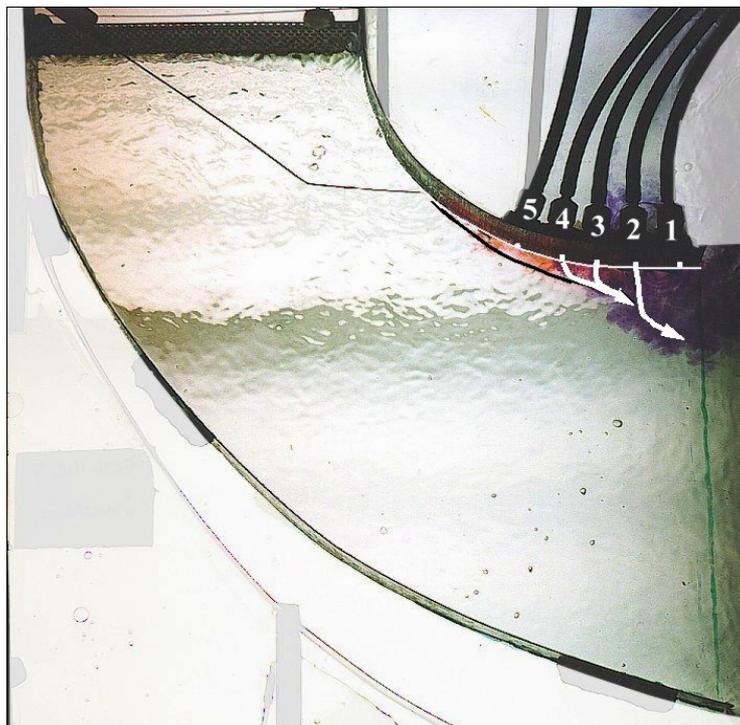


Bild 7.25: Energetisierung mit mittleren Adaptern

Bem: Die Vermischungszonen der verschiedenen Diffusorströmungen sind in den Abbildungen mit Strichen hervorgehoben. Die Pfeile markieren die Richtung des energetisierenden Strahls.

8 Messungen am Diffusorversuchsstand

8.1 Druckverlauf entlang des Diffusors

In den folgenden Abbildungen sind die Druckverläufe entlang der Diffusorinnenschale, siehe hierzu Bild 5.5: Detailschnitt des Diffusors mit bezeichneten Meßstellen, für die verschiedenen Varianten und Konfigurationen der untersuchten Diffusorenreihen dargestellt. Bild 8.1 zeigt beispielhaft den Druckverlauf an vier unterschiedlichen Umfangspositionen, siehe hierzu Bild 12.7, der als Parameter für einen quantitativen Vergleich der Diffusorströmung an der Innenschale herangezogen wurde.

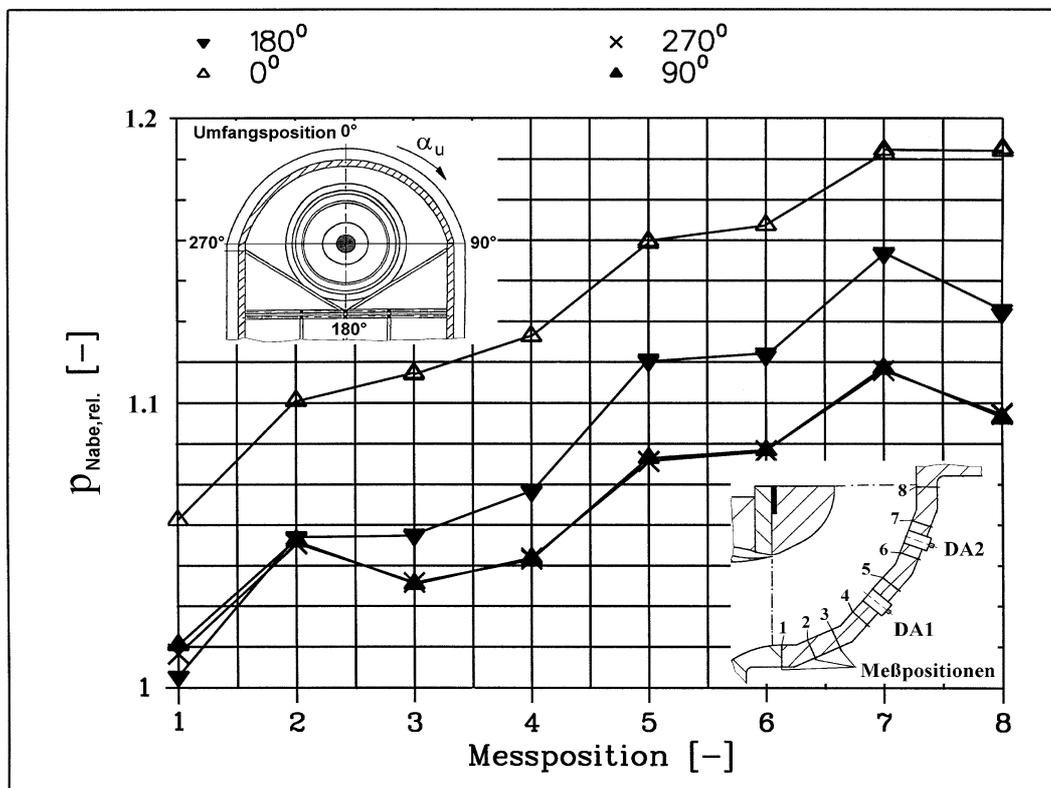


Bild 8.1: Wanddruckmessung Variante V2, Vergleichsmessung nach [85]

Aus dem Diagramm geht hervor, daß bereits an der Meßposition 1, die sehr nahe am Diffusoreintritt angebracht ist, über den Umfang unterschiedliche Druckniveaus erreicht werden. Besonders interessant aber ist die Tatsache, daß bei der Umfangsposition 180° ab der Meßposition 3 gegenüber der Umfangsposition 90° und 270° höhere Druckniveaus gemessen wurden. Der stärkste Druckanstieg ist zwischen den Meßpositionen 1 und 2 zu verzeichnen.

Dies trifft für alle Umfangspositionen zu. Für die Umfangsposition 0° ist das Nabendruckniveau am höchsten, d.h. bei $p_{ges} = const.$ ist an dieser Meßposition die Strömungsgeschwindigkeit am niedrigsten. Die Druckverläufe an den Umfangspositionen 90° und 270° deuten auf eine zur z-Achse symmetrisch ausgeprägte Diffusorströmung hin. Sie zeichnen sich an diesen Umfangspositionen durch eine Geschwindigkeitszunahme zwischen den Meßpositionen 2-3 und 7-8 aus. Hier sinkt der statische Druck, was bedeutet, daß diese zwei Segmente der Diffusorinnenschale nicht zur Druckerhöhung beitragen. Zwischen den Meßpositionen 7 und 8 erfährt der Druckverlauf für 180° die größte Druckabsenkung. Die folgenden Abbildungen zeigen im direkten Vergleich, jeweils für eine bestimmte Umfangsposition, die Unterschiede der gemessenen Nabendruckverläufe entlang der Innenschale der untersuchten Diffusorenreihen auf.

Diffusorreihe I.

Um ein einheitliches Konzept für den Vergleich aller untersuchten Diffusoraußenschalen zu ermöglichen, werden die Ergebnisse der Wanddruckmessungen aus [85] an den Umfangspositionen 0° , 90° und 180° für die Varianten V1 bis V5 in folgenden Diagrammen (Bild 8.2 bis Bild 8.4) dargestellt.

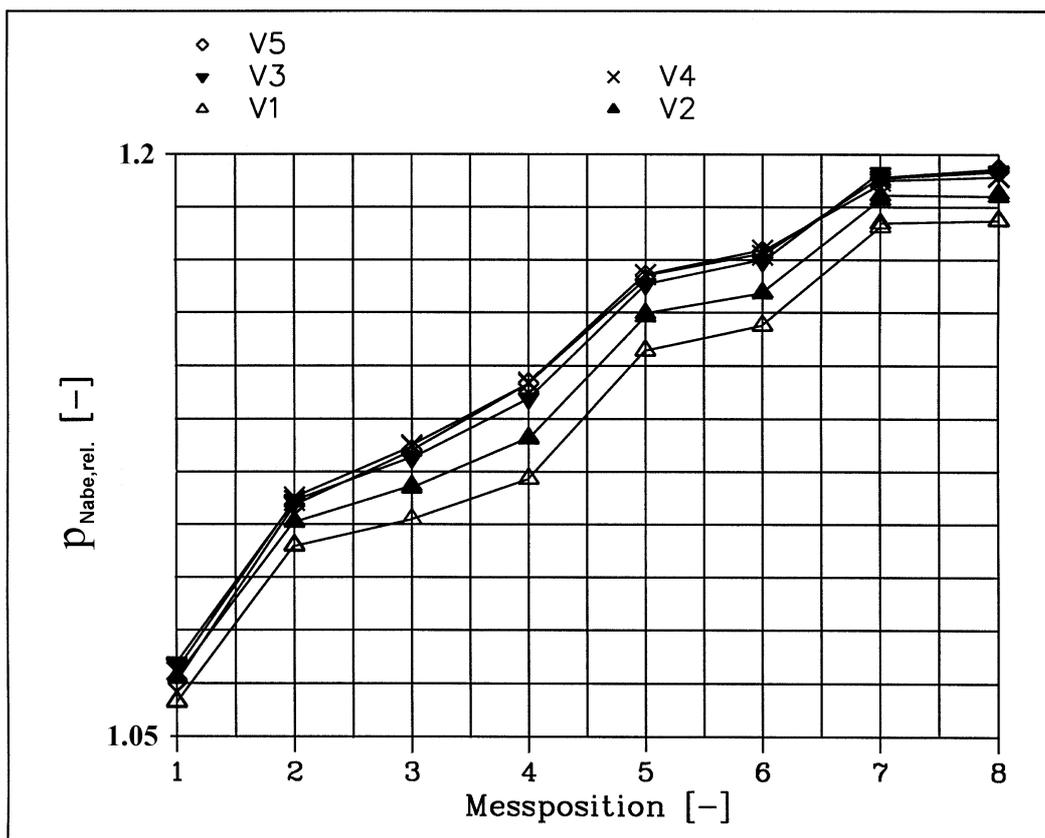


Bild 8.2: Varianten V1 bis V5, Umfangsposition 0°

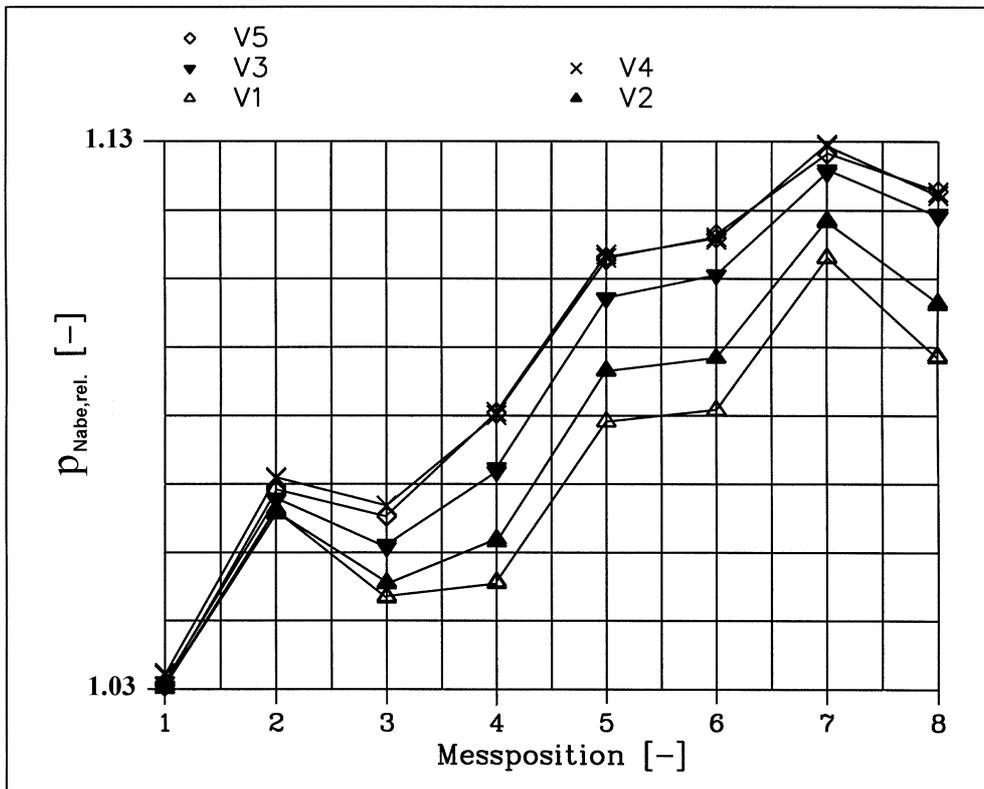


Bild 8.3: Varianten V1 bis V5, Umfangsposition 90°

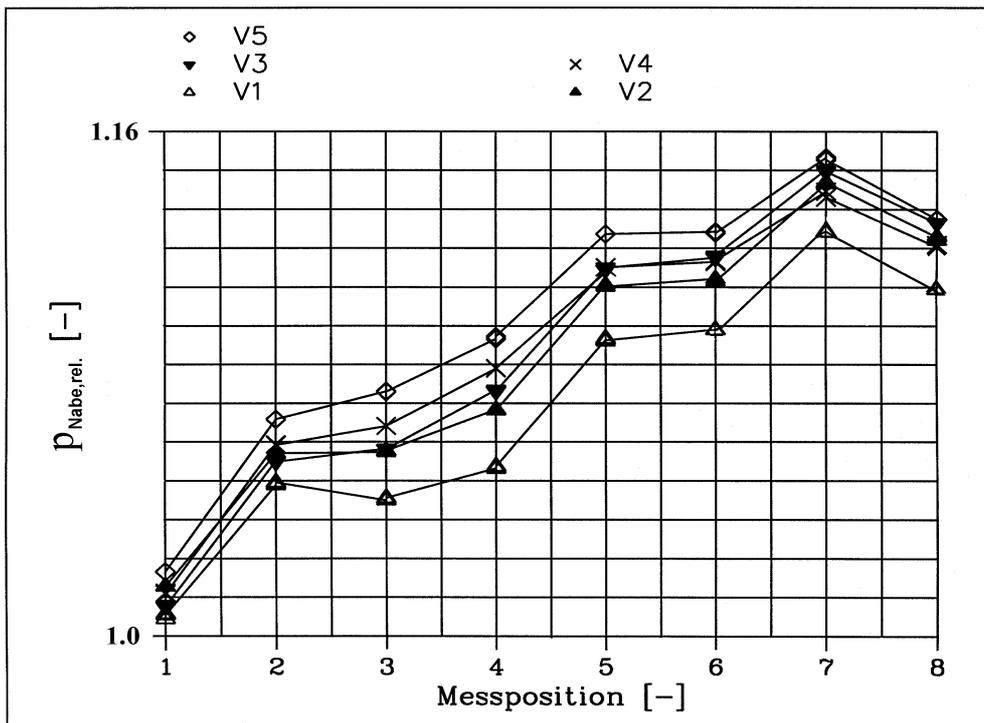


Bild 8.4: Varianten V1 bis V5, Umfangsposition 180°

Aus dem Diagramm für die Kurvenverläufe der Umfangsposition 0° (siehe hierzu Bild 8.2) ist ersichtlich, daß bei der Variante V1 hier das niedrigste

Druckniveau erreicht worden ist. Die für die Varianten V3, V4 und V5 gemessenen Drücke liegen am nahezu gleichen Niveau, und die maximale Druckdifferenz gegenüber der Variante V1, die das kleinste Öffnungsverhältnis dieser untersuchten Diffusorreihe aufweist (siehe hierzu Bild 4.3), beträgt an der Meßposition 4 etwa 0.023. Die ermittelten Drücke bei der Variante V2 verlaufen nahezu parallel zu der Kurve der Variante V1. Insgesamt konnte für jede Variante an dieser Umfangsposition des Diffusors eine Druckerhöhung von ca. 0.013 verzeichnet werden. Der Druck erfuhr entlang der Diffusorinnenschale für alle Varianten eine stetige Zunahme.

Die Kurvenverläufe für 90° (siehe hierzu Bild 8.3) weisen gegenüber den Verläufen für die Umfangsposition 0° höhere Druckdifferenzen zwischen den untersuchten Varianten auf. Diese betragen im Mittelteil des Diffusors zwischen der Variante V1 und V5 bis zu 0.033. Die höchsten Druckniveaus wurden für die Varianten V4 und V5 gemessen. Im Gegensatz zu den Kurvenverläufen bei 0° , die eine stetige Druckerhöhung für alle Varianten verzeichneten, wurden an dieser Umfangsposition zwei Segmente an der Innenschale (Meßpositionen 2-3 und 7-8) mit einer Druckabsenkung festgestellt, was eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in diesen Bereichen bedeutet.

An der Umfangsposition 180° (siehe hierzu Bild 8.4), also im unteren Bereich der Diffusorinnenschale, konnte für die Varianten V2, V3, V4 und V5 bis auf das letzte Segment, den Bereich zwischen der Meßposition 7 und 8, in dem eine Druckabsenkung ähnlich wie bei der Umfangsposition 90° vorlag, eine Druckzunahme ermittelt werden. Die Variante V1 bewirkte wie schon an der Umfangsposition 90° in dem Schalensegment (Meßpositionen 2-3) eine Absenkung des Druckes. Das höchste Druckniveau wurde eindeutig von der Variante V5 erreicht, wobei die im Mittelteil des Diffusors ermittelten Druckdifferenzen zwischen den Kurvenverläufen der Variante V1, die das niedrigste Druckniveau aufwies, und der Variante V5 bis zu 0.042 betragen.

Diffusorreihe II.

In den nachfolgenden Diagrammen (Bild 8.5 bis Bild 8.7) sind die statischen Drücke dargestellt, die für die Diffusorreihe II entlang der Innenschale an der Umfangspositionen 0° , 90° und 180° gemessen wurden.

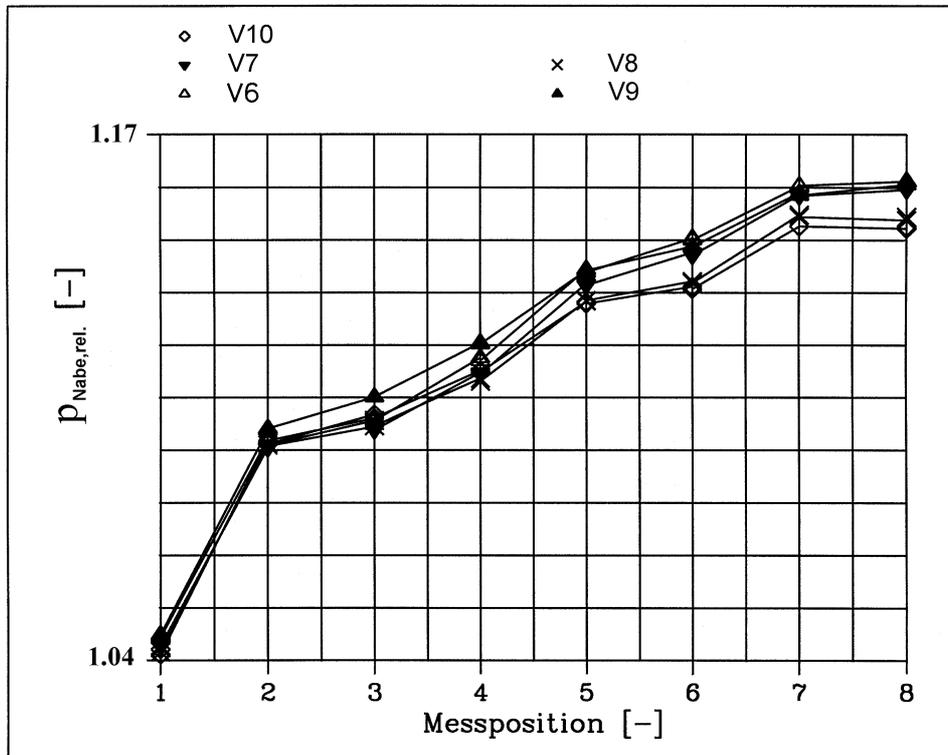


Bild 8.5: Varianten V6 bis V10, Umfangsposition 0°

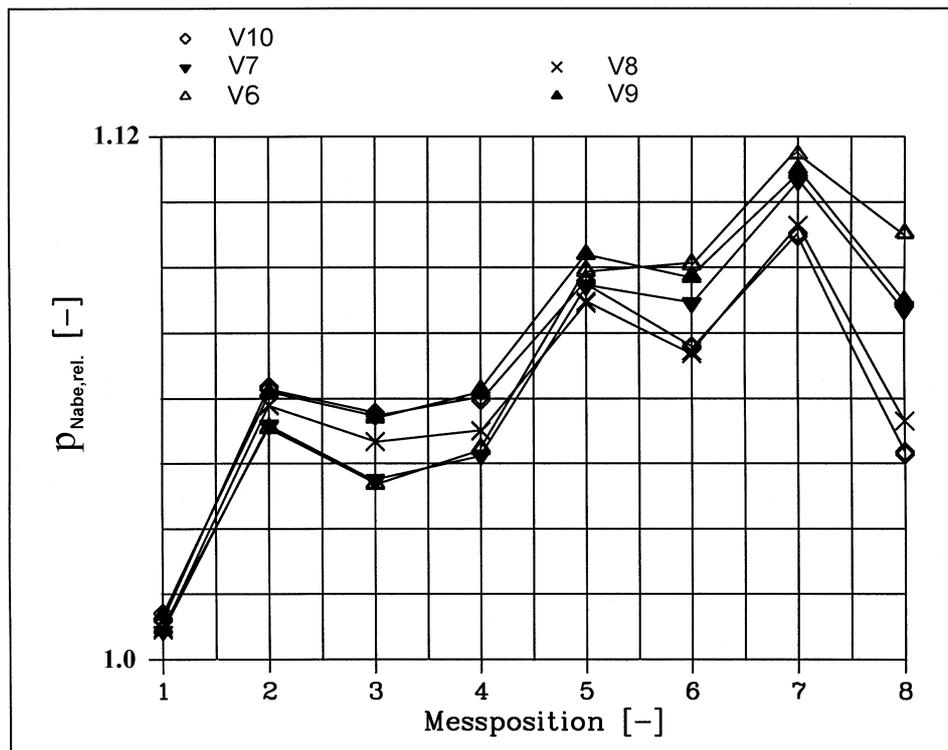


Bild 8.6: Varianten V6 bis V10, Umfangsposition 90°

Die Kurvenverläufe der Umfangsposition 0° (siehe hierzu Bild 8.5) weisen ab der Meßposition 1, die sich sehr nahe am Diffusoreintritt befindet, einen stei-

len Druckanstieg auf, der ab der Meßposition 2 eine abflachende Tendenz hat. Die Kurven für die Varianten V6 und V10 divergieren ab dieser Meßposition bis zum Diffusoraustritt stetig, so daß an der Meßposition 8 eine Druckdifferenz von etwa 0.011 zwischen diesen zwei Varianten ermittelt wurde. Insgesamt konnten an der Umfangsposition 0° entlang der Diffusorinnenschale für die Varianten der Diffusorreihe II Druckerhöhungen bis zu 0.115 erreicht werden. Die Variante V10, die im mittleren Bereich des Diffusors ($0.35 < L/L_{3II} < 0.65$, siehe hierzu Bild 4.4) das größte Öffnungsverhältnis besitzt, bewirkte mit ca. 0.11 die kleinste Erhöhung des statischen Druckes.

Die Kurvenverläufe für 90° (siehe hierzu Bild 8.6) weisen gegenüber den Verläufen für die Umfangsposition 0° im Mittelteil des Diffusors höhere Druckdifferenzen zwischen den untersuchten Varianten auf. Diese betragen zwischen der Variante V6 und V9 an der Meßposition 2 bis zu 0.013 und zwischen V6 und V8 an der Meßposition 6 und 7 etwa 0.015. Das höchste Druckniveau von ca. 1.11 wurde für die Variante V6 an der Meßposition 7 erreicht. Die divergente Tendenz der Kurvenverläufe für die Varianten V6 und V10, die bereits bei der Umfangsposition 0° ab der Meßposition 2 festgestellt wurde, konnte hier erst ab der Meßposition 5 beobachtet werden. Die Druckunterschiede zwischen den Varianten betragen am Diffusoraustritt bis zu 0.045. Die Kurvenverläufe der Außenschalen V7, V8, V9 und V10 weisen entlang der Diffusorinnenschale insgesamt drei Gebiete mit beschleunigter Strömung (Schalensegmente mit Druckabsenkung) auf. Diese befinden sich zwischen den Meßpositionen 2 und 3, 5 und 6 sowie 7 und 8, wobei an dem letzten Segment die stärkste Absenkung ermittelt wurde. Für die Variante V6 wurde entlang des Diffusors insgesamt das höchste Druckniveau gemessen und im Gegensatz zu den übrigen Varianten nur zwei Gebiete mit einer Druckabsenkung, die sich zwischen den Meßpositionen 2-3 und 7-8 abzeichneten, festgestellt.

Die Messungen an der Umfangsposition 180° (siehe hierzu Bild 8.7) ergaben sehr ähnliche Kurvenverläufe wie bei 90° . Ab der Meßposition 1 wurde für alle Varianten ein steiler Druckanstieg gemessen, dem eine Druckabsenkung folgte, was wiederum einer Strömungsbeschleunigung in diesem Bereich (Meßposition 2-3) gleichkommt. Bis auf die Variante V6 erfuhren die übrigen zwischen den Meßpositionen 5 und 6 eine Absenkung des statischen Druckes, die jedoch nicht so stark wie an der Meßposition 90° ausfiel. In dem letzten Segment des Diffusors, dem Bereich zwischen der Meßposition 7 und 8, wurde auch eine Druckabsenkung ähnlich wie bei der Umfangsposition 90° für alle Varianten ermittelt. Das höchste Druckniveau am Ende des Diffusors wurde an der Diffusorinnenschale bei der Variante V6 gemessen.

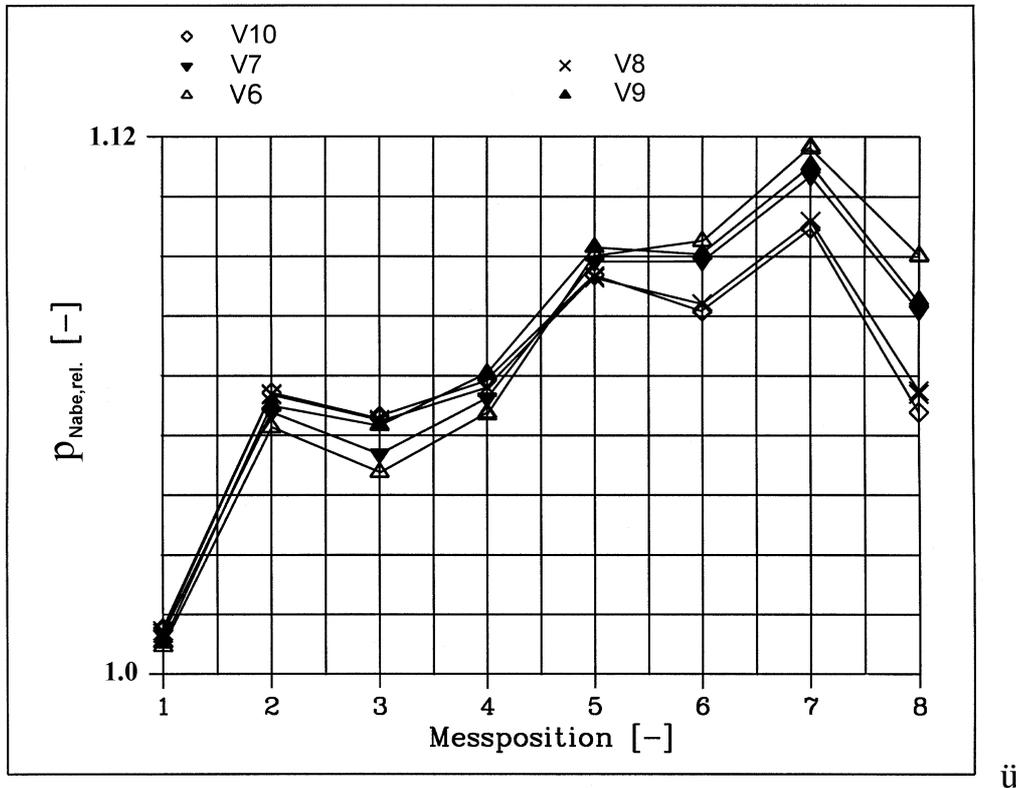


Bild 8.7: Varianten V6 bis V10, Umfangsposition 180°

Diffusorreihe III.

Die modifizierten Diffusorausenschalen der Variante V3 (siehe hierzu Bild 4.5 und Bild 4.6) lieferten hinsichtlich der Druckerhöhung entlang der Diffusorinnenschale Ergebnisse, die in den nachfolgenden Diagrammen (Bild 8.8 bis Bild 8.13) dargestellt sind.

Das höchste Druckniveau, das an der Umfangsposition 0° erreicht worden ist (siehe hierzu Bild 8.8), wurde für die Varianten V3 ohne Dampfleitung (oD), die sich im Gehäuse normalerweise an der hinteren Wand bei 90° und 270° befindet, gemessen. Die Kurven der gemessenen Drücke an dieser Umfangsposition verlaufen stetig steigend und parallel zueinander, so daß die Differenz zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Niveau nahezu unverändert vom Diffusoreintritt bis zum Ende der Diffusorinnenschale blieb. Insgesamt wurde im Diffusorverlauf für jede Variante eine Druckerhöhung von ca. 0.12 erreicht.

Die Kurvenverläufe für die Umfangsposition 90° (siehe Bild 8.9) zeichnen sich in den Meßpositionsbereichen 2-3 und 7-8 durch eine Druckabsenkung aus. Im Segment 5-6 bildet die Variante V3A im Gegensatz zu den anderen Diffusorausenschalen aufgrund der in diesem Bereich festgestellten Druckabsenkung eine Ausnahme.

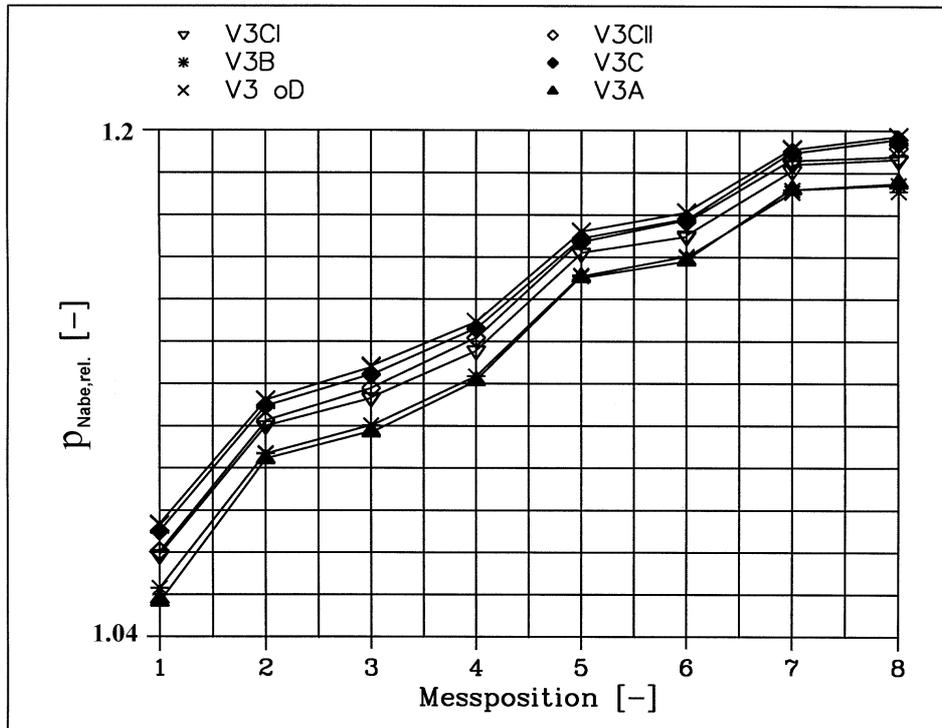


Bild 8.8: Varianten V3 bis V3CII, Umfangsposition 0°

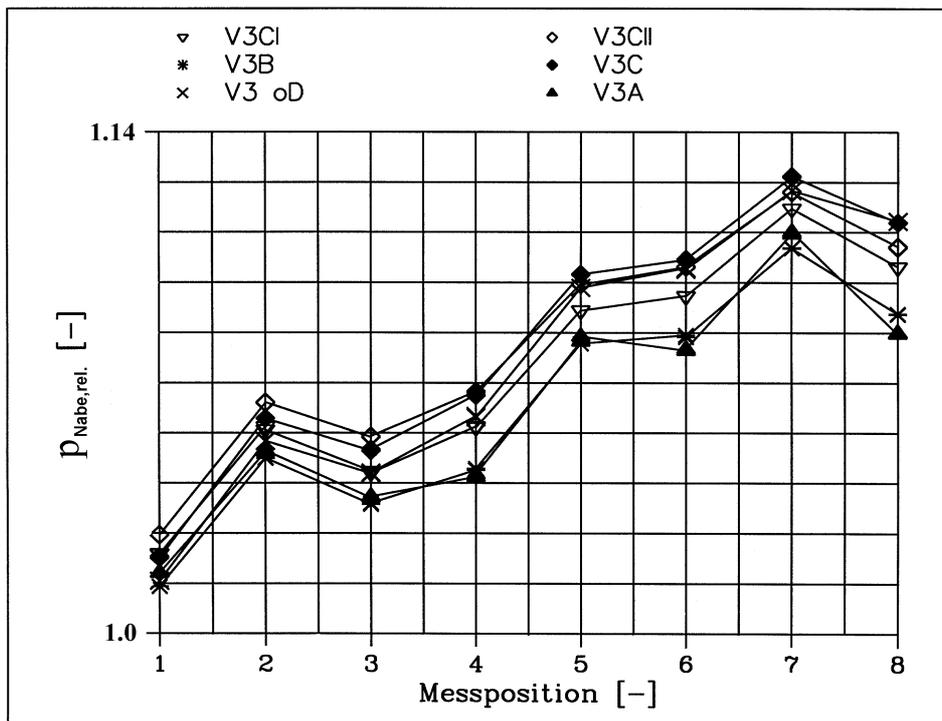


Bild 8.9: Varianten V3 bis V3CII, Umfangsposition 90°

Der maximale Wert des statischen Druckes von 1.13 wurde an der Umfangsposition 90° bei der Variante V3C ermittelt.

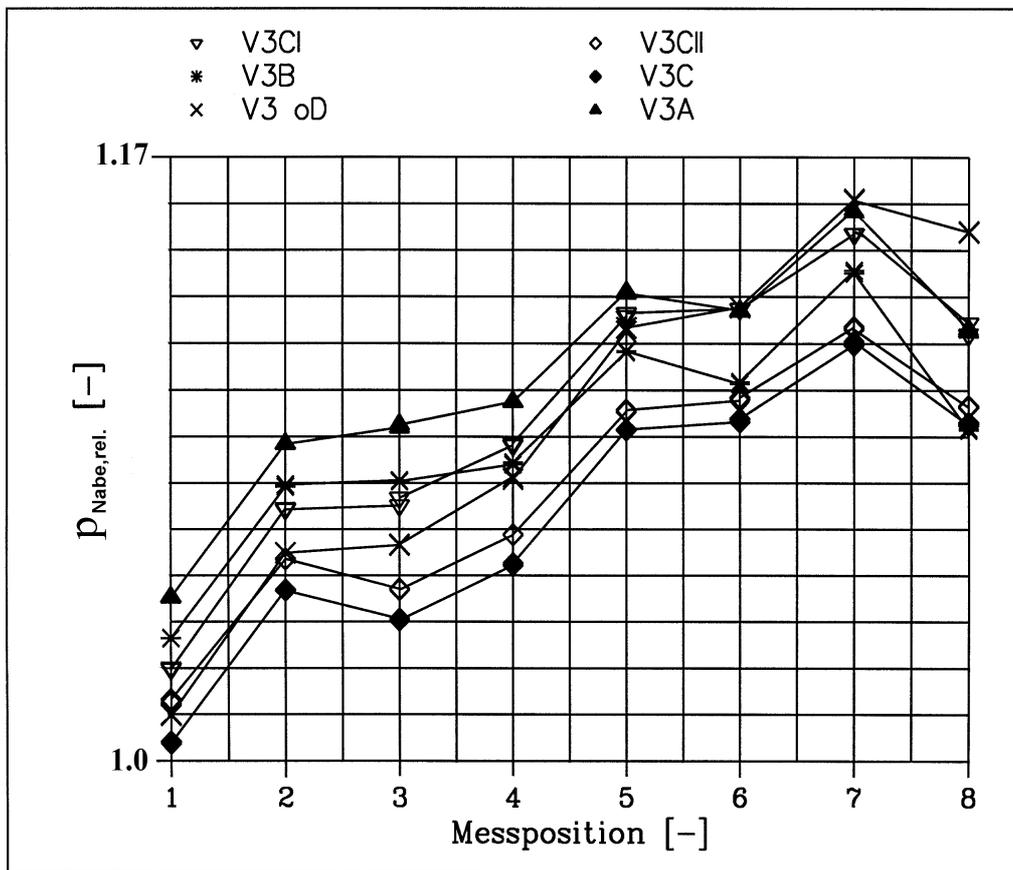


Bild 8.10: Varianten V3 bis V3CII, Umfangsposition 180°

Im unteren Schalenbereich (siehe Bild 8.10) konnte im Segment 2-3 nur für die Kurvenverläufe der Variante V3C und V3CII eine Druckabsenkung ermittelt werden. Im Segment 5-6 ergab sich für die untersuchten Varianten V3A und V3B im Gegensatz zu den anderen Diffusorschalen, die in diesem Bereich stetig steigenden Verlauf aufwiesen, eine Abnahme des statischen Druckes. Ab der Meßposition 7 haben alle Kurvenverläufe eine abfallende Tendenz. Die maximale Druckerhöhung von 0.14 entlang des Diffusors (Meßposition 1 bis 8) wurde mit der Variante V3 oD erreicht, wobei der höchste Wert an der Position 7 mit einem Wert von 1.154 gemessen wurde.

Zur Ergänzung der Diffusorreihe III. wurden verschiedene Leitbleche im oberen Abdampfgehäuse angebracht (siehe hierzu Bild 12.8: Schemadarstellung des eingesetzten Leitbleches Nr.1), mittels derer eine Wirkungsgradverbesserung (siehe Kapitel 6.2: Vergleich der Diffusorwirkungsgrade) und folglich eine bessere Strömungsführung erreicht wurde. Die Ergebnisse der Wanddruckmessungen sind in den folgenden Abbildungen (Bild 8.11 bis Bild 8.13) dargestellt. Die Verbesserungen werden hier im Vergleich zu den Ergebnissen der Diffusoraußenschale V3 aufgezeigt.

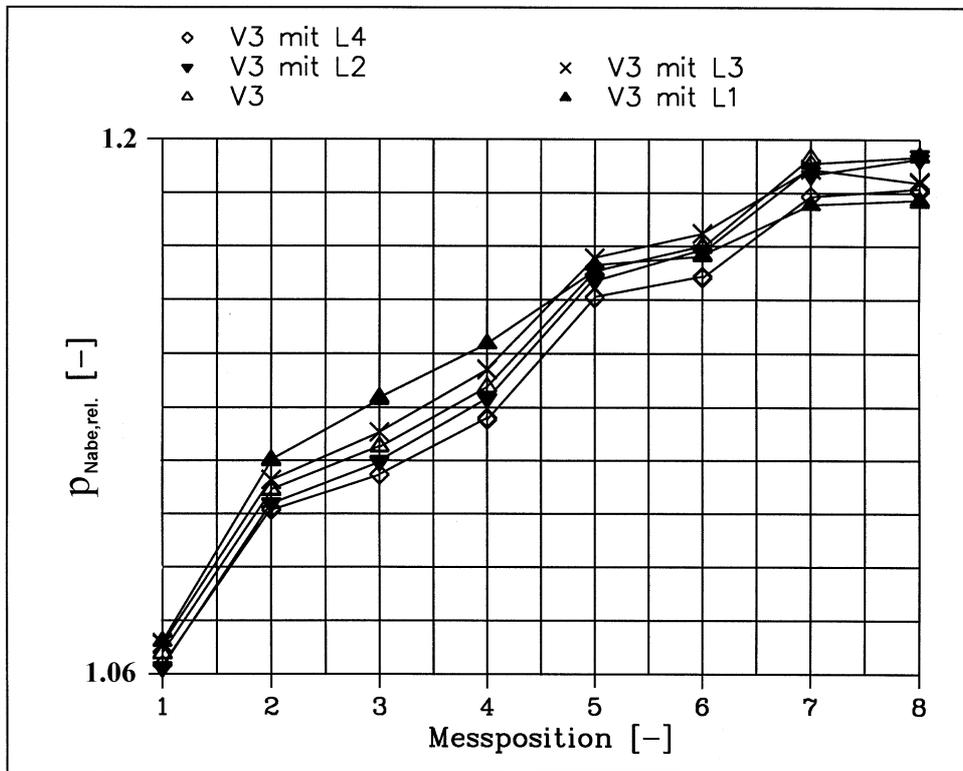


Bild 8.11: Varianten V3 mit L1 bis L4, Umfangsposition 0°

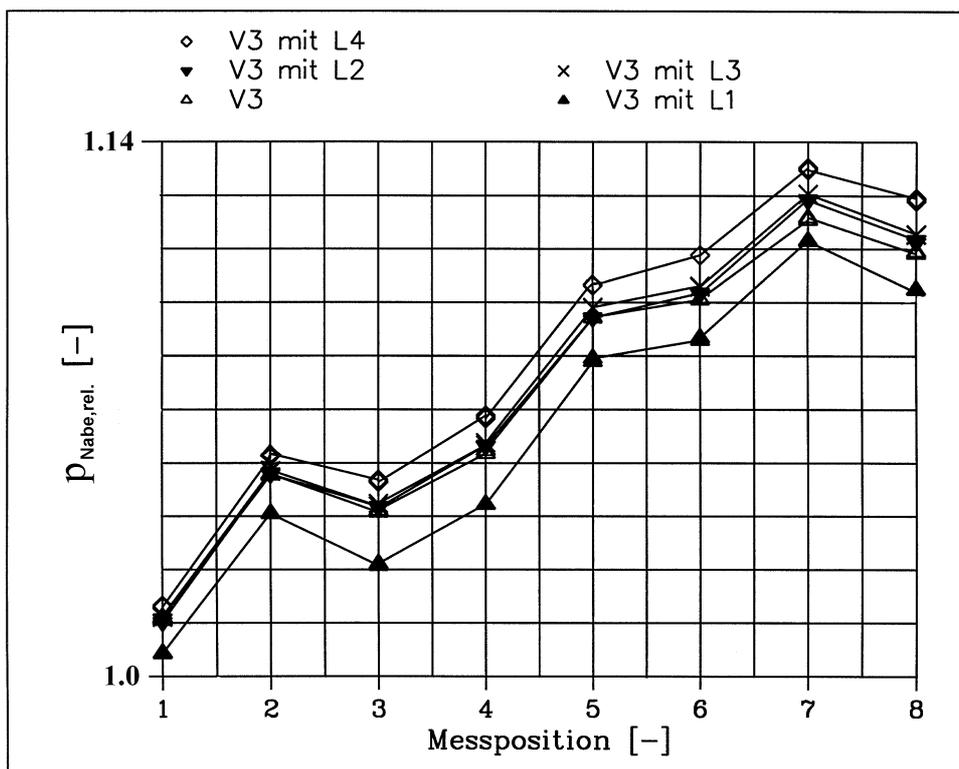


Bild 8.12: Varianten V3 mit L1 bis L4, Umfangsposition 90°

Die Kurvenverläufe für die Variante V3 mit Leitblech Nr.1 und 3, die an der Umfangsposition 0° ermittelt wurden (Bild 8.11), weisen im Mittelteil des

Diffusors gegenüber der Vergleichsmessung (V3) ein höheres Druckniveau auf. Die Kurven für die Variante V3 mit den Leitblechen Nr.2 und 4 liegen in diesem Bereich des Diffusors unterhalb der Vergleichskurve. Die höchste Druckerhöhung von ca. 0.15 entlang des Diffusors bewirkte der Einsatz des Leitbleches Nr.2. Der maximale Wert, der am Diffusoraustritt, also an der Meßposition 8, erreicht wurde, betrug für die Variante V3 und V3 mit Leitblech Nr.2 etwa 1.19.

Die Messungen an der Umfangsposition 90° (siehe Bild 8.12) zeigen für alle untersuchten Leitbleche nahezu identische, parallel zueinander versetzte Kurven auf. Der Einsatz der Leitbleche bewirkte auf der Innenschale in den Segmenten 2-3 und 7-8 eine Druckabsenkung, was einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in diesen Gebieten gleichkommt. Das höchste Druckniveau wurde an dieser Umfangsposition für das Leitblech Nr.4 ermittelt. Für das Leitblech Nr.1, das an der Umfangsposition 0° im Mittelteil des Diffusors das höchste Druckniveau aufwies, wurden an dieser Umfangsposition die niedrigsten Werte gemessen.

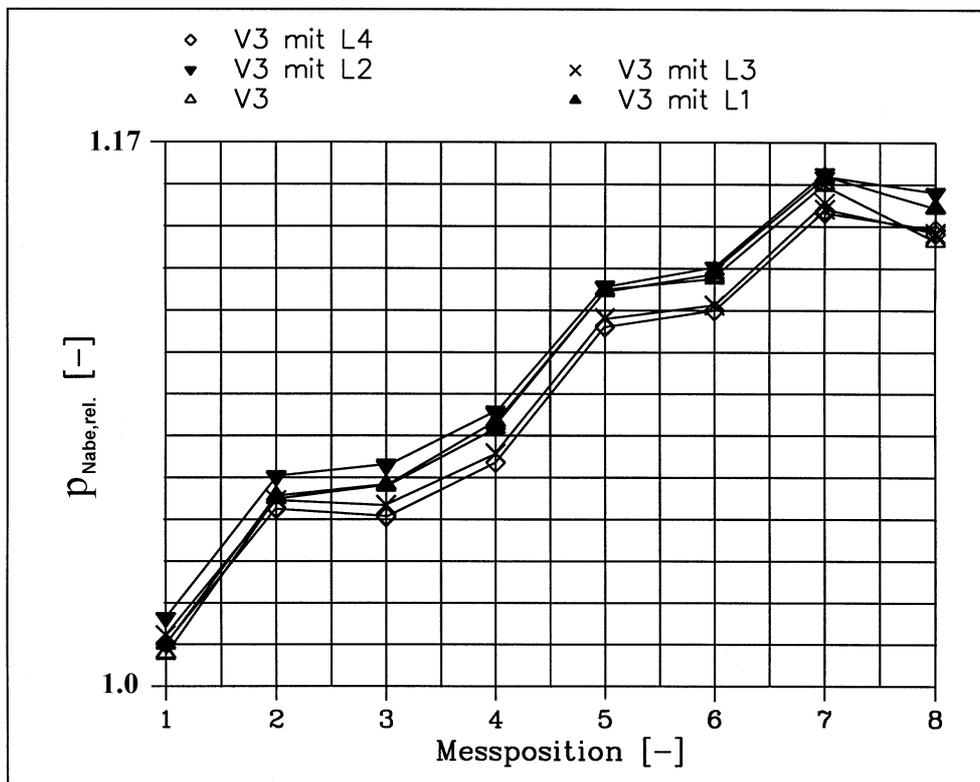


Bild 8.13: Varianten V3 mit L1 bis L4, Umfangsposition 180°

An der Umfangsposition 180° (siehe Bild 8.13) ergaben sich für die Variante V3 (Vergleichsmessung) und V3 mit Leitblech Nr.1 ab der Meßposition 1 bis 7 nahezu kongruente Kurvenverläufe. Im hinteren Bereich des Diffusors wurde für alle Leitbleche zwischen den Meßpositionen 7-8 eine Druckabsenkung, die

bei der Variante V3 am stärksten ausfiel, ermittelt. Bei den Kurvenverläufen für das Leitblech Nr.2 und Nr.3 hat sich eine kleine Druckabsenkung auch im Segment 2-3 ergeben. Das höchste Druckniveau an dieser Umfangsposition wurde beim Einsatz des Leitbleches Nr.2 gemessen.

Da sich die Messungen über einen längeren Zeitraum erstreckten, wurden aus Gründen der Vergleichsgenauigkeit der Ergebnisse mehrere Kontrollmessungen durchgeführt. Im folgenden Diagramm (Bild 8.14) sind die Abweichungen von p_{Norm} dargestellt, die an verschiedenen Versuchstagen aufgrund unterschiedlicher Umgebungsdrücke mit der Meßeinheit aufgezeichnet wurden.

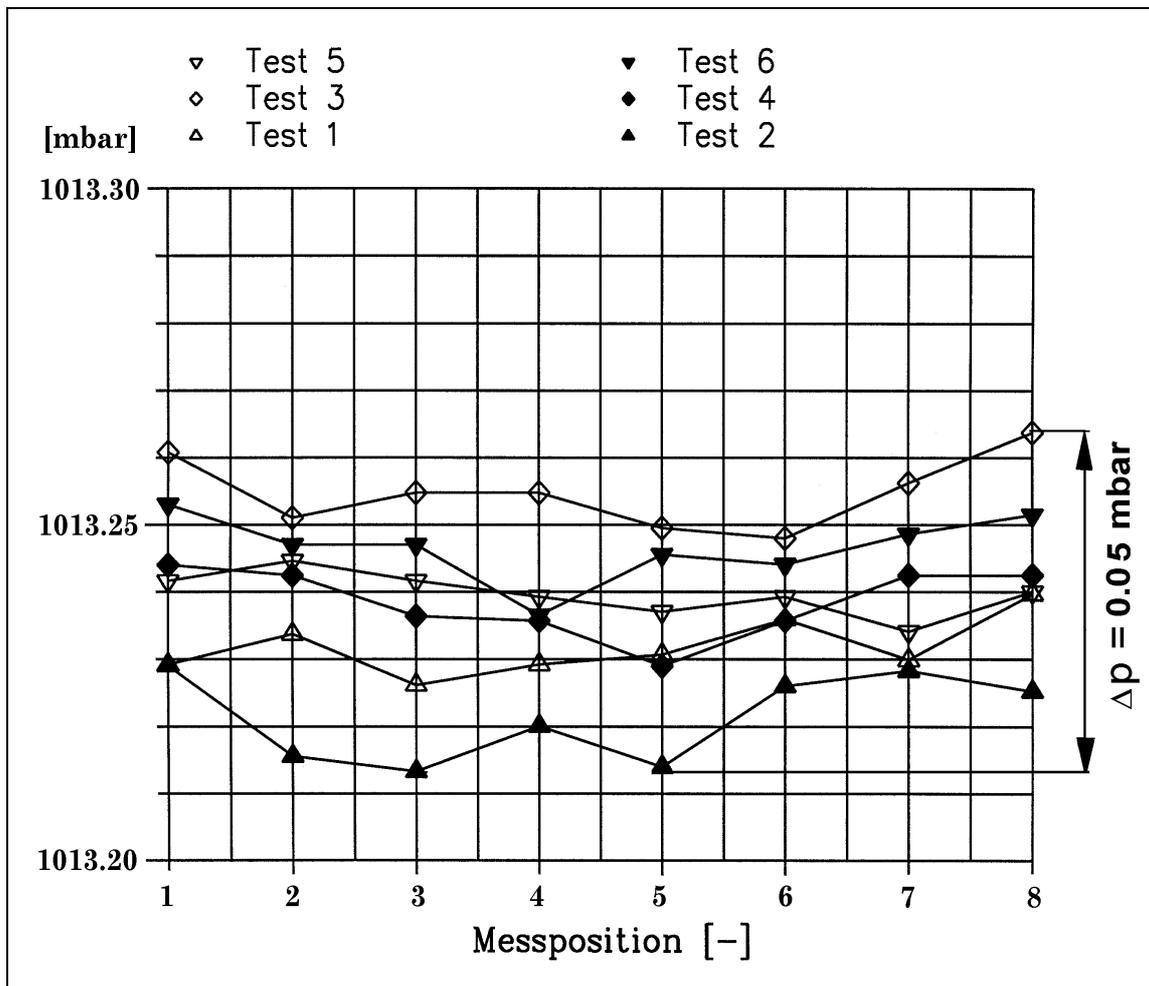


Bild 8.14: Abweichungen der gemessenen Referenzdrücke

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, daß für die Ablesegenauigkeit der in diesem Kapitel analysierten Ergebnisse lediglich eine kleine Abweichung von ± 0.05 mbar, d.h. ± 0.0006 angenommen werden muß, da für alle Versuche die gleichen Zuströmverhältnisse eingehalten wurden.

8.2 Messungen im Diffusoraustritt

Für die Beurteilung der Güte der Diffusorströmung wurden bislang in der Nähe der Diffusorwände an der Innenschale die Wanddrücke (Kapitel 8.1) als qualitative Meßgröße und an der Diffusorausenschale die Visualisierungsmethode (Kapitel 12.4.2) herangezogen. Diese Ergebnisse konnten durch die Messungen der Geschwindigkeitsprofile, die mittels der pneumatischen Sonde (Kapitel 5.1.2) in der Austrittsebene aufgenommen wurden, komplettiert werden, so daß ein genaueres Gesamtbild der Strömungsverhältnisse innerhalb des Diffusors entstand.

In den nachfolgenden Abbildungen (Bild 8.15 bis Bild 8.17) ist die zwischen der Innenschale des Diffusors (rel. Breite = 0) und der Diffusorausenschale (rel. Breite = 1) ermittelte Absolutgeschwindigkeit* (reduziert) in der Austrittsebene E3, (siehe hierzu auch Bild 5.5: Detailschnitt des Diffusors mit bezeichneten Meßstellen) für die Umfangspositionen 0° , 90° und 180° im Vergleich dargestellt. Bei diesen Untersuchungen wurde das Augenmerk aufgrund der umfangreichen und zeitaufwendigen Sondenmessungen auf die Diffusorreihe III. gerichtet, da hier die besten Resultate hinsichtlich des Wirkungsgrades erzielt worden sind.

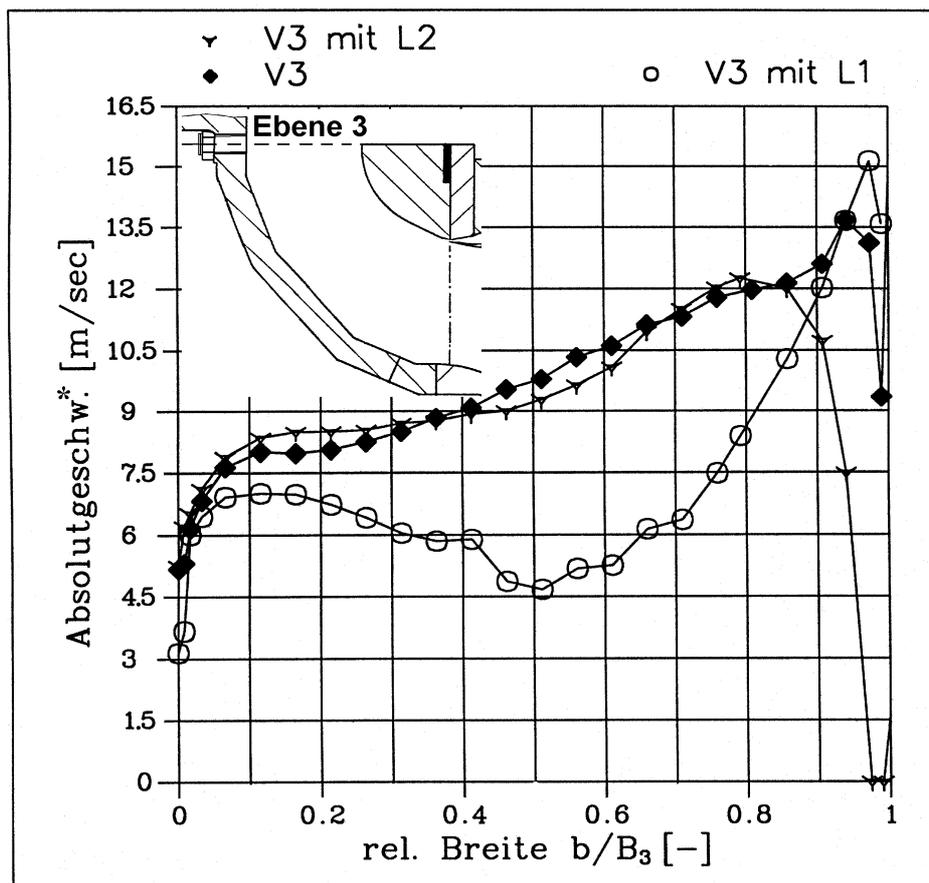


Bild 8.15: V3 mit Leitblechen L1 und L2, Umfangsposition 0°

In den Diagrammen (Bild 8.15 bis Bild 8.17) sind die Ergebnisse der Messungen dargestellt, die beim Einsatz der Leitbleche Nr.1 und Nr.2 ermittelt wurden. Diese wurden in Relation zu der Variante V3 aus [85] gesetzt. Hintergrund dieses Vergleiches ist in der Idee, die Dampfleitungen in neue zentrale Lage bei der Umfangspositionen 0° anzubringen, begründet.

In der Abbildung (Bild 8.15) sind die an der Umfangsposition 0° ermittelten Absolutgeschwindigkeiten* dargestellt. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, daß bei der Konfiguration mit dem Leitblech Nr.1 an dieser Position die kleinsten Geschwindigkeiten herrschen. Die Kurve weist im mittleren Bereich zwischen der rel.Breite 0.5 bis 0.7 kleine Unstetigkeiten in ihrem Verlauf auf. Die Kurvenverläufe für das Leitblech Nr.2 und für die Variante V3 sind entlang der Meßstrecke bis zu der rel.Breite = 0.85 nahezu identisch. Im wandnahen Bereich, also kurz vor der Diffusoraußenschale (rel.Breite = 1), bewirkt das Leitblech Nr.2 eine frühzeitige Geschwindigkeitsabnahme, die bereits ab der rel.Breite = 0.85 deutlich wird. Für das Leitblech Nr.1 wird in der Nähe der Diffusoraußenschale die Höchstgeschwindigkeit* von 15 m/sec erreicht.

Die folgende Abbildung zeigt den direkten Vergleich für die Umfangsposition 90° auf.

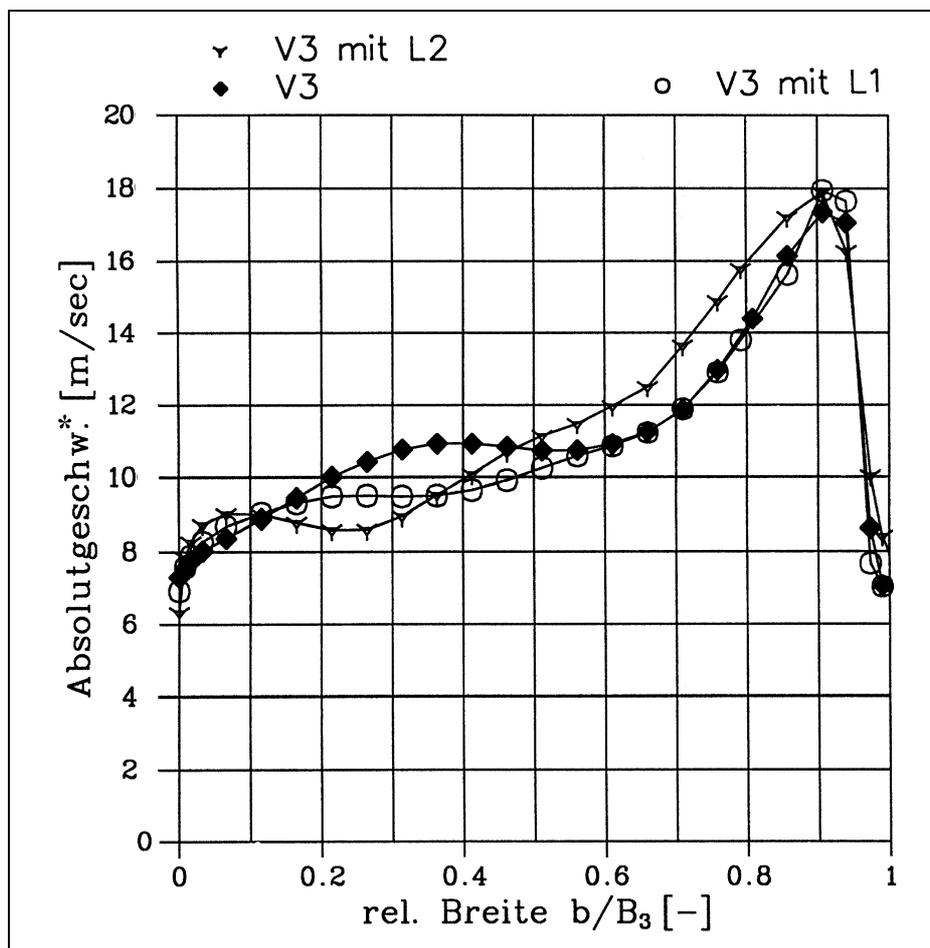


Bild 8.16: V3 mit Leitblechen L1 und L2, Umfangsposition 90°

Die drei Kurven weisen am Anfang und am Ende der vermessenen Strecke ähnlich große Werte von ca. 7 m/sec auf. Im Verlauf der Austrittsebene unterscheiden sie sich jedoch bis zu 2 m/sec voneinander. Das Leitblech Nr.2 bewirkte im ersten Drittel der Austrittsebene gegenüber den anderen Konfigurationen ein homogenes Profil, das mit ca. 9 m/sec am niedrigsten lag. Die höchsten Geschwindigkeiten, bis zu 11 m/sec in diesem Bereich, wurden für die Vergleichsmessung V3 ermittelt. Die Kurvenverläufe besitzen ab der rel.Breite = 0.6 in dieser Ebene einen steileren Geschwindigkeitsgradienten, so daß sich an der Meßstelle rel.Breite \cong 0.9 Höchstgeschwindigkeiten von 18 m/sec für alle drei Kurven eingestellt hatten. Ab dieser Meßstelle setzt für alle drei Kurven eine abrupte Geschwindigkeitsabnahme, die im Diagramm durch einen steilen Gradienten gekennzeichnet ist, ein.

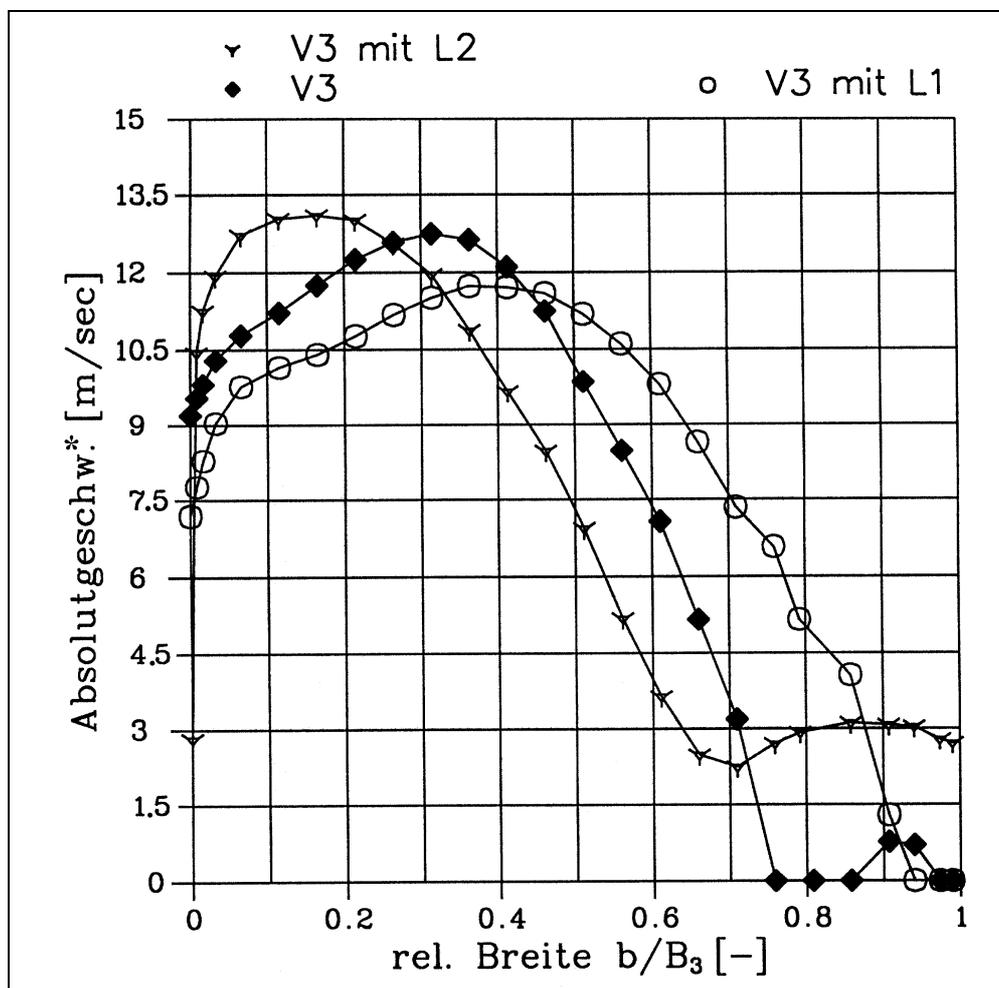


Bild 8.17: V3 mit Leitblechen L1 und L2, Umfangsposition 180°

An der Umfangsposition 180° wurden für das Leitblech Nr.2 im ersten Drittel der Austrittsebene, beginnend ab der Innenschale, die höchsten Geschwindigkeiten gemessen (siehe Bild 8.17). Ab der rel.Breite \cong 0.3 weist diese Kurve bis zur rel.Breite \cong 0.7 eine abfallende Tendenz auf. Die Absolutgeschwindig-

keit* erreicht hier einen minimalen Wert, ca. 2 m/sec, der danach auf etwa 3 m/sec steigt und dann bis zum Bereich der Außenschale nahezu konstant bleibt. Die Kurvenverläufe für die Varianten V3 und das Leitblech Nr.1 zeigen ähnliche Tendenzen wie das Leitblech Nr.2, sie sind jedoch in Richtung der Diffusoraußenschale versetzt und weisen geringere Maximalwerte auf.

Mit der Modifizierung "Aufdickung" der Diffusoraußenschale wurde ein im Vergleich zu der Variante V3 höherer Wirkungsgrad erreicht (siehe Kapitel 6.2). Der Einfluß dieser Konturänderung auf die Geschwindigkeitsverteilung in der Diffusoraustrittsebene wurde deshalb näher untersucht.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den folgenden Abbildungen, Bild 8.18 bis Bild 8.20, aufgeführt.

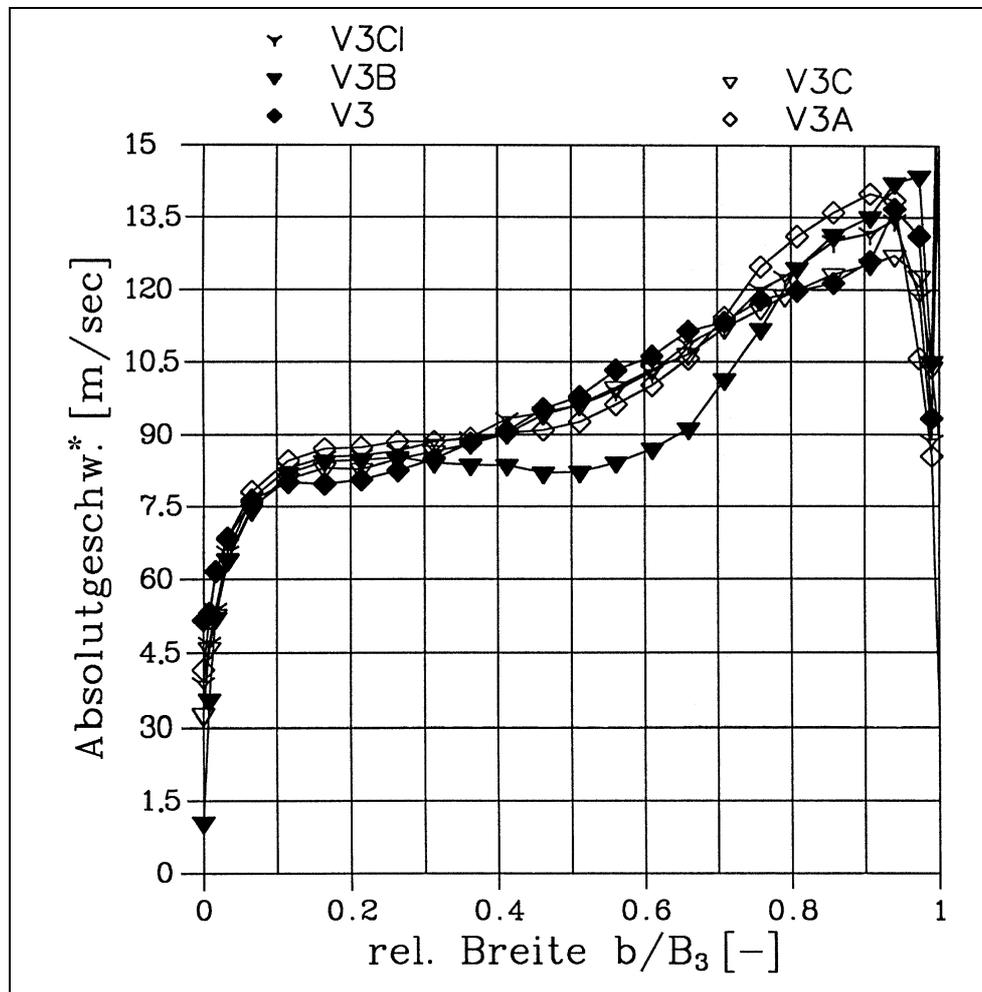


Bild 8.18: Vergleich V3 bis V3CI, Umfangsposition 0°

In Bild 8.18 sind die an der Umfangsposition 0° ermittelten Absolutgeschwindigkeiten* dargestellt. Es geht deutlich hervor, daß die Variante V3B (siehe hierzu Bild 4.5), die im unteren Schalenbereich die größte Verengung in der Austrittsebene E3 verursacht (siehe hierzu Bild 12.6), die kleinsten Werte im

mittleren Bereich (rel.Breite 0.3 bis 0.75) aufweist. Im Bereich der rel.Breite $\cong 0.9$ bis 0.98 wurden für alle Kurvenverläufe ihre maximalen Geschwindigkeiten erreicht, wobei für die Variante V3C diese mit einem Wert ca.12.8 m/sec am niedrigsten war.

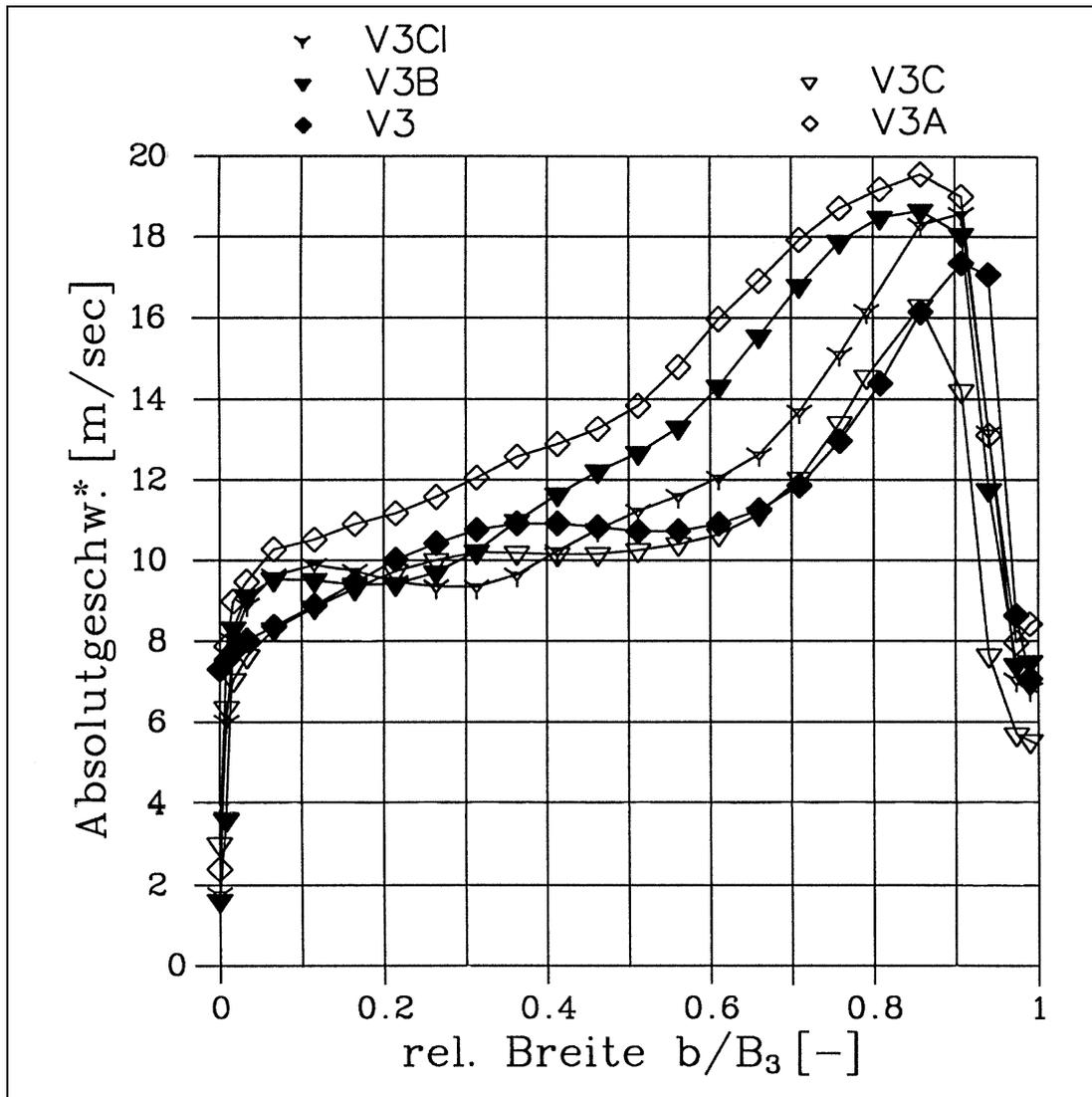


Bild 8.19: Vergleich V3 bis V3CI, Umfangsposition 90°

Die Kurvenverläufe, die an der Umfangsposition 90° ermittelt wurden und im Bild 8.19 dargestellt sind, weisen gegenüber der Umfangsposition 0° größere Geschwindigkeitsdifferenzen auf. Bereits nahe an der Diffusorinnenschale sind Unterschiede von 2.0 m/sec deutlich, die mit dem Abstand von der Diffusorinnenschale zunehmen, so daß bei der rel.Breite $\cong 0.7$ zwischen den Varianten V3A und V3 eine Differenz von 6.1 m/sec festzustellen ist. Die Geschwindigkeitsprofile der Variante V3C und V3 sind bis zur rel.Breite $\cong 0.85$ nahezu identisch und besitzen ab der rel.Breite $\cong 0.4$ die niedrigsten Werte. Für die Variante V3A wurden im Diffusorausstritt an dieser Umfangsposition die höchsten Geschwindigkeitswerte ermittelt.

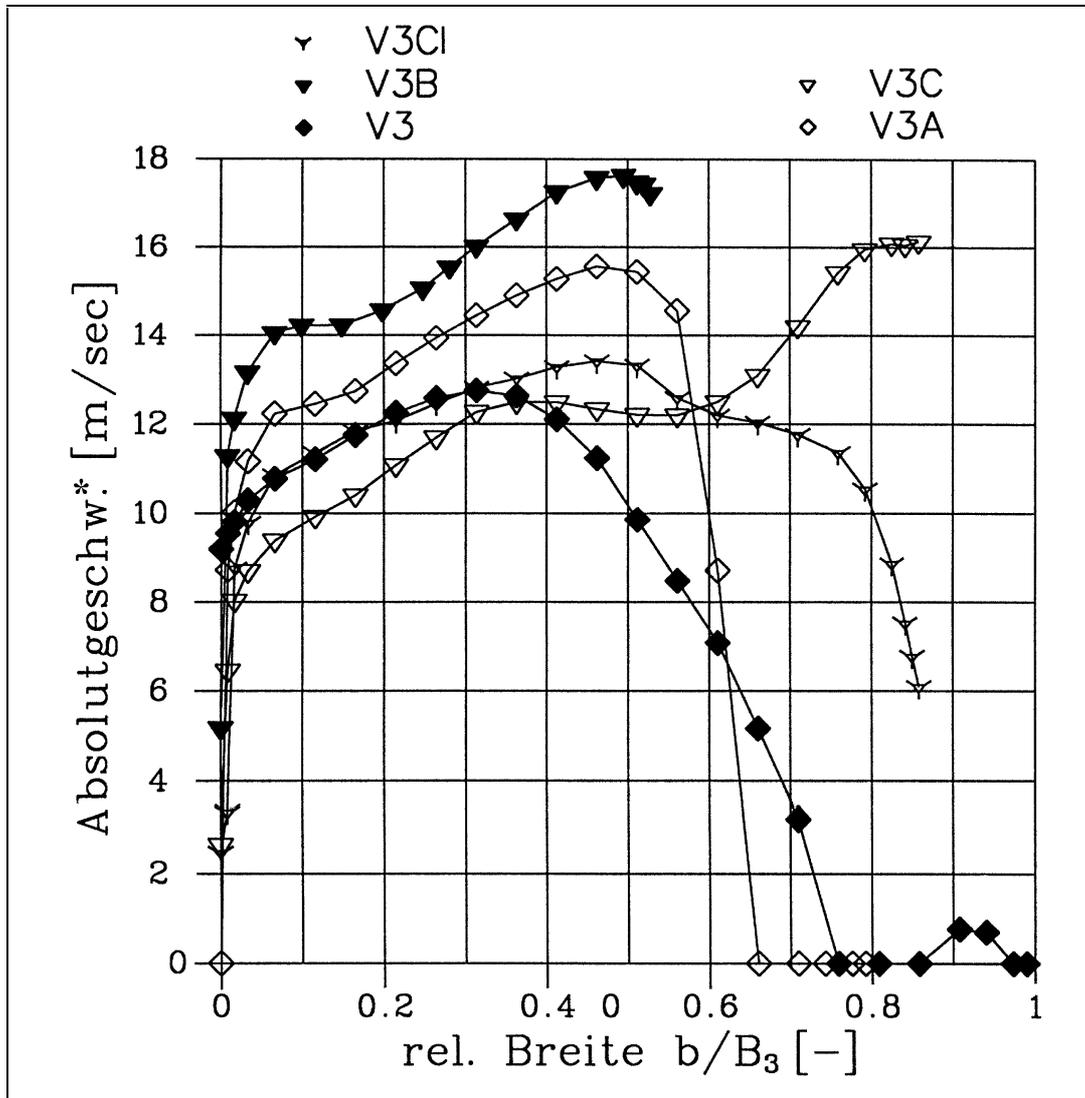


Bild 8.20: Vergleich V3 bis V3CI, Umfangsposition 180°

An der Umfangsposition 180° haben sich aufgrund der Verbreiterung der Diffusoraußenschale in diesem Bereich sehr unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile (Bild 8.20) eingestellt. Die höchsten Geschwindigkeitswerte zeigt die Kurve für die Variante V3B, was aus Gründen der Verengung des Querschnittes auch verständlich ist. Die verschiedenen Verbreiterungen der modifizierten Außenschalen verursachen bereits nahe an der Diffusorinnenschale große Geschwindigkeitsdifferenzen. Diese betragen zwischen den Kurven der Varianten V3B und V3 in diesem Bereich bis zu 4.2 m/sec. Bei der Variante V3C hat sich ein gewünschtes homogenes Geschwindigkeitsprofil ohne Totwassergebiet ausgebildet, das sich übrigens bei der Variante V3A trotz einer Verbreiterung eingestellt hat. Der Kurvenverlauf für die Variante V3C, der bis zur rel.Breite $\cong 0.35$ die niedrigsten Werte aufweist, nimmt ab der rel.Breite $\cong 0.6$ bis 0.85 gegenüber der Variante V3 und V3CI höhere Werte an.

8.3 Messungen in der Kondensatorebene

Die axiradiale Strömungsumlenkung sollte durch den Einsatz geeigneter Leitbleche im oberen Teil des Abdampfgehäuses, in dem bei den Visualisierungsuntersuchungen mittels der Fadensonde (Kapitel 12.4.1) große Turbulenzen und Totwassergebiete ausfindig gemacht werden konnten, mit einer höheren Gleichmäßigkeit erfolgen, so daß die Strömung bis zur Kondensatorebene eine größere Verzögerung erfährt, was einer Druckerhöhung und somit einer Wirkungsgradverbesserung (siehe hierzu Gleichung 6.1 und 6.2) gleichkommt. Die Untersuchungen hinsichtlich des Wirkungsgrades ergaben beim Anbringen des Leitbleches Nr.2 im Abdampfgehäuse (siehe hierzu Bild 12.8: Schemadarstellung des eingesetzten Leitbleches Nr.1) die besten Resultate (Kapitel 6.2).

Die Ergebnisse der vorigen Kapitel 8.1 und 8.2 haben partiell auf Verbesserungen der Abströmung an der Innenschale und Außenschale des Diffusors hingewiesen. Für eine strukturierte Aussage hinsichtlich der Verbesserung des Wirkungsgrades können zusätzlich die Ergebnisse der Anstrichmethode, die im Kapitel 12.4.2 dargestellt sind, herangezogen werden. Um jedoch die Auswirkung der Form des Abdampfgehäuses auf den durch das Leitblech Nr.2 erreichten Strömungszustand in der Kondensatorebene festzustellen, sind die o.g. Untersuchungen durch Messungen mittels der in Kapitel 5.1.2 beschriebenen pneumatischen Sonde in dieser Ebene ergänzt worden.

Der Umfang dieser Messungen konzentrierte sich auf den Vergleich der Variante V3 oD und V3 mit Leitblech Nr.2, wobei aus Gründen der symmetrischen Strömungsverteilung in dem Abdampfgehäuse, die durch die ermittelten Wanddrücke entlang der Diffusorinnenschale bereits in [85] erwähnt und durch die Ergebnisse der Fadensondenuntersuchungen und der Anstrichmethode (Bild 12.13) bestätigt wurden, nur die rechte Hälfte des Kondensatorraumes untersucht wurde. Die Anordnung der Meßpositionen ist in Bild 12.7 dargestellt.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den nachfolgenden Abbildungen (Bild 8.21 bis Bild 8.27) dargestellt. Dabei handelt es sich um die Vergleiche der nach der Gleichung 5.7 ermittelten Machzahlen (Bild 8.21 und Bild 8.22) sowie der Komponenten bzw. Projektionen der Profile der Absolutgeschwindigkeiten in der xy - und xz - Ebene (siehe hierzu Bild 8.23 und Bild 12.7), die nach den Gleichungen 5.19 bis 5.22 berechnet wurden.

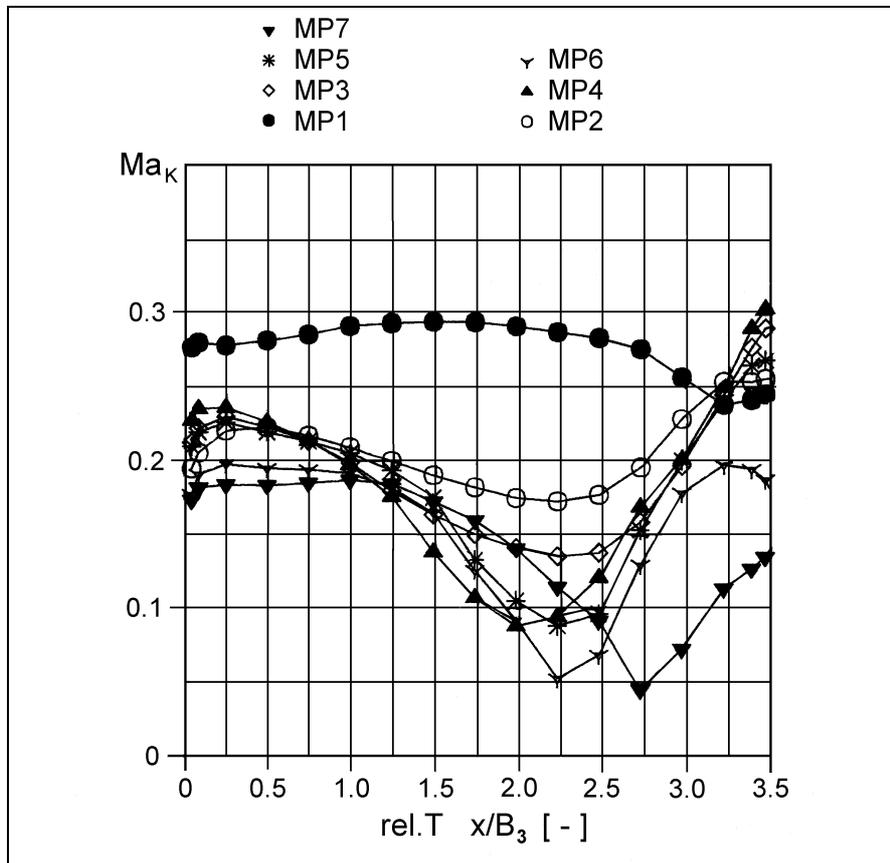


Bild 8.21: Machzahlverläufe in Ebene K, Variante V3 oD

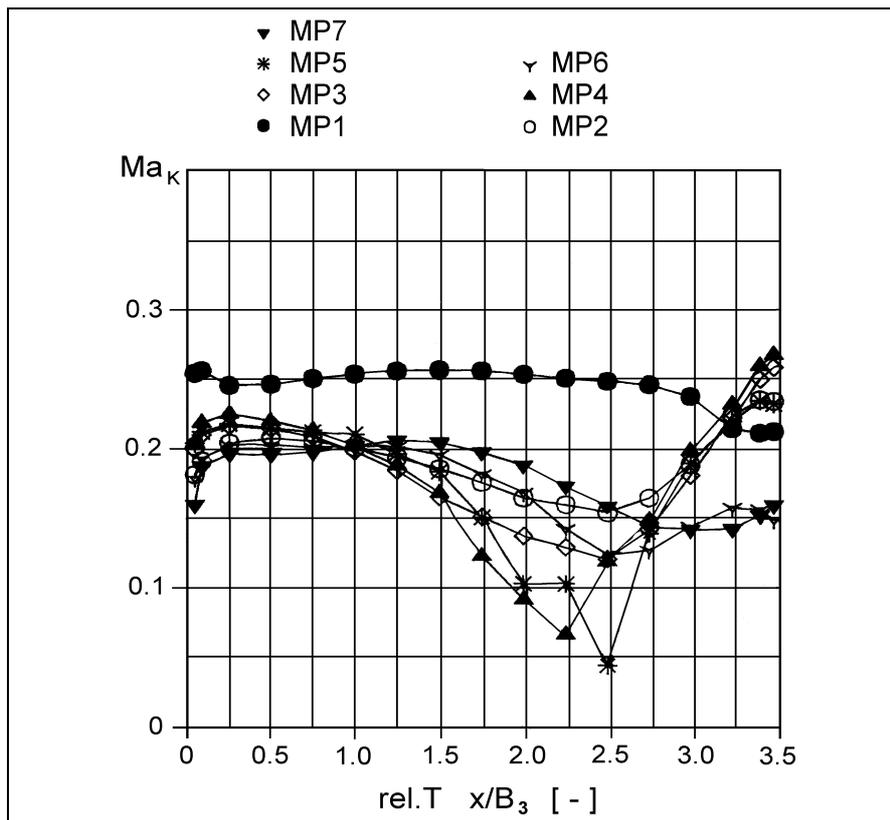


Bild 8.22: Machzahlverläufe in Ebene K, Variante V3 mit L2

Bei beiden Versuchen hat sich im Betriebsfall ein Wirbelsystem, das bereits mit der Fadensonde (Kapitel 12.4.1) auch für andere Konfigurationen lokalisiert wurde und aus zwei Wirbeln entgegengesetzter Zirkulationsrichtung besteht, gebildet. In der Abbildung (Bild 8.21) sind die ermittelten Machzahlverläufe für die Variante V3 oD dargestellt, die hier als Vergleichsmessung zu den Ergebnissen der Variante V3 mit Leitblech Nr.2 (Bild 8.22) dient. Beim Vergleich der Kurvenverläufe ist vor allem die große Machzahldifferenz an der Meßposition MP1 auffällig, die bis zu $\Delta Ma \cong 0.05$ betrug. Das Leitblech bewirkt also in der Nähe der seitlichen Gehäusewand entlang der ganzen Meßstrecke eine große Absenkung der Strömungsgeschwindigkeit. Diese Tendenz setzt sich für alle Meßpositionen sowohl an der Frontwand (rel.Tiefe = 0) des Gehäuses (siehe hierzu Bild 8.23) als auch an der Stirnwand (rel.Tiefe = 3.5) fort. Die Machzahldifferenzen, die an der Stirnwand ermittelt wurden, liegen allerdings gegenüber den Ergebnissen der Frontwand auf einem etwas höheren Niveau. Die Kurve für die Meßposition 7 bildet hierbei eine Ausnahme, da an der Stirnwand für die Vergleichsmessung ein höherer Wert erreicht wurde. Die Werte, die an dieser Meßposition für die Vergleichsmessung aufgetragen sind, liegen entlang der gesamten Meßstrecke unterhalb der Werte der Kurve für das Leitblech Nr.2, wobei ab der rel.Tiefe $\cong 1.0$ die beiden Kurven divergieren, so daß an der Stelle rel.Tiefe $\cong 2.75$ eine Differenz von $\Delta Ma \cong 0.1$ zu verzeichnen ist. Im weiteren Verlauf der Kurven zeichnet sich für diese Meßposition eine konvergente Tendenz ab. Einen ähnlichen Anfangsverlauf weisen auch die Kurven für die Meßposition 6 auf. Sie divergieren zu Beginn bis zu der Stelle rel.Tiefe $\cong 2.25$, so daß hier eine Machzahldifferenz von $\Delta Ma \cong 0.1$ ermittelt wurde. Bis zur Stirnwand herrschen ab dieser Meßstelle umgekehrte Verhältnisse, da die Machzahlen für die Vergleichsmessung einen langsameren Anstieg ihrer Werte erfahren. Ab der rel.Tiefe $\cong 2.75$ besitzt die Kurve für das Leitblech gegenüber der Vergleichsmessung niedrigere Werte. Für das Zentrum des Wirbels (siehe Bild 8.24 und Bild 8.25) haben sich für die Meßpositionen 4 und 5 bei der Messung mit dem Leitblech gegenüber der Vergleichsmessung Verschiebungen (Δ rel.Tiefe $\cong 0.25$) der Kurventiefpunkte bei gleichzeitiger Machzahlabnahme ergeben. Für die Meßposition 2 wurden entlang der Meßstrecke für die Vergleichsmessung vorwiegend höhere Machzahlwerte erreicht. Die Kurven für die Meßposition 3 zeigten entlang der mittleren vermessenen Strecke, ab rel.Tiefe $\cong 1.0$ bis rel.Tiefe $\cong 3.25$, einen sehr ähnlichen Verlauf. Die Höchstgeschwindigkeiten wurden in beiden Bildern an der Stirnwand an der Meßposition 3 und 4 gemessen, wobei sich die Werte für das Leitblech, wie schon oben erwähnt, auf einem niedrigeren Niveau befanden.

Aufgrund der aufgezählten Unterschiede zwischen den Kurvenverläufen beider Messungen kann schließlich die Aussage getroffen werden, daß durch den

Einsatz des Leitbleches im oberen Abdampfgehäuseteil eine Schwächung des sich in der Kondensatorebene (Ebene K) einstellenden Wirbelkerns bewirkt wird und diese auf die Randgebiete des Wirbels übertragen wird. Dadurch werden vor allem in den wandnahen Gebieten kleinere Geschwindigkeiten induziert, die eine Grundlage für die Verbesserung des Wirkungsgrades darstellen. Das Leitblech Nr.2 setzt demnach ab Diffusor bis einschließlich Kondensator die Geschwindigkeitsenergie durch bessere Strömungsführung im oberen Gehäuseteil aufgrund einer Schwächung der Kondensatorwirbel am besten um.

Geschwindigkeitsprofile in der Ebene K, 2D - Darstellung

Die Machzahlverläufe bzw. die Geschwindigkeitsprofile, die in der Kondensatorebene mittels der pneumatischen Sonde ermittelt wurden, sind in den nachfolgenden Abbildungen (Bild 8.24 bis Bild 8.27) zwecks einer besseren Analyse der räumlichen Strömungsverteilung in zwei verschiedenen Projektionsflächen dargestellt. Hierbei handelt es sich um die Projektionen der Geschwindigkeitskomponenten c_x , c_y und c_z (siehe hierzu Bild 5.3) in die im Bild 8.23 definierten Ebenen, um mit einer 2D Vektordarstellung die Richtung und die Geschwindigkeit der Strömung zu veranschaulichen.

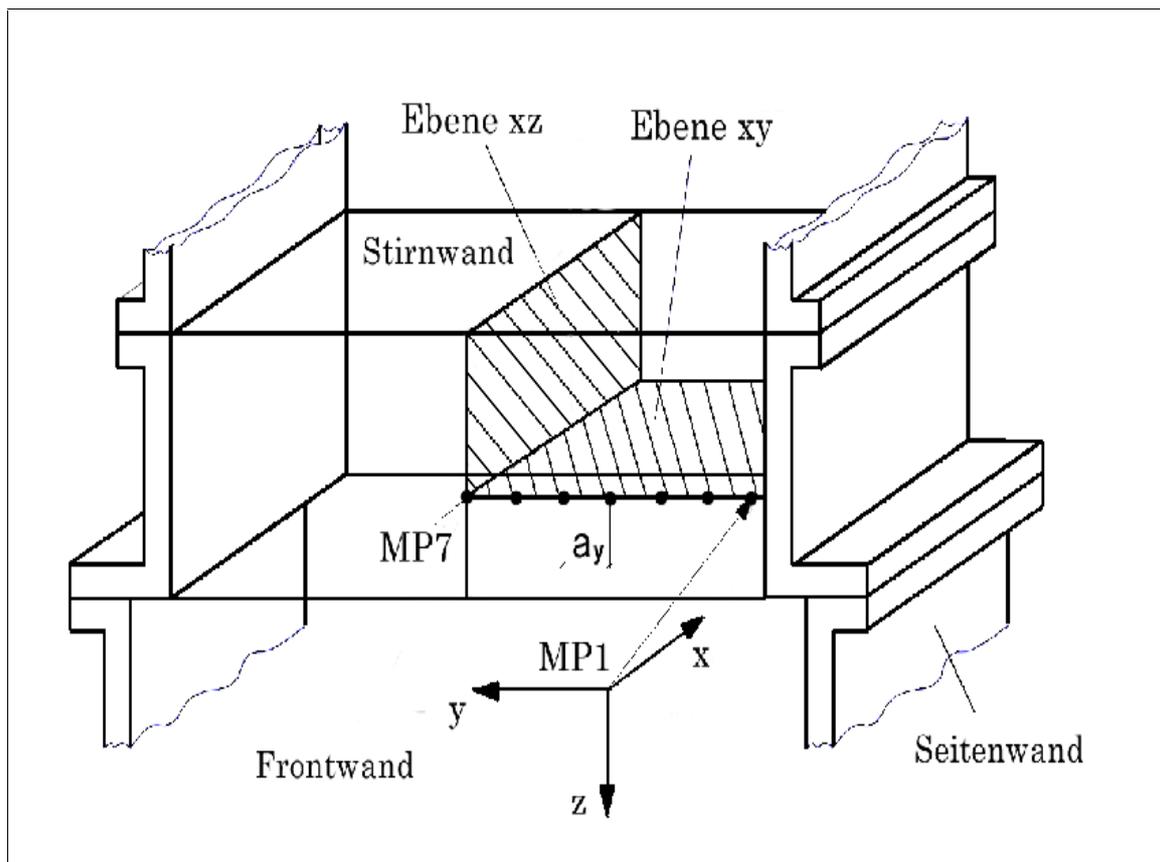


Bild 8.23: Darstellung der Projektionsflächen im Kondensatorraum

In den folgenden Abbildungen (Bild 8.24 und Bild 8.25) sind die Ergebnisse in der Projektionsfläche xy für die Vergleichsmessung und die Messung mit dem Leitblech Nr.2 dargestellt

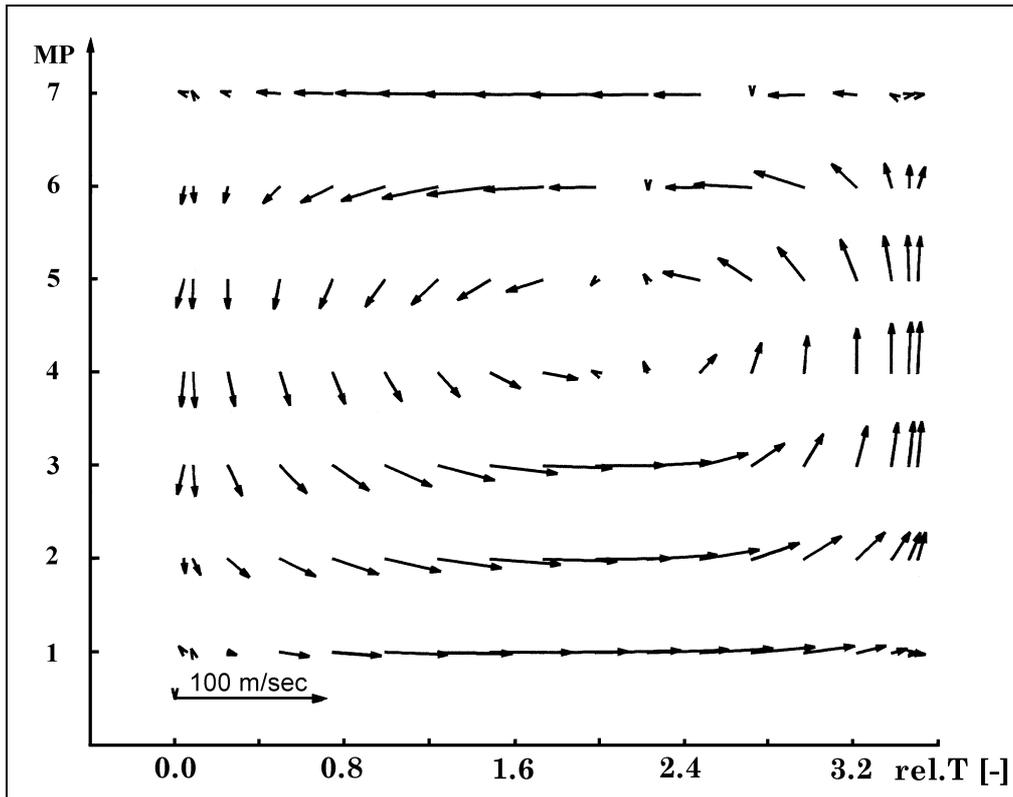


Bild 8.24: Strömungsprofile bei V3, Projektion in Ebene xy

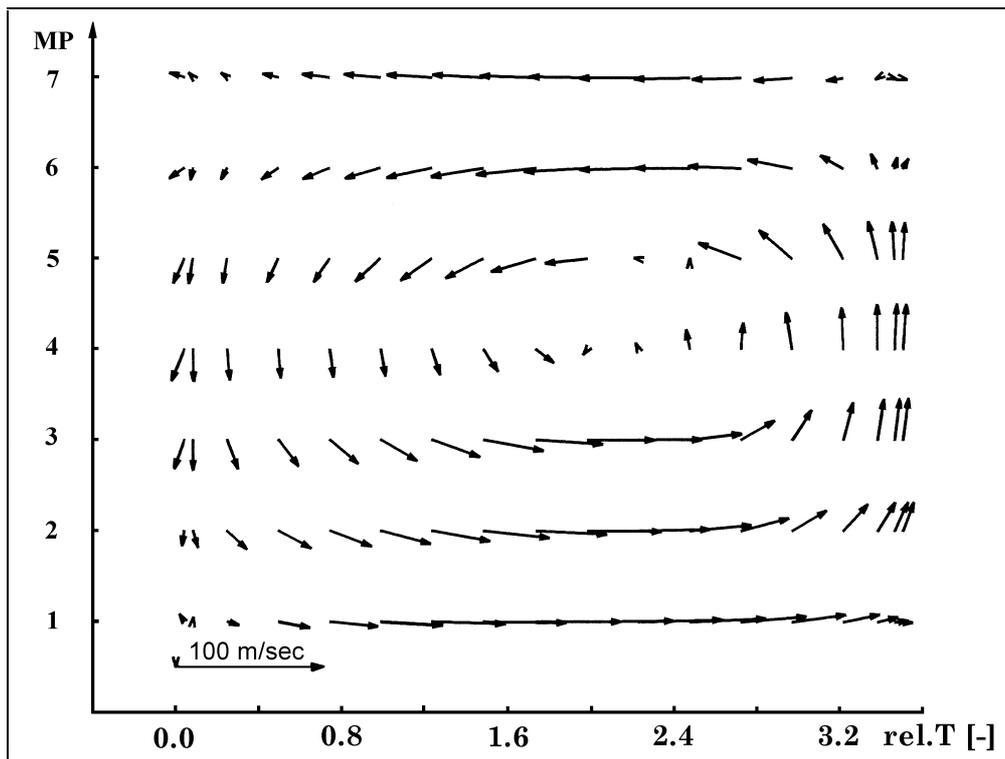


Bild 8.25: Strömungsprofile bei V3 mit L2, Projektion in Ebene xy

Die Ergebnisse der Projektion in die Ebene xz für die beiden Messungen sind in den folgenden Abbildungen (Bild 8.26 und Bild 8.27) dargestellt.

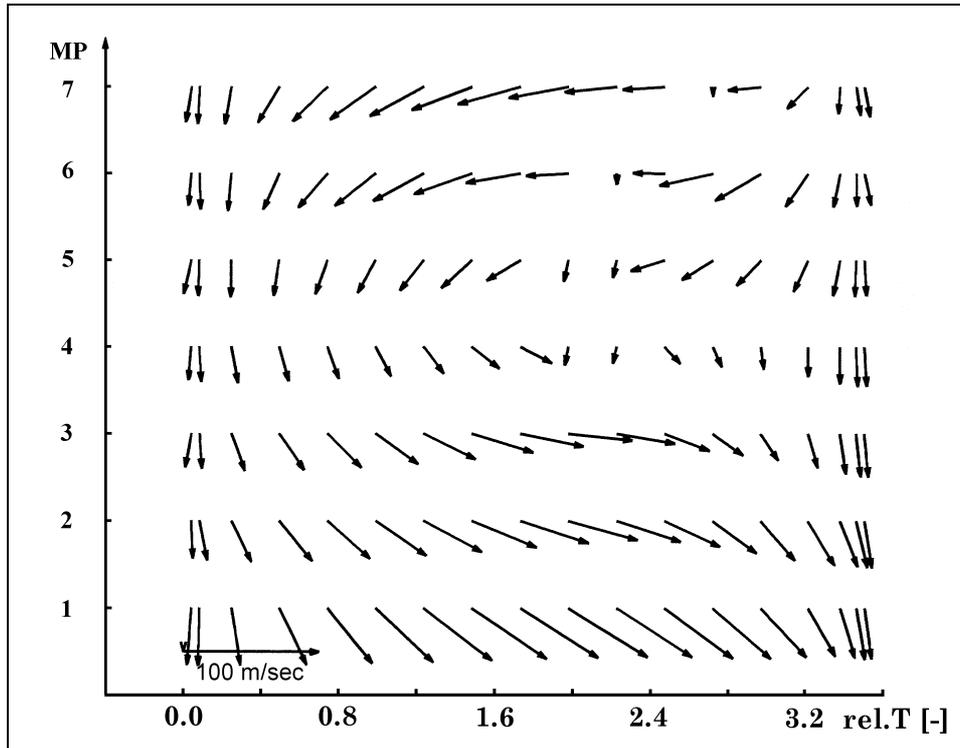


Bild 8.26: Strömungsprofile bei V3, Projektion in Ebene xz

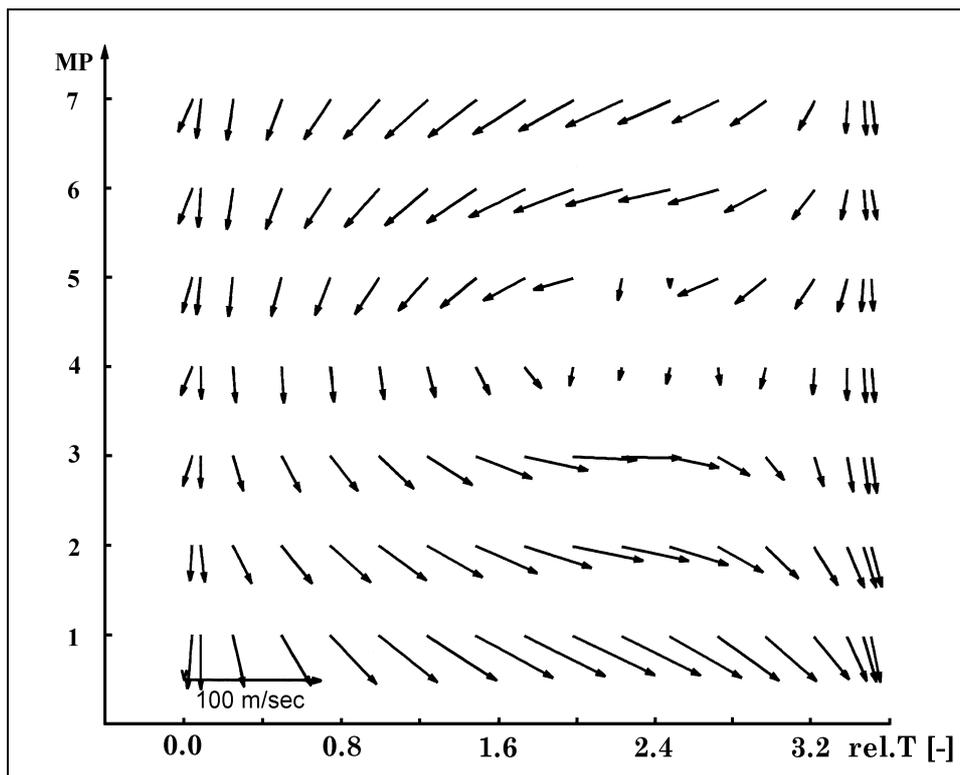


Bild 8.27: Strömungsprofile bei V3 mit L2, Projektion in Ebene xz

Die Vektordarstellungen bestätigen die Feststellungen, die bei der Analyse der Machzahlverläufe getroffen wurden und ermöglichen zusätzlich die folgenden Ergänzungen.

Vektordarstellung in der Ebene xy

- Das Wirbelzentrum für die Variante V3 mit Leitblech Nr.2 (Bild 8.25) fällt gegenüber der Vergleichsmessung V3 kleiner aus, da es nicht mehr bis zur Meßposition MP6 hinreicht.

Vektordarstellung in der Ebene xz

- Die Orientierung der Geschwindigkeitsprofile in der Projektionsebene xz fällt vor allem im mittleren Bereich des Kondensatorraumes, also an den Meßpositionen MP6 und MP7 in Richtung der definierten z-Achse (siehe hierzu Bild 8.23), für die Konfiguration mit dem Leitblech Nr.2 stärker aus.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß der Einsatz des Leitbleches Nr.2 im oberen Gehäuseteil aufgrund der besseren Strömungsführung und der damit verbundenen Wirkungsgraderhöhung um ca. 20 %, siehe Tabelle 6.3, ein effizienteres Anbringen der Dampfleitung im Abdampfgehäuse bei der Umfangsposition 0° in dem durch das Leitblech abgedeckten Raum ermöglicht.

9 Oszillationsuntersuchungen

9.1 Grunduntersuchungen

9.1.1 Einfluß der Lage des Aufnehmers

Das Phänomen der Grenzschichtoszillation, das im Flachwassergerinne eingehend untersucht wurde, siehe hierzu Kapitel 7.2.3, dort aber nur Aussagen für eine zweidimensionale Strömungscharakteristik ermöglichte, wurde am Diffusorversuchsstand hinsichtlich der dreidimensionalen Entwicklung der Amplitudenstärke sowie der zugehörigen Frequenz am Umfang mittels instationärer Druckaufnehmer, die an der Diffusorinnenschale wandbündig angebracht waren, siehe Bild 5.5, untersucht. Die hierbei festgestellten Abhängigkeiten der oben genannten Größen von der Umfangsposition (Bild 12.7) sowie von der Lage der Druckaufnehmer im Diffusor selbst bei einem bestimmten Betriebszustand sind in den folgenden Abbildungen Bild 9.1 und Bild 9.2 dargestellt. Die Grunduntersuchungen wurden an der Diffusoraußenschale V6 durchgeführt.

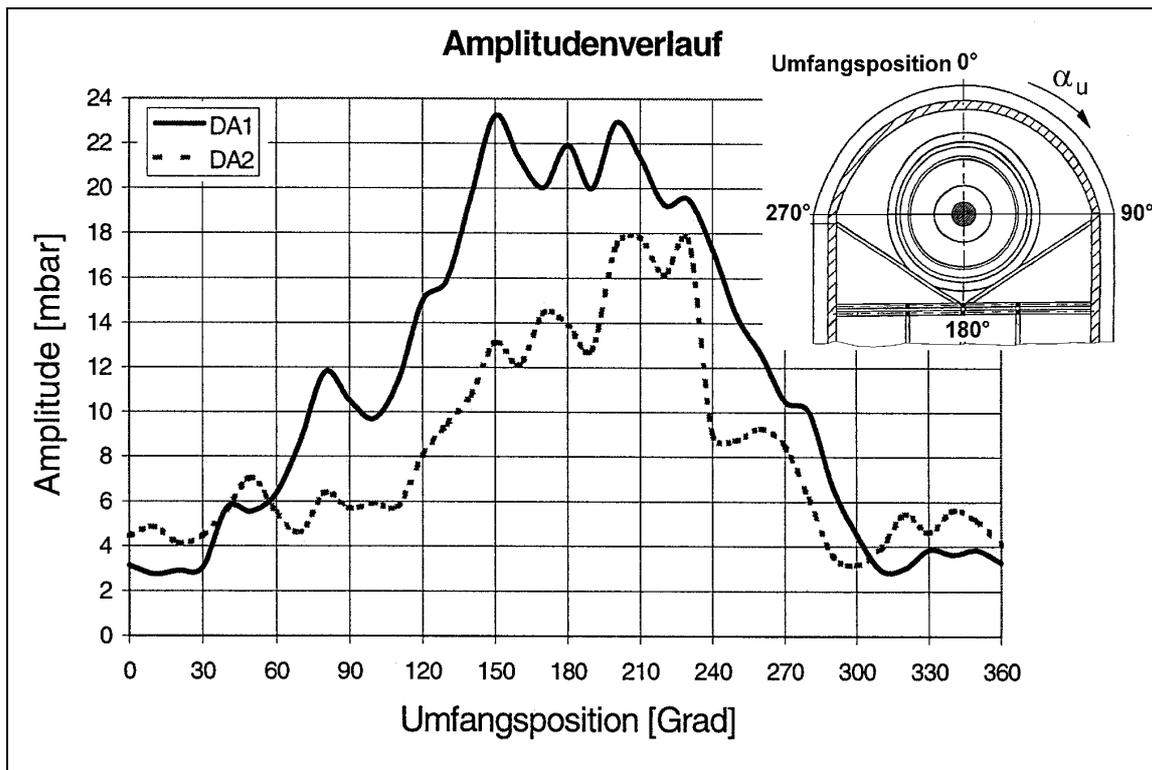


Bild 9.1: Abhängigkeit der Amplitude von der Lage des Druckaufnehmers

Der ermittelte Amplitudenverlauf zeigt für beide Aufnehmer eine ansteigende Stärke der Amplitude im unteren Schalenbereich, wobei an der Stelle des Aufnehmers DA2 kleinere Werte gemessen worden sind. Die induzierten Druckschwankungen werden also mit der Richtung gen Diffusoraustritt schwächer. Für die Kurvenverläufe der Frequenzen konnte bei beiden Aufnehmern lediglich ein breites Streuband, das von etwa 400 bis 450 Hz reichte und keine Tendenz aufwies, gemessen werden.

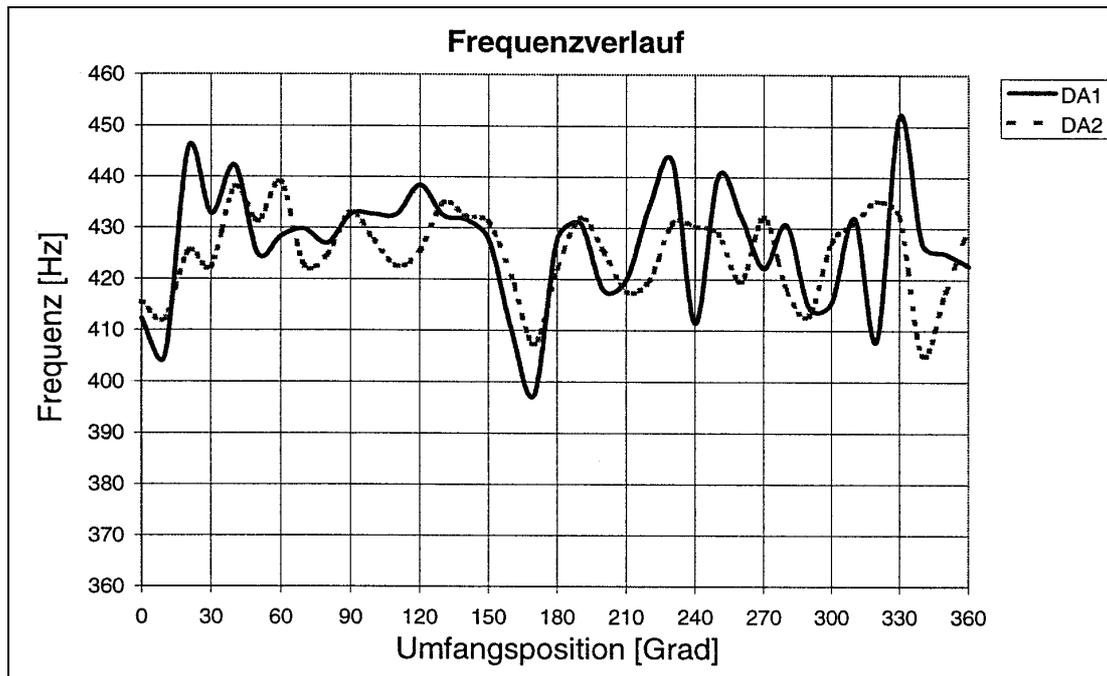


Bild 9.2: Abhängigkeit der Frequenz von der Lage des Druckaufnehmers

Im Gegensatz zu den Amplitudenverläufen können in diesem Diagramm also keine Zusammenhänge hinsichtlich der Umfangsposition und der dort herrschenden Frequenz festgestellt werden.

9.1.2 Einfluß der Zuströmbedingungen

Der Einfluß der Volumenstromkennzahl, die im Grunde die Eintrittsgeschwindigkeit im Diffusor beschreibt, auf die Amplitudenstärke wurde bereits von *R. Maier* [106] an einem Endstufenmodell untersucht. Die folgenden Bilder zeigen sehr große Ähnlichkeiten mit den Ergebnissen aus [106] auf, obwohl es sich bei dem Diffusorversuchsstand gegenüber dem Endstufenprüfstand um eine drallfreie Zuströmung handelt. Bei der Erhöhung des Massenstromes (Volumenstromkennzahl) konnte eine Vergrößerung der Amplitude sowie eine Raumaufweitung des Einflusses der Schwingung festgestellt werden, siehe hierzu Bild 9.3. Die maximale Amplitude des Endzustandes, der mit \dot{m}_3 be-

zeichnet wird, erfährt gegenüber dem Anfangszustand \dot{m}_1 ($A_{\max} = 17$ mbar) eine Erhöhung um ca. 13 mbar, was einer Steigerung um 72 % gleichkommt. Der von den Schwingungen ausgefüllte Raum, der sich im Anfangszustand von den Grenzen 170° bis 190° erstreckte, hat sich aufgrund der Massenstromerhöhung ($\dot{m}_3 > \dot{m}_2 > \dot{m}_1$) auf den Bereich 150° bis 230° aufgeweitet.

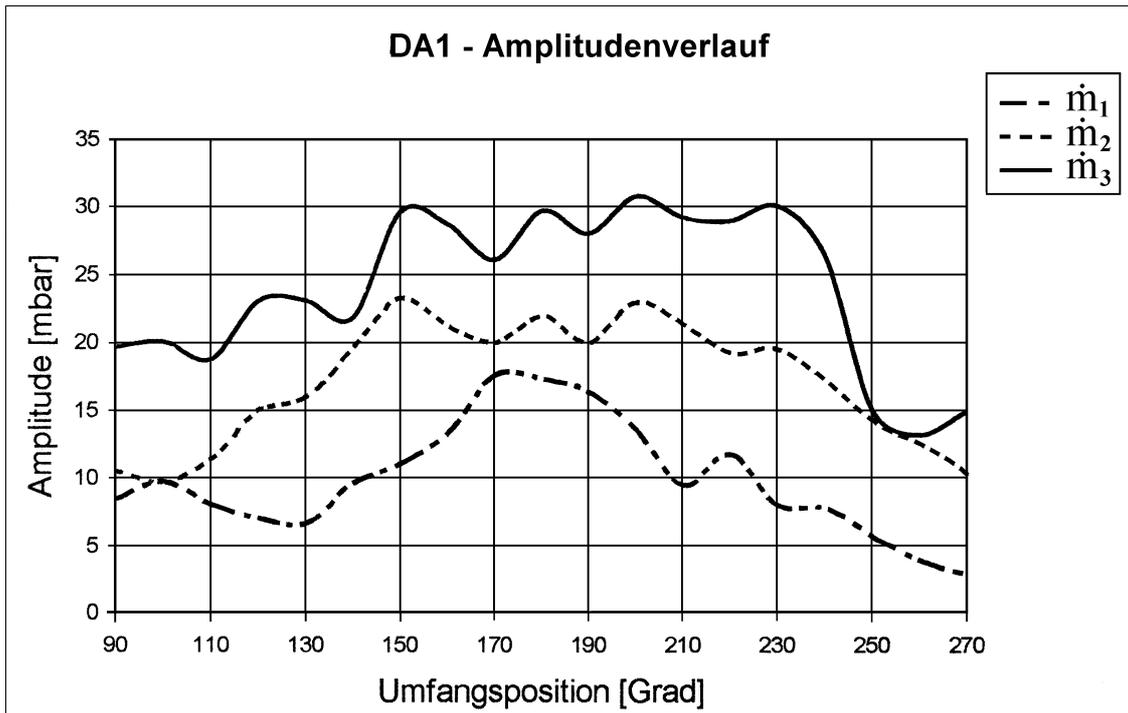


Bild 9.3: Abhängigkeit der Amplitude von den Zuströmbedingungen

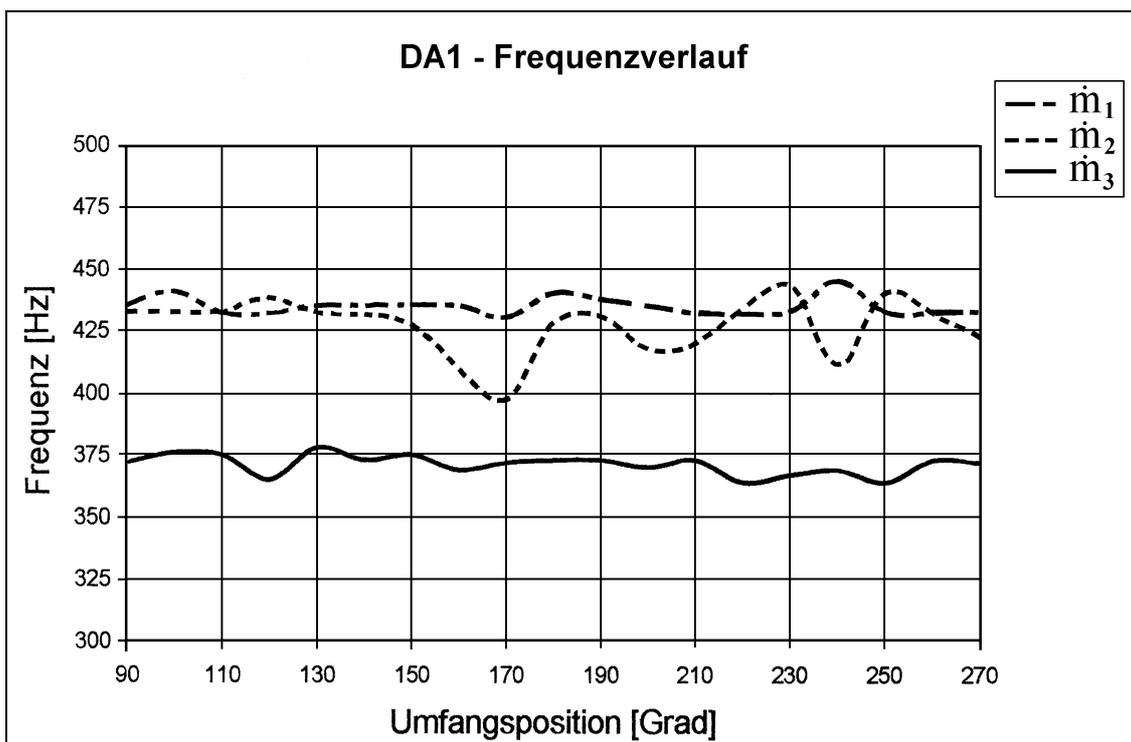


Bild 9.4: Abhängigkeit der Frequenz von den Zuströmbedingungen

Die Frequenz sank mit der Erhöhung des Massenstromes von etwa 420 Hz auf ca. 370 Hz herab. Die in den beiden Diagrammen (Bild 9.3 und Bild 9.4) aufgenommenen Kurven wurden mit dem instationären Druckaufnehmer DA1 für die drei Massenströme an der Umfangsposition $\alpha_u = 180^\circ$ ermittelt.

9.2 Kennfelder der Varianten

Aufgrund der Ergebnisse, die mittels der instationären Druckaufnehmer gewonnen wurden und einen eindeutigen Hinweis auf den Entstehungsort der Oszillationen lieferten, wurde für die weiteren Messungen der Druckaufnehmer DA1 an der Umfangsposition 180° positioniert. Da der Einfluß der Massenstromerhöhung für die Änderung der Amplitude und Frequenz eine entscheidende Größe darstellt, siehe Bild 9.3 und Bild 9.4, konzentrierte man die Untersuchungen im nächsten Schritt auf etwaige Abhängigkeiten, die sich bei Variationen des Massenstromverhältnisses (Spaltmassenstrom \dot{m}_{Sp} zu Hauptmassenstrom \dot{m}_{Hp}) einstellen würden. Hierzu wurden die Varianten der Diffusorreihe I. und II. in einem breiten Lastbereich auf das sogenannte “Brummen” untersucht und in Diagrammform, siehe folgende Bilder, als Kennfelder, die von den Machzahlen Ma_{Sp} , Ma_{Hp} abhängig sind, unter Angabe der maximalen Amplitude und der zugehörigen Frequenz dargestellt.

Diffusorreihe I.

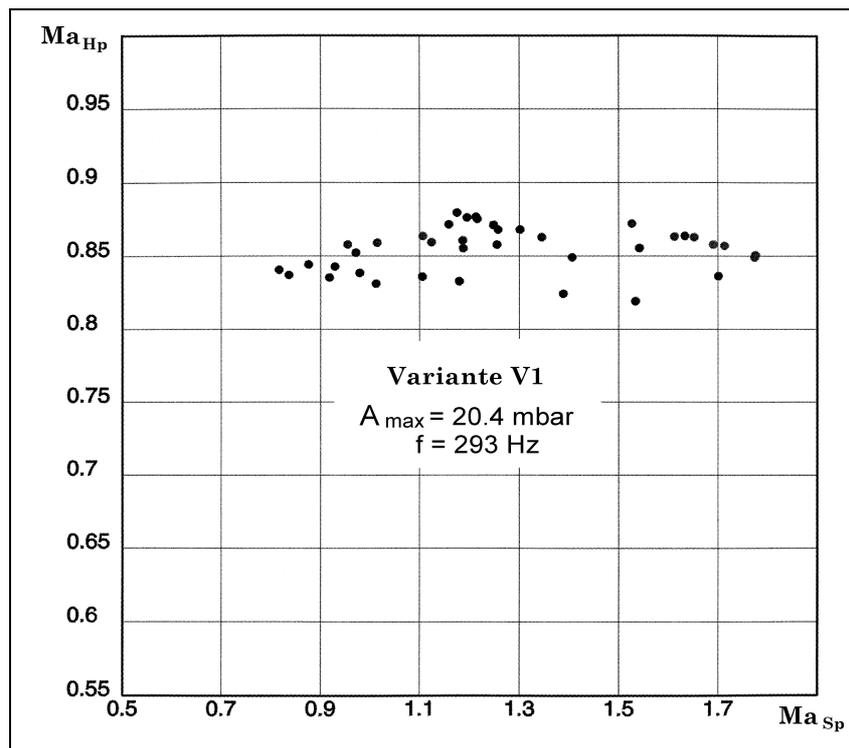


Bild 9.5: Brummkennfeld der Variante V1

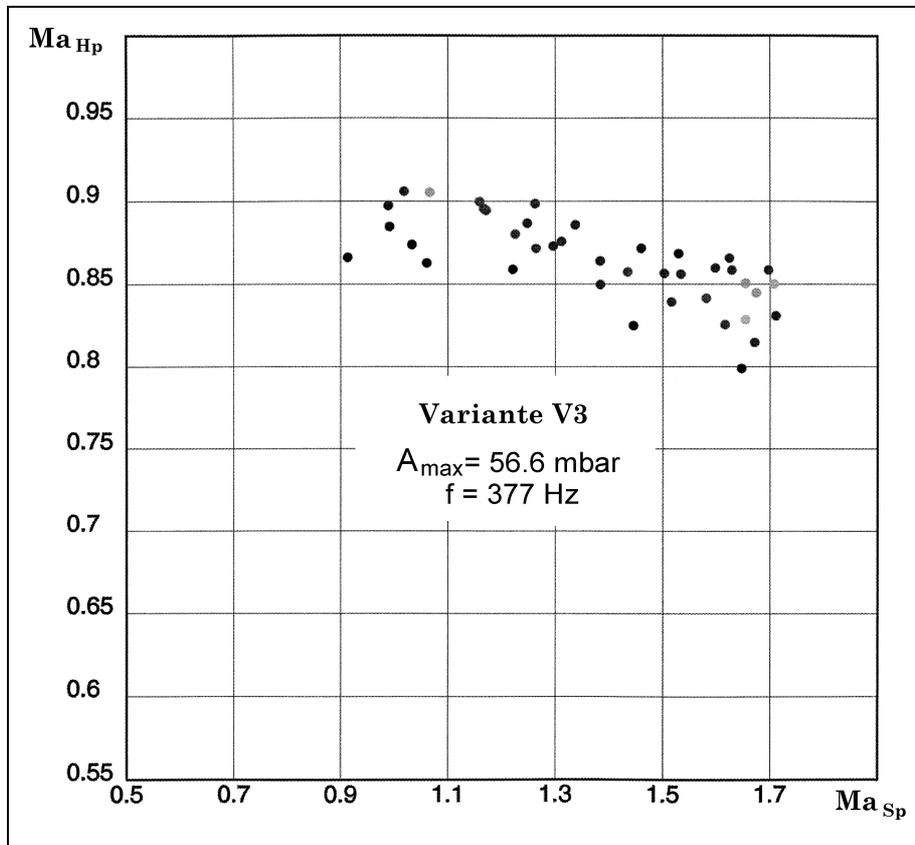


Bild 9.6: Brummkennfeld der Variante V3

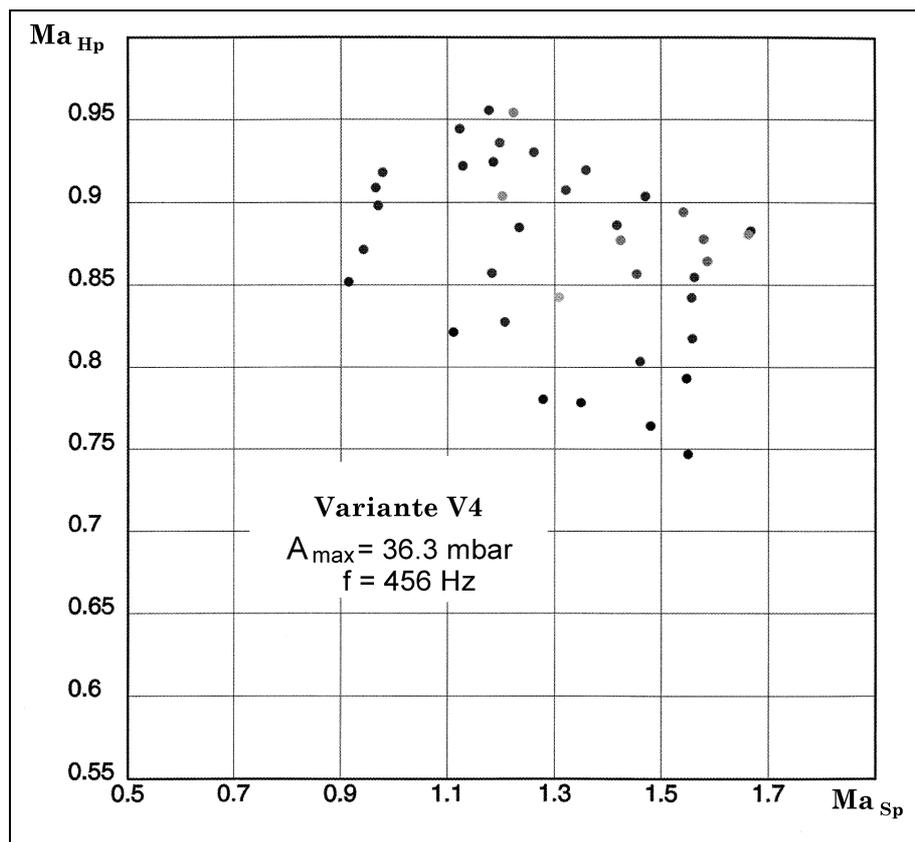


Bild 9.7: Brummkennfeld der Variante V4

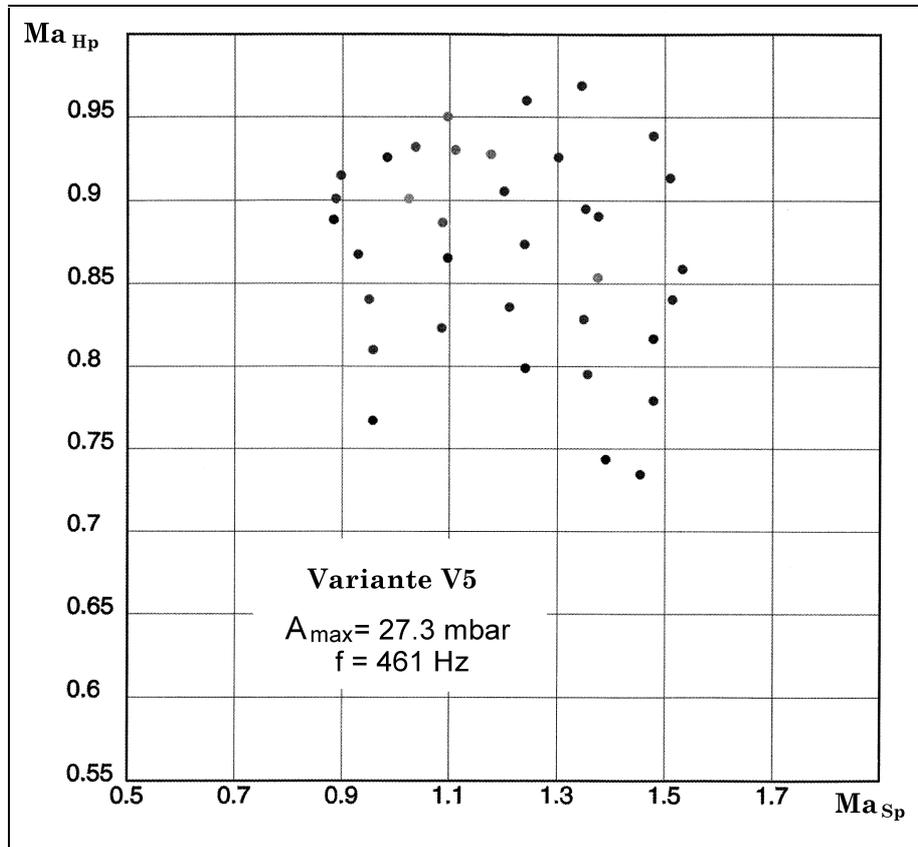


Bild 9.8: Brummkennfeld der Variante V5

Es wurde festgestellt, daß mit dem Grad der Erweiterung des Öffnungsverhältnisses des Diffusors, siehe hierzu Bild 4.3, eine Ausbreitung des Oszillationsgebietes hauptsächlich von der Machzahl der Hauptströmung abhängig ist. Im Gegensatz zu der Variante V1, bei der das Gebiet im Machzahlbereich der Hauptströmung $0.82 < Ma_{Hp} < 0.88$ liegt, reicht dieses bei der Variante V5, die bei dieser Diffusorreihe das größte Öffnungsverhältnis aufweist, bis an die Machzahl $Ma_{Hp} \approx 0.97$ heran. Der Einfluß der Machzahl der Spaltströmung nimmt mit der Zunahme des Öffnungsverhältnisses stetig ab, so daß bei der Variante V5 die Oszillationen nur noch im Bereich $0.88 < Ma_{Sp} < 1.52$ auftreten. Der Ermittlung der beiden Machzahlen liegt eine rotationssymmetrische Strömungsverteilung im Eintritt des Diffusors zu Grunde, die am Umfang des Diffusors durch die axiradiale Umlenkung nach [85] aber erhebliche Abweichungen von diesen Werten erfährt. Somit ist es zu erklären, daß bereits bei einer Machzahl der Spaltströmung $Ma_{Sp} = 0.9$ die Oszillation an der Umfangsposition 180° gemessen werden konnte.

Zum Überblick sind die erreichten Extremwerte der Amplituden und der zugehörigen Frequenzen für die untersuchten Außenschalen der Diffusorreihe I. in der folgenden Tabelle 9.1 aufgelistet.

Variante	η_{2K} / η_{bez} [%]	A_{max} [mbar]	f [Hz]
V1	84.92	20.4	293
V3	100.00	56.6	377
V4	97.85	36.3	456
V5	96.77	27.3	461

Tabelle 9.1: Kenndaten der Varianten der Diffusorreihe I.

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, daß bei Varianten, die einen guten Wirkungsgrad aufweisen, prinzipiell mit höheren Amplitudenwerten zu rechnen ist. Die Frequenz der maximalen Werte der Amplituden steigt mit größeren Öffnungsverhältnissen an.

Diffusorreihe II.

Der Einfluß der Knicke entlang der Kontur der Diffusorausenschale sowie der verschiedenen Diffusoröffnungswinkel ist in den nachfolgenden Diagrammen (Bild 9.9 bis Bild 9.13) der untersuchten Diffusorreihe II. dargestellt.

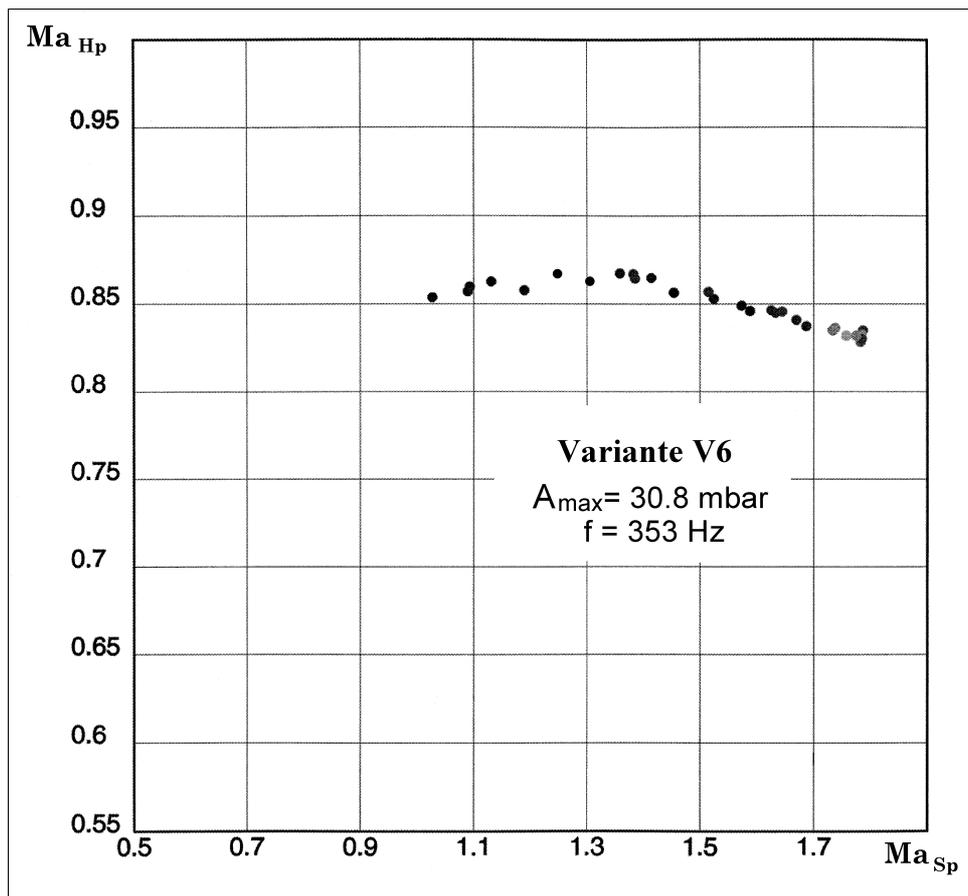


Bild 9.9: Brummkennfeld der Variante V6

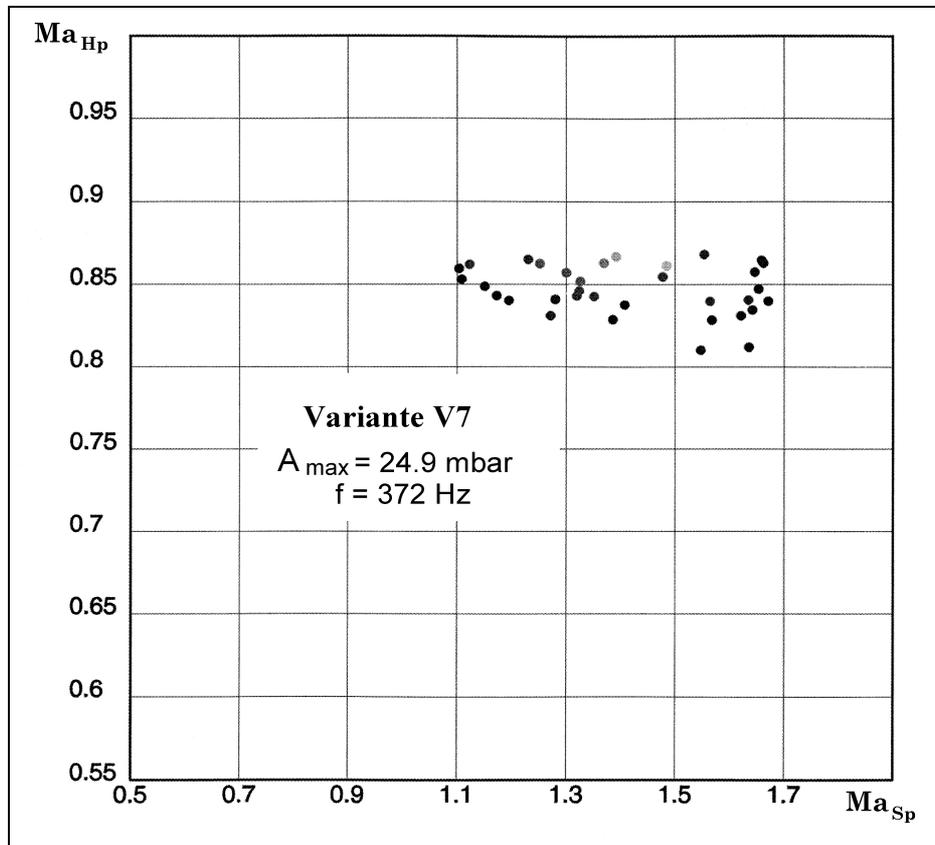


Bild 9.10: Brummkennfeld der Variante V7

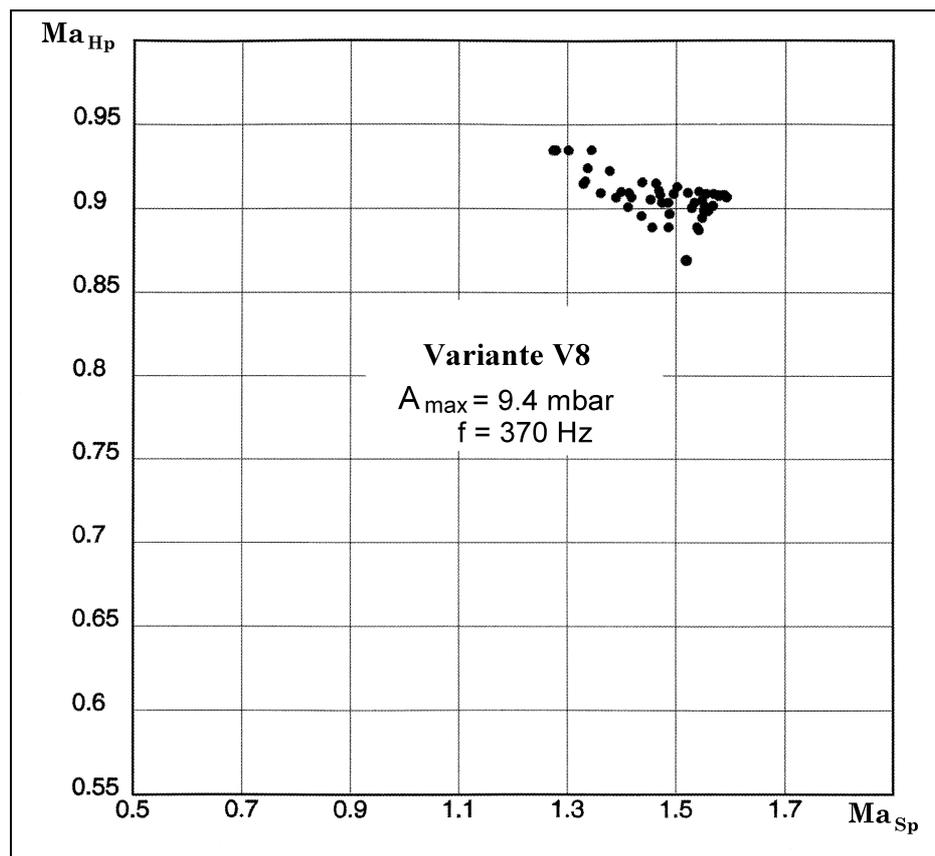


Bild 9.11: Brummkennfeld der Variante V8

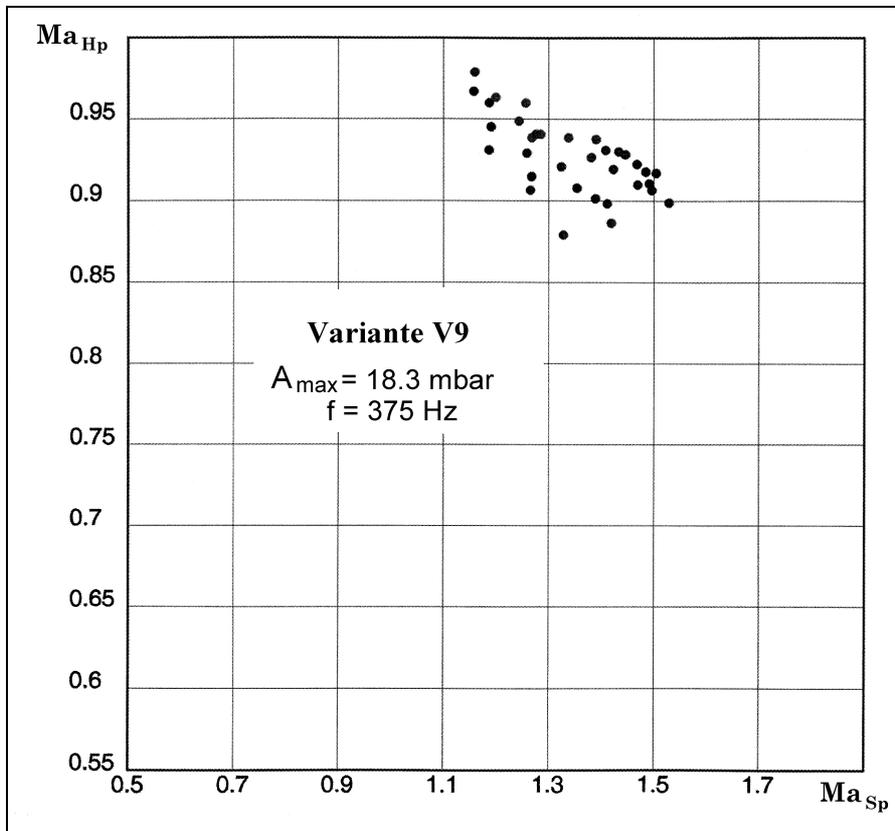


Bild 9.12: Brummkennfeld der Variante V9

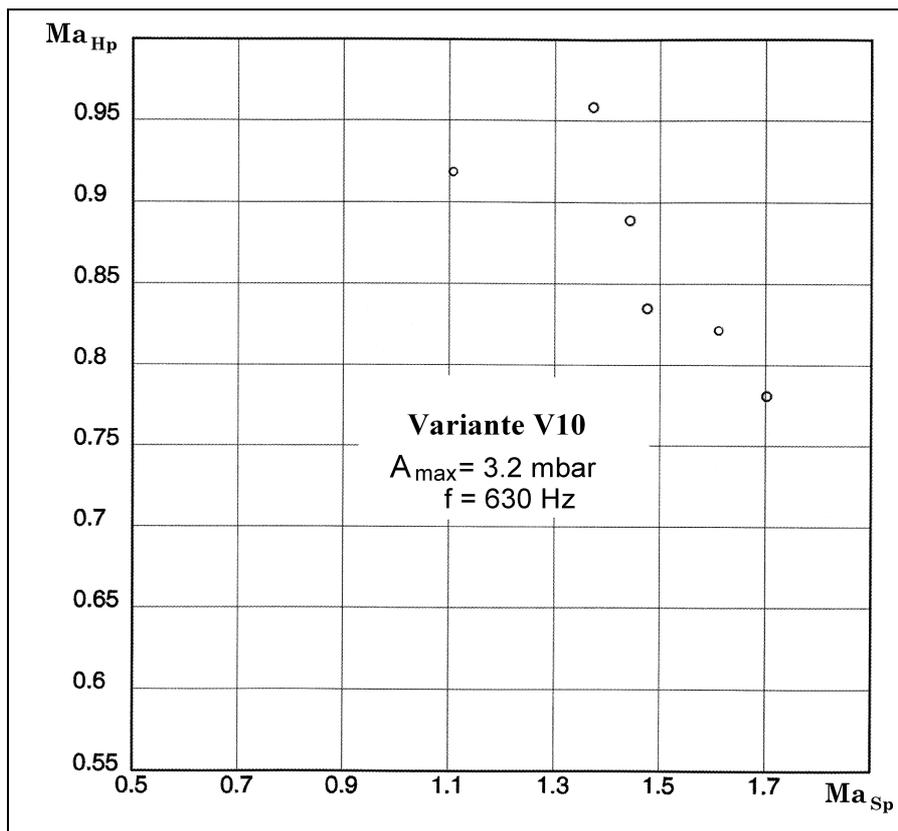


Bild 9.13: Brummkennfeld der Variante V10

Im Gegensatz zur Diffusorreihe I., bei der sich eine eindeutige Abhängigkeit des Oszillationsgebietes von dem Öffnungsverhältnis feststellen ließ, können bei der Diffusorreihe II. keine direkten Zusammenhänge hinsichtlich der Aufweitung des Gebietes erörtert werden. Die Analyse der erstellten Diagramme ließ die folgenden Aussagen zu. Bis auf die Variante V10, bei der lediglich sechs “Brumzustände” (siehe hierzu Bild 9.13) gemessen werden konnten, die aber deutlich unterhalb der definierten Brummgrenze, Bild 9.16, lagen, haben sich bei den anderen Varianten Oszillationen eingestellt, die bis zu einem Amplitudenwert von ca.31 mbar gereicht haben. Die erstellten Kennfelder haben bis auf die Variante V6, deren Brummkennfeld eine Kurve beschreibt, siehe Bild 9.6, eine nahezu dreieckige Form, die bei der Variante V8 im Diagramm den kleinsten Raum einnimmt.

Die Tabelle 9.2 zeigt die Ergebnisse der Extremwerte und der dazugehörigen Wirkungsgrade analog zur Tabelle 9.1 auf. Die Anordnung der Varianten in der Tabelle entspricht dem Grad der Erweiterung des Öffnungsverhältnisses des Diffusors, siehe hierzu Bild 4.4.

Variante	η_{2K} / η_{bez} [%]	A_{max} [mbar]	f [Hz]
V6	73.79	30.8	353
V7	59.61	24.9	372
V8	38.60	9.4	370
V9	61.04	18.3	375
V10	30.70	3.2	630

Tabelle 9.2: Kenndaten der Varianten der Diffusorreihe II.

Der Tabelle kann entnommen werden, daß bei dieser Diffusorreihe die Höhe der erreichten Extremwerte der Amplitude von dem Öffnungsverhältnis abhängig ist. Die Amplitude nimmt mit dem Grad der Erweiterung bis zur Variante V10 stetig ab, wobei bei dieser auffällig ist, daß sie nicht nur den niedrigsten Wirkungsgrad aufweist und lediglich in sechs Betriebsbereichen, die im Diagramm mit schwarzen Kreisen markiert sind, in die Nähe der definierten Oszillationsgrenze, siehe Bild 9.16, herankommt, sondern auch eine viel höhere Frequenz der Schwingung besitzt als dies bei allen anderen Varianten der Fall ist.

Die Untersuchungen am Wassergerinne haben gezeigt, daß eine Verlängerung der Außenschale nach [106] die Stoß-Grenzschicht-Oszillation nicht reduziert, sondern eine verstärkte Anregung der Pulsationen bedeutet. Aus diesem Grunde wurden für die Diffusorreihe III. die Oszillationsmessungen für die Bestimmung der Kennfelder ausgelassen.

9.3 Maßnahmen zur Pulsationsreduktion

9.3.1 Einsatz von Meridianblechen

Das Anbringen der Leitbleche im Diffusor analog zu den Untersuchungen am Flachwasserkanal, siehe hierzu Bild 7.8 bis Bild 7.10, erwies sich als sehr schwierig, da die hier auf die Leitbleche wirkende Diffusorströmung im Gegensatz zur Strömung im Wasserkanalprüfstand am Umfang verschiedenen Geschwindigkeitsgradienten unterliegt. Diese üben auf die Leitbleche unterschiedliche Wechselkräfte und damit Momente aus, die wiederum gefährliche Resonanzschwingungen schon in kleineren Lastbereichen verursachen. Die Auswirkungen der Meridianbleche auf die Oszillationen konnten wegen akuter Bruchgefahr des Abströmgehäuses nicht durchgeführt werden. Über die Wirkungsgradbestimmung nach Kapitel 6. wurde jedoch zur Ergänzung die Effizienz hinsichtlich eines möglichen Einsatzes der Meridianbleche geklärt. Das Anbringen bewirkte gegenüber der Vergleichsmessung nach [123] eine Wirkungsgradminderung von ca. 10 %. Aus ökonomischen Gründen wurde also diese Maßnahme zur Aufhebung der Oszillation nicht weiter verfolgt.

9.3.2 Prallängenveränderung

Die Auswirkungen der Prallängenveränderung auf die Oszillationen konnten hingegen am Diffusorversuchsstand sehr einfach durchgeführt werden, da die Diffusorinnenschale in der axialen Richtung mittels Adapter (Ringe), die unterschiedliche Distanzen der Erweiterung analog zu den drei Stufen der Verschiebung am Wasserkanalprüfstand (Bild 7.11) besaßen, verschoben werden konnte. Die Erweiterung des Öffnungsverhältnisses bei der modifizierten Diffusorausenschale der Variante V6*, siehe Bild 9.15, bewirkte eine Verschiebung der ermittelten Kennfelder zu höheren Machzahlen hin. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Bild 9.14 dargestellt. Mit dem ersten Grad der Erweiterung (Stufe I.) des Öffnungsverhältnisses des Diffusors wurde folgende Veränderung festgestellt. Das Oszillationskennfeld hat sich nahezu parallel zum Grundzustand um den Wert $0.05 \text{ Ma}_{\text{Hp}}$ verschoben, so daß die Oszillationen erst bei der Machzahl der Hauptströmung, $\text{Ma}_{\text{Hp}} = 0.77$ beginnen. Der Einfluß der Machzahl der Spaltströmung hat sich hierbei insgesamt auch zu höheren Werten verlagert.

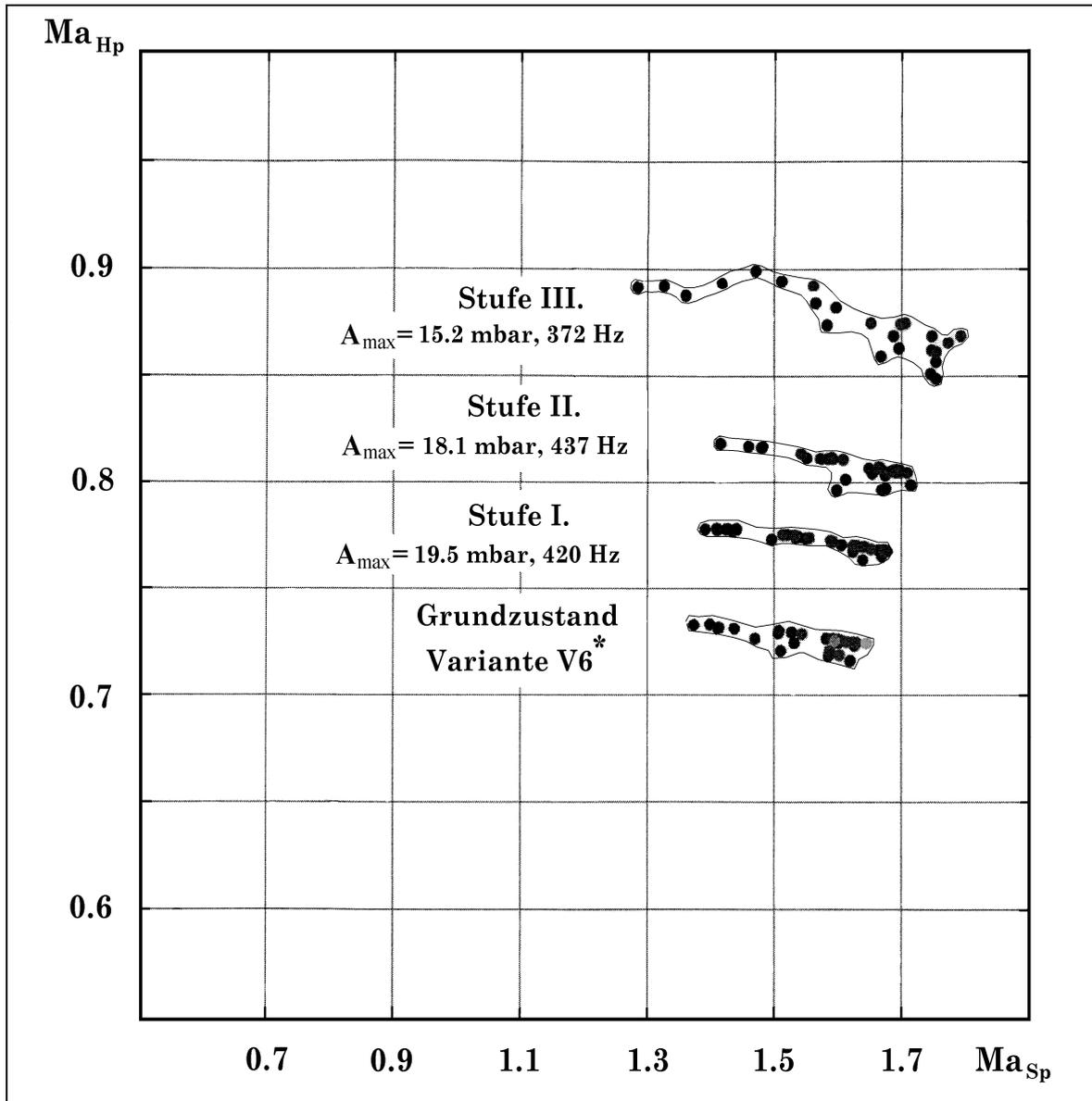


Bild 9.14: Verschiebung der Brummkennfelder bei Prallängenveränderung

Für den nächsten Erweiterungszustand konnten gleiche Verlagerungstendenzen des Oszillationsgebietes ermittelt werden. Bei diesem Erweiterungszustand würde erst eine Machzahl $Ma_{Hp} = 0.8$ die Oszillationen hervorrufen. Die dritte Stufe der Erweiterung kennzeichnet Oszillationszustände, die erst bei einer Machzahl der Hauptströmung $Ma_{Hp} = 0.85$ beginnen. Der Einfluß der Machzahl der Spaltströmung weitet sich jedoch gegenüber den ersten zwei Erweiterungsstufen auf, so daß hier bereits ab dem Wert $Ma_{Sp} = 1.28$ Oszillationen auftreten. Der maximale Wert der Spaltströmung, bei dem sich die Oszillationen gerade noch eingestellt haben, liegt mit $Ma_{Sp} = 1.8$ etwa 0.1 Punkte über dem des Grundzustandes.

9.3.3 Konturänderung der Diffusorschale

Eine mögliche Reduzierung bzw. Aufhebung der Oszillationen konnte mittels unterschiedlicher Konturgebung der Diffusoraußenschale, siehe hierzu Bild 9.9 bis Bild 9.13, erreicht werden. Diese Verbesserung hinsichtlich der Oszillationsreduzierung ist aber mit einer gleichzeitigen Abnahme der Güte des Diffusors, also mit einem schlechteren Wirkungsgrad, siehe Tabelle 9.2, gekoppelt. Von einer Verbesserung der Abströmung des Diffusors kann hier also nicht gesprochen werden.

9.3.4 Absaugung der Grenzschicht

Die Untersuchungen am Flachwassergerinne haben gezeigt, daß die aktive Beeinflussung der Grenzschicht, siehe hierzu Tabelle 7.3 und Tabelle 7.4, die Oszillationen in hohem Maße beeinflußt. Aus diesem Grund wurde die Diffusoraußenschale V6 nachgebildet und mit einer entsprechenden Vorrichtung, siehe Bild 9.15, versehen.

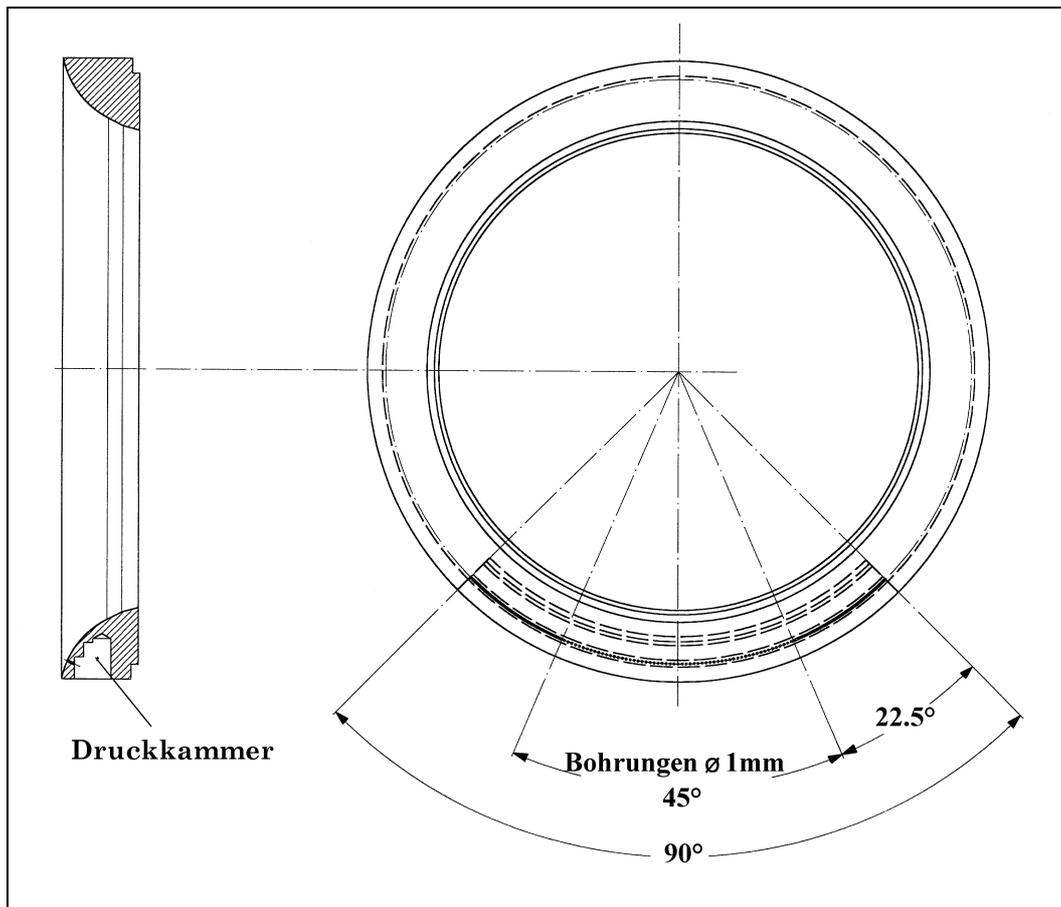


Bild 9.15: Modifizierte Diffusoraußenschale Variante V6*

Mittels dieser Vorrichtung, die aus einer Zuleitung und eines außerhalb des Abdampfgehäuses angebrachten Druckbehälters bestand, konnte das Absaugen sowie das Energetisieren der Grenzschicht erfolgen. Die Bohrungen, über die das Fluid an der Diffusoraußenschale aktiv beeinflusst wurde, waren senkrecht zur Oberfläche und aufgrund der Ergebnisse der Amplitudenmessungen am Umfang, siehe Bild 9.1, nur im unteren Schalenbereich angebracht.

Die folgenden Abbildungen (Bild 9.16 bis Bild 9.26) zeigen nacheinander die Auswirkungen der Grenzschichtabsaugung für einige ausgewählte Zuströmverhältnisse (ZV1 bis ZV4), die sich durch die Variationen des Massenstromverhältnisses \dot{m}_{Sp} zu \dot{m}_{Hp} (Ma_{Sp} zu Ma_{Hp}) im “Grundzustand”, siehe hierzu Bild 9.14, eingestellt und eine Oszillation bereits hervorgerufen haben. Die dargestellten Kurven wurden mittels des instationär messenden Druckaufnehmers DA1 an der Umfangsposition $\alpha_u = 180^\circ$ ermittelt. Bei den Untersuchungen wurden die Pulsationen im einem Frequenzbereich von 0 bis 1000 Hz beobachtet. Die Amplituden, die einen deutlich höheren Wert als 4 mbar aufwiesen, wurden aufgenommen und zum Vergleich analog zu [122] herangezogen. In dem folgenden Diagramm (Bild 9.16) ist die definierte “Oszillationsgrenze” dargestellt.

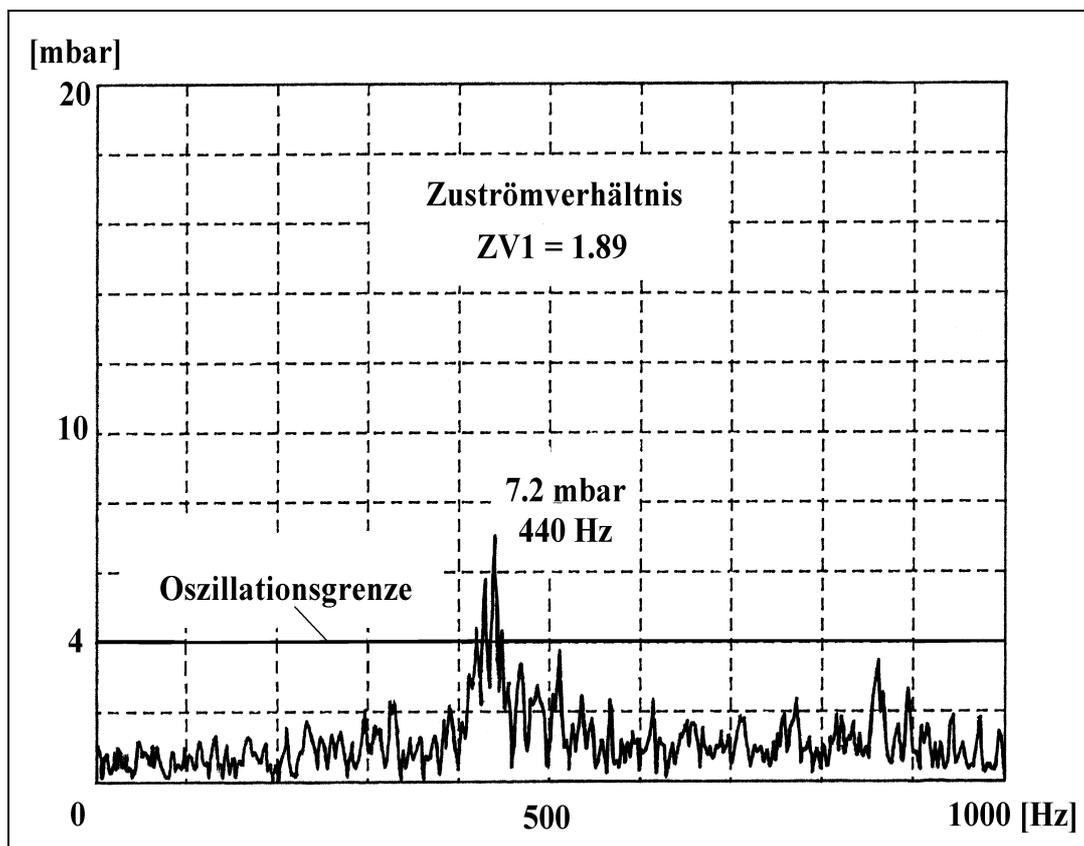


Bild 9.16: Zuströmverhältnis ZV1 - ohne Absaugen der Grenzschicht

In Bild 9.16 ist eine Erhöhung der Amplitude bei 440 Hz sichtbar, die mit dem Wert von 7.2 mbar die Oszillationsgrenze deutlich übersteigt.

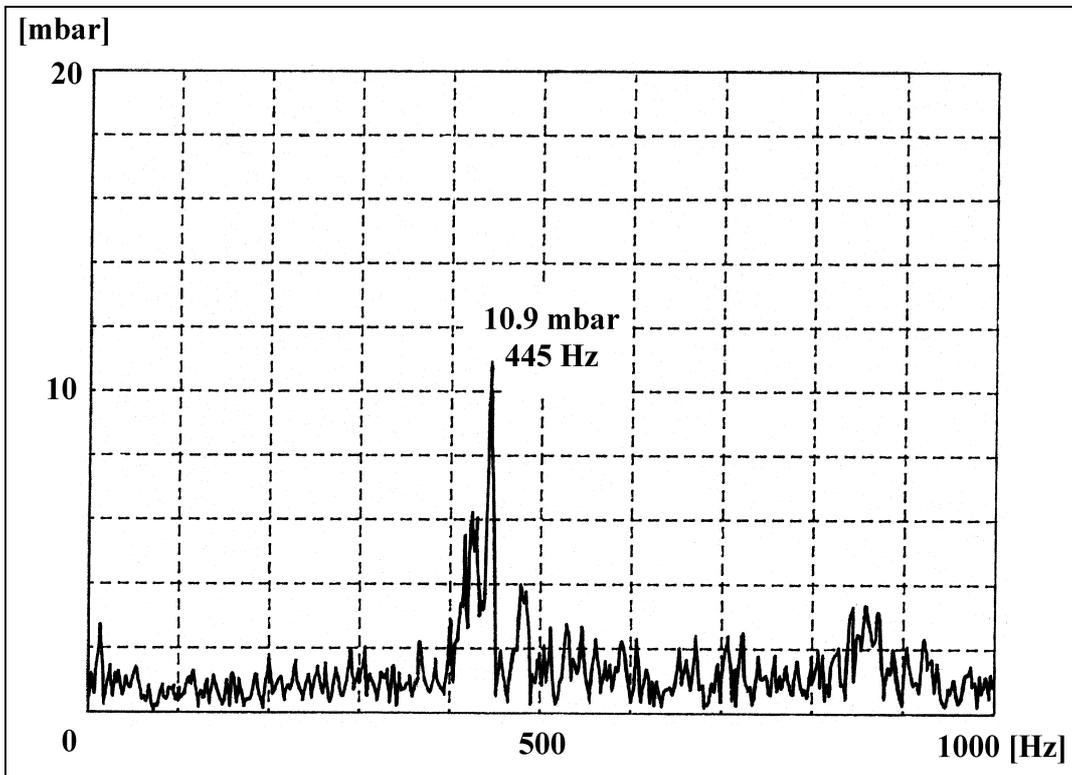


Bild 9.17: Zuströmverhältnis ZV1 - Absaugen mit $p_{\text{abs}} = 250$ mbar

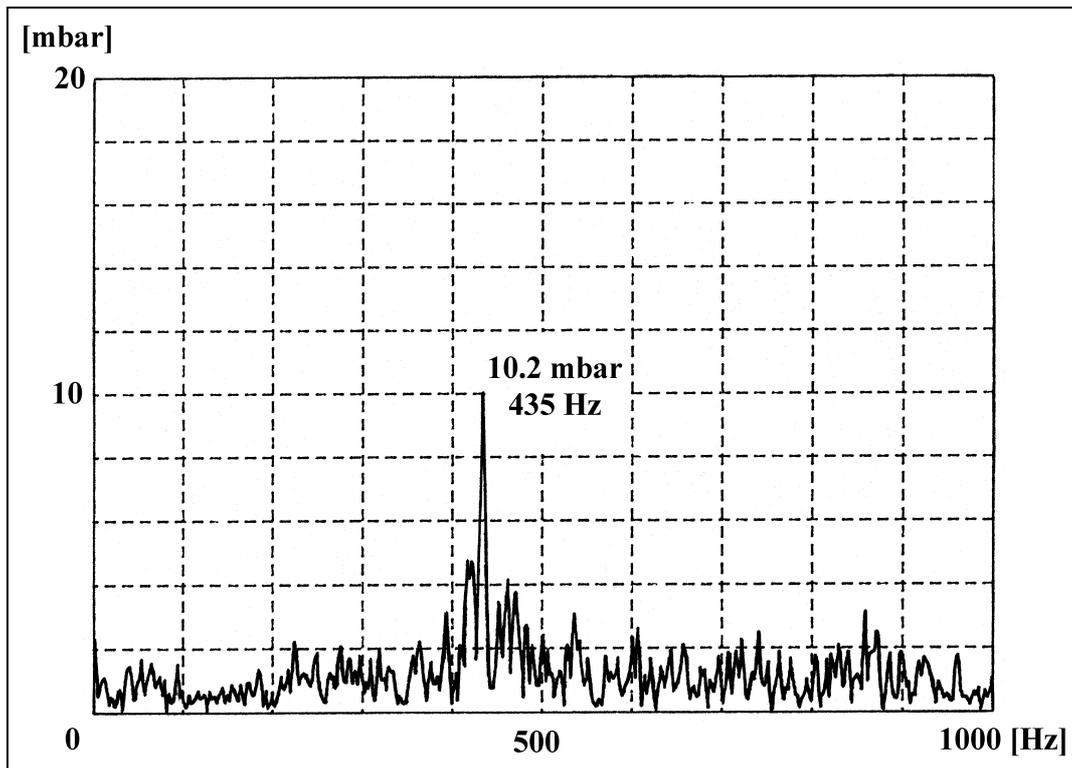


Bild 9.18: ZV1 - Absaugen mit $p_{\text{abs}} = 250$ mbar, Reproduzierbarkeit

Der Amplitudenwert, der sich beim Absaugen der Grenzschicht in Bild 9.17 eingestellt hat, weist eine erhöhte Amplitude auf, die gegenüber dem An-

fangswert von 7.2 mbar (Bild 9.16) um das 1.5-fache angestiegen ist. Die folgenden Abbildungen, die für zwei weitere Betriebspunkte des Grundzustandes aufgenommen wurden, Bild 9.19 bis Bild 9.22, bestätigen dieses Verhalten.

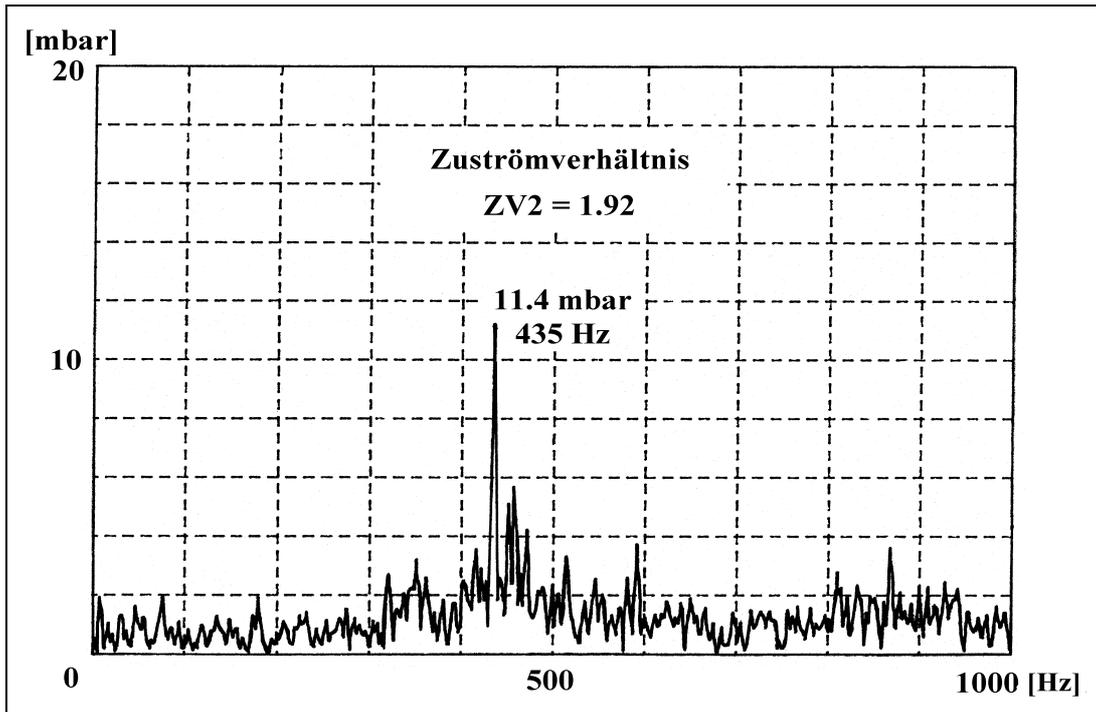


Bild 9.19: Zuströmverhältnis ZV2 - ohne Absaugen der Grenzschicht

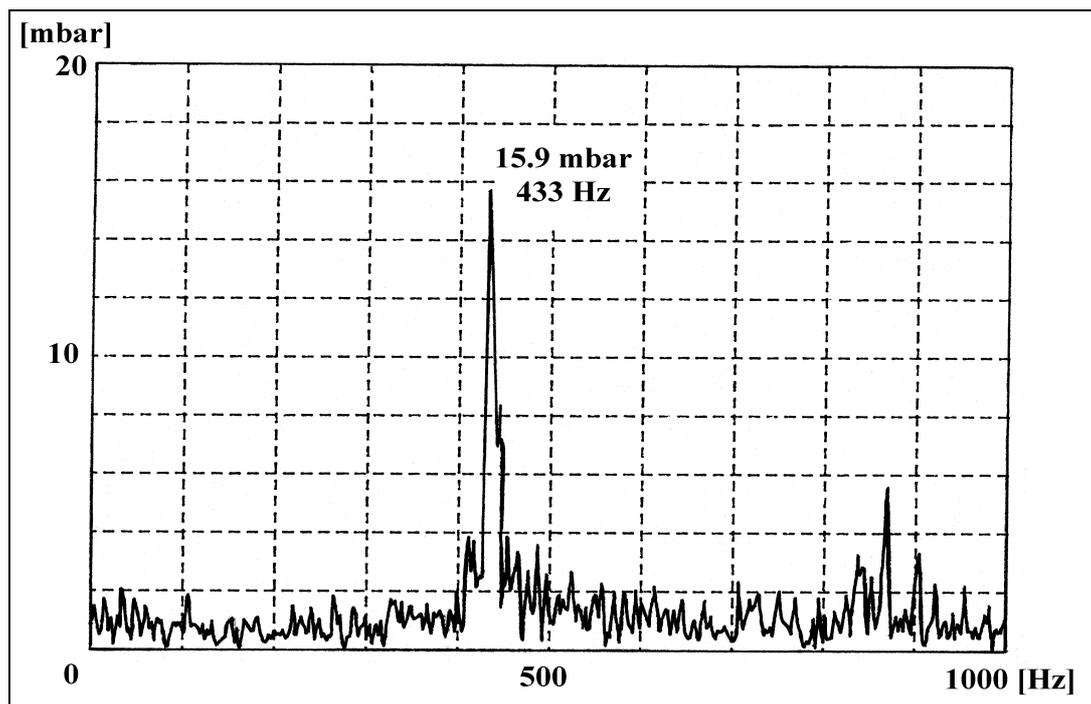


Bild 9.20: Zuströmverhältnis ZV2 - Absaugen mit $p_{abs} = 250$ mbar

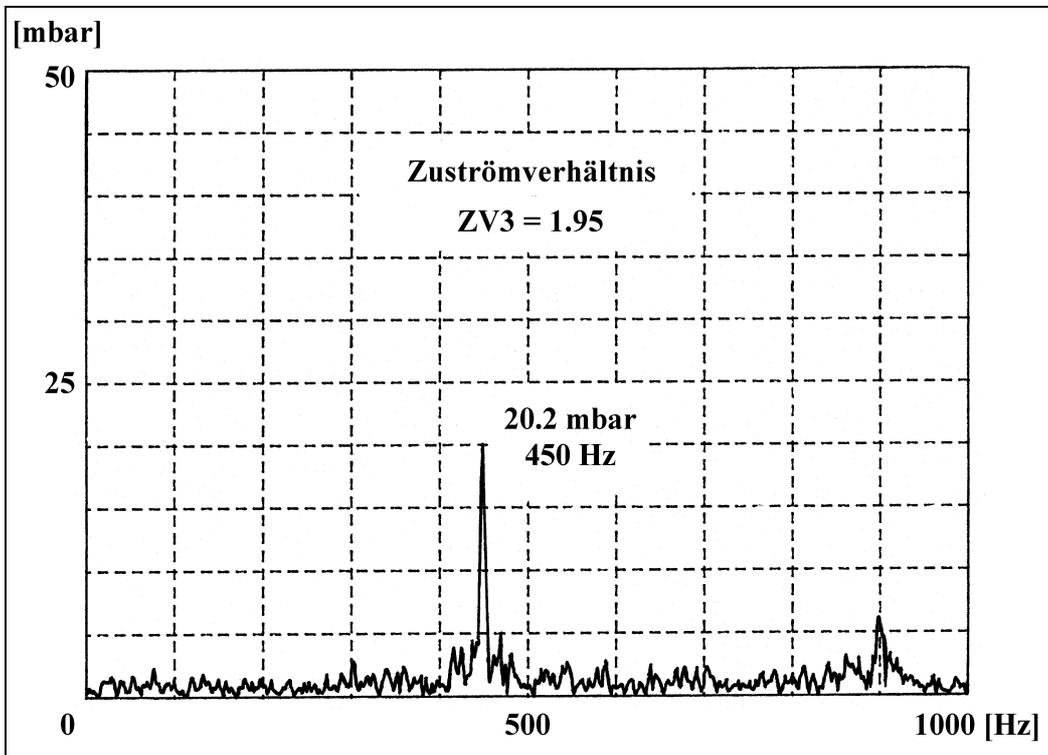


Bild 9.21: Zuströmverhältnis ZV3 - ohne Absaugen der Grenzschicht

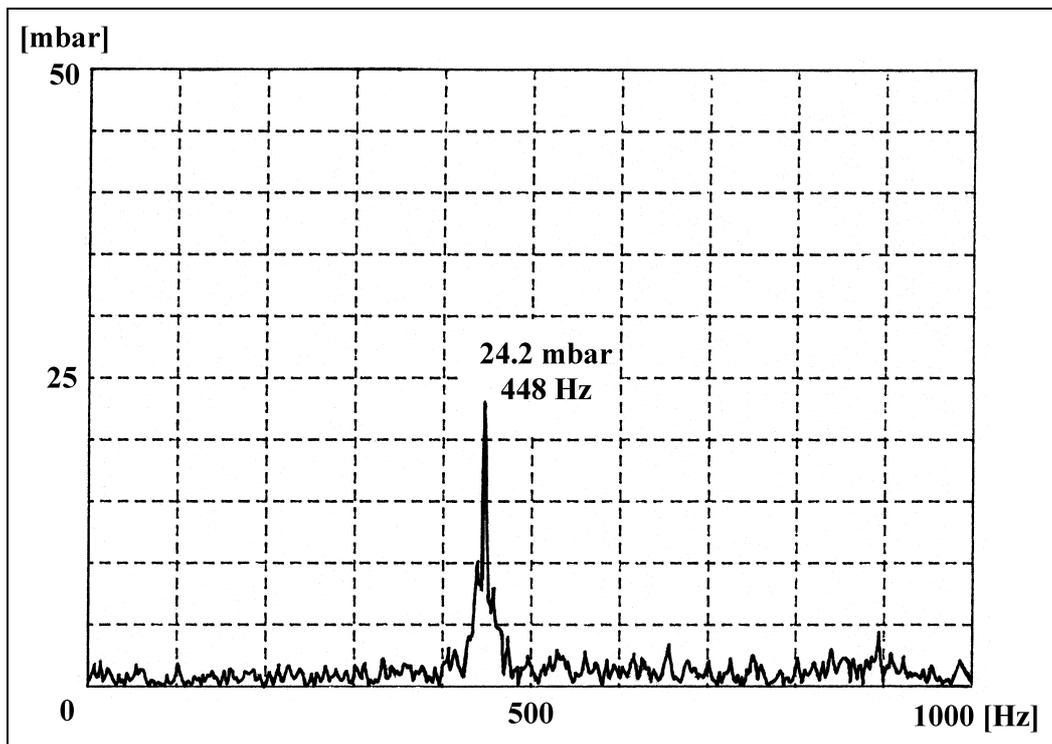


Bild 9.22: Zuströmverhältnis ZV3 - Absaugen mit $p_{abs} = 250$ mbar

Fazit: Das Absaugen der Grenzschicht bewirkte für alle untersuchten Zuströmverhältnisse eine Amplitudenerhöhung. Diese Erkenntnis lieferten bereits die Ergebnisse der Untersuchungen am Wasserkanalprüfstand (siehe auch Ka-

pitel 7.2.4.4), hieraus kann gefolgert werden, daß diese Maßnahme für eine Reduktion der Oszillationen als gänzlich ungeeignet eingestuft werden muß.

In den nachfolgenden Abbildungen (Bild 9.23 und Bild 9.24) ist der Einfluß der Grenzschichtabsaugung auf einen Strömungszustand mit kleiner Amplitude (Oszillationsgrenze) sichtbar.

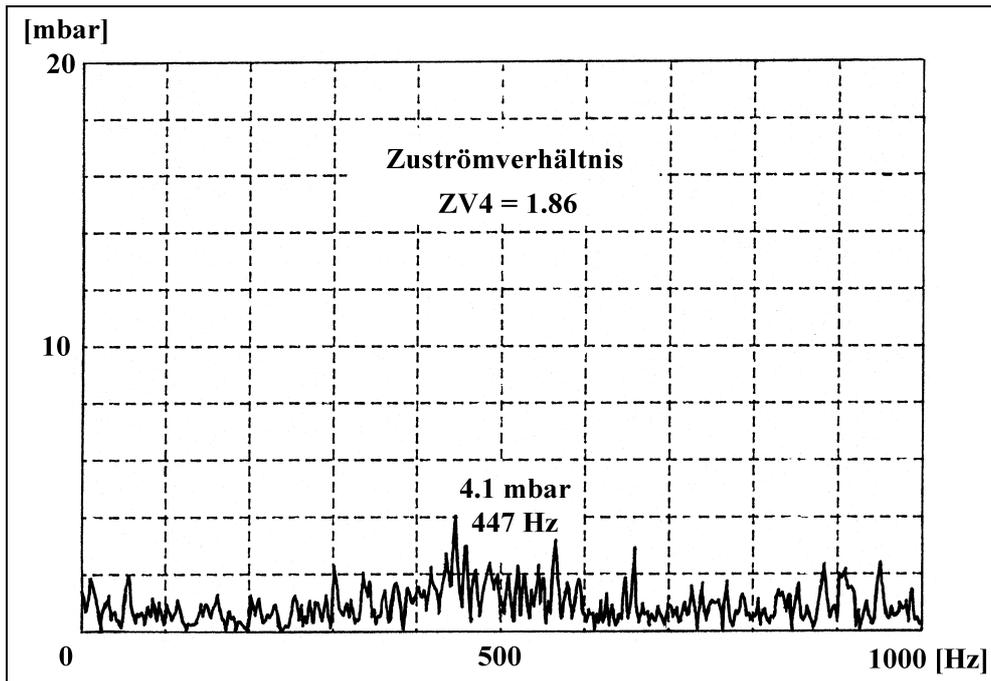


Bild 9.23: Zuströmverhältnis ZV4 - leichter Beginn der Oszillation

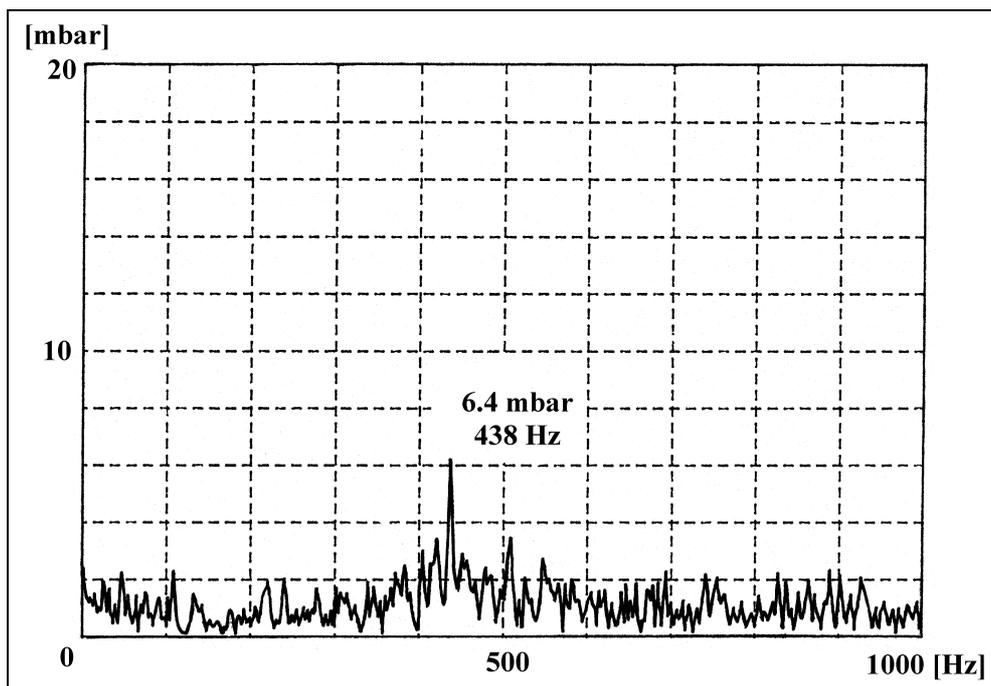


Bild 9.24: Zuströmverhältnis ZV4 - Absaugen mit $p_{\text{abs}} = 250$ mbar

Zur Ergänzung erfolgte bei diesem Strömungszustand ZV4 die Messung der Amplitude an der Umfangsposition 150° , da sich hier bei den Grunduntersuchungen, siehe Bild 9.21, lokal ein Maximum eingestellt hatte.

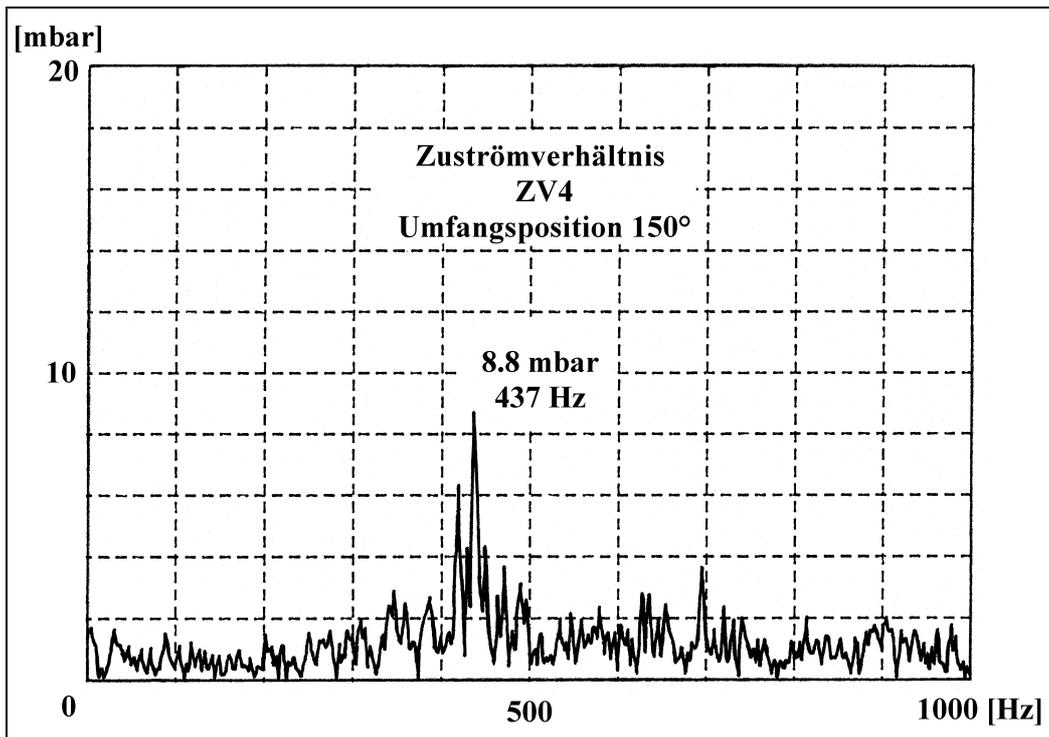


Bild 9.25: ZV4 - Absaugen mit $p_{\text{abs}} = 250 \text{ mbar}$ ($\alpha_u = 150^\circ$)

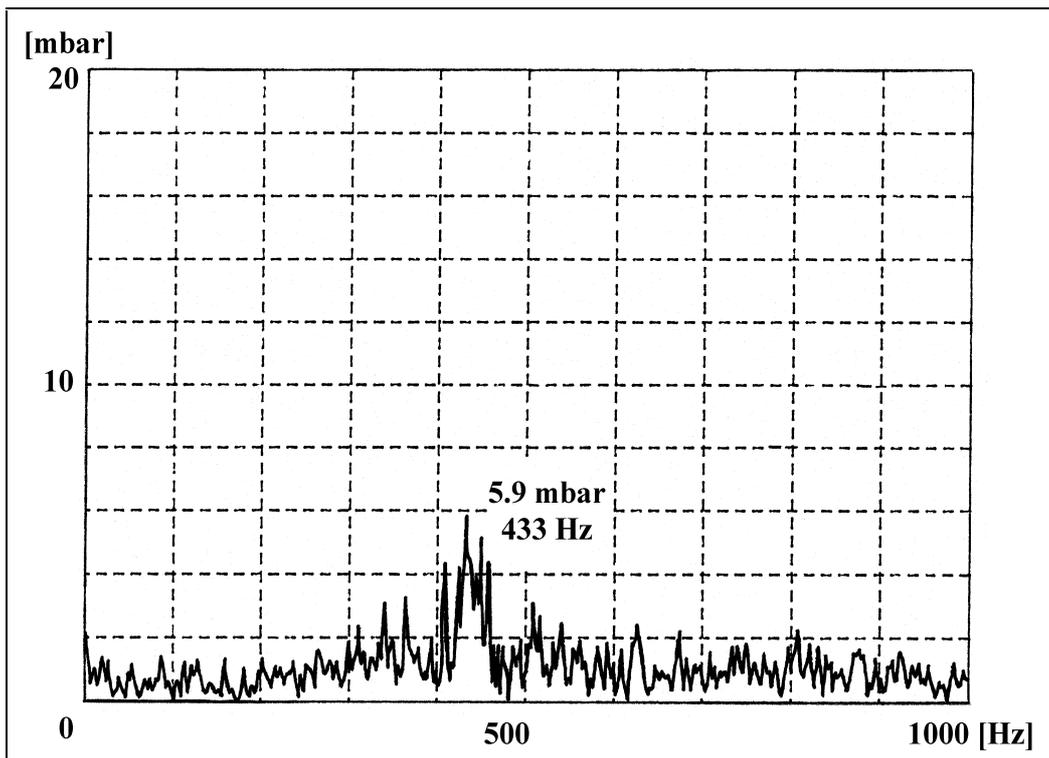


Bild 9.26: ZV4 - ohne Absaugen der Grenzschicht ($\alpha_u = 150^\circ$)

Die Diagramme, siehe Bild 9.25 und Bild 9.26, machen deutlich, daß die Oszillationen am Umfang für einen ausgewählten Betriebspunkt verschiedene Amplitudenstärken aufweisen und daß der Beginn der Oszillationen im unteren Schalenbereich nicht exakt bei der Umfangsposition 180° stattfindet. Die Erhöhung der Amplitude, also der negative Einfluß der Grenzschichtabsaugung, konnte auch an der Umfangsposition 150° beobachtet werden.

Zum Überblick sind die Veränderungen der Amplitudenwerte “ ε ”, die sich mit Absaugen (mA) eingestellt haben, in der Tabelle 9.3 aufgeführt. Die prozentuale Änderung der Amplitudenwerte ist auf den jeweiligen Strömungszustand bzw. Zuströmverhältnis ZV ohne Absaugen (oA) bezogen.

ZV	f [Hz]	A [mbar]	ε_A [%]
1 oA	440	7.2	-
1 mA	445	10.9	+ 51.4
2 oA	435	11.4	-
2 mA	433	15.9	+ 39.5
3 oA	450	20.2	-
3 mA	448	24.2	+ 19.8

Tabelle 9.3: Amplitudenänderungen bei Grenzschichtabsaugung

Die Veränderungen der Amplitudenwerte, die an unterschiedlichen Umfangspositionen für einen Strömungszustand, siehe Bild 9.23 bis Bild 9.26, ermittelt wurden, können der folgenden Tabelle 9.4 entnommen werden. Die Veränderungen der Amplitudenwerte, die auch hier in % vorliegen, beziehen sich auf den Wert der Amplitude, der an der Umfangsposition 180° gemessen wurde und 4.1 mbar betrug.

ZV	f [Hz]	A [mbar]	ε_A [%]
4 oA $\alpha_u = 180^\circ$	447	4.1	-
4 oA $\alpha_u = 150^\circ$	433	5.9	+ 43.9
4 mA $\alpha_u = 180^\circ$	438	6.4	+ 56.1
4 mA $\alpha_u = 150^\circ$	437	8.8	+ 114.6

Tabelle 9.4: Amplitudenänderungen für $\alpha_u = 150^\circ$ und 180°

Aus den Tabellen geht eindeutig hervor, daß es offensichtlich grundsätzlich zu einer Amplitudenerhöhung kommt und zwar unabhängig von Strömungszustand und der Position, sobald mit dem Absaugen der Grenzschicht im unteren Schalenbereich, so wie im Bild 9.15 dargestellt, begonnen wird.

9.3.5 Energetisierung der Grenzschicht

Im letzten Schritt des gesamten Optimierungsverfahrens wurden die positiven Ergebnisse der Grenzschichtenergetisierung, die am Wasserkanalprüfstand gewonnen wurden und die eine eindeutige Verbesserung der Abströmung des Diffusors im Betriebsbereich der Oszillationen aufgezeigt haben, am Diffusorprüfstand auch auf einen möglichen Einsatz bei kompressiblen Medien wie z.B. Luft und Dampf untersucht. Hierzu wurde wiederum die modifizierte Diffusoraußenschale V6 mit der zugehörigen Peripherie, siehe Bild 9.15, benutzt. Bei diesen Untersuchungen wurde das Augenmerk auf den Einfluß der Geschwindigkeit des energetisierenden Fluids, die über ein Drosselventil abgestimmt und danach ermittelt werden konnte, auf die Amplitude und Frequenz der Oszillation der ausgewählten Strömungszustände gerichtet.

Die Verbesserungen, die mittels dieser aktiven Beeinflussung der Grenzschicht erreicht wurden, können hier für drei weitere ausgewählte Zuströmverhältnisse (ZV5 bis ZV7) des Grundzustandes den nachfolgenden Abbildungen Bild 9.27 bis Bild 9.35 entnommen werden. Die prozentualen Veränderungen, die hierbei für verschiedene Fluidgeschwindigkeiten des Zublasestroms erreicht wurden, sind in Tabelle 9.5 bis Tabelle 9.7 dargestellt.

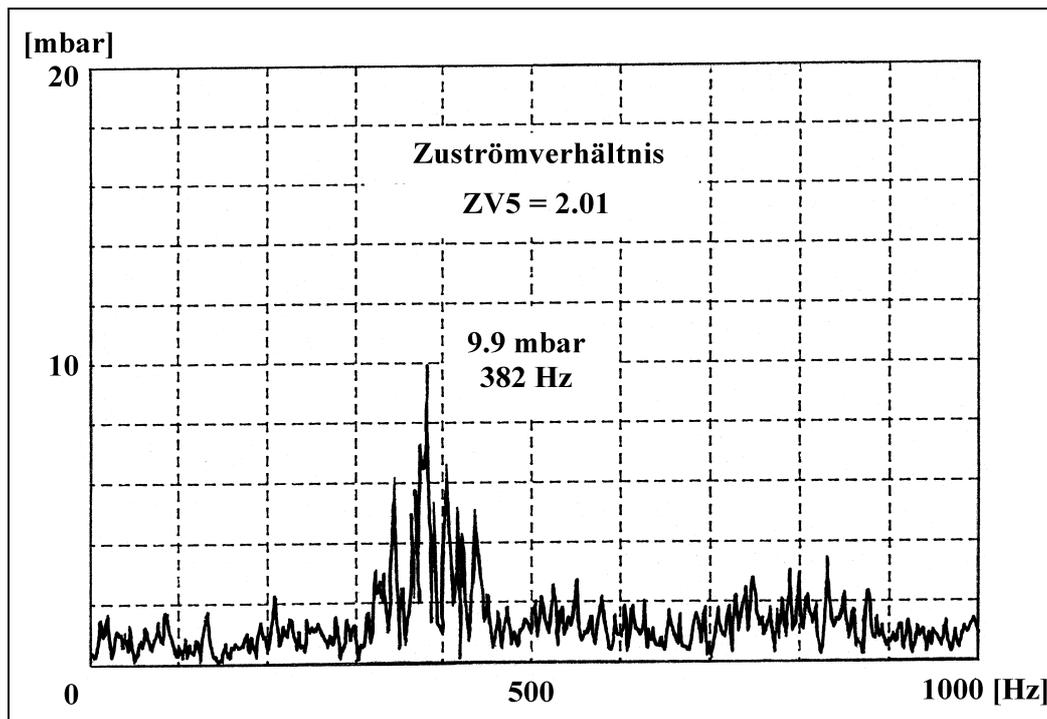


Bild 9.27: Zuströmverhältnis ZV5- ohne Energetisierung

Bei dem dargestellten Strömungszustand (Bild 9.27) ist eine Erhöhung der Amplitude bei 382 Hz gegenüber der definierten Oszillationsgrenze (siehe hierzu Bild 9.16) aufgenommen worden.

In den nachfolgenden Abbildungen (Bild 9.28 und Bild 9.29) ist der Einfluß der Energetisierung auf die Amplitudenhöhe des Zustandes ZV5 für zwei verschiedene Geschwindigkeiten (Leitungsdruck p_{tot}) des Zublasefluids dargestellt.

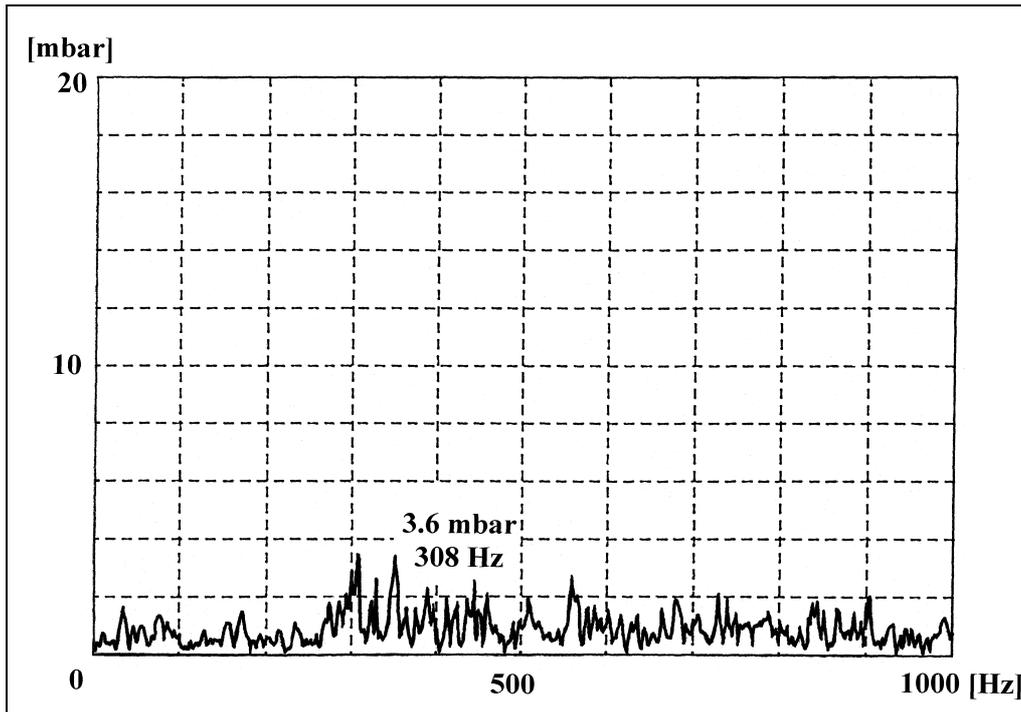


Bild 9.28: Zuströmverhältnis ZV5 - Energetisierung mit 1.5 bar

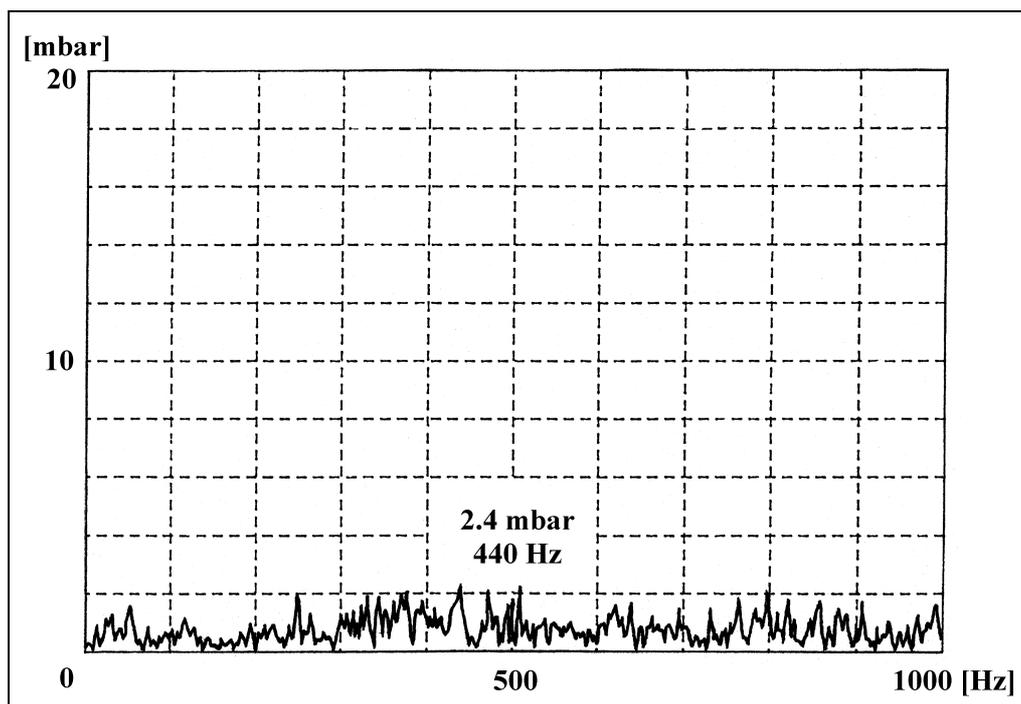


Bild 9.29: Zuströmverhältnis ZV5 - Energetisierung mit 2.0 bar

Aus den Diagrammen (Bild 9.28 und Bild 9.29) ist ersichtlich, daß bei diesem Strömungszustand bereits bei kleinen Machzahlen (Tabelle 9.8) des Zubla-sefluids eine erhebliche Reduktion der Oszillation bewirkt wird. Auf den Zu-stand der definierten Oszillationsgrenze mit 4 mbar bezogen, wurde eine Re-duzierung, die deutlich (ca. - 40 %) darunter lag, erreicht.

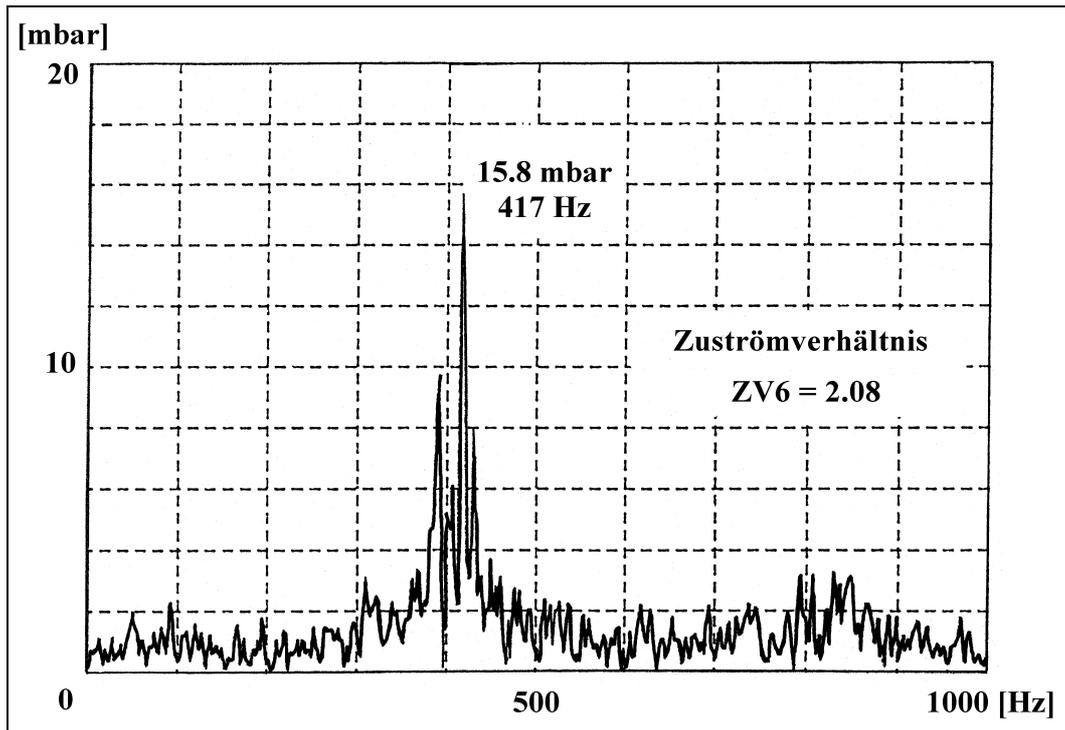


Bild 9.30: Zuströmverhältnis ZV6 - ohne Energetisierung

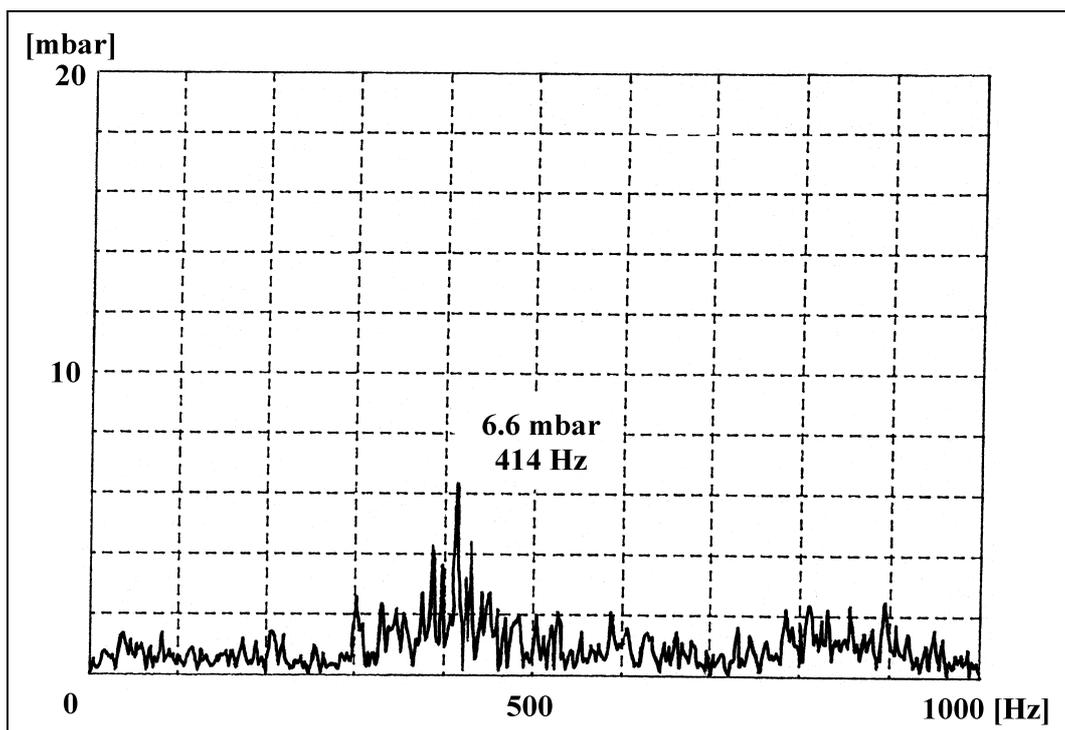


Bild 9.31: Zuströmverhältnis ZV6 - Energetisierung mit 1.5 bar

Die Abbildungen, die für zwei andere Betriebspunkte des Grundzustandes aufgenommen wurden, Bild 9.30 bis Bild 9.35, bestätigen die Feststellung, daß eine Energetisierung der Grenzschicht an der Diffusorschale in der Nähe des Austrittsquerschnitts des Diffusors die Oszillationen reduziert.

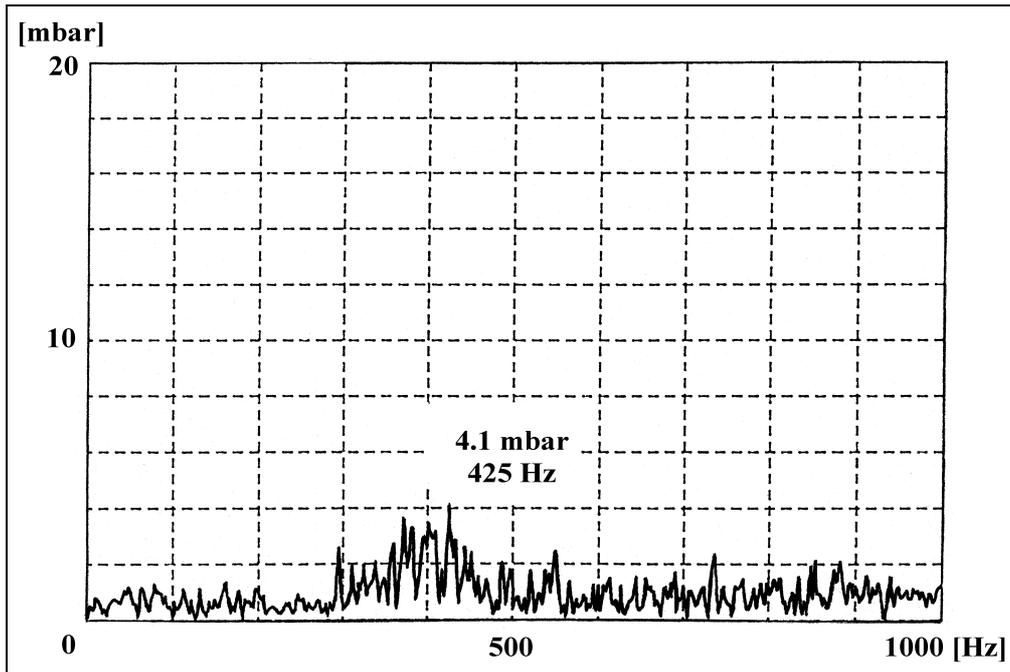


Bild 9.32: Zuströmverhältnis ZV6 - Energetisierung mit 2.0 bar

Zuströmverhältnis ZV7

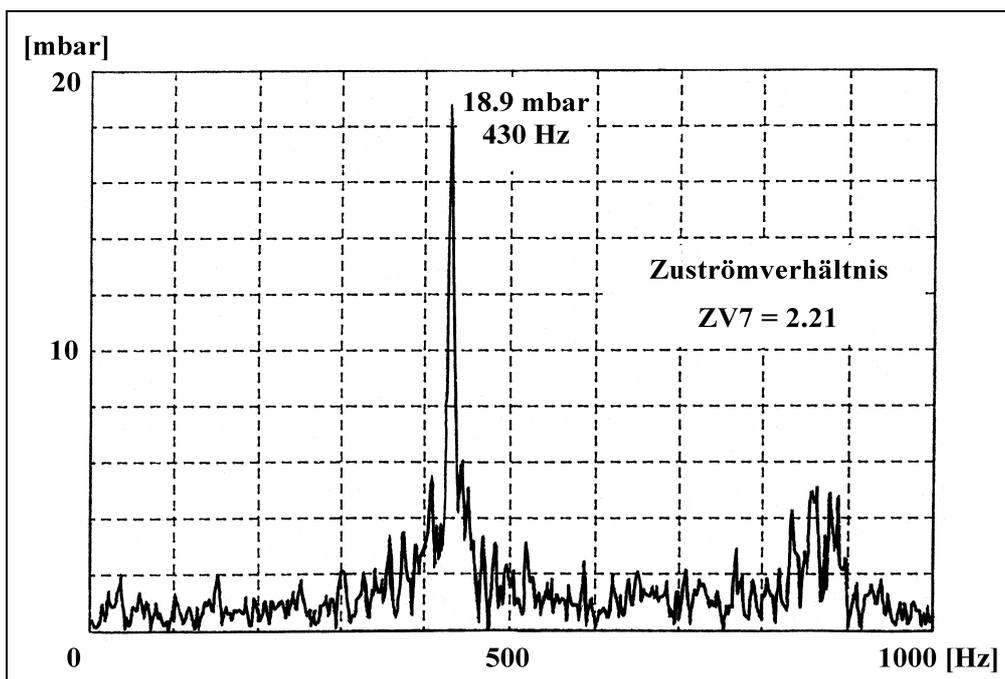


Bild 9.33: Zuströmverhältnis ZV7 - ohne Energetisierung

In den nachfolgenden Abbildungen (Bild 9.34 und Bild 9.35) sind die Auswirkungen der Grenzschichtenergetisierung an der Diffusorschale auf die sehr hohe Amplitude ($A = 18.9$ mbar) des Oszillationszustandes, siehe hierzu Bild 9.33, dargestellt.

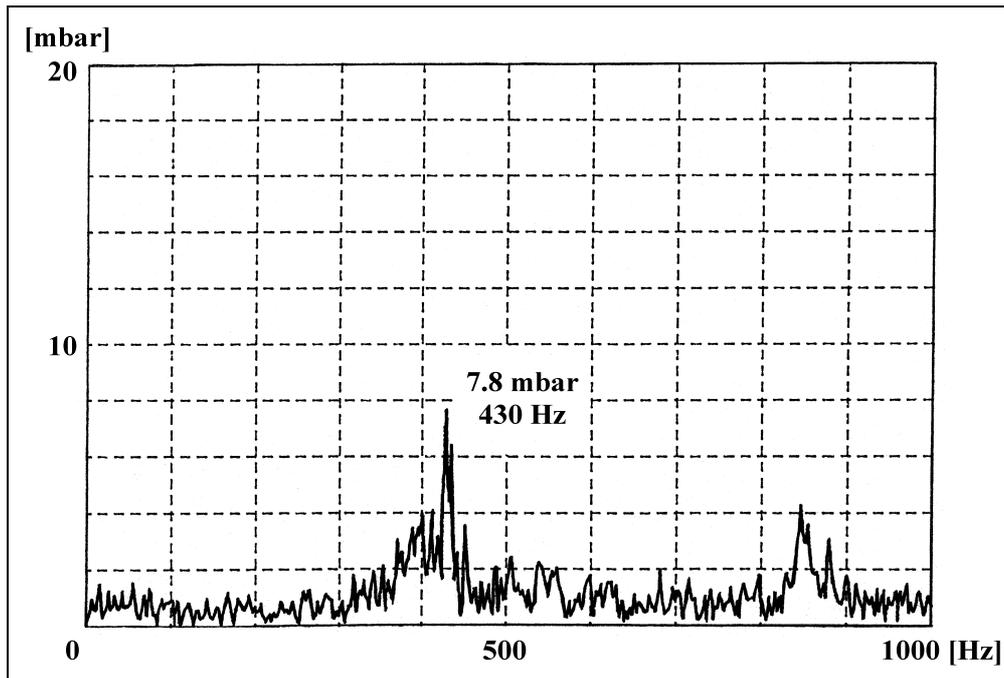


Bild 9.34: Zuströmverhältnis ZV7 - Energetisierung mit 3.0 bar

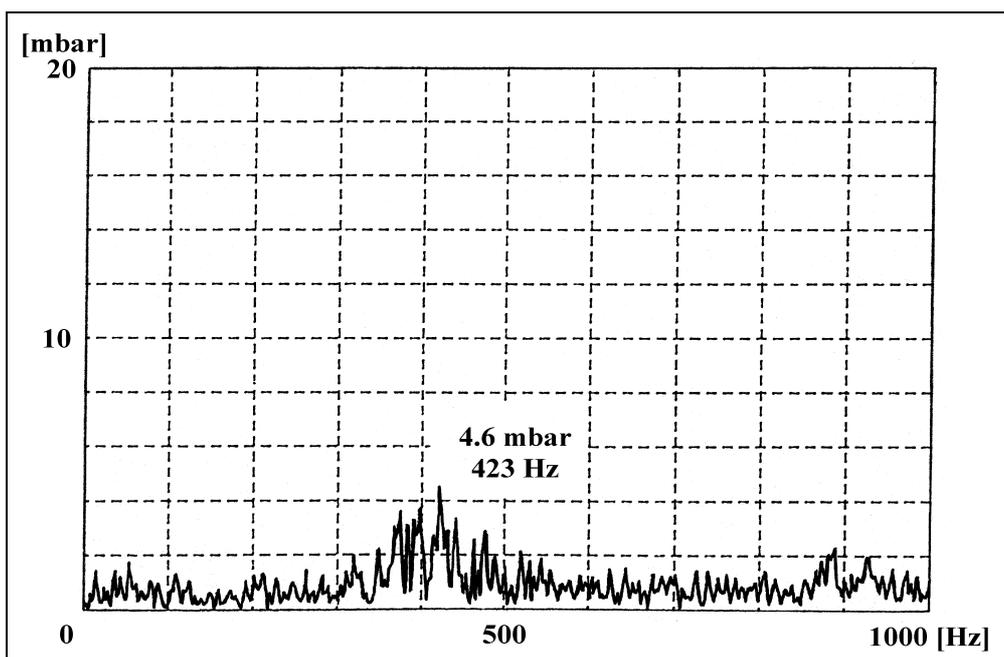


Bild 9.35: Zuströmverhältnis ZV7 - Energetisierung mit 4.5 bar

Die Analyse der maximalen Ausschläge dieser Diagramme zeigt deutlich, daß bei stärkeren Oszillationen auch höhere Machzahlen des zugeführten Fluids

benötigt werden (vgl. Tabelle 9.8), damit eine Reduktion der Amplitude mindestens auf das Niveau der definierten Oszillationsgrenze erzielt werden kann. Einen Gesamtüberblick der Veränderungen der Amplitudenwerte stellen die Tabelle 9.5 bis 9.7 dar. Die Änderungen ϵ_E beziehen sich jeweils auf die definierte Oszillationsgrenze von 4 mbar, die im Bild 9.16 beschrieben ist.

ZV5	f [Hz]	A [mbar]	ϵ_E [%]
oE	382	9.9	148
mE 1.5 bar	308	3.6	- 10
mE 2.0 bar	440	2.4	- 40

Tabelle 9.5: Energetisierung am Zustand ZV5

ZV6	f [Hz]	A [mbar]	ϵ_E [%]
oE	417	15.8	295
mE 1.5 bar	414	6.6	65
mE 2.0 bar	425	4.1	2.5

Tabelle 9.6 Energetisierung am Zustand ZV6

ZV7	f [Hz]	A [mbar]	ϵ_E [%]
oE	430	18.9	373
mE 3.0 bar	430	7.8	95
mE 5.0 bar	423	4.6	15

Tabelle 9.7: Energetisierung am Zustand ZV7

Bem: Die Abkürzungen “mE” und “oE” stehen für mit/ohne Energetisierung

Für die Auswertung der Geschwindigkeit des Energetisierungsstrahles wurde der Kammerdruck p_{stat} , der dem statischen Mitteldruck auf der Diffusoraußenschale in der Nähe der Bohrungen entspricht (siehe Bild 9.15), während der Versuchsfahrt bestimmt und in Verhältnis zu dem Leitungsdruck p_{tot} gesetzt, so daß nach der Gleichung 5.15 schließlich die dazugehörige Machzahl ermittelt wurde. Die Ergebnisse können der folgenden Tabelle 9.8 entnommen werden.

Kammerdruck p_{stat} [bar]	Leitungsdruck p_{tot} [bar]	Energetisierung Ma_E [-]
0.795	1.5	ca. 1.00
0.795	2.0	ca. 1.24
0.765	3.0	ca. 1.55
0.765	4.5	ca. 1.82

Tabelle 9.8: Energetisierungsverhältnisse, Druck und Machzahl

9.3.5.1 Energetisierung und Wirkungsgrad

Für eine Beurteilung der Effizienz eines möglichen Einsatzes des Verfahrens (Energetisierung) zur Reduktion der Oszillationen, die durch das Phänomen der Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkung verursacht werden, wurde über die Bestimmung des Wirkungsgrades auch der ökonomische Standpunkt dieser neuen Technologie geprüft. Die Ergebnisse des Einflusses der Energetisierung auf den Wirkungsgrad (siehe hierzu Kapitel 6.1) der Anlage sind in der folgenden Tabelle 9.9 aufgelistet.

Leitungsdruck p_{tot} [bar]	Wirkungsgradänderung $\Delta \eta_{2k}$ [%]
0.0	0.0
2.0	- 0.7
3.0	- 1.2
4.0	- 2.4

Tabelle 9.9: Wirkungsgradänderungen bei Energetisierung

Die Ergebnisse zeigen, daß beim Energetisieren der Grenzschicht im hinteren Schalenbereich mit einer geringen Wirkungsgradminderung bzw. mit einer Erhöhung der Gesamtverluste ζ_{2k} zu rechnen ist. Der Wirkungsgrad wird also bei konstant gehaltener Zuströmung in der Eintrittsebene E2 durch das Beimischen des Energiestrahles etwas reduziert. Die Wirkungsgradminderung ist in Relation zu der Außenschale V10 der untersuchten Diffusorreihe II, die einen Betrieb ohne Grenzschichtoszillationen (siehe hierzu Bild 9.13) garantieren würde, aber einen sehr schlechten Wirkungsgrad (Tabelle 6.2: Wirkungsgrade der Diffusorreihe II) aufweist, jedoch minimal.

9.3.5.2 Energetisierung bei Drallströmung

Die bisherigen Untersuchungen zeigen deutlich, daß mittels dieses Verfahrens eine Reduzierung bzw. eine gänzliche Aufhebung der Grenzschichtoszillationen für inkompressible (siehe hierzu Kapitel 7.2.4.4) und kompressible (siehe hierzu Kapitel 9.3.5) Medien erreicht werden kann. Da die Strömung durch eine Endstufe aber immer drallbehaftet ist, wurde der Diffusorprüfstand mit einem Drallrad nach [37] vor der Eintrittsebene E2 des Diffusors versehen, um eine Komplettierung des Optimierungskonzeptes zu ermöglichen. Für die De-

tektierung des von den Pulsationen beanspruchten Gebietes im Diffusor wurde die Visualisierungsmethode (siehe Bild 9.36) gewählt.

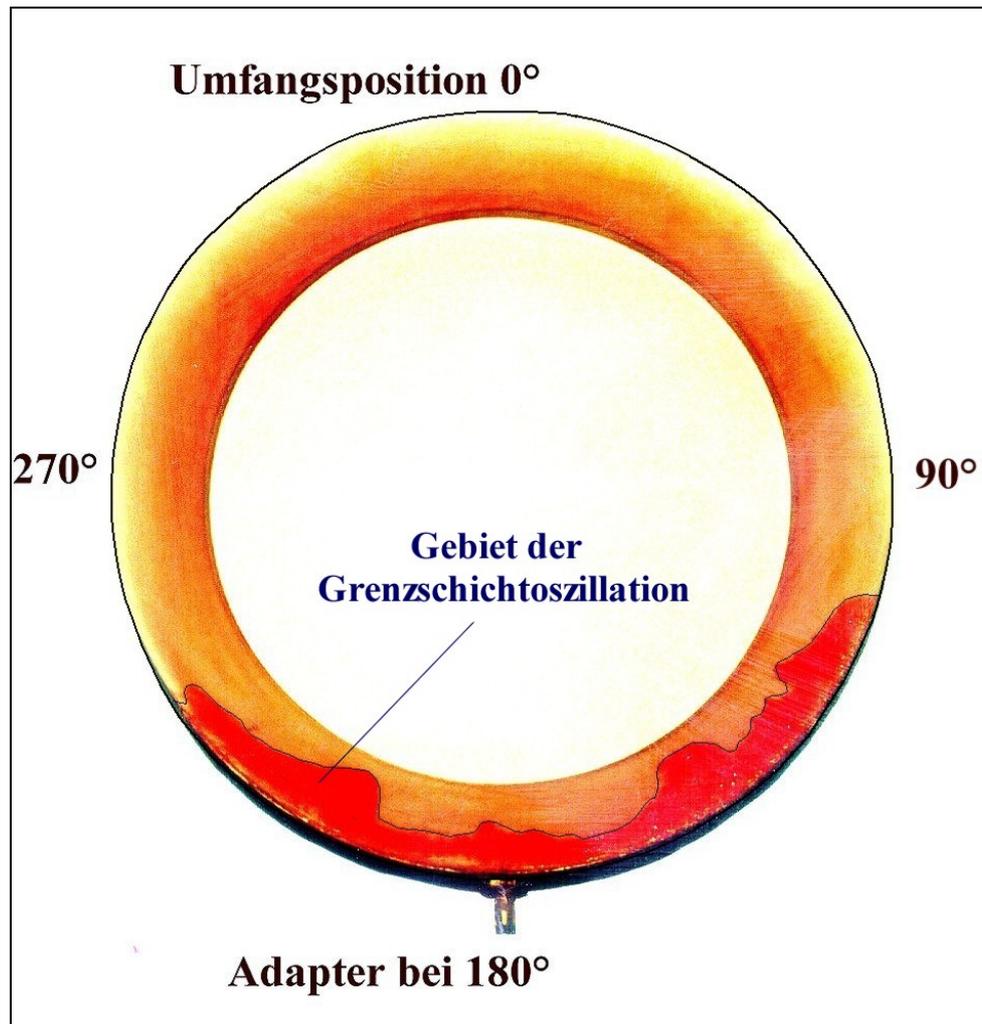


Bild 9.36: Visualisierung, Diffusorschale V6* mit Adapter

Die Schattierung im unteren Schalenbereich, die durch das Einfärben der Bohrungen an der modifizierten Diffusoraußenschale V6* (vgl. Bild 9.15) während eines ausgewählten Betriebszustandes (drallbehaftet) entstanden ist, zeigt eine deutliche Verschiebung entgegen dem Uhrzeigersinn auf. An der linken Hälfte der Diffusoraußenschale ist der Einfluß der Grenzschichtoszillation also größer. Insgesamt wird durch die Rückströmung, die aufgrund der Pulsationen hervorgerufen wird, ca. ein Drittel des Umfangs der Diffusoraußenschale ausgefüllt.

Die Ergebnisse der Untersuchungen mit drallbehafteter Zuströmung im Eintritt des Diffusors, die auch an der modifizierten Diffusoraußenschale V6* mittels der in Kapitel 5.2 beschriebenen Meßtechnik ermittelt wurden, sind in den folgenden Tabellen (Tabelle 9.10 und Tabelle 9.11) für zwei Strömungszustände

und unterschiedliche Geschwindigkeiten des zugeführten Fluids (Druckluft) aufgelistet.

ZV8 = 1.92	f [Hz]	A [mbar]	ε_E [%]
oE	429	7.9	98
mE 2.0 bar	428	4.1	2.5
mE 3.0 bar	443	2.4	- 40
mE 4.0 bar	323	1.9	- 53

Tabelle 9.10: Drallbehafteter Zustand ZV8 - Energetisierungsdaten

ZV9 = 1.97	f [Hz]	A [mbar]	ε_E [%]
oE	429	17.7	342
mE 2.0 bar	415	9.9	148
mE 3.0 bar	420	5.9	48
mE 4.0 bar	375	2.9	- 28

Tabelle 9.11: Drallbehafteter Zustand ZV9 - Energetisierungsdaten

Die Änderungen der Amplituden sind analog zu den Vorversuchen (Kapitel 9.3.5) auf die definierte Oszillationsgrenze von 4 mbar bezogen. Die Daten wurden an der Innenschale, wie schon bei den vorigen Untersuchungen mit dem instationären Druckaufnehmer DA1, an der Umfangsposition 180° gemessen. Aus diesen Tabellen ist ersichtlich, daß durch das Energetisieren der Grenzschicht an der Diffusoraußenschale die Amplitudenhöhe der Oszillation auch bei drallbehafteten Strömungen gesenkt werden kann. Die Reduzierung der Amplitude durch das Energetisieren der Strömung ist auch hier von der Geschwindigkeit des energetisierenden Fluids, vgl. hierzu Tabelle 9.5 bis Tabelle 9.8, abhängig.

Zusammenfassend ist also diese neue Technologie, weil sie auch bei drallbehafteten Grenzschichtoszillationen eine positive Wirkung hinsichtlich der Reduzierung der Amplitudenhöhen bewirken kann, für den Einsatz im Kraftwerksbau grundsätzlich geeignet.

10 Zusammenfassung

An einem Abströmgehäusemodell einer ND-Turbine wurden im ersten Schritt zunächst mittels Fadensonden Strömungsprofile für verschiedene Gehäuseebenen bei konstant gehaltenen Zuströmbedingungen aufgenommen. Die somit lokalisierten großen Totwasser- und Wirbelgebiete wurden dann systematisch untersucht und reduziert. Der Einsatz von Leitblechen im oberen Abströmgehäusebereich bewirkte eine relative Wirkungsgraderhöhung um etwa 20 %.

Im zweiten Schritt der experimentellen Untersuchungen wurde das Augenmerk auf die Diffusoraußenschalen und deren Abströmqualität gerichtet. Dazu wurden mittels pneumatischer Sondenmeßtechnik bei konstanter Zuströmung weitere Strömungsprofile direkt im Diffusorausstritt an mehreren Umfangspositionen und in der Kondensatorzulaufstrecke aufgenommen. Aufgrund der hierbei erzielten Ergebnisse, die eine nicht symmetrische Strömungsverteilung am Diffusorausstritt aufwiesen, wurde eine der komplizierten Strömungscharakteristik angepaßte Diffusoraußenschale konzipiert. Das Abströmverhalten dieser Schale wurde in weiteren Meßreihen untersucht und hinsichtlich des Diffusorwirkungsgrades optimiert. Zur Ergänzung wurde zusätzlich der Einfluß verschiedener Leitbleche auf den Wirkungsgrad untersucht.

Anschließend wurde das Phänomen der Stoß-Grenzschicht-Interaktionen untersucht. Dazu wurden zuerst im Flachwassermodell Parameterstudien durchgeführt, die einen ersten Ansatz zur Reduktion der Stoßpulsation geliefert haben. Diese Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkung hat ihren Ursprung in dem sprunghaft ansteigenden statischen Druck an der Außenschale, direkt hinter dem durch die Jet-/Spaltströmung bedingten Stoß, der bei größeren Volumenströmen die Instabilität der Ablöseblase in der Grenzschicht verursacht. Diese Strömungsinstabilitäten treten unter anderem bei überkritischer Anströmung von Triebwerken und bei der transsonischen Tragflügelumströmung auf.

Aufbauend auf den Erkenntnissen der Flachwasserparameterstudie wurden Folgeuntersuchungen am Axial-Radial-Abströmgehäusemodell durchgeführt. Hier wurden die selbsterregten Schwingungen sukzessive durch passive Maßnahmen (bauliche Veränderungen) oder durch aktive Maßnahmen wie z.B. Grenzschichtabsaugung beeinflusst. Durch umfangreiche Messungen mit instationär messenden Druckmeßumformern konnten die Stoßpulsationen am Diffusor analysiert werden. Die Messungen zeigen, daß das Strömungsphänomen

der Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkung keiner Gleichmäßigkeit bezüglich der rotationssymmetrischen Diffusoraußenschalen unterliegt. Die Frequenz der Stoßpulsationen umfaßt den Bereich zwischen 350 und 450 Hz und nimmt mit steigendem Volumenstrom zu. Die Oszillation tritt am stärksten im unteren, dem Kondensator zugewendeten Bereich auf und nimmt fortlaufend den gesamten Austrittsquerschnitt ein. Die Folge ist, daß die instationären Vorgänge die gesamte Diffusorströmung nachhaltig beeinflussen. Es kommt zu instationären großflächigen Sperreffekten, die eine enorme Verringerung des effektiven Strömungsquerschnittes und somit eine deutliche Wirkungsgradminderung bedeuten.

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß diese negativen Folgen der Pulsationen sowohl durch die passiven wie auch durch die aktiven Maßnahmen positiv beeinflußt werden können. Beim Vergleich dieser Methoden wurde festgestellt, daß die Prallängenveränderung durch eine axiale Versetzung der Innenschale (passive Maßnahme) den Beginn der Stoßoszillationen zu höheren Volumenströmen verlagern konnte und somit nur für eine bedingte Betriebssicherheit sorgen kann. Demgegenüber wurde das Diffusorbrummen durch die Anfauchung der Grenzschicht im hinteren Totwasserbereich gänzlich unterdrückt.

Mit einer numerischen Optimierung der Kontur der Diffusoraußenschale und des Öffnungsverhältnisses der Schlitze und Bohrungen sowie deren Platzierung wird es sicher möglich sein, eine pulsationsfreie Abströmung für den gesamten Endstufenbetriebsbereich zu erzielen. Hierdurch wird bei höheren Volumenströmen neben einer Reduzierung der Schaufelbelastung auch eine deutliche Wirkungsgradverbesserung gegenüber glatt ausgeführten und mit Knicken versehenen Diffusoraußenschalen erreicht, die keine Neigung zur "Brummtendenz" aufweisen, allerdings einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad besitzen.

11 Literaturverzeichnis

- [1] DRAHY, J., STASTNY, M.: Steam Turbines of Large Output, The 7th Conference, Branch of Czechoslovak Society for Science and Technology of the Power Engineering Plant of Skoda Plzen, CVTS, 1984
- [2] TRAUPEL, W.: Steam Turbines Yesterday, Today and Tomorrow, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol.193, No.38, 1979
- [3] MÜLLER, K. J.: Thermische Strömungsmaschinen - Auslegung und Berechnung, Springer-Verlag, 1978
- [4] STETTER, H., NEFT, H.: Umsetzung von Forschungs- und Entwicklungserkenntnissen in die praktische Dampfturbinentechnik, VGB, Heft 5, Mai 1987
- [5] REIF, M.: Berechnung der dreidimensionalen Strömung in Turbomaschinen mittels TVD-Upwind-Verfahren höherer Ordnung, Dissertation, ITSM, Universität Stuttgart, 1998
- [6] ZIMMERMANN, C.: Experimentelle Bestimmung des Strömungsfeldes im Bereich der Endstufe und des anschließenden axiradialen Diffusors einer ND-Modellturbine, Dissertation, ITSM, Universität Stuttgart, 1995
- [7] WACHTER, J., MAIER, R.: Diffusoruntersuchungen am Endstufen Versuchsstand im Hinblick auf Strömungsverhalten und Wirkungsgrad, Sammelband VGB-Tagung Kraftwerke, 1985
- [8] KELLER, H.: Steam Turbines for large Power Outputs; Design of Nonrotating Parts, Lecture Series 1980-6, VON KARMAN Institute for Fluid Dynamics 1980, Chapter 3
- [9] HOSENFELD, H. -G.: Strömungsmessungen an einem 15° Diffusor, (neue Ausführung), T7271, KW Bergkamen A, Technischer Bericht, TM/TVL/038/82
- [10] MOSER, W.: Experimentelle Untersuchungen nicht rotationssymmetrischer Strömungszustände in einer Dampfturbinen-Endstufe, Dissertation, ITSM, Universität Stuttgart, 1988

- [11] EYB, G., MAIER, R.: Messung des räumlichen Strömungsfeldes am Modell einer Dampfturbinenendstufe, IV Internationale Konferenz Dampfturbinen großer Leistung - Auslegung und Betrieb, 21.-23. September 1988, Danzig, 1988
- [12] QUEST, J., SCHOLZ, N.: Nabendiffusoren. Bericht Nr. 302, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 188 und 226, 1982
- [13] PERYCZ, S.: Der Einfluß des Diffusorwirkungsgrades auf den Auslaßverlust in Dampfturbinen, BWK 13, Heft 9, 1961, Gdansk.
- [14] FRIBERG, J., HASSAN, A., LICOURI, J., TOUSSAINT, M.: Improvement of a Steam Turbine Axial Exhaust for Combined Cycles. 3rd Int. Symp. on Turbomach. 'Combined-Cycle Technologies and Cogeneration', ASME Cogen Turbo, Nice (F) 1989
- [15] STASTNY, M.: Untersuchung eines Dampfturbinen - Austrittsgehäuses in einem breiten Betriebsbereich, Maschinenbautechnik, Berlin 38, 1989
- [16] STASTNY, M., FEISTAUER, M.: Flow in an Annular Axial-Radial Diffuser, ASME-Paper 78-GT-133, 1978
- [17] KRÜCKELS, J., ZIMMERMANN, C.: Spaltbeeinflusste Diffusorströmung-Auswirkungen der transsonischen Spaltströmung auf die Diffusorströmung, FVV Heft 517, 1993
- [18] KRAUS, P., RENNER, M., TRUCKENMÜLLER, F.: Arbeitsberichte 1996, ITSM, Universität Stuttgart, 1996
- [19] STASTNY, M.: 3D Flow in the Axial-Radial Exhaust Hood of a Steam Turbine, 3rd International Symposium on Aerothermodynamics of Internal Flows, Beijing, China, September 1996
- [20] KRÜCKELS, J.: Numerische Berechnung der spaltbeeinflussten Strömung in Axialturbinen mit Diffusoren, Dissertation, ITSM, Universität Stuttgart, 1996
- [21] FRONTINUS, S. J.: De aquis urbis Romae, ca. 40 -103 n.Chr., englische Übersetzung von Clemens Herschel, The two books on the Water Supply of the City of Rome, Boston, 1899

- [22] BEITZ, W., KÜTTNER, K. H.: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 14. Auflage, Springer Verlag, 1981
- [23] PRANDTL, L., OSWATITSCH, K., WIEGHARDT, K.: Führer durch die Strömungslehre, Lehrbuch für Physiker, Maschinenbauer, Elektrotechniker ab 3. Semester, Uni-Text, 1969
- [24] BOHL, W.: Technische Strömungslehre, Kamprath-Reihe, 10. Auflage, Vogel Buchverlag, 1994
- [25] BOHL, W.: Strömungsmaschinen, Aufbau und Wirkungsweise, Kamprath-Reihe, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, 1977
- [26] TRAUPEL, W.: Thermische Turbomaschinen, Band I, 2. Auflage, Springer Verlag, 1966
- [27] SPRENGER, H.: Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren. Mitteilung Nr. 27 des Instituts für Aerodynamik der ETH Zürich, Lehmann Verlag 1959
- [28] SOVRAN, G., KLOMP, E. D.: Experimentally Determined Optimum Geometries Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross-Section. Proc. Symposium Fluid Mechanics of Internal Flow; Warren Michigan 1965, Elsevier Amsterdam, 1967
- [29] SUTER, P., GIRSBERGER, R.: Strömungstechnische Gestaltung des Austrittsstützens von Axialmaschinen, Traupel-Festschrift, Zürich, Juris-Verlag, 1974
- [30] GERSTEN, K., HÄRTL, A. P.: Optimierung von Diffusoren bezüglich der Diffusorströmung und der Diffusorwände, VDI-Verlag Düsseldorf, Reihe 7, Nr.133, 1987
- [31] HÄRTL, A. P.: Optimierung von Diffusoren durch Konturierung der Wände auf der Basis des Grenzschichtkonzeptes, VDI - Fortschrittsberichte Reihe 7, Nr. 159, VDI-Verlag, 1989
- [32] ZIERER, T.: Experimental Investigation of the Flow in Diffusers behind an Axial Flow Compressor, ASME-Paper, 93-GT-347, 1993
- [33] LIEPE, F.: Untersuchungen über das Verhalten von Drallströmungen in Kegeldiffusoren. Maschinenbautechnik 12 (1963), Nr. 3, 1963

- [34] KLEIN, A.: Die Auslegung von Ringdiffusoren hinter Turbinen, FVV - Kurzinformation zu den Vorhaben 188 und 226: Nabendiffusoren, Frankfurt/M, 1980
- [35] ELKERSCH, A. M., ELGAMMAL, A. H., MACALLUM, N. R. L.: An Experimental Investigation of the Performance of Equiangular Annular Diffusers with Swirled Flow, IMechE 1985, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 199, No. C4
- [36] YAHYA, S. M., AGRAWAL, D. P., REDDY, D. N.: Effect of Swirl on the Performance of a Radial Vaneless Diffuser with Compressible Flow at Mach Numbers of 0.7 and 0.8, ASME-Paper, 86-WA/Fe-6, Dezember 1986
- [37] KRAUS, P.: Experimenteller Vergleich der axialen Turbinenabströmung an zwei Modellen, Diplomarbeit, ITSM, Universität Stuttgart, Juni 1994
- [38] LIVESEY, J. L., HUGH, T.: Some Preliminary Results for Conical Diffusers with High Subsonic Entry Mach Number, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 8, No. 4, 1966
- [39] RUNSTADLER, P. W., DEAN, R. C.: Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach Numbers, Journal of Basic Engineering, Vol. 91, No.3, pp.397-422, 1969
- [40] RUNSTADLER, P. W./ DOLAN, F. X.: Further Data on the Pressure Recovery Performance of Straight-Channel, Plane-Divergence Diffusers at High Subsonic Mach Numbers, Journal of Fluids Engineering, Vol. 95, No.3, pp.373-384, 1973
- [41] PAGENDARM, H. G.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einfluß inhomogener Zuströmung, Unsymmetrie und Ablösung in Diffusorströmungen, Dissertation, Ruhr Universität Bochum, 1985
- [42] GERSTEN, K., PAGENDARM, H. G.: Berechnung von Diffusoren bei inhomogener Zuströmung, Reihe 7, Nr.144, VDI-Verlag Düsseldorf, 1988
- [43] RENEAU, L. R., JOHNSTON, J. P. , KLINE, S. J.: Performance and Design of Straight Two-Dimensional Diffusers, Journal of Basic Engineering, Vol. 89, No.1, pp.141-150, 1967

- [44] CARLSON, J. J., JOHNSTON, J. P., SAGI, C. J.: Effects of Wall Shape on Flow Regimes and Performance in Straight, Two-Dimensional Diffusers. *Journal of Basic Engineering*, Vol. 89, No.1, pp.151-160, 1967
- [45] ADENUBI, S. O.: Performance and Flow Regime of Annular Diffusers with Axial Turbomachine Discharge Inlet Conditions, ASME-Paper 75-Wa/FE-5, 1975
- [46] JAPIKSE, D.: A new diffuser mapping technique. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 108, No.20, pp.148-156, 1986
- [47] HENCH, J. E., JOHNSTON, J. P.: Two-Dimensional Diffuser Performance with Subsonic, Two-Phase, Air-Water Flow, *Journal of Basic Engineering*, Vol. 94, No.1, pp.105-121, 1972
- [48] STASTNY, M.: Structure of secondary liquid phase downstream of moving blades in LP cylinder stages of steam turbine, C38/79, IMechE, 1979
- [49] STASTNY, M.: Decreasing losses in diffuser channels of steam turbines by changing the boundary layer conditions, C423/058, IMechE, 1991
- [50] BISWAS, R.: Strömungstechnische Messungen am EUREKA - Kondensatormodell, Versuchsbericht, ITSM, Universität Stuttgart, Nov. 1990
- [51] BISWAS, R., STETTER, H.: Experimental Investigation on Axial Exhaust-Duct Models of Steam Turbines, in: Proc. Xth Int. Conf. "Steam and Gas Turbines for Power and Cogeneration Plants", Karlovy Vary, Czech Republic, Oct. 18-20, pp.19-28, 1994
- [52] BASOV, V. A., GOUDKOV, E. I., KONEV, V. A.: Influence of Flow Twisting on Operation of Outlet Diffusers and Exhaust Ducts of Axial Turbines, *Trudy CKTI*, 265, 1991
- [53] GOUDKOV, E. I., BASOV, V. A., STASTNY, M.: Investigation of Various Injection Systems and its Influence on Efficiency of Steam Turbine Low Pressure Exhaust Ducts, *Teploenergetika*, 1991
- [54] HOSENFELD, H. -G., AMANN, B., BISWAS, R.: Experimentelle Strömungsuntersuchungen an axial-/radialen und axialen Abdampfgehäusemodellen von Niederdruck - Dampfturbinen, VDI Tagung, Aachen, März, 1994

[55]] NAYEBKASHI, A.: Experimentelle Ermittlung des Strömungsverlustes von sechs unterschiedlichen Axial-Radial-Diffusormodellen, Studienarbeit, ITSM, Universität Stuttgart, April 1995

[56] STASTNY, M.: Persönliche Mitteilung, 1997

[57] ZARJANKIN, A. E., GRIBIN, V. G., PARAMONOV, A. M.: The Gas and Steam Turbines Installations Diffusors Exhaust Systems and their Efficiency Increasing Methods, IzVuz Energetika 4, 1989

[58] GLOGER, M.: Abdampfstützen der Anlage Würzgassen, Bericht EVA 1a-Nr. 1/68, AEG- Turbinenfabrik, 1968

[59] MIGAJ, V. K.: Der Diffusor mit Querberippung, Energomaschinostrojenie, Moskwa, No.4, pp.31, 6, 1960

[60] MIGAJ, V. K.: Untersuchung berippter Diffusoren, Teploenergetika, Moskwa, No.10, pp.55-59, 9,1962

[61] RAAB, L., LIPPERT, D.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen an ein- und zweikanaligen Ringdiffusoren hinter Verdichter und Turbinenlaufrädern, FVV Informationstagung Turbinen Lahnstein 1992, Heft R 468, 1992

[62] ADKINS, R. C., BENIM, A. C., ESCHER, P. C., HELLAT, J., KOENIG, W. M.: A Combuster Diffusor of Annular Configuration Suitable for Industrial Gas Turbines, ASME-Paper 92-GT-41, 1992

[63] HENNECKE, D. K, RAAB, I., LIPPERT, D.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen an ein- und zweikanaligen Ringdiffusoren hinter Verdichter - und Turbinenlaufrädern, Abschlußbericht zum Vorhaben Nr.463, AIF-Nr.8085, 1992

[64] ZIPPEL, M.: Gasturbinen-Triebwerk mit rotierendem Speicher-Wärmeaustauscher, Diplomarbeit, ILA, Universität Stuttgart, März 1966

[65] BROWN, A. C., NAWROCKI, H. F., PALEY, P. N.: Subsonic Diffusors Designed Integrally with Vortex Generators, Journal of Aircraft, Vol.5, No.3, May-June 1968

[66] SCHLICHTING, H.: Grenzschichttheorie, 5.Auflage, G. Braun Karlsruhe, 1965

- [67] SCHOBEIRI, M. T.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen laminarer und turbulenter Strömungen in Diffusoren, Dissertation, TH Darmstadt, 1979
- [68] SZODRUCH, J.: Riblets - haarfeine Rillen verringern den Reibungswiderstand von Flugzeugen, Spektrum der Wissenschaft, Dezember 1991
- [69] SCHLICHTING, H., GERSTEN, K.: Discussion on Aerodynamic Aspects of V/STOL Aeroplanes, DFL Bericht, Braunschweig 1961
- [70] ROTTA, J. C.: Über die Geschwindigkeitsverteilung bei turbulenter Strömung in der Nähe poröser Wände, DLR, Forschungsbericht 66-45, Göttingen, 1966
- [71] GRAF, U., KUGLER, A., NIKURADSE, A.: Experimentelle Untersuchungen zu einem möglichen Abbau der "Prandtl'schen Grenzschicht" mittels des "Wandwindes" einer schwingenden Fläche, DLR, Forschungsbericht 66-22, 1966
- [72] STANEWSKY, E.: Messungen an geschlitzten Spoilern im Überschallbereich, DLR, Forschungsbericht 67-08, Februar 1967
- [73] MASSAD, J. A., NAYFEH, A. H.: The Influence of Imperfections on the Stability of Subsonic Boundary Layers, "Instabilities and Turbulence Engineering Flows", pp.65-82, Kluwer Academic Publisher, 1993
- [74] SULLEREY, R. K., ASHOK, V., SHANTHARAM, K. V.: Effect of inlet flow distortion on performance of vortex controlled diffusors, Journal of Fluids Engineering, Vol. 114, No. 2, 1992
- [75] WEISER, N.: Untersuchungen zur Systematik abgelöster Diffusorströmungen. Fortschrittberichte VDI, Reihe 7, VDI-Verlag Düsseldorf, 1992
- [76] FIEDLER, R. A., GESSNER, F. B.: Influence of Tangential Fluid Injection on the Performance of Two-Dimensional Diffusors, Journal of Basic Engineering Trans. ASME, Vol. 94, No. 3, pp.666-674, 1972
- [77] KRUSE, H., QUEST, J.: Experimentelle Untersuchungen an Nabendiffusoren hinter Turbinen, VDI-Berichte Nr. 361, 1980.
- [78] SAUER, H., WOLF, H.: The Influence of the Inlet Boundary Layers on the Secondary Losses of Turbine Stages, AGARD, CP-537, pp.28-1-28-6, 1994

- [79] STASTNY, M., MATAS, R., SAFARIK, P., JUNG, A. R., MAYER, J. F., STETTER, H.: Flow around the rotor blade tips of steam turbine last stage, IMechE, C557/124/99, 1999
- [80] TROST, J.: Spaltströmung in Turbinenstufen, Studienarbeit, ITSM, Universität Stuttgart, 1991
- [81] ZIMMERMANN, C., SÄLZLE, P.: Messungen im Bereich des Radialspalts einer Dampfturbine, Interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart, 1991
- [82] WILLINGER, R., HASELBACHER, H.: The Role of Rotor Tip Clearance on the Aerodynamic Interaction of a Last Gas Turbine Stage and an Exhaust Diffuser, ASME Paper 98-GT-94, June 1998
- [83] MAIER, R., THOMA, H.: Untersuchung der Spaltströmung und deren Einfluß auf die Pulsationsfrequenz des Diffusorbrummens. Interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart, 1986
- [84] MAIER, R.: Stoß-induzierte Strömungszillationen in Dampfturbinendiffusoren, XIX. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, 1987
- [85] BISWAS, R., KRÜCKELS, J.: Experimentelle und numerische Untersuchungen an axial-radialen Abströmgehäusemodellen von ND-Dampfturbinen, ITSM, Universität Stuttgart, April 1995
- [86] LATTERMANN, R.: Berechnung stationärer und niederfrequent instationärer Strömungen in einer Dampfturbinen-Endstufe, Dissertation, ITSM, Universität Stuttgart, 1986
- [87] MAIER, R., WACHTER, J.: Shock-Induced Flow Oscillations in Steam Turbine Diffusers, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 110, No. 2, April 1988
- [88] MAIER, R., SCHMIDER, F.: Experimentelle Untersuchung der Stoß-Grenzschicht Oszillationen im Diffusor des Endstufenversuchsstandes, ITSM, Universität Stuttgart, 1988
- [89] ACKERET, J., FELDMANN, F., ROTT, N.: Untersuchungen an Verdichtungsstößen und Grenzschichten in schnell bewegten Gasen, Mitteilung aus dem Institut für Aerodynamik Nr. 10, ETH Zürich, 1946

- [90] GADD, G. E.: Interactions between Normal Shock Waves and Turbulent Boundary Layers, Aeronautical Research Council, R. & M. No. 3262, 1962
- [91] GRABITZ, G.: Über die reibungsfreie Hyperschallströmung mit abgelöstem Verdichtungsstoß um ebene Profile mit scharfer Vorderkante, Mitteilungen aus dem Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen, 1965
- [92] BENAY, R., POT, T., DELERY, J.: Fundamental Studies on Shock-Wave/Boundary Layer Interactions in a 3-D Channel, AGARD, AG-280, 1986
- [93] EDWARDS, J. A., SQUIRE, L. C.: Experimental Observation on an Unsteady, Normal Shock/Boundary Layer Interaction, AGARD-AG-280, 1986
- [94] DUNKER, R. J.: Fundamental Studies on Shock-Wave/Boundary Layer Interaction in a 3-D Channel, AGARD, AG-280, 1986
- [95] BASLER, D.: Experimentelle Untersuchung der Ausbreitung stoßinduzierter Störungen an transsonischen Profilen, Dissertation, Göttingen, 1987
- [96] HENNE, J. M.: Instationäre Stoß- und Grenzschichtphänomene an Einzelprofilen und in einem ebenen Gitter bei transsonischer Strömung, Dissertation, RWTH Aachen, Mai 1989
- [97] SWOBODA, M.: Zum Einfluß der Stoß-Grenzschicht-Interferenz auf transsonische Profilströmungen, Fortschritt Berichte VDI, Reihe 7, Nr.230, Düsseldorf, VDI-Verlag 1993
- [98] BELL, R. M.: Untersuchungen zur Stoß-Grenzschicht-Interferenz an aerodynamisch hochbelasteten Transsonik-Verdichtern, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1995
- [99] BINDER, A.: Instationäre Strömungsvorgänge im Laufrad einer Turbine, Dissertation, TU Wien, 1985
- [100] SCHREIBER, H. A.: Experimental Investigations on Shock Losses of Transonic and Supersonic Compressor Cascades AGARD, AG-280, 1986

[101] BROICHHAUSEN, K.-D., GALLUS, H. E.: Influence of Shock and Boundary-Layer Losses on the Performance of Highly Loaded Supersonic Axial Flow Compressors, AGARD, AG-280, 1986

[102] DUNKER, R. J.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Verdichtungsstoßverluste in transsonischen Axialverdichtern, Dissertation, RWTH Aachen, 1988

[103] FINKE, K.: Stoßschwingungen in schallnahen Strömungen, VDI-Forschungsheft 580, 1977

[104] BOHNING, R., ZIEREP, J.: Experimentelle Untersuchung der Stoß-Grenzschichtinterferenz mit passiver Beeinflussung, DGLR, Bericht 86-03, Oktober 1986

[105] STERN, D.: Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkung, Vortrag, TH Karlsruhe, November 1996

[106] MAIER, R.: Experimentelle Untersuchung selbsterregter Stoß - Grenzschicht - Pulsationen in Abdampfdiffusoren. Mitteilung des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Stuttgart Nr. 31, 1989

[107] AMANN, B.: Modellbeschreibung und Versuchsauswertung des Abdampfgehäuseprüfstandes mit einem Nabenverhältnis von 0.42. Bericht der Siemens/KWU WT TVL/91/013, 1991

[108] HEMMINGER, B., HARTMANN, F.: Sekundärströmungen in Schau-felgittern, Studienarbeit, ILA, Universität Stuttgart, 1984

[109] WARMBOLD, M.: Experimentelle Untersuchung der Brummfrequenzen von sechs unterschiedlichen Axial-Radial-Diffusormodellen, Studienarbeit, ITSM, Universität Stuttgart, April 1995

[110] BISWAS, R.: Diffusorkenngrößen und Mittelungsverfahren, ITSM, Universität Stuttgart, Juni 1992

[111] FRUBOESE, J.: Reduktion der Kenngrößen von Gasturbinenanlagen auf Normal - Eintrittszustand, BWK Band 42, Nr.11, 1990

[112] AMANN, B., HOSENFELD, G.: Strömungstechnische Versuche am ND- Abdampfgehäuse - Modell A mit einem Nabenverhältnis von 0.42 und dem 15° Diffusor I., Bericht der Siemens/KWU WT TVL/91/026, 1991

- [113] PREISWERK, E.: Anwendung gasdynamischer Methoden auf Wasserströmungen mit freier Oberfläche. Dissertation, ETH Zürich 1938, Mitteilung Nr.7 aus dem Institut für Aerodynamik, 1938
- [114] BÖMELBURG, H.: Die praktische Anwendung der Wasseranalogie in quantitativer Form auf spezielle Probleme der Gasdynamik. Mitteilung Nr.10 des MPI für Strömungsforschung, Göttingen, 1954
- [115] NIEHUS, G.: Die Anwendbarkeit der Gas-Flachwasser-Analogie in quantitativer Form auf Strömungen um stumpfe Körper, DLF, Forschungsbericht 68-21, Januar 1968
- [116] BÖLCS, A.: Strömungsuntersuchungen im Wassergerinne bei Unterschall- und Überschallgeschwindigkeit, Escher-Wyss Mitteilungen, 1969/1
- [117] GILMORE, F. R., PLESSET, M. S., CROSSLEY, H. E.: The Analogy between Hydraulic Jumps in Liquids and Shock Waves in Gases, Journal of applied Physics, Vol.21, No.4, 1950
- [118] MAIER, R., MÜLLER, S.: Untersuchung Stoß-induzierter Strömungspulsationen mit Hilfe der Flachwasser-Analogie, Bericht, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, 1988
- [119] TIETJENS, O.: Strömungsmechanik - Grundlagen und technische Anwendungen, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1968
- [120] TRUCKENBRODT, E.: Strömungsmechanik - Physikalische Grundlagen vom technischen Standpunkt, Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1960
- [121] DUBS, F.: Aerodynamik der reinen Unterschallströmung, Flugtechnische Reihe, Bd. 1, Verlag Birkhäuser, Basel und Stuttgart, 1954
- [122] MAIER, S.: Experimentelle Untersuchungen an Axial-Radial-Diffusormodellen, Studienarbeit, ILA, Universität Stuttgart, Februar 1999
- [123] GERSCHÜTZ, W., KRAUS, P., SEIBOLD, A.: Arbeitsberichte 1997, ITSM, Universität Stuttgart, 1997
- [124] AYDEMIR, G.: Strömungsverluste, Studienarbeit, ITSM, Universität Stuttgart, Juni 1997

12 Anhang

12.1 Diffusorströmung

Die aufgrund der unterschiedlichen räumlichen Verteilung der Strömung in dem Diffusor und dem Abströmgehäuse entstehenden Geschwindigkeitsprofile in E3 für die untersuchten Varianten V1 bis V5 [109] sind im Bild 12.1 dargestellt.

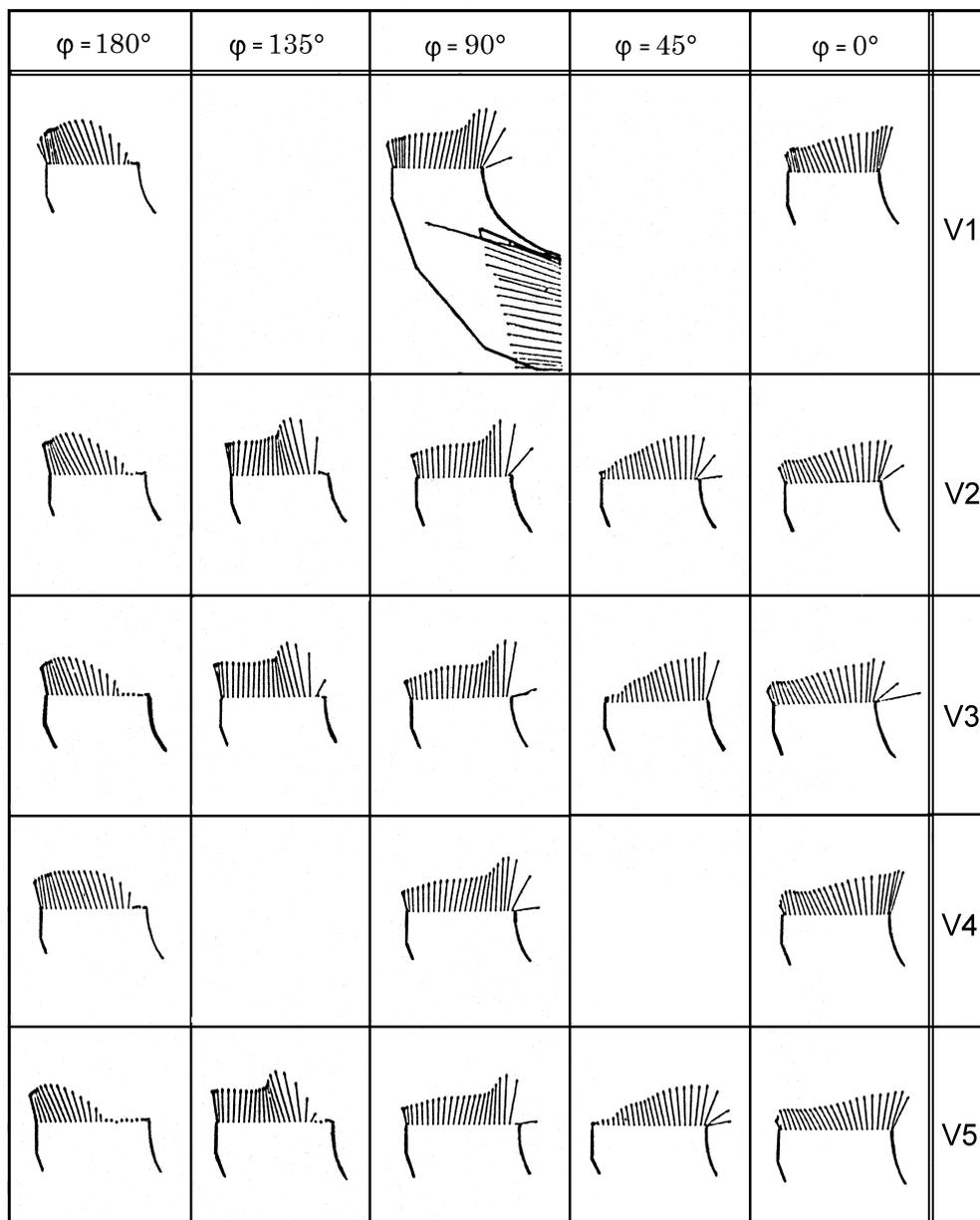


Bild 12.1: Strömungsprofile der Diffusorvarianten V1 bis V5

Das folgende Bild 12.2 zeigt schematisch die bei einer axiradialen Umlenkung charakteristische dreidimensionale Diffusorströmung auf.

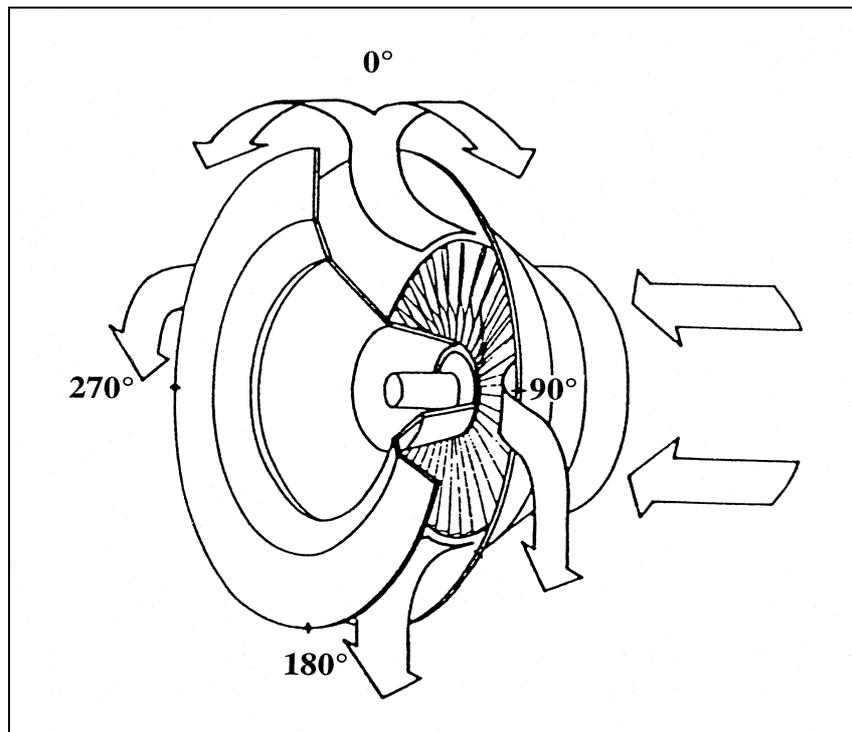


Bild 12.2: Diffusorströmung bei axiradialer Umlenkung

12.2 Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen

Gasdynamische Wechselwirkungen in wandnahen Strömungen, hervorgerufen durch einen einfallenden senkrechten Stoß, nach *Basler* [95].

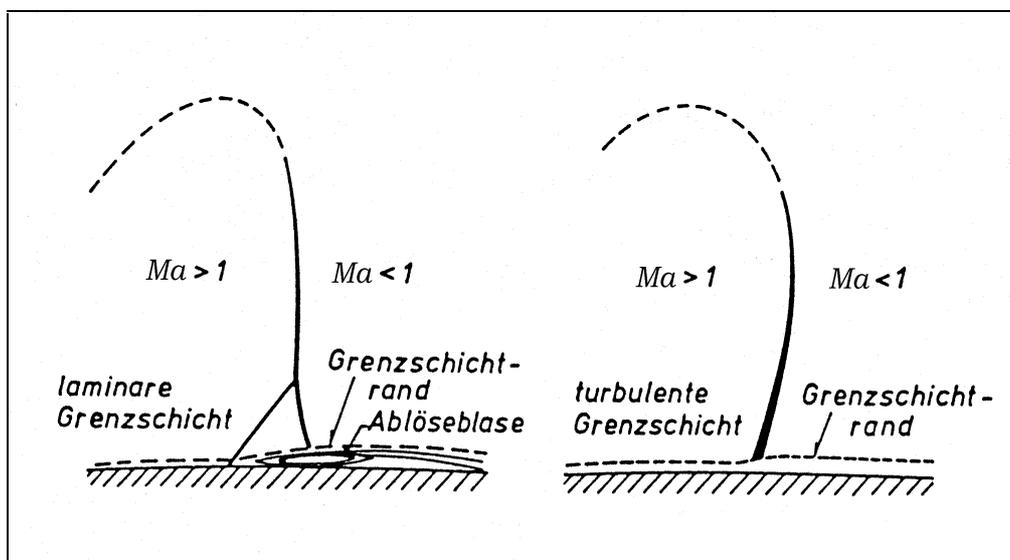


Bild 12.3: Verdichtungsstoß, laminare und turbulente Grenzschicht

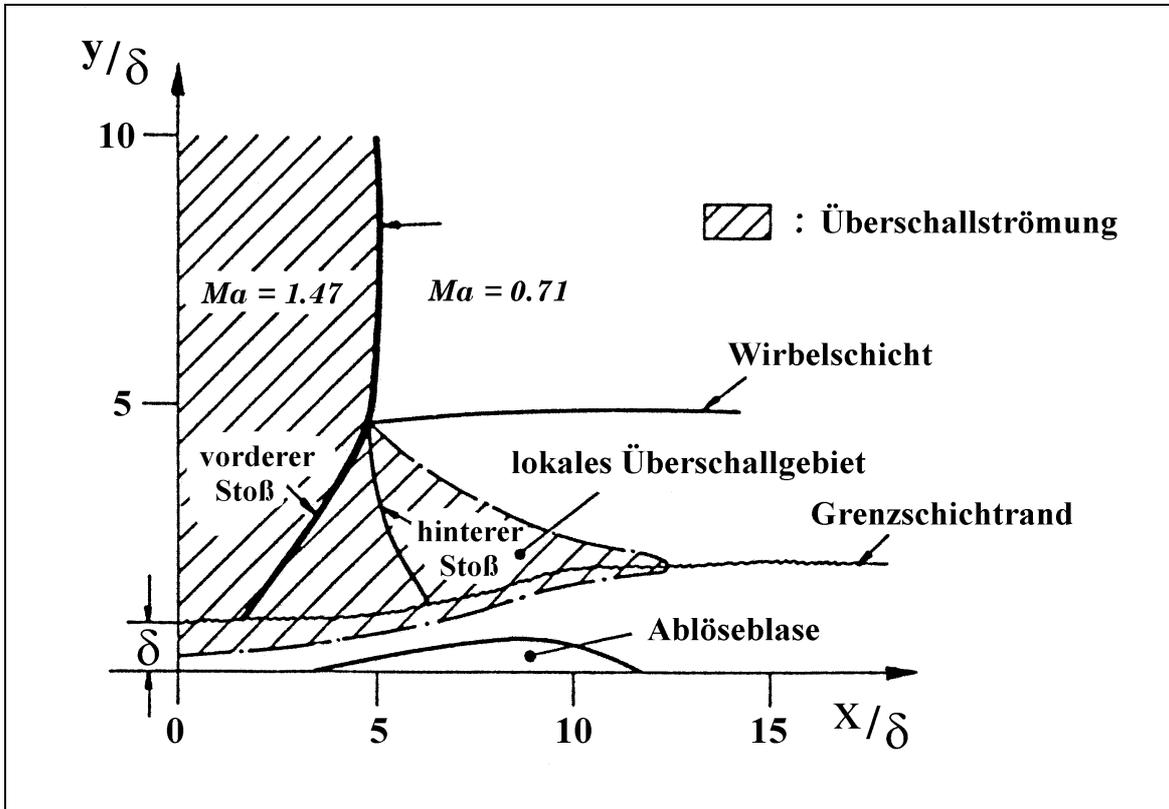


Bild 12.4: Strömungszustände bei Stoß-Grenzschicht-Wechselwirkungen

12.3 Erläuterungen zum Diffusorversuchsstand

12.3.1 Modifizierte Außenschale V3B

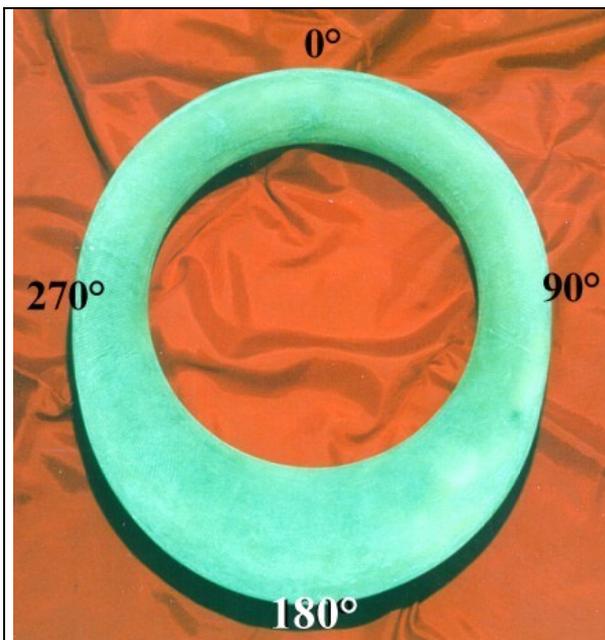


Bild 12.5: V3B, erweiterte Kontur

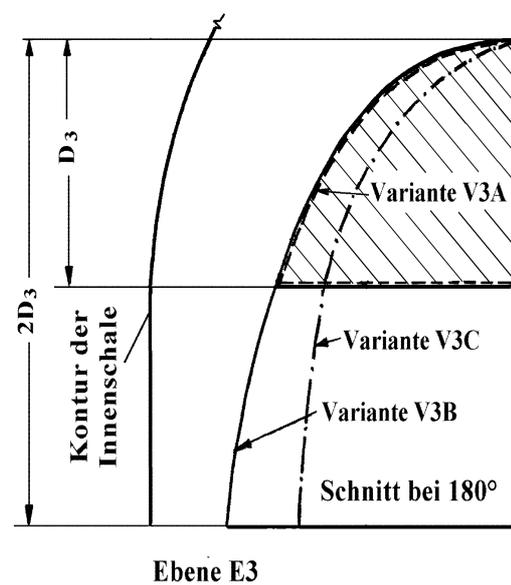


Bild 12.6: Verengung in E3

12.3.2 Diffusorversuchsstand

In der folgenden Skizze, Bild 12.7 ist der Prüfstand mit seiner Peripherie in Vorder- und Seitenansicht jeweils im Schnitt dargestellt. Die untersuchten Meßquerschnitte des Diffusors sind mit E2 (Eintrittsquerschnitt) und E3 (Austrittsquerschnitt) bezeichnet. Die am Umfang verstellbare Innenschale des Diffusors ermöglichte eine detaillierte Untersuchung des Diffusoraustritts mittels pneumatischmessender Sonde, die mit Hilfe einer Verstelleinheit in Richtung der x-Achse verfahren wurden. Die Kondensatorebene (Ebene K) wurde aus Gründen der Symmetrie nur in der rechten Hälfte des Gehäuses an sieben äquidistanten Positionen (MP1 bis MP7) vermessen. Gegenüber dem Original, das in zweiflügeliger Ausführung gebaut wird, bildet das Modell des Diffusorversuchsstandes lediglich eine Turbinenhälfte nach. Die seitlich bei 90° und 270° angebrachten Dampfleitungen sind aus diesem Grund als Halbquerschnitte eines Rohres an der Gehäusewand stromauf des Diffusoreintritts angebracht.

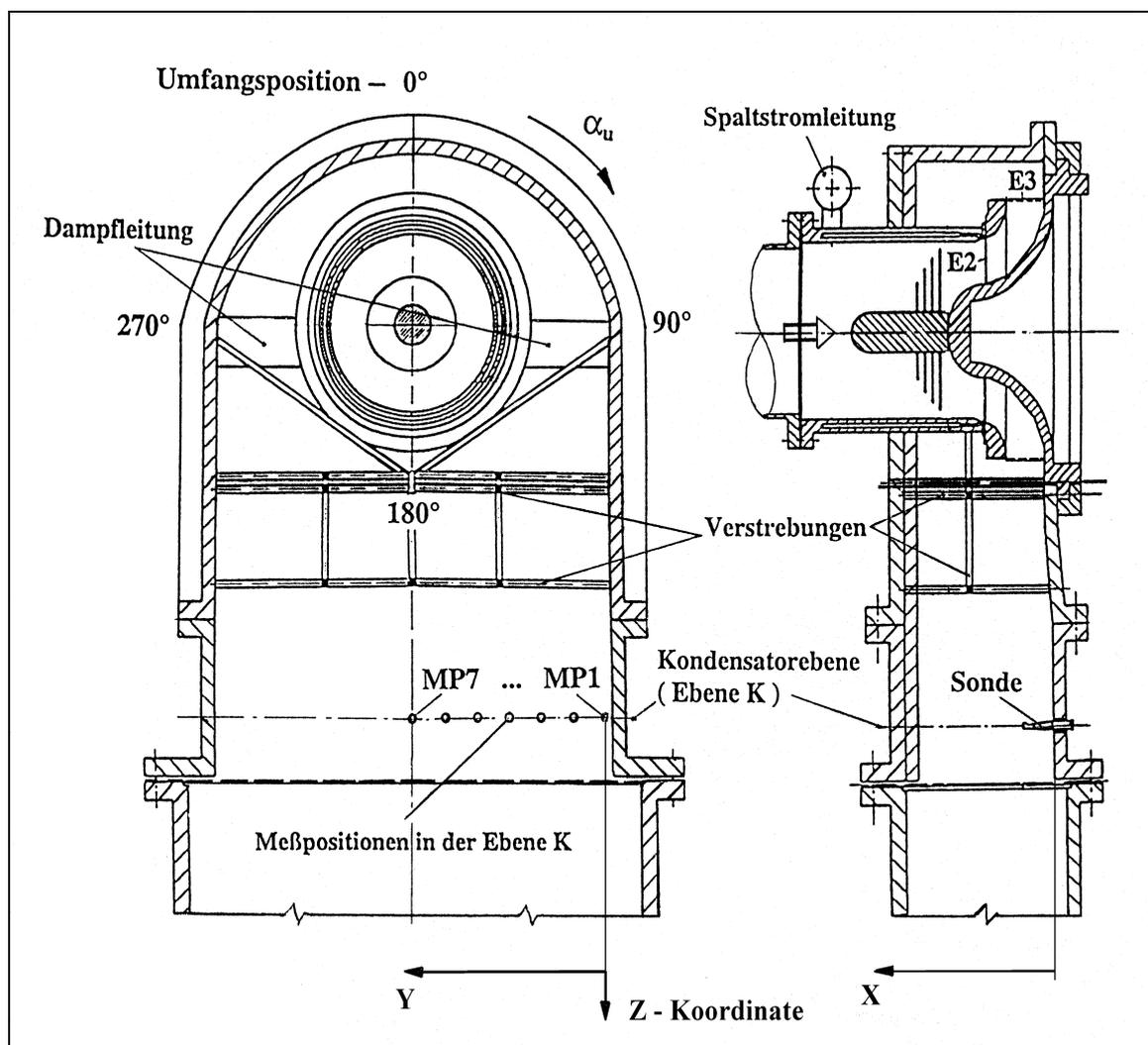


Bild 12.7: Prüfstandsaufbau, Achsenbezeichnung und Meßpositionen

12.3.3 Eingesetzte Leitbleche

Die Erkenntnisse der Visualisierungsuntersuchungen mit der Fadensonde führten zu den Verbesserungsvorschlägen, die Strömungsführung im oberen Abdampfgehäusebereich mittels des nachfolgend schematisch abgebildeten Leitbleches Nr. 1 - Bild 12.8 und dessen Modifikationen (Nr.2 bis Nr.4) zu beeinflussen.

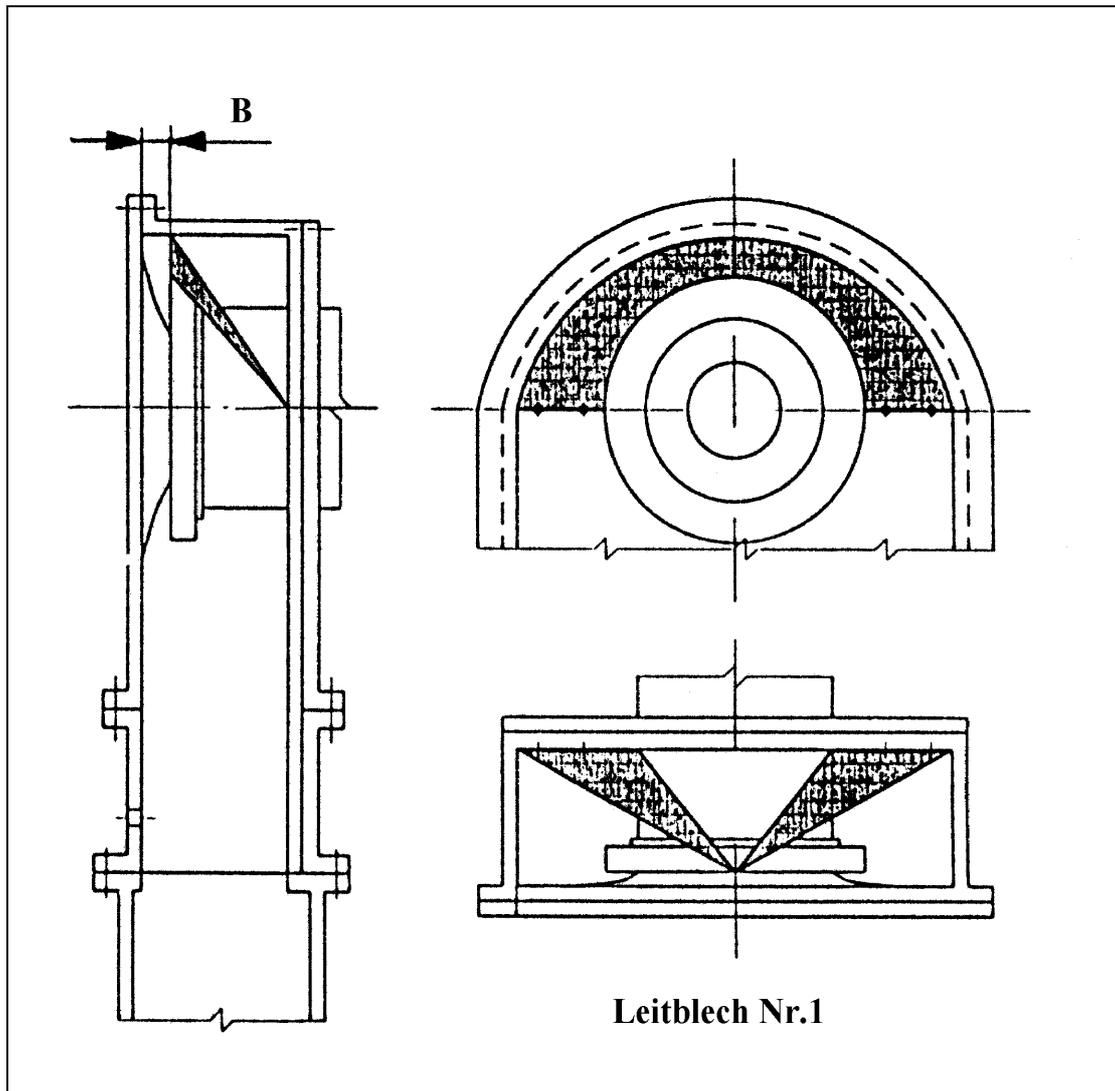


Bild 12.8: Schemadarstellung des eingesetzten Leitbleches Nr.1

Bem: Die Anordnung und Befestigung der Leitbleche 1, 2 und 4 ist im Bereich der Teilfugen (90° und 270°) identisch. Das Leitblech 3 besitzt aufgrund einer keilförmigen Öffnung bei der Umfangsposition 0° im Teilfugenbereich einen Spalt zur Strömungsabführung mit dem axialen Abstand A_x zur Gehäusewand. Das Leitblech 4 ist gegenüber dem Leitblech 2 gebogen ausgeführt.

12.4 Strömungsvisualisierung

Für die Sichtbarmachung der Strömung am Diffusorversuchsstand wurden prinzipiell zwei verschiedene Methoden angewendet.

- Die räumliche Entwicklung der Strömung ab dem Diffusorausstritt bis zum Kondensatorbereich wurde in verschiedenen fest definierten Ebenen (Schnitte A-A etc.) manuell mit einer Fadensonde untersucht.
- Die Rand- und Grenzschichtströmungen sowohl an den Diffusoraußenschalen als auch am Abdampfgehäuse wurden mittels einer Öl/Kreide-Emulsion, die im Verhältnis 10:1 gemischt wurde, sichtbar gemacht.

12.4.1 Fadensonde

Die folgenden Bilder, die mittels der Fadensonde, siehe Bild 5.1 aufgenommen wurden, geben die räumliche Strömungsverteilung im Abdampfgehäuse qualitativ wieder. Ergebnisse nach [124].

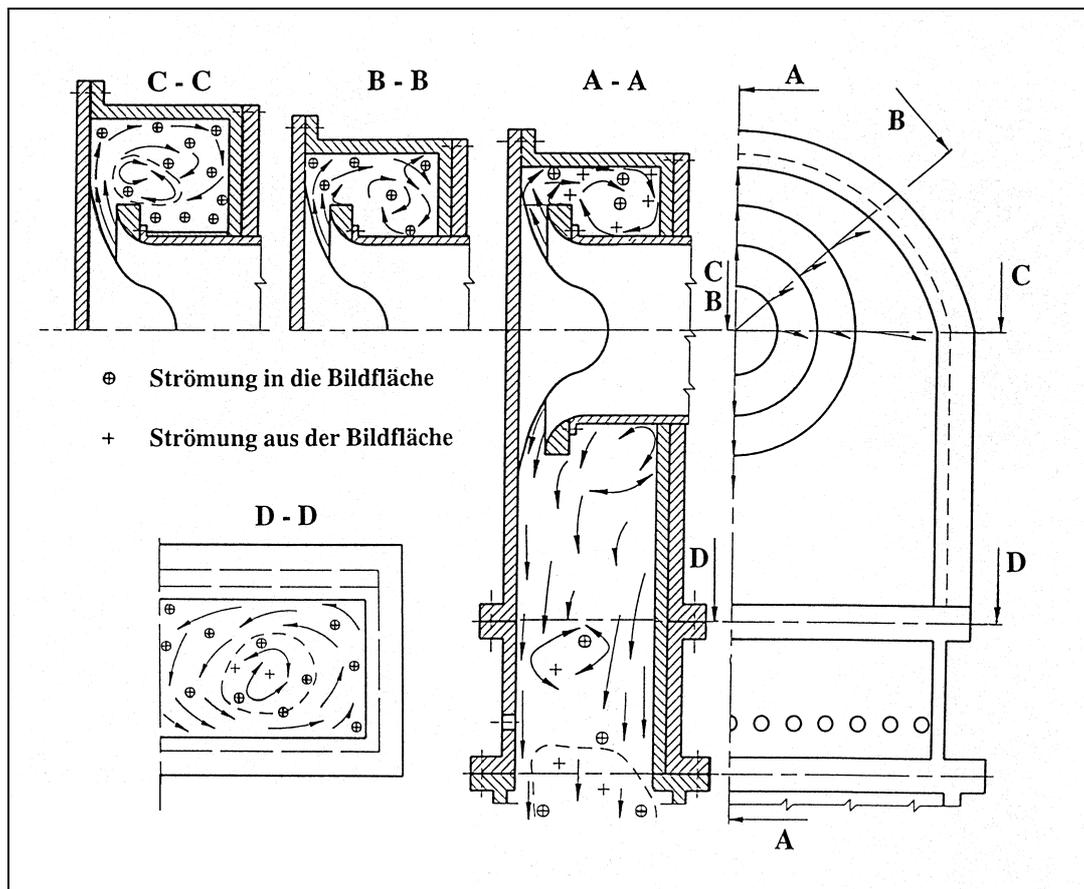


Bild 12.9: Strömungsprofile, Variante V3 ohne Dampfleitung

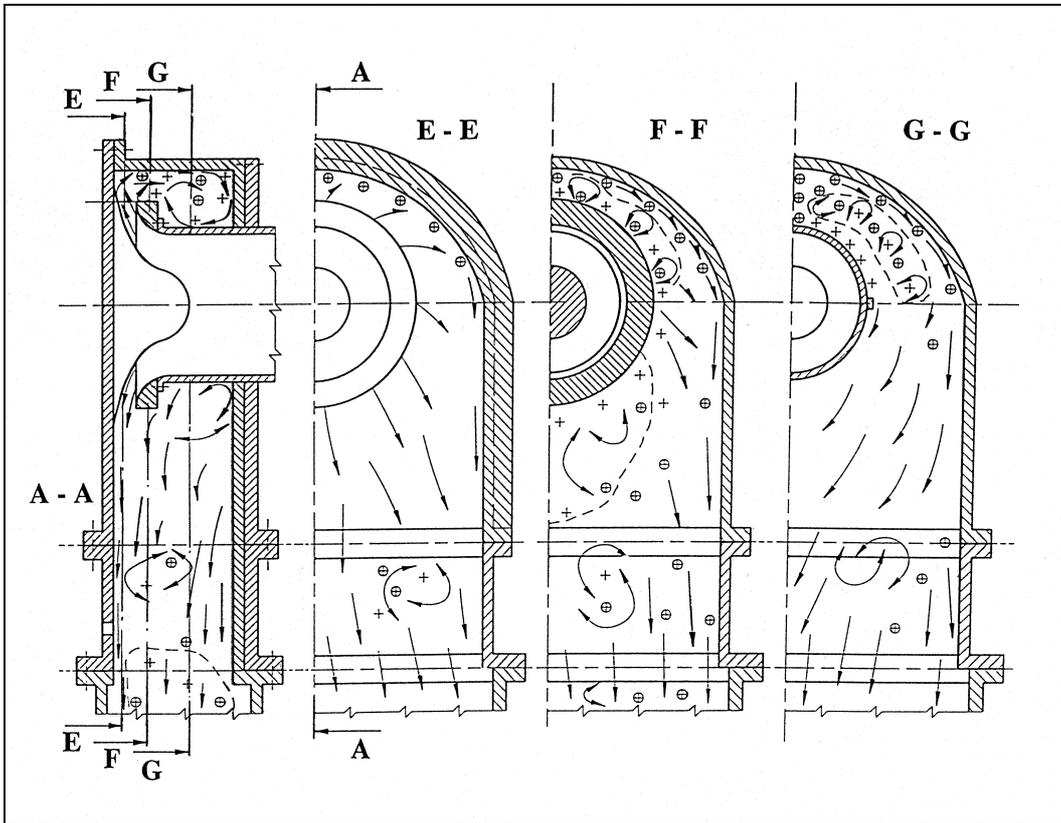


Bild 12.10: Strömungsprofile, Variante V3 ohne Dampfleitung

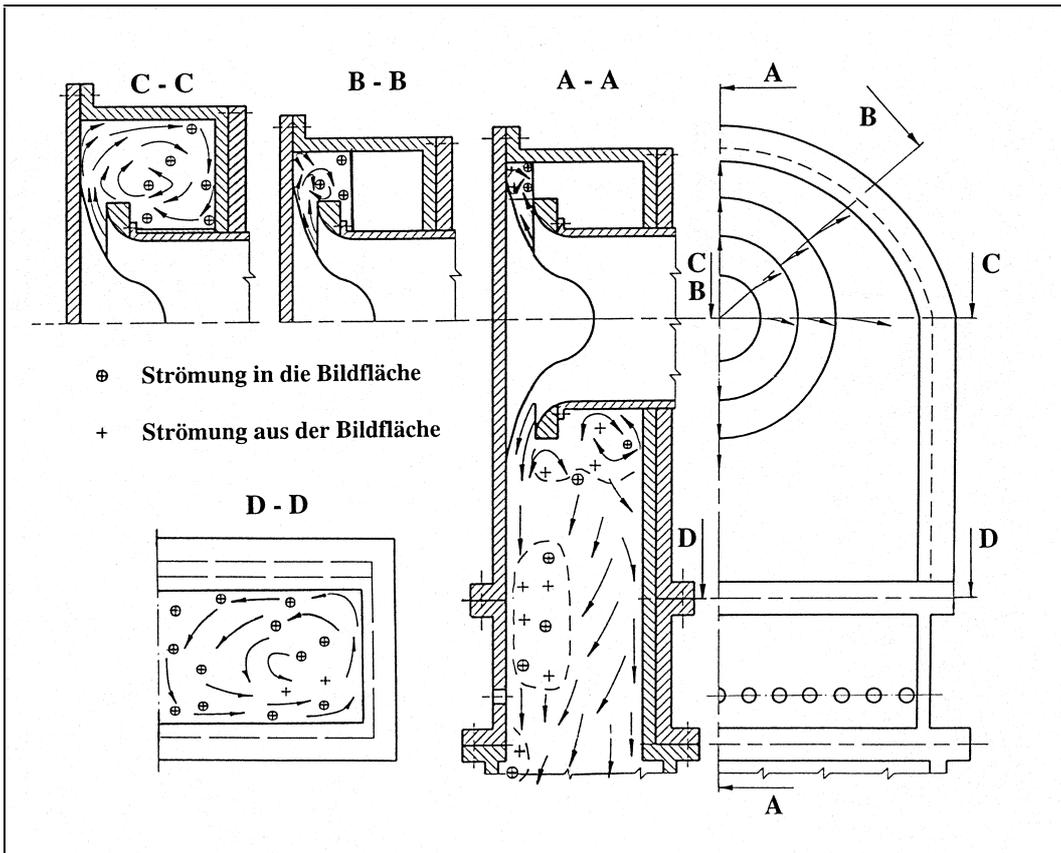


Bild 12.11: Strömungsprofile, Variante V3 mit Leitblech Nr.1

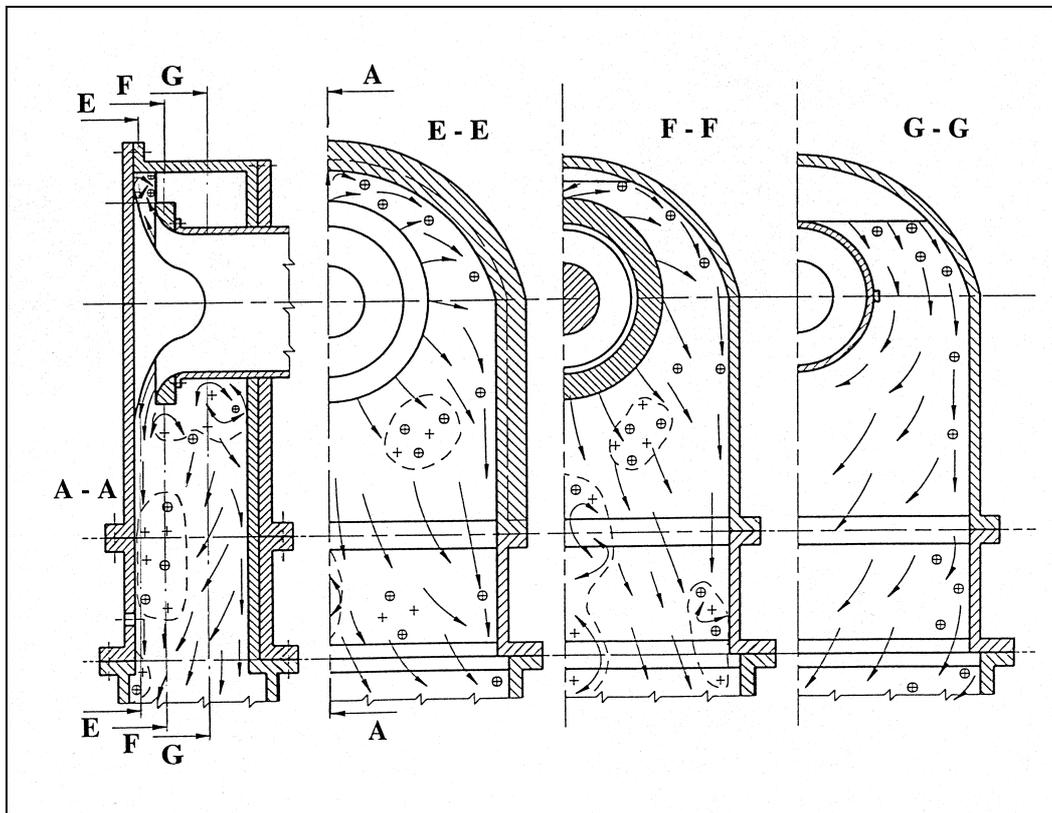


Bild 12.12: Strömungsprofile, Variante V3 mit Leitblech Nr.1

12.4.2 Anstrichmethode

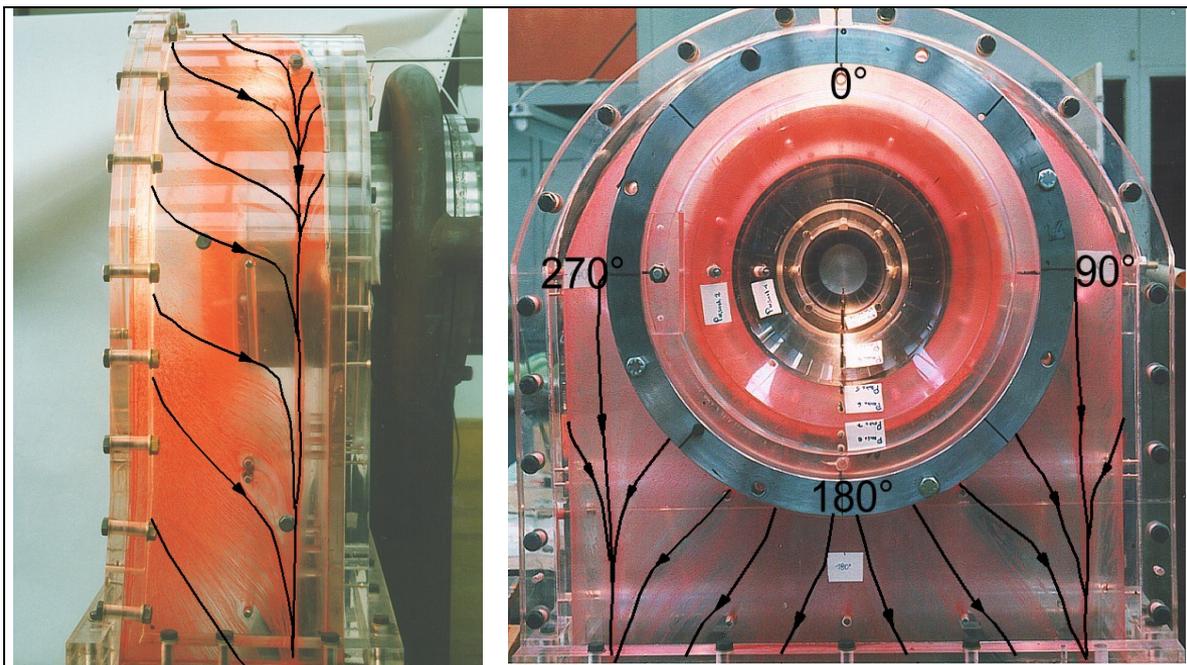


Bild 12.13: seitliche Gehäuseansicht und frontale Aufnahme vom Prüfstand

Die Abrißkante der Strömung, die entlang der Diffusoraußenschale gen Diffusoraustritt der Kontur nicht folgen kann, ist in den nachfolgenden Bildern durch einen schwarzen Strich hervorgehoben.

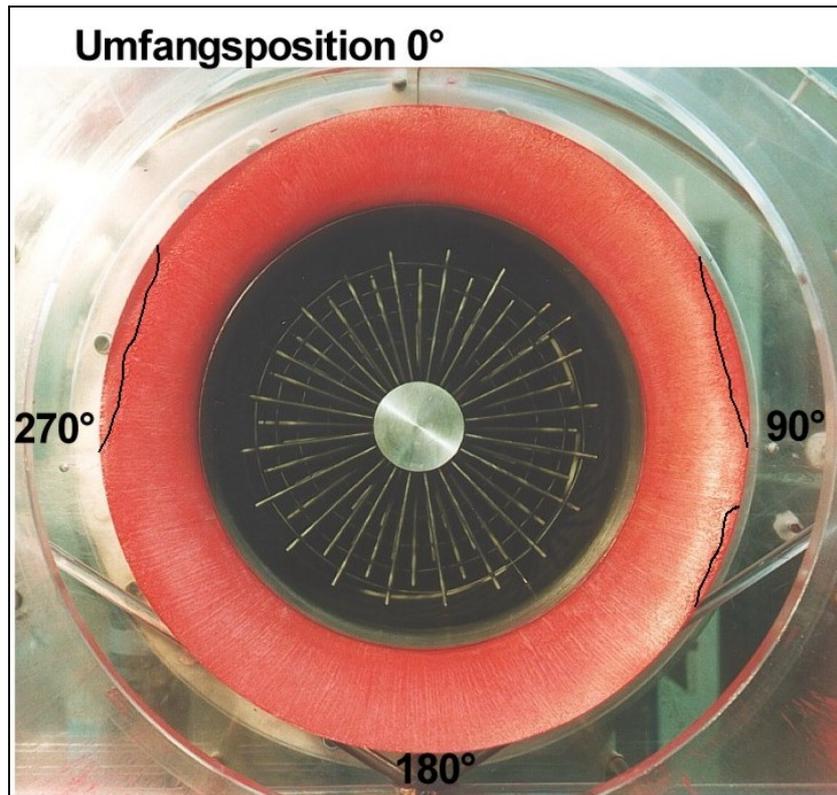


Bild 12.14: Visualisierung an V3A

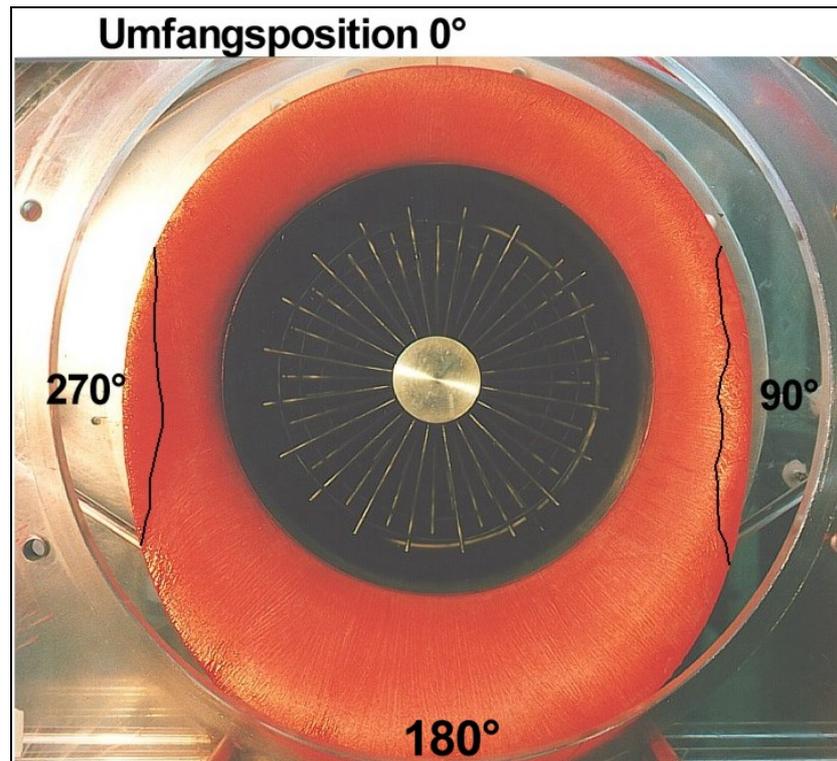


Bild 12.15: Visualisierung an V3B

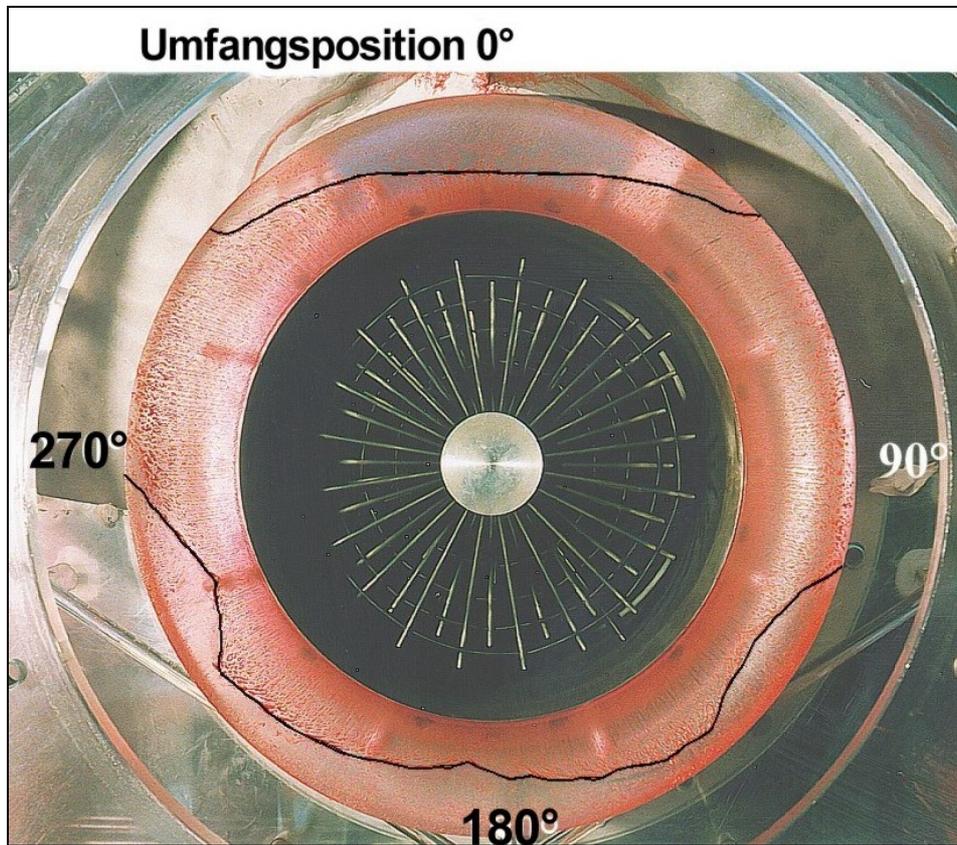


Bild 12.16: Visualisierung an V3 mit Leitblech Nr.1

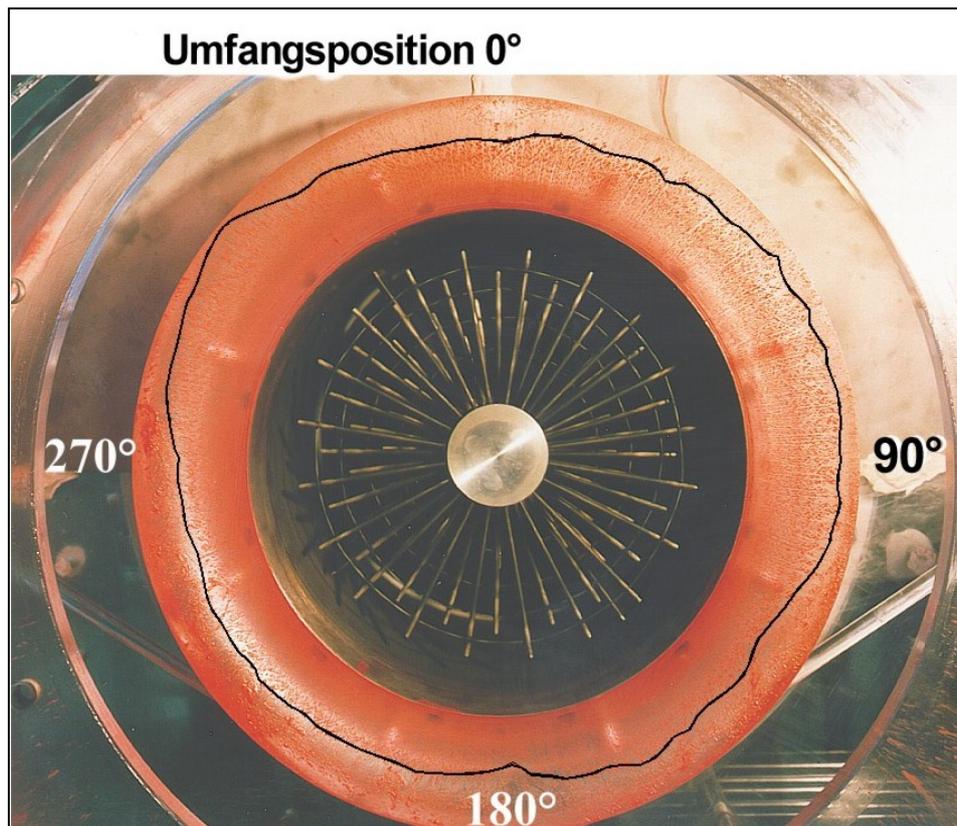


Bild 12.17: Visualisierung an V3 mit Leitblech Nr.2

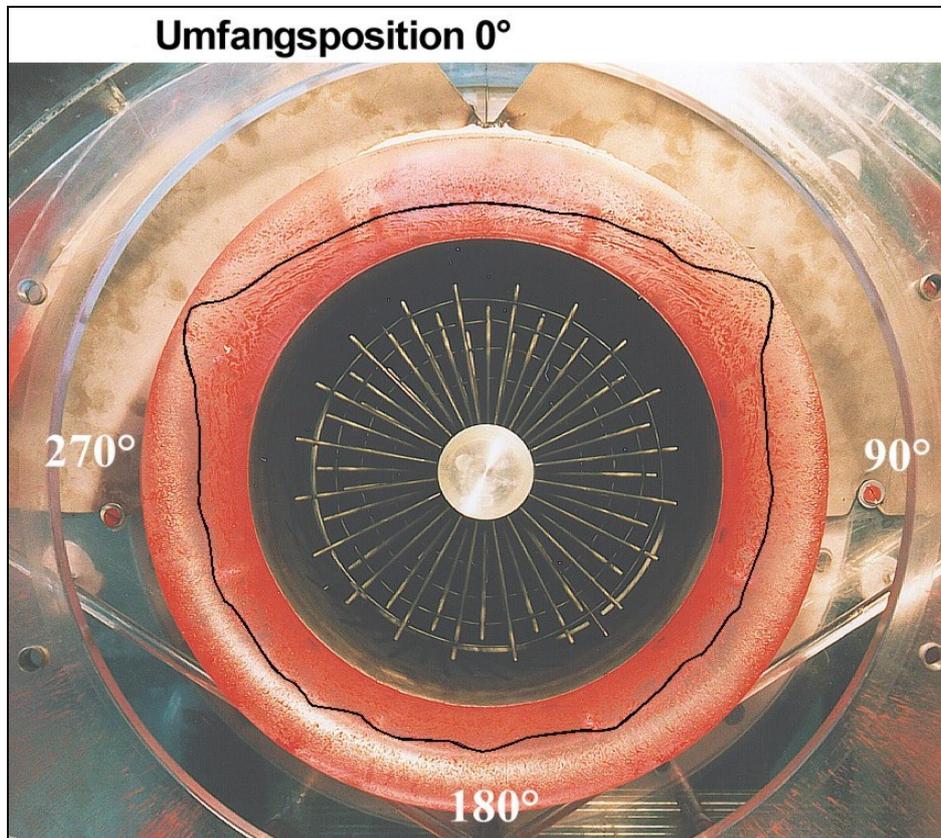


Bild 12.18: Visualisierung an V3 mit Leitblech Nr.3

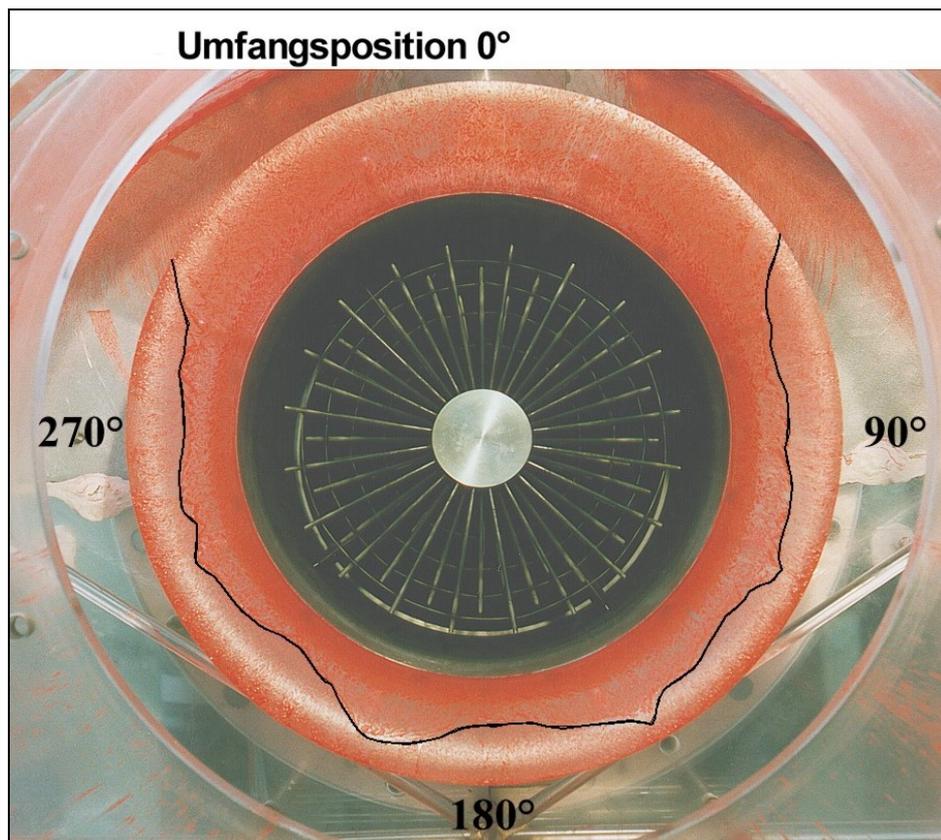


Bild 12.19: Visualisierung an V3 mit Leitblech Nr.4

12.5 Druckverteilung im Diffusor

Die folgenden Abbildungen (Bild 12.20 bis Bild 12.23) zeigen die über das Raster (siehe Bild 7.11) ermittelte Druckverteilung im Diffusorquerschnitt für verschiedene Strömungszustände auf. Die Werte sind jeweils auf den Kondensatordruck bezogen.

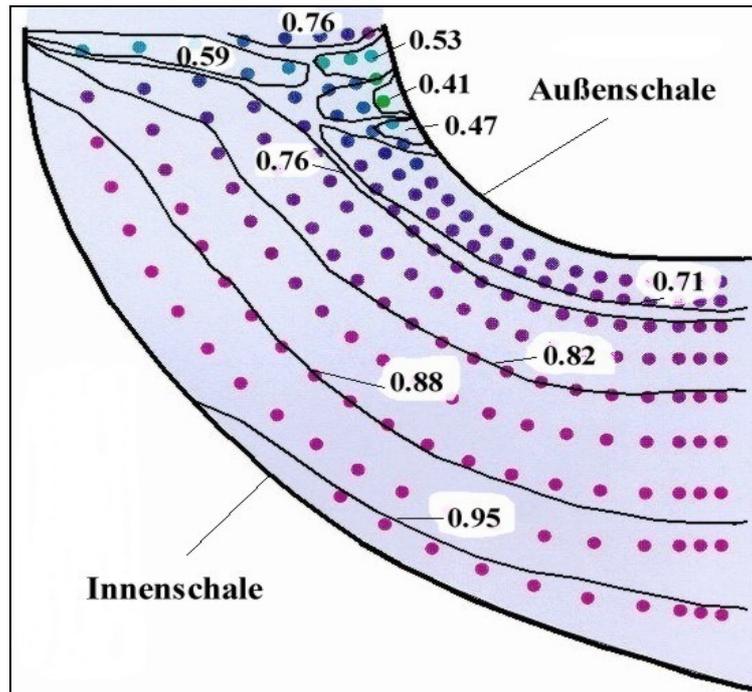


Bild 12.20: Zustand stationär - ϕ klein nach [106]

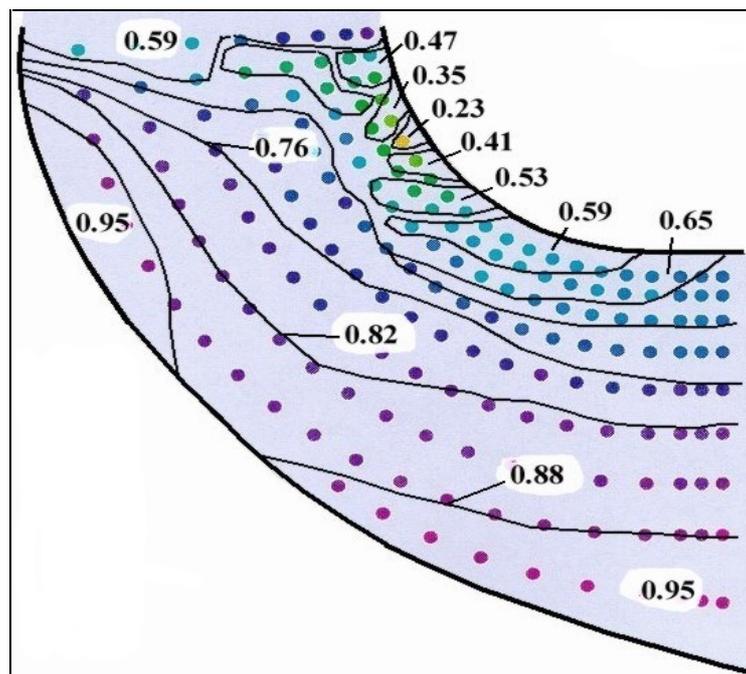


Bild 12.21: Instationär - Stoßbewegung stromab

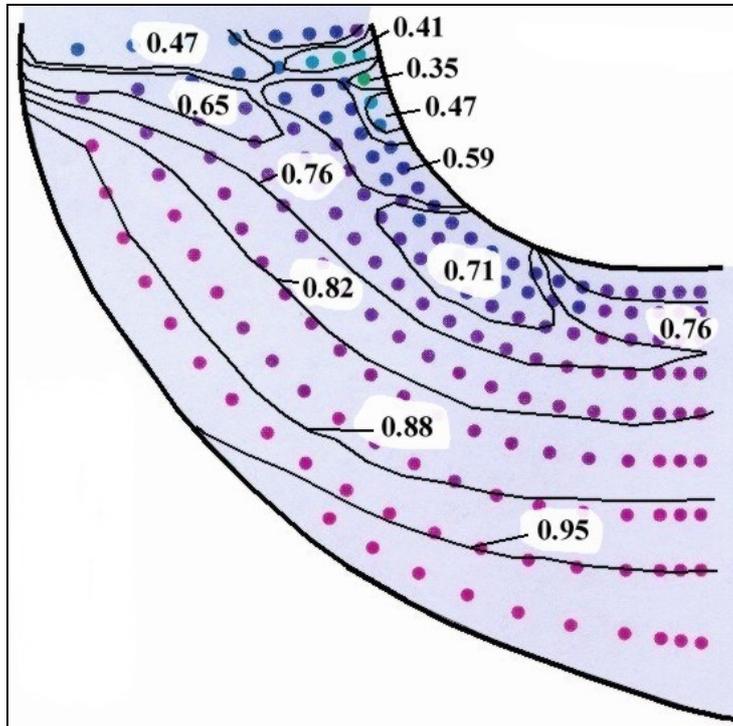
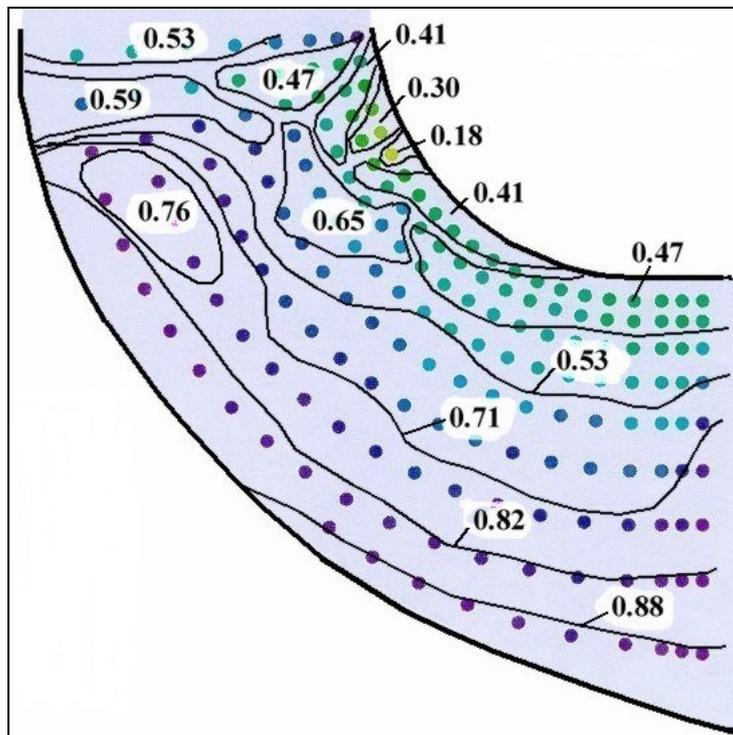


Bild 12.22: Instationär - Stoßbewegung stromauf

Bild 12.23: Zustand stationär - φ groß

Analog zu den Ergebnissen nach *R. Maier* [106] ergab sich auch am Wasserkanalprüfstand eine ähnliche Abhängigkeit des Pulsationsbereiches von dem Betriebszustand, also von der Volumenstromkennzahl φ .

Lebenslauf

Name	Peter Kraus
Geburtstag	30.05.1965
Geburtsort	Weipert/Tschechien
Familienstand	verheiratet, 2 Kinder
Eltern	Peter Kraus Monika Kraus, geb.Weisbach
Schulbildung	1971 - 1979 Gesamtschule in Weipert/Tschechien 1979 - 1981 Gymnasium in Kaaden/Tschechien 1981 - 1984 Gymnasium in Bensheim
Wehrdienst	1984 - 1985 Kassel/Homberg
Studium	Universität Stuttgart Fakultät: Luft- und Raumfahrttechnik 1986 - 1987 Vordiplom Hauptpraktikum: Daimler Benz AG in Mannheim 1988 - 1992 Hauptdiplom 1992 - 1993 Studienarbeit: Brennstoffzellen 1993 - 1994 Diplomarbeit: Diffusorenvergleich
Berufstätigkeit	1995 - 2000 Wissenschaftlicher Mitarbeiter Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart seit 2000 Key-Account-Manager Turbomaschinen AG, GHH BORSIG, Oberhausen Bereich: Marketing, Verkauf und Projektierung von Gasturbinen in Deutschland, Bulgarien und der GUS