

**Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge
in hochbelasteten Radialverdichtern**

**Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte

Dissertation

von

M.Sc. Lixin Shi

geboren am 13. Juli 1966 in Zhejiang/China

1999

Referent:	Prof. Dr.-Ing. M. Rautenberg
Koreferent:	Prof. Dr.-Ing. I. Teipel
Tag der Promotion:	11. Februar 1999

Abstract

Shi, Lixin:

Das Kennfeld von Radialverdichtern ist zu kleinen Durchsätzen hin von Strömungsinstabilitäten begrenzt. Wenn der Verdichter die Instabilitätsgrenze überschreitet, kann es im gesamten System zu Strömungsablösungen (Stall) oder sogar zum Pumpen (Surge) kommen. Die instabilen Strömungen können Schaufelschwingungen oder Schwingungen des gesamten Verdichtersystems verursachen, die eine ordnungsmäßige Arbeit der Anlage in starkem Maße gefährden. Dies ist auf jeden Fall im Betrieb zu vermeiden. Mit der Entwicklung neuer Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung der Entstehung von Rotating Stall wird deshalb heute versucht durch eine Verschiebung der Instabilitätsgrenze, das Verdichterkennfeld zu verbreitern.

Die vorliegende Arbeit untersucht zunächst die innere Strömungsstruktur in den einzelnen Laufradkanälen von zwei unterschiedlichen Laufrädern beim Auftreten verschiedener instationärer Vorgänge. Die detaillierte Visualisierung dieser komplexen Vorgänge trägt dazu bei, die komplizierten instationären Mechanismen besser zu verstehen. Anhand der Sichtbarmachung des Stalls ist es möglich, die instationären Strömungsvorgänge in drei Zustände für Rotating Stall und zwei Zustände für Standing Stall einzuteilen. Die Strömungsstrukturen beim Auftreten instationärer Vorgänge zeigen deutlich, daß sich die Energie im Laufradkanal beim Standing Stall effektiver umsetzen läßt, als beim Rotating Stall, d.h. der Rotating Stall stellt eine stärkere Beeinträchtigung der Energieumsetzung in der Stufe dar.

Im weiteren werden die für eine aktive Beeinflussung sehr wichtigen Entstehungs- und Entwicklungsvorgänge des Rotating Stalls und des Standing Stalls in dieser Arbeit untersucht. Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die charakteristischen Eigenschaften der ersten Anzeichen bzw. Vorboten des Stalls mit denen des voll ausgebildeten sehr gut korrespondieren - unabhängig von dessen Komplexität. Durch eine Identifikation dieser ersten Anzeichen des Stalls läßt sich dieser bereits bis zu ca. 4, 5 s vor seiner vollständigen Ausbil-

derung erkennen. Außerdem wird in dieser Arbeit aufgezeigt, daß die globale Früherkennung des Stalls durch eine Überwachung der Schaufelbelastung im Betrieb beim Drosseln des Verdichtersystems möglich ist.

Schlagworte: Strömungsablösung, Strömungsstruktur, Früherkennung

Abstract

Shi, Lixin:

The phenomenon of flow instability in a compressor is known to limit its performance map of working at small flow rate regime. If the compressor operation exceeds its stability boundary, typical unsteady flow phenomena appear such as rotating stall or even surge. The unsteady flows will cause vibrations of blades or even the whole compressor stages, which often lead to a severe damage of the machine. To avoid these vibrations, the compressor system should be prevented from operating at its unsteady flow regime. With the development of new method of active control to suppress rotating stall or surge, it is now possible to shift the stability boundary to smaller flow rates and thus widen the operating range of the compressor.

In this thesis, the internal flow structure in the blade passages is first analyzed during the occurrence of different stall phenomena. The dynamic measurement has been taken for two different centrifugal compressor impellers. The detailed visualization of the unsteady flow process contributes to a better understanding of the complex flow mechanism of rotating stall. Based on this visualization, the rotating stall can be divided into three characteristic flow patterns and the standing stall into two characteristic flow patterns. The observed unsteady flow structures show clearly that the energy transfer in the impeller blade passages is more effective during standing stall than during rotating stall. It means that the rotating stall represents a stronger impairment for the energy transfer in the compressor impeller.

Furthermore, an experimental investigation of the inception process of rotating and standing stall, which is an important step for the active control, has also been carried out in this thesis. The results show that the characteristics of the stall precursors, independently of their complexity, correspond very well to those of the stall in their fully developed form. The stall precursors emerge 4.5 seconds before the fully developed stall establishes. It is possible to determine the type of stall by a prior identification of its stall precursors. It has

been shown that a global early recognition of stalls during the compressor throttling is also possible by monitoring the blade loading characteristics of the compressor in operation.

Keywords: Rotating Stall, internal flow structure, early recognition of stalls

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover. Angeregt und betreut wurde sie von Herrn Professor Dr.-Ing. M. Rautenberg. Für die wertvolle Unterstützung, die hilfreichen Diskussionen und das Engagement von Professor Rautenberg möchte ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken.

Herrn Professor Dr.-Ing. I. Teipel danke ich für die Übernahme des Koreferats und die Durchsicht der Arbeit. Mein Dank gilt auch dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Herrn Professor Dr.-Ing. K. Groth.

Die finanzielle Unterstützungen erfolgte durch unterschiedliche Forschungsvorhaben der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) und durch Drittmittel, an dieser Stelle sei dieser Institution gedankt.

Weiterhin gilt mein Dank allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts, die durch ihre Mithilfe und Gesprächsbereitschaft zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Besonderer Dank gilt Herrn Tanneberg für die Betreuung des Prüfstands und die technische Durchführung des Versuchsbetriebs. Das reibungslose Funktionieren der Meßtechnik, der elektronischen Baugruppen und der Anlagen zur Erfassung der Meßdaten verdanke ich Herrn Wichmann, Weber und Dipl.-Ing. Bubbel. Ebenso gilt mein herzlicher Dank meinem Kollegen Herrn Dr.-Ing. Hasemann für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts. Ohne seine Unterstützung hätte diese Arbeit nicht zustande kommen können.

Besonders bedanken möchte ich mich nicht zuletzt bei meiner Frau Suqin für das entgegengebrachte Verständnis und den permanenten Rückhalt.

Hannover, im Februar 1999

Lixin Shi

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	5
1 Einleitung	8
2 Stand der Forschung	11
3 Ziel der Arbeit	17
3.1 Interpretation der instationären Strömungsvorgänge	18
3.2 Entstehung und Entwicklung des Stalls im Verdichter	18
4 Versuchsanlage und allgemeine Meßtechnik	19
4.1 Versuchsanlage	19
4.1.1 Der Radialverdichterprüfstand	19
4.1.2 Laufräder des Verdichters	20
4.1.3 Eingesetzte Diffusoren	21
4.2 Allgemeine Meßtechnik	22
4.2.1 Kennfeldmessungen	22
4.2.2 Stationäre Strömungsmessungen	23
4.2.3 Instationäre Strömungsmessungen	24
4.2.4 Schaufelschwingungsmessungen	26
5 Das Signalübertragungssystem	27
5.1 Modifikation des Telemetriesystems	27

5.2	Kalibrierung der Meßkette	29
5.2.1	Statische Druckkalibrierung	29
5.2.2	Dynamische Kalibrierung	30
6	Interpretation instationärer Strömungsphänomene	34
6.1	Typisierung des Stalls	34
6.2	Verfahren zur Bestimmung eines Stalls	34
6.2.1	Frequenzanalyseverfahren	35
6.2.2	Phasen- und Amplitudenverfahren	37
6.3	Verfahren zur Bestimmung der Druckverteilung innerhalb eines Schaufel- kanals	40
6.3.1	Umrechnung	40
6.4	Zweizelliger Rotating Stall im 60-Grad-Laufradkanal	43
6.5	Dreizelliger Rotating Stall im 90-Grad-Laufradkanal	47
6.6	Standing Stall im 90 Grad Laufradkanal	49
6.7	Rotating Stall in den Laufrädern	50
7	Entstehung und Entwicklung von Strömungsinstabilitäten	54
7.1	Auswertungsverfahren	54
7.2	Analyse der Entstehung und Entwicklung von Stall	57
7.2.1	Rotating Stall bei 12.000 1/min	58
7.2.2	Rotating Stall bei 14.000 1/min	65
7.2.3	Standing Stall bei 12.000 1/min	67
7.3	Strömungsstruktur bei der Entstehung von Rotating und Standing Stall . .	68
7.4	Schaufelbelastung als Indikator für die Früherkennung des Stalls	71
8	Zusammenfassung	74
9	Literaturverzeichnis	77
10	Abbildungsverzeichnis	84

Nomenklatur

Bei mehrfacher Bedeutung von Formelzeichen finden sich im Text entsprechende Erläuterungen.

Bezeichnungen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	-	Amplitude
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
D	m	Durchmesser
f	Hz	Frequenz
H	-	Übertragungsfaktor in der Frequenzebene
h	-	Übertragungsfaktor in der Zeitebene
Im	-	Imaginärteil
M	-	Machzahl
m	-	Zellenzahl des Rotating Stalls
\dot{m}	kg/s	Massendurchsatz
N	-	Anzahl
n	$1/min$	Drehzahl
p	bar	Druck
r	m	Radius
R	Ω	Widerstand
\mathcal{R}	-	Recovery-Factor
Re	-	Realteil

Symbol	Einheit	Bedeutung
s	m	Schaufellänge an der Außenkontur
t	s	Zeit
T	K	absolute Temperatur
U	V	Meßspannung
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
\dot{V}	m^3/s	Volumendurchsatz
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
X	-	Signal in der Frequenzebene
x	-	Signal in der Zeitebene
x	m	Koordinate längs der Schaufelskelettlinie
Z	-	Schaufelzahl

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
β	<i>Grad</i>	Schaufelwinkel
δ	-	Laufgrad-Öffnungsverhältnis
Δ	-	Differenz
ε	mm/m	Dehnung
η	-	Wirkungsgrad
Θ	<i>Grad</i>	Phasenverschiebung der Übertragungsfunktion
θ	<i>Grad</i>	peripherer Winkel zwischen den Druckaufnehmern
κ	-	Isentropenexponent
ν	-	Nabenverhältnis
π	-	Druckverhältnis
ϕ	<i>Grad</i>	Phasenverschiebung
φ	<i>Grad</i>	Phasenwinkel
φ	-	Durchflußzahl
ω	s^{-1}	Kreisfrequenz

Indices

Symbol	Bedeutung
1	Laufraudeintritt
2, ∞	Laufradaustritt
7	Druckstutzen
a	Ausgang
b	Schaufel
e	Eingang
erg	Ergänzung
g	geometrisch
I	1. Schwingungseigenfrequenz
K	Ansaugkammer
max	Maximalwert
min	Minimalwert
meß	Meßwert
N	Normzustand ($p_N=1,013 \text{ bar}$, $T_N=288,15 \text{ K}$)
p	Druck
red	reduziert auf den Normzustand
rs	Rotating Stall
s	Lauftrad
stat	statischer Wert
tot	Totalzustand
z	axiale Richtung
'	im Relativsystem

1. Einleitung

Der Radialverdichter ist eine Turbomaschine zur Verdichtung und Förderung von gasförmigen Fluiden. Gegenüber Axialstufen lassen sich in Radialstufen aufgrund der Fliehkraftwirkung deutlich höhere Stufengefälle umsetzen. Radialverdichter zeichnen sich daher u.a. durch eine kompakte Bauform, hohe Stufendruckverhältnisse, breite Kennfelder sowie eine gute Regelbarkeit aus.

Aufgrund dieser Eigenschaften finden Radialverdichter vor allem bei der Förderung von Gasen und Dämpfen in Rohrleitungen sowie für Verdichtungs- und Vakuumprozesse Verwendung. Bekannte Einsatzbereiche bieten sich daher vorrangig in der chemischen Industrie oder in der Hüttenindustrie an, wo Radialverdichter z.B. als Prozeßgasverdichter in vielstufiger Bauweise oder als Hochofengebläse arbeiten. Auch findet der Radialverdichter zunehmend Verwendung in Kleingasturbinen für die Luftfahrt sowie als Verdichter für Wärmepumpen in Kälteprozessen. Am bekanntesten ist der Einsatz des Radialverdichters im Turbolader von Kraftfahrzeugen und in Schiffsantrieben, wo er durch eine erhebliche Erhöhung der spezifischen Leistung eine deutliche Verminderung des Motorbauvolumens bewirkt.

Im Gegensatz zu den nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Verdichtern weist der Radialverdichter den Nachteil auf, daß bei Überschreitung einer gewissen aerodynamischen Belastung der Beschaukelung sein Betrieb instabil wird. Dieses Verhalten wird durch die strömungsmechanischen Phänomene der sogenannten “rotierenden Ablösung” (Rotating Stall) bzw. der “nicht-rotierenden Ablösung” (Standing Stall) und des “Verdichterpumpens” (Surge) verursacht. Insbesondere bei hochbelasteten Radialverdichtern können

diese Instabilitäten so ausgeprägt auftreten, daß sie zur Zerstörung der Maschine führen.

Die Betrachtung der Stabilität des kompletten Kompressorsystems verlangt neben der Kenntnis der Verdichter Kennlinie auch die Berücksichtigung der Verbrauchercharakteristik, die vereinfacht durch ein Speichervolumen mit Drosselorgan veranschaulicht werden kann. Die Stabilität des gesamten Verdichtersystems in einem Betriebspunkt ist davon abhängig, ob sich ein Punkt nach einer kleinen Änderung des Volumenstromes wieder einstellen kann. Stabile Betriebspunkte ergeben sich, wenn die Steigung der Verbraucher Kennlinie größer ist als die der Verdichter Kennlinie (Abb. 1.1). Dies ist für alle Betriebspunkte zwischen A und B der Fall. Falls eine Störung eintritt, die kurzzeitig den Volumenstrom reduziert, ergeben sich unterschiedliche Arbeitspunkte für Verdichter und Verbraucher. Das Verdichterdruckverhältnis steigt über den Wert, den der Verbraucher benötigt. Der Verdichter saugt einen etwas höheren Volumenstrom an, so daß der stabile Betriebspunkt wiederhergestellt wird. Das Kriterium für statische Stabilität ist durch folgende Ungleichung gegeben:

$$\left(\frac{dp}{d\dot{V}}\right)_{\text{Verbraucher}} > \left(\frac{dp}{d\dot{V}}\right)_{\text{Verdichter}} \quad (1.1)$$

Auch links vom Kennlinienmaximum B, das in der praktischen Anwendung als Betriebsgrenze angesehen wird, ergeben sich stabile Betriebspunkte, solange das Kriterium erfüllt ist. In diesem Gebiet zwischen B und C können Strömungsinstabilitäten in Form von rotierenden Ablösungen auftreten, die nach GREITZER [1] als dynamische Instabilität (Schwankungen um einen Betriebspunkt) bezeichnet werden. Erst wenn die Verbraucher Kennlinie im Schnittpunkt der Kennlinien eine geringere Steigung als die Verdichter Kennlinie aufweist, ist der Betriebspunkt instabil. Bereits kleine Störungen bewirken hier Kräfte, die die Abweichungen vom Ausgangspunkt verstärken (statische Instabilität).

Nach Überschreiten der dynamische Stabilitätsgrenze befindet sich der Verdichter in einem Betriebsbereich, der durch die rotierenden Ablösungen zwar einen deutlichen Abfall im Wirkungsgrad und im Druckverhältnis erleidet; jedoch ist es grundsätzlich möglich, diese quasi-instationären Betriebspunkte zu fahren. Da ein Verdichter aber nur im Bereich guter Wirkungsgrade bis zur Stabilitätsgrenze betrieben werden sollte, ist eine Verschie-

bung dieser Grenze anzustreben. Durch aktive oder passive Maßnahmen zur Beeinflussung der rotierenden Ablösungen läßt sich eine Erweiterung des Arbeitsbereiches bei guten Betriebsdaten erzielen. Voraussetzung für diese Maßnahmen sind ausreichende Kenntnisse über den Aufbau der inneren Strömungsstrukturen in den Verdichterkanälen sowie deren Entstehung und Entwicklung.

2. Stand der Forschung

Während sich der Massendurchsatz des Radialverdichters beim Drosseln vom Auslegungspunkt vermindert, steigt der Druck solange an, bis ein Betriebspunkt erreicht wird, bei dem eine weitere Reduzierung des Durchsatzes plötzliche Druck-, Massendurchsatz- und Wirkungsgradschwankungen verursacht. Dieses instationäre Verhalten im Kennfeld wird bei lokalem Auftreten als Ablösung (Stall) oder beim vollständigen Zusammenbrechen der Förderung als Pumpen (Surge) bezeichnet und ist gekennzeichnet durch die partielle (Stall) oder vollständige (Surge) Zerstörung der im normalen Betriebspunkt stabilen und symmetrischen Strömung.

Die abgelöste Strömung kann rotierender oder nicht-rotierender Art sein: Die rotierende Ablösung (Rotating Stall) ist von einer oder mehreren peripher am Umfang gleichmäßig verteilten Zonen mit vermindertem oder sogar negativem lokalen Massendurchsatz gekennzeichnet, die in oder gegen die Drehrichtung des Laufrades rotieren. Dagegen bewegen sich die Zonen mit vermindertem/negativem Massendurchsatz bei nicht-rotierenden Ablösungen (Standing Stall) nicht um die Achse der Maschine, sondern der Massendurchsatz in diesen stehenden Zonen verändert sich nur mit der Zeit. Beide Arten der Ablösung verursachen Schwankungen im Druckaufbau des Verdichters und führen zur Anregung von Schaufelschwingungen bei einer bestimmten Frequenz. Falls diese Frequenz in der Nähe einer Resonanz der Schaufel oder des Laufrades liegt, können erhebliche Schwingfestigkeitsprobleme auftreten.

Wenn der Massendurchsatz nach dem ersten Auftreten von Ablösungen weiter reduziert wird, erstreckt sich der zunächst nur lokal in Zonen auftretende verminderte Massen-

durchsatz zunehmend über den gesamten Umfang der Maschine. Die Strömung bewegt sich pulsierend vorwärts und rückwärts durch das gesamte Laufrad. Dieses meist von einer Lärmsteigerung begleitete Phänomen wird als Pumpen des Verdichters bezeichnet und kann im allgemeinen ohne eine spezielle meßtechnische Ausrüstung erkannt werden. STODOLA [2] hatte bereits 1924 geschrieben: "Der Grund des Pumpens ist die Instabilität des dynamischen Gleichgewichtes auf dem ansteigenden Ast der Kennlinie".

Die beiden Strömungsinstabilitäten im Verdichter, die lokalen Ablösungen und das Pumpen, begrenzen das Kennfeld des gesamten Kompressorsystems im Bereich zu kleineren Durchsätzen hin. Um einen breiteren stabilen Betriebsbereich im Kennfeld zu erhalten, beschäftigen sich viele Wissenschaftler mit der Erforschung der Stabilität des Kompressorsystems. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie z.B. theoretische oder experimentelle Forschungen, numerische Verfahren etc., um Erkenntnisse über die Instabilität der Strömung zu gewinnen.

Die theoretischen Forschungen können zeitlich sehr weit zurückgeführt werden. Bereits 1955 hatten EMMONS u.a. [3] ein Modell für die Entstehung von Rotating Stall vorgeschlagen, das Gegenstand der sogenannten kleinen Perturbationstheorie ist. Dabei wurde die Strömung durch ein zweidimensionales Gitter betrachtet. Wird ein Verdichter bei konstanter Drehzahl gedrosselt, so nimmt sowohl die axiale Geschwindigkeit (c_z auf c'_z) als auch der Anströmwinkel (β auf β') ab. Nach überschreiten der maximalen Verzögerung der Relativgeschwindigkeit wird durch eine kleine Fertigungsungenauigkeit oder eine Ungleichmäßigkeit in der Strömung eine Ablösung verursacht. Diese Ablösung führt zu einer Blockade von einem Kanal oder einer ganzen Gruppe von Kanälen des Gitters, wodurch die Stromlinien stromaufwärts abweichen (vgl. Abb. 2.1). Infolge dieser Abweichung wird die lokale Fehlanströmung an der einen Seite der blockierten Kanäle vergrößert und an der anderen Seite vermindert. Während auf der Seite zunehmender Inzidenz Ablösungen auftreten, verschwinden auf der Seite abnehmender Fehlanströmung bereits bestehende Ablösungen. So entsteht eine rotierende Ablösezone (Rotating Stall).

Ein anderes bekanntes Strömungsmodell der Ablösung wurde in [3] veröffentlicht und

von MOORE und GREITZER [4] erweitert. Die grundsätzliche Idee des Modells ist, daß bei der rotierenden Ablösung eine zusätzliche kleine sinusförmige Geschwindigkeitsschwankung existiert, die sich mit einer konstanten Umlaufgeschwindigkeit um die Verdichterachse dreht [5]. Solche Geschwindigkeitsschwankungen werden gemäß dem Kriterium für Stabilität, das sich auf den Betriebspunkt des Verdichtersystems bezieht, wachsen oder sich vermindern. Wenn der Verdichter im Betriebspunkt mit Rotating Stall gedrosselt wird, werden die Geschwindigkeitsschwankungen schnell und ohne schroffe Veränderung in der Amplitude oder der Frequenz zu einer vollständig entwickelten rotierenden Ablösung wachsen, d.h. die Ablösezone wird aus der Geschwindigkeitsschwankung entstehen. Am Anfang sind die Amplituden der Schwankungen unendlich klein und können nur schwer vom Hintergrundrauschen unterschieden werden. Die Veröffentlichungen [6], [7], [8] und [9] zeigen, daß experimentelle Ergebnisse dieses Modell von MOORE-GREITZER unterstützen.

Darüber hinaus gibt es noch ein weiteres Kompressormodell zur Simulation der Ablöseströmung im gesamten Verdichter: das sogenannte "Parallel Kompressor Modell". Bei diesem Modell wird davon ausgegangen, daß der Verdichter aus zwei Teilen besteht, wenn er im Ablösegebiet arbeitet. Der eine Teil wird als normaler Verdichter betrachtet, in dem die Strömung als stabil, ablösungsfrei und achsensymmetrisch angenommen wird. Der Massendurchsatz des gesamten Verdichters wird in der Stallphase durch diesen Kompressorteil bestimmt. Der andere Teil des Verdichters wird als versperrt aufgefaßt, d.h. sein Massendurchsatz wird als null angesehen. Verschiedene Experimente [10] haben bewiesen, daß das "Parallel Kompressor Modell" vernünftige Ergebnisse liefern kann, obwohl es nicht alle Rahmenbedingungen erfüllt. So werden beispielsweise kleine positiv und negativ wechselnde Massendurchsätze während der Phase der rotierenden Ablösungen nicht berücksichtigt und führen zu geringen Ungenauigkeiten in der Bestimmung der Durchflußzahl φ .

Obwohl sich die moderne Computer- und Berechnungstechnik mit einer hohen Geschwindigkeit entwickelt, können die Ablösungen und Rückströmungen im Verdichter aufgrund der Komplexität des Phänomens nicht mit CFD-Verfahren simuliert bzw. berechnet

werden. Um grundlegende Erkenntnisse zu gewinnen, wurden deshalb neben den theoretischen Forschungen auch viele experimentelle Untersuchungen rotierender Ablösungen durchgeführt.

So wurde über die Strömungsvorgänge im Verdichter in den vergangenen Jahren eine große Anzahl von Messungen präsentiert, die vor allem die Natur der Entstehung und Entwicklung sowie die inneren Strömungsstrukturen der Vorgänge der rotierenden Ablösungen in den Mittelpunkt stellen.

Durch Hitzdrahtmessungen im Rotor eines einstufigen Axialverdichters hatte McDOUGALL [8], [9] festgestellt, daß die Vorzeichen, die einer Ablösung in einem einstufigen Axialverdichter vorauslaufen, die gleichen Eigenschaften aufweisen wie der ihnen folgende Rotating Stall. Diese kleinen, vor den Strömungsbilgungen existierenden Geschwindigkeitsschwankungen, drehen sich mit der gleichen Umlaufgeschwindigkeit um die Achse wie die ihnen folgende Ablösezone. Diese Geschwindigkeitsschwankungen können direkt in rotierende Ablösungen übergehen. Auch GARNIER u.a [6] haben herausgefunden, daß in einem einstufigen und in einem dreistufigen Verdichter ähnliche Anzeichen vor dem Auftreten des Rotating Stalls existieren. Die Amplitude der Geschwindigkeitsschwankungen ist jedoch kleiner als 5% des folgenden, völlig entwickelten Stalls. Allerdings kann im Gegensatz zum MOORE-GREITZER-Modell mit dem Modell von EMMONS die Entstehung des Stalls aus den Geschwindigkeitsschwankungen heraus nicht beschrieben werden.

Diese Forschungen sind von DAY [5], [11] weiter vertieft worden. Bei Versuchen an Axialverdichtern hatte er herausgefunden, daß bei Betriebspunkten jenseits der Stall-Linie Rotating Stall entweder gemäß dem Modell von EMMONS (Rotating Stall durch lokale Fehlanströmung) oder dem von MOORE-GREITZER (Rotating Stall aufgrund sinusförmiger Geschwindigkeitsschwankungen) entsteht. Falls die EMMONS-Vorzeichen zuerst auftauchen, wird die Symmetrie der Strömung von der lokalen Störung zerstört, und es ergibt sich dadurch keine Möglichkeit zur Entwicklung eines Strömungsvorganges nach dem MOORE-GREITZER-Modell. Falls die Einflüsse des von MOORE-GREITZER entwickelten Modells zuerst auftreten, besitzt hauptsächlich die Geschwindigkeitsschwankung

einen Einfluß auf die Entstehung der Stallzelle.

Ein Schritt zur Erweiterung des Verdichterkeinfeldes besteht in der aktiven oder passiven Beeinflussung der rotierenden und der nicht-rotierenden Ablösungen. Viele Untersuchungen zur passiven Beeinflussung beispielsweise durch Abzapfverfahren (Bleed), Casing Treatments u.a. sind bereits mit dem Ziel der Keinfeldenerweiterung durchgeführt worden. Zu den bekannten Maßnahmen der aktiven Beeinflussung gehören beispielsweise die dynamische Verstellungen der Vorleitgitter oder Einblaseinrichtungen. Durch beide Maßnahmen kann der Verdichter bei kleinem Massendurchsatz ohne das Auftreten von Ablösungserscheinungen arbeiten. Dabei sind die passiven Verfahren weniger effizient, da im Gegensatz zu den aktiven Verfahren bei gleichbleibendem Abstand zur Pumpgrenze die Drucksteigerung kleiner ausfällt.

Erfolgreiche Experimente zur Unterdrückung rotierender Ablösungen in Axialverdichtern wurden z.B. von [12], [13] durchgeführt. Wird beispielsweise Luft durch Ventile genau an den Stellen eingeblasen, wo gerade die Ablösezone entsteht, können die Zellen damit quasi weggeblasen werden; die Druckschwankungen lassen sich so erheblich verringern und das Auftreten der Ablösungen im Verdichter verzögern. Durch dieses Verfahren verschiebt sich die Ablösegrenze um ca. 4%, und durch kontinuierliches Wiederholen des Vorganges ist eine Erweiterung um zusätzlich ca. 2% zu erreichen. Durch eine dynamische Verstellung der Vorleitgitter läßt sich die Entstehung der rotierenden Ablösung, wie sie vom MOORE-GREITZER-Modell beschrieben wird, ebenfalls aktiv beeinflussen. Die erste harmonische Beeinflussung, d.h. die Vorleitgitterstellung, die der ersten harmonischen Druckschwankung entspricht, verschiebt die Ablösegrenze im Verdichterkeinfeld um ca. 11% nach links. Durch die erste, zweite und dritte harmonische Beeinflussung ist es möglich, den Massendurchsatz an der Ablösegrenze sogar um 23% zu reduzieren. Beide Systeme benötigen hochfrequente Sensoren und eine spezielle, schnelle Verarbeitung der Online-Daten, damit festgestellt werden kann, wann und wo die Ablösungen auftreten werden, denn nur durch eine frühzeitige Erkennung der Ablösungen im Verdichter ist eine aktive Beeinflussung präzise realisierbar.

D. L. GYSLING u.a. [14] haben bei Axialverdichtern erstmalig die aerodynamische Feedback Control Strategie angewandt, um die Ablöseuntergrenze im Verdichterkennfeld um ca. 10% nach links zu verschieben. Der wesentliche Unterschied zwischen dieser Methode und der zuvor beschriebenen elektrisch-mechanischen Anwendung des Feedback Controls liegt darin, daß keine Online-Berechnungen und hochauflösende Sensoren sowie Aktuatoren mehr benötigt werden. Das Kennfeld des Verdichters läßt sich bereits durch diese Maßnahmen optimieren, obwohl viele Punkte wie z.B. die Beeinflussungsstrategie im Entwicklungs- und Anwendungsprozeß, vor allem aber auch die grundsätzliche fluid-dynamische Natur, noch nicht vollständig erforscht sind.

Im Radialverdichter wurde die stationäre Strömungsverteilung vor und hinter dem Leitgitter von JANSEN [15] am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover ermittelt. Diese Arbeit zeigt neben den gesamten Kennfeldern auch die Strömungswinkel- und Geschwindigkeitsverteilungen sowie den statischen Druckaufbau innerhalb des Gitters. Dazu sind in dieser Arbeit verschiedene Diffusoren untersucht worden: Diffusoren mit aerodynamischem Profil, solche mit Keilschaufelprofil sowie Diffusoren mit aerodynamisch verwundenem Profil. KÄMMER [16] hat in seiner Arbeit die Strömungsbeeinflussung durch Diffusorringe nach JANSEN weiter vertieft. In den vergangenen Jahrzehnten wurden intensive Schaufelschwingungsmessungen in den instationären Gebieten im Radialverdichter am Institut für Strömungsmaschinen durchgeführt, um den Mechanismus der Schaufelerregung beim Auftreten rotierender Ablösungen und beim Pumpstoß zu identifizieren. Ziel war die Vermeidung von Schaufelbrüchen. Leider gibt es bis heute keine detaillierten Untersuchungen über die Entstehung und Entwicklung der rotierenden Ablösungen im Radialverdichter. Diese Arbeit soll daher einen Beitrag zur Ergründung der Ursachen des Auftretens von Rotating Stall leisten.

3. Ziel der Arbeit

Eine wichtige Forderung für die Auslegung eines modernen Verdichters ist es, ein möglichst breites Kennfeld zu haben, damit sich die neuen Typen unter der heutigen starken Konkurrenz durchsetzen können. Das schwierigste Problem für die Erweiterung des Kennfeldes ist die Instabilität des gesamten Kompressorsystems, wenn der Verdichter mit geringem Massendurchsatz gefahren wird. Deswegen arbeiten heutzutage, wie bereits in den letzten Kapiteln erwähnt, viele Forscher an den Grundlagen und Ursachen der Instabilität des Verdichtersystems. Sie haben die Grundmechanismen bis hin zu bestimmten Maßnahmen zur Beeinflussung der Entstehung des Rotating Stalls erforscht, wodurch das Verdichterkennfeld verbreitert werden konnte.

Da sich die meisten Forschungsarbeiten aber auf Axialverdichter beziehen, die an Versuchsständen mit niedrigen Drehzahlen betrieben wurden, gibt es nur sehr wenig Ergebnisse zur Entstehung und Beeinflussung von Rotating Stall bei unter "normalen" Betriebsbedingungen, d.h. hoctourig gefahrenen Verdichtern. Insbesondere bei Radialverdichtern existieren hier kaum Unterlagen. Daraus resultiert der Ansatzpunkt für die vorliegende Arbeit. Am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover steht ein großer Radialverdichterprüfstand zur Verfügung, der mit umfangreicher Meßtechnik ausgestattet, detaillierte Untersuchungen im gesamten stationären und instationären Kennfeldbereich ermöglicht.

Die im Rahmen dieser Arbeit aufgenommenen Strömungsmessungen an einem hochbelasteten Radialverdichter sowie die ausführlichen Auswertungen haben zum Ziel, Erkenntnisse über die Entstehungsperiode und die Vorgänge beim Verlauf von Rotating Stall und

Standing Stall in verschiedenen Betriebspunkten mit unterschiedlichen Laufrädern und Konfigurationen zu erhalten. Das Hauptaugenmerk der Forschungsarbeit soll dabei neben der Ermittlung der Entstehungsursachen des Rotating bzw. Standing Stalls vor allem auf der Analyse und der Früherkennung gerichtet sein. Darüber hinaus werden die gewonnenen Erkenntnisse für die aktive Beeinflussung der Stalls erläutert.

3.1 Interpretation der instationären Strömungsvorgänge

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen Untersuchung der Strömungsvorgänge im Bereich des voll ausgebildeten Rotating Stalls sowie des Standing Stalls. Dazu wurde ein neues Verfahren zur Visualisierung instationärer Strömungsvorgänge in den Radialverdichterkanälen sowie im gesamten Laufrad eingesetzt, das ausführliche Strömungsmeßdaten lieferte. Die Visualisierung der instationären Strömungsvorgänge trägt dazu bei, die inneren Strömungsstrukturen in den Verdichterkanälen bzw. im gesamten Laufrad bei verschiedenen Arten von Ablösungserscheinungen besser zu verstehen.

3.2 Entstehung und Entwicklung des Stalls im Verdichter

Um Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung der Ablösung zu entwickeln, werden Grundkenntnisse über die Entstehungs- und Entwicklungsvorgänge der Stalls benötigt. Neben der reinen Messung und Bewertung der Entstehung und Entwicklung von Rotating bzw. Standing Stall steht in dieser Arbeit vor allem die Früherkennung des Stalls im Mittelpunkt, deren Grundkenntnis eine Voraussetzung für die aktive Beeinflussung der Stalls ist. Als Ergebnis dieser Arbeit sollen Grundlagen für die aktive Beeinflussung der Stalls in Radialverdichtern herausgearbeitet werden.

4. Versuchsanlage und allgemeine Meßtechnik

4.1 Versuchsanlage

4.1.1 Der Radialverdichterprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen wurden am großen Radialverdichterprüfstand des Instituts für Strömungsmaschinen an der Universität Hannover durchgeführt. Die ausführliche Beschreibung des Radialverdichterprüfstandes, der in Abb. 4.1 gezeigt wird, befindet sich in [17]. Der prinzipielle Aufbau des im offenen Kreislauf betriebenen Radialverdichterprüfstandes wird in Abb. 4.2 dargestellt. Die Luft wird durch die Ansaugleitung (a), die Beruhigungskammer (c), den Eintrittsstutzen (b) und den Verdichtereinlauf (d) in den Radialverdichter (g) gesaugt. In der Beruhigungskammer befindet sich ein Feinstaubfilter und ein Gleichrichter, um eine möglichst störungsfreie Verdichtierzuströmung zu erzielen. Nach dem Verdichtungsprozeß verläßt die komprimierte Luft den Verdichter durch den tangential angeordneten und nach oben gerichteten Druckstutzen in die Druckleitung (f), in der nach einer ausreichend langen Vorlaufstecke (DIN 1952) mit einer Normdüse (m) der Massenstrom \dot{m} gemessen wird. Vor dem Austritt der Luft in die Atmosphäre sind drei parallel angeordnete unterschiedlich dimensionierte Drosselventile (n) installiert. Mit diesen Ventilen kann der Massenstrom sehr fein eingestellt werden.

Der Verdichter wird durch einen von einem Leonardsatz gespeisten Gleichstrompendelmotor (j) über das Stirnradgetriebe (h) mit einer Übersetzung von 1:16,2 angetrieben.

Der Motor ist in einem Drehzahlbereich von 40 bis 1.800 $1/min$ stufenlos regelbar. Die maximale Antriebsleistung beträgt 1.350 KW .

Das Verdichterlaufrad ist fliegend gelagert. Die Lagerung besteht aus zwei Rollslagern und einem axialen Gleitlager. Über einen Ausgleichskolben ist die Regelung der Axialkräfte auf die Lager möglich. Die Schmierung der Lager von Verdichter und Getriebe erfolgt über getrennte Ölkreisläufe. Alle zum sicheren Fahrbetrieb notwendigen Betriebsparameter wie z.B. Lagertemperaturen, Öl- und Kühlwassertemperaturen sowie die zugehörigen Durchflußmengen, Wellenschwingungsdaten, Motorstrom und -spannung werden zentral in der Versuchskabine angezeigt.

4.1.2 Laufräder des Verdichters

Die Hauptkomponente des Verdichters ist das Laufrad. Die Untersuchung der stationären Strömung wurde mit zwei verschiedenen, halboffenen Laufrädern mit unterschiedlichen Schaufelwinkeln am Laufradaustritt ($\beta_{2,\infty} = 60^\circ$ und 90°) durchgeführt. Die beiden Laufräder sind in 4.3 Abb. 4.4 dargestellt. Außer den unterschiedlichen Schaufeldickenverteilungen sowie den verschiedenen axialen Baulängen sind die äußeren geometrischen Abmessungen, d.h. der Eintrittsdurchmesser $D_{1,a}$, der Austrittsdurchmesser D_2 , die Außenkontur und die Schaufelzahl beider Laufräder identisch, damit sie am selben Prüfstand ohne wesentliche Änderungen bzw. Umbaumaßnahmen montiert werden können. Um die Versperrung am Eintritt zu verringern, wurde jede zweite Schaufel der beiden Laufräder hier zurückgeschnitten. Beide Laufräder besitzen den gleichen Nennbetriebspunkt, nämlich die Nenndrehzahl $n_n = 18.000$ $1/min$ und den Nennmassenstrom $\dot{m}_n = 7,74$ kg/s . Wegen der Rückwärtskrümmung der Schaufeln ist das Nenndruckverhältnis π_{tot} des 60° -Rades geringer als das des 90° -Rades.

Die geometrischen Kenndaten der beiden Verdichterlaufräder sind in Tabelle 4.1 zusammengefaßt.

Parameter	Einheit	60°-Rad	90°-Rad
Schaufelwinkel am Austritt $\beta_{2,\infty}$	°	60	90
Schaufelzahl z (gesplittet)	-	10/10	10/10
Eintrittsdurchmesser $D_{1,a}$	mm	280	280
Nabendurchmesser D_N	mm	90,0	102,2
Austrittsdurchmesser D_2	mm	400	400
axiale Baulänge l_{ax}	mm	130,0	119,3
Nabenverhältnis ν	-	0,225	0,225
Öffnungsverhältnis δ_1	-	0,7	0,7
Längenverhältnis l_{ax}/D_2	-	0,325	0,298
Breitenverhältnis b_2/D_2	-	0,065	0,065
Nenndrehzahl n_n	$1/min$	18.000	18.000
Nennmassenstrom \dot{m}_n	kg/s	7,74	7,74
Nenndruckverhältnis π_{tot}	-	2,56	3,06

Tabelle 4.1: Daten der Verdichterlaufräder

4.1.3 Eingesetzte Diffusoren

Diffusoren besitzen die Aufgabe, die kinetische Energie der Strömung abzubauen und möglichst verlustlos in eine Druckerhöhung umzusetzen. Durch Diffusoren wird die hohe Umfangskomponente der vom Laufrad abströmenden Luft verzögert oder umgelenkt und die Radialgeschwindigkeit wegen der Flächenvergrößerung des Strömungskanals verringert. Diffusoren haben einen großen Einfluß auf den Strömungszustand im Verdichterlaufrad, und insbesondere auch auf instationäre Strömungsphänomene.

Bei den in dieser Arbeit beschriebenen Experimenten kam ein aerodynamisch beschauelter Diffusor (Abb. 4.5) zum Einsatz. Aufgrund der effektiveren Energieumsetzung und des im Gegensatz zum schaufellosen Diffusor wesentlich besseren Druckverhältnisses sind Verdichter mit aerodynamisch beschauelten Diffusoren in der Industrie weit verbreitet.

Da dieser Diffosorentyp jedoch einen großen Rückwirkung auf die Strömungsverhältnisse im Laufrad ausübt, dürfen Radialverdichter mit beschauelten Diffusoren nicht zu kleinen Massenströmen hin gedrosselt werden, weil sich dadurch das gegenseitige Beeinflussen zwischen Laufrad und Diffusor noch verstärkt. Dadurch treten die Formen der instationären Strömung wie Rotating Stall und Pumpen ausgeprägter in Erscheinung.

4.2 Allgemeine Meßtechnik

4.2.1 Kennfeldmessungen

Eine ausführliche Beschreibung der Regel-, Steuer- und Überwachungseinrichtungen sowie deren Wirkungsweise beim Betrieb der Verdichteranlage ist in [17] gegeben. An dieser Stelle soll daher nur auf einige wesentliche, den Versuchsbetrieb und die Meßwerterfassung betreffende Einzelheiten eingegangen werden, die für das Verständnis der instationären Strömungsmessungen notwendig sind.

Der Eintrittszustand wird bei diesem Prüfstand (Abb. 4.2) durch Messung des Ruhedrucks $p_{tot,K}$ sowie der Ruhetemperatur T_K in der Beruhigungskammer (c) bestimmt. Die Meßebe (f), in der Kielsonden den Ruhedruck $p_{tot,7}$ erfassen, liegt im Druckstutzen ca. 500 mm hinter dem Austritt aus dem Verdichter (g). Aus diesen Werten läßt sich das Stufendruckverhältnis

$$\pi_{tot} = \frac{p_{tot,7}}{p_{tot,K}} \quad (4.1)$$

berechnen.

Die Betriebspunkte im Verdichterkennfeld werden normalerweise auf einen genormten Ansaug- oder Bezugszustand umgerechnet, um bei Messungen mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen die Betriebszustände des Verdichters vergleichen zu können. Eine ausführliche Beschreibungen der Ähnlichkeitsgesetze für Turboverdichter können in [19] nachgeschlagen werden. Die Umfangsmachzahl M_u und Durchflußzahl φ berechnen sich

zu:

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{\kappa RT_K}} \quad (4.2)$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}_K}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \quad (4.3)$$

Zur Bestimmung der reduzierten Drehzahl und des reduzierten Massendurchsatzes wird der Normzustand benötigt. Dieser Bezugzustand ist mit

$$p_N = 1,013 \text{ bar} \quad \text{und} \quad T_N = 288,15 \text{ K} \quad (4.4)$$

festgelegt. Als bezogene Größen ergeben sich damit die reduzierte Drehzahl

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_K/T_N}} \quad (4.5)$$

und der reduzierte Massendurchsatz

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_K/T_N}}{p_K/p_N}. \quad (4.6)$$

Der innere Wirkungsgrad wird durch folgende Gleichung bestimmt:

$$\eta_i = \frac{\overline{\Delta h_{tot,s}}}{\overline{\Delta h_{tot}}} = \frac{(\pi_{tot,7})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\tau_{tot,7} - 1} \quad (4.7)$$

4.2.2 Stationäre Strömungsmessungen

Um das Kennfeld berechnen zu können, müssen die stationären Parameter gemessen werden. Dies sind die statischen Drücke, die Totaldrücke sowie die Totaltemperaturen.

Die statischen Drücke werden über wandbündige Bohrungen erfaßt. Die Durchmesser dieser Bohrungen sind dabei so klein gestaltet, daß nach WEYER [20] auch für die Messung in fluktuierender Strömung der zeitliche Mittelwert gemessen wird. Die Drücke werden mit Druckaufnehmern ermittelt. Für die Erfassung des Totaldrucks wird eine Kielsonde verwendet. Aufgrund der speziellen Bauart ist die Kielsonde in einem Anströmwinkelbereich von $\pm 35^\circ$ der Anströmrichtung [21] unempfindlich.

Die Totaltemperatur wird über Fenstersonden gemessen. Im Sondenkopf befindet sich ein NiCrNi-Miniatur-Mantel-Thermoelement, dessen Spannung über ein Digitalvoltmeter angezeigt wird. Aufgrund ihrer Konstruktion arbeitet die Sonde in einem Bereich von bis zu $\pm 40^\circ$ unabhängig vom Anströmwinkel. Da der Aufstau bei einer Fenstersonde nur bis zu einem bestimmten Verhältnis isentrop ist, muß jede Sonde kalibriert werden. Das Verhältnis zwischen gemessener Temperatur $T_{me\beta}$ und der tatsächlichen Totaltemperatur T_{tot} wird als Recovery-Factor

$$\mathcal{R} = \frac{T_{me\beta} - T}{T_{tot} - T} \quad (4.8)$$

angegeben. Für die hier eingesetzten Sonden liegt der Recovery-Factor im für die Untersuchungen relevanten Machzahlbereich von 0,3 bis 1,0 über 0,97, d.h. die angezeigte Temperatur muß nicht korrigiert werden.

Die Drehzahl wird über einen an der Verdichterrückwand montierten kapazitiven Aufnehmer erfaßt, der pro Umdrehung einen Impuls registriert. Die pro Zeiteinheit übermittelten Impulse werden vom Rechner in die Laufraddrehzahl umgerechnet. Der Massenstrom \dot{m} wird mittels einer Normdüse in der Druckleitung entsprechend DIN 1952 bestimmt.

4.2.3 Instationäre Strömungsmessungen

Zur Erfassung zeitlich veränderlicher Strömungsvorgänge in instabilen Arbeitsbereichen werden einige bündig in die Verdichtervorderwand eingesetzte Halbleiterdruckaufnehmer vom Typ KULITE XCQ-080 verwendet, deren entlang der Schaufelaußenkontur angeordnete Meßstellen in Abb. 4.6 und 4.7 gezeigt sind. Zusätzlich sind mehrere (mindestens zwei) dieser Druckaufnehmer am Umfang versetzt angeordnet, um Anzahl und Umlaufgeschwindigkeit der rotierenden Stall-Zellen eindeutig zu ermitteln. Das instationäre Datenerfassungssystem wird in Abb. 4.8 gezeigt.

Die KULITE-Druckaufnehmer bestehen aus einer Metallmembran mit aufgedampften Halbleiterelementen, die in einer Wheatstoneschen Brückenschaltung formiert wurden.

Die Druckaufnehmer sind von $-55^{\circ}C$ bis $+120^{\circ}C$ temperaturkompensiert. Die Eigenfrequenz dieser Aufnehmer liegt über 200 kHz . Nach den Untersuchungen in [21] wurde festgestellt, daß die Aufnehmer in einem Frequenzbereich bis 10 kHz keine nennenswerten Übertragungsfehler bezüglich der aufgenommenen Amplitude und Phase aufweisen.

Im Hinblick auf eine hohe Meßgenauigkeit waren sorgfältige Kalibrierungen der hochauflösenden Druckaufnehmer bzw. der gesamten Meßkette erforderlich. Die Meßkette vom Druckaufnehmer bis zur erste Stufe des Verstärkers wurde dadurch kalibriert, daß der Aufnehmer mit einem Druck von 1 bar belastet und die Brückenspannung hinter dem ersten Differenzverstärker auf 1.000 mV eingeregelt wurde. Nachkalibrierungen mit Abweichungen von unter 1% erbrachten den Nachweis, daß die Druckaufnehmer in diesem Bereich linear arbeiten. Ein zweiter Differenzverstärker ermöglicht mit den in einem Bereich von 0,25 bis 128 einstellbaren Verstärkungsfaktoren die optimale Anpassung des Druck-Spannungs-Verhältnisses an den bis $\pm 1,5$ Volt ausnutzbaren Bandpegel des 14-Kanal-Analogbandes. Anschließend werden die verstärkten Drucksignale auf dem Magnetband nach dem Frequenzmodulationsverfahren aufgezeichnet.

Das 14-Kanal-Analog-Magnetbandgerät kann mit 3 Bandgeschwindigkeiten (120, 30 und $1\frac{7}{8}\text{ ips}$) genutzt werden. Um die Frequenzbandbreite des Magnetbandes von 500 kHz auszunutzen, muß eine Aufnahmegeschwindigkeit von 120 ips eingestellt werden. Während der Datenanalyse und der Digitalisierung ist es möglich, die bei dieser hohen Bandgeschwindigkeit aufgenommenen Signale zeitverzögert wiederzugeben, um damit detailliert die Strömungsstrukturen erfassen und analysieren zu können.

Um das Strömungsfeld im Laufradschaufelkanal zu erfassen, sind Halbleiterdruckaufnehmer vom Typ KULITE LQ-080 auf die Schaufel aufgeklebt. Die mitrotierenden Drucksignale wurden durch die Telemetrieanlage im Frequenzmultiplexverfahren übertragen. Die Kalibrierung der auf die Schaufeloberfläche geklebten KULITES ist in Kapitel 5.2 beschrieben.

4.2.4 Schaufelschwingungsmessungen

Die Messung der Schaufelschwingungen erfolgt mit Hilfe von Halbleiter-Dehnungsmeßstreifen (DMS), die auf die Schaufeloberfläche aufgeklebt sind. Dabei werden die Schwingungssignale durch einen mitrotierenden Sender einer 8-Kanal-Telemetrieanlage, die sich in der Hohlwelle des Verdichterlaufrades befindet, übertragen. Die ausführliche Beschreibung dieser Anlage ist in [22] nachzuschlagen.

Abbildung 4.9 zeigt das Blockschema des Telemetriesystems. Die Spannungsversorgung der DMS-Brücken und des Senders wird durch die Antenne induktiv zugeführt. Das Telemetriesystem arbeitet nach dem Frequenzmultiplexverfahren und ist in der Lage, acht Kanalsignale gleichzeitig zu übertragen. Die Ausgangssignale des Telemetrieempfängers können gleichzeitig mit den Drucksignalen der KULITES auf Magnetband aufgezeichnet und im Anschluß an die Messungen ausgewertet werden.

5. Das Signalübertragungssystem

5.1 Modifikation des Telemetriesystems

Das 8-Kanal-Telemetriesystem steht schon seit längerer Zeit am Institut für Strömungsmaschinen zur Verfügung. Auf den Schaufeln applizierte DMS messen die Dehnungen bzw. die unmittelbar daraus resultierenden Schwingungen der Schaufeln. Viele Erkenntnisse über Strömungs- und Schaufelschwingungsphänomene in Radialverdichtern wurden durch die Messungen und Analysen der durch das Telemetriesystem übertragenen Schaufelschwingungssignale gewonnen und in [23], [24], [25], [26], [27], [28] u.a. veröffentlicht. Um die im Rahmen dieser Arbeit geplanten Drucksignale von KULITE Druckaufnehmern übertragen zu können ist eine Modifikation der Telemetrieanlage notwendig.

Das Übertragungsprinzip der 8-Kanal-Telemetrieanlage basiert auf einem Frequenz-Multiplex-System und ist in seinen Komponenten und Funktionen in Abb. 4.9 dargestellt. Die einzelnen Meßsignale werden zunächst auf ein Trägersignal aufmoduliert und später mit einer hohen Übertragungsfrequenz überlagert. Auf der Empfängerseite geschieht durch entsprechende Filterung der umgekehrte Vorgang. Einen Gesamtüberblick über die im Radialverdichter installierten Komponenten des Telemetriesystems vermittelt Abb. 5.1 durch die Schnittdarstellung des Laufradrotors und der schwarz gekennzeichneten zusätzlichen Einbauten des Telemetriesystems. HAUPT/RAUTENBERG/DIEFENTHÄLTER berichten in [29] ausführlich über Aufbau und Funktion des Telemetriesystems.

Das Wirkungsprinzip der DMS beruht auf einer Änderung des Widerstandes infolge Dehnung. Die beste Methode zur Widerstandsmessung ist die Wheatstonesche Brücken-

schaltung, aber ein DMS repräsentiert nur eine Viertelbrücke, d.h. die anderen drei Viertelbrücken müssen ergänzt werden. Wie die in Abb. 5.2 dargestellte Signalanpassungsschaltung des Übertragungssystems zeigt, muß ein Widerstand R_{erg} vor dem Sender eingelötet werden, um die halbe Brücke zu realisieren. Die andere halbe Brücke ist bereits im Sender integriert. Außerdem ist im Sender ein Vorverstärker eingebaut, um die Brückenausgangsspannung vor dem Signalmultiplexer zu verstärken und damit Störsignale zu vermindern. Die Verstärkerstufe kann durch Änderung des Widerstandes R_v angepaßt werden, der sich ebenso wie R_{erg} vor dem Sender befindet. Zwischen dem Brückenausgang und dem Verstärkereingang ist ein Kondensator geschaltet, der die Gleichstrom-Komponente herausfiltert. Die Verstärkerausgangssignale werden durch den Frequenz-Multiplexer gemischt und im FM-Modus gesendet. Auf der Empfängerseite werden die gesendeten Signale durch eine Antenne empfangen und dann entsprechend zurückgewandelt.

Der Telemetriesender ist sehr kompakt aufgebaut, damit eine Montage in der Hohlwelle des Verdichters möglich ist. Weil der Sender entsprechend der Drehzahl des Verdichters sehr hohen Fliehkräften ausgesetzt ist, sind seine elektrischen und mechanischen Komponenten vollständig vergossen. Die Anschlußleitungen der Aufnehmer werden über einen Adapter mit 108 Lötstützpunkten mit dem Telemetriesender verbunden. Die Signalverstärkung erfolgt über im Telemetriesender eingesetzte Operationsverstärker, die jeweils zwei Eingänge besitzen. Ursprünglich wurden an diese Verstärker nur DMS-Aufnehmer in Halbbrückenschaltung angeschlossen. Deshalb wurde auch nur ein Eingang des Operationsverstärkers auf die Lötstützpunkt-Adapterplatte herausgeführt. An diesen Verstärkereingang soll bei den neuen Versuchen ein KULITE-Druckaufnehmer, bestehend aus zwei Halbbrücken mit vier Anschlußleitungen, angeschlossen werden. Da aber nur ein Verstärkereingang auf der Adapterplatte frei zugänglich ist, muß die Einschränkung in Kauf genommen werden, den KULITE-Druckaufnehmer nur in Halbbrückenschaltung zu betreiben. In Abb 5.3 ist die geänderte Schaltung dargestellt. Statt des DMS ist ein KULITE-Druckaufnehmer angeschlossen: Der Kondensator (C) zwischen den Punkten (a)

und (b) wird überbrückt, um auch die Gleichstromkomponente der Drucksignale zu übertragen. Zusätzlich ist ein sogenannter Shunt-Widerstand R_{Shunt} zwischen Spannungsversorgung und Signalausgangspunkt parallel geschaltet, der so ausgewählt sein muß, daß bei den einzelnen Druckaufnehmern die Vorverstärker im Sender im linearen Bereich arbeiten.

Zur korrekten Funktion des Telemetrie-Eingangsverstärkers ist ein Nullpunktgleich notwendig. Dazu ist bei Anschluß eines DMS-Aufnehmers der Festwiderstand R_{erg} , bei Anschluß eines KULITE-Druckaufnehmers der Festwiderstand R_{Shunt} entsprechend auszuwählen.

5.2 Kalibrierung der Meßkette

Um in der Lage zu sein, die Meßergebnisse vergleichen und bewerten zu können, wurde eine sorgfältige Kalibrierung der Meßkette sowie eine eingehende Fehlerbetrachtung für notwendig gehalten, damit die nicht vernachlässigbaren Meßabweichungen durch entsprechende Korrekturen bei der Auswertung berücksichtigt werden können.

5.2.1 Statische Druckkalibrierung

Die statische Druckkalibrierung erfolgte entsprechend der Anordnung in Abb. 5.4. Die jeweils zu kalibrierenden Druckaufnehmer wurden in ein luftdichtes Gehäuse eingebaut und über eine digitale Druckwaage mit einem Referenzdruck beaufschlagt. Da die Ausgänge der KULITE-Druckaufnehmer dabei an das Telemetriesystem angeschlossen waren, konnten damit die Ausgangssignale direkt übertragen werden. Mittels eines an der Ausgangsseite des Telemetriesystems angeschlossenen Digitalvoltmeters erfolgte so der Abgleich der gesamten Meßkette vom Druckaufnehmer bis zum Ausgangssignal.

Beispielhafte Ergebnisse der Kalibrierung sowie der Richtung, in der die beiden Druckaufnehmer kalibriert wurden, sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Die Gesamtabweichung dieser Meßkette im statischen Anteil lag unter 1%.

Druck	Ausgangssignale der gesamten Meßkette			
(bar)	(V)	(V)	(V)	(V)
	↓		↓	
0,0	0,0010	0,0010	0,0009	0,0015
0,3	0,2010	0,2023	0,2024	0,2029
0,6	0,4020	0,4027	0,4030	0,4044
0,9	0,6040	0,6043	0,6045	0,6047
1,2	0,8053	0,8056	0,8064	0,8072
1,5	1,0073	1,0076	1,0080	1,0086
1,8	1,2097	↑	1,2108	↑

↑ Richtung der Druckänderung

Tabelle 5.1: Beispielhafte Ergebnisse der statischen Kalibrierung

5.2.2 Dynamische Kalibrierung

Nicht nur der statische sondern insbesondere auch der dynamische Anteil der Drucksignale wird durch das Telemetriesystem übertragen. Deswegen ist es notwendig, die gesamte Meßkette vom Druckaufnehmer bis hin zur letzten Komponente in dieser Meßkette zusammen abzugleichen.

Wird das Druckmeßsystem im regelungstechnischen Sinn als ein Regelkreisglied aufgefaßt (Abb. 5.6), so gibt das Übertragungsverhalten den Zusammenhang zwischen dem Eingangssignal $x_e(t)$ und dem Ausgangssignal $x_a(t)$ an. Für lineare und zeitinvariante Systeme reduziert sich das Problem auf die Identifikation der Übertragungsfunktion $h(t)$ im Zeitbereich oder des Frequenzganges $H(f)$ im Frequenzbereich. Damit ist es möglich, den Vorgang durch eine lineare Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten gemäß folgender Gleichung zu beschreiben:

$$\sum_{j=0}^m a_j \frac{d^j x_a}{dt^j} = \sum_{k=0}^n b_k \frac{d^k x_e}{dt^k} \quad (n \leq m) \quad (5.1)$$

Für den eingeschwungenen Zustand geht aus der partikulären Lösung der Gleichung (5.1) hervor, daß ein lineares Übertragungssystem auf ein harmonisches Eingangssignal der Form

$$x_e(t) = \bar{x}_e \cdot e^{i(\omega t + \varphi_{x_e})} \quad (5.2)$$

mit einem harmonischen Ausgangssignal der Form

$$x_a(t) = \bar{x}_a \cdot e^{i(\omega t + \varphi_{x_a})} \quad (5.3)$$

bei gleicher Frequenz, aber im allgemeinen mit geänderter Amplitude und Phasenlage antwortet. Der Quotient aus Ausgangs- und Eingangsgröße wird als Frequenzgang bezeichnet [30] und ist definiert als:

$$H(f) = \frac{X_a(f)}{X_e(f)} = \frac{x_a}{x_e} \cdot e^{i(\varphi_{x_a} - \varphi_{x_e})} \quad (5.4)$$

Der Frequenzgang ist somit eine komplexe Übertragungsfunktion, der nur von der Frequenz abhängt und das Ein- und Ausgangssignal verknüpft.

$$X_a(f) = H(f) \cdot X_e(f) \quad (5.5)$$

Falls ein System aus mehreren Komponenten besteht (vgl. Abb. 5.6), kann der Frequenzgang des gesamten Systems als Produkt der Übertragungsfaktoren der einzelnen Komponenten beschrieben werden.

$$H(f) = H_1(f) \cdot H_2(f) \cdots H_{n-1}(f) \cdot H_n(f) \quad (5.6)$$

Daher ist das Übertragungsverhalten vollständig beschrieben, wenn das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung für alle Frequenzen einer jeden Komponente in der gesamten Meßkette bekannt sind. Der Frequenzgang läßt sich auch experimentell bestimmen.

Bei der Beurteilung der Genauigkeit der gesamten Meßkette sind außer den Druckaufnehmern auch die sich anschließenden Komponenten bis hin zur Meßwertaufzeichnung

mit in Betracht zu ziehen. Das Blockschema des gesamten Meßsystems ist in Abb. 4.8 dargestellt. Die Übertragungsfunktion des Meßsystems kann im Frequenzbereich mit

$$H(f) = \frac{X_n(f)}{X_1(f)} \quad (5.7)$$

beschrieben werden. In dieser Gleichung bedeuten $X_1(f)$ die Fouriertransformation der von den Druckaufnehmern aufgenommenen zeitlichen Eingangssignale und $X_n(f)$ diejenige der Ausgangssignale der Meßkette, z.B. die der durch den A-D Wandler digitalisierten Signale. $H(f)$ ist eine komplexe Funktion der Frequenz, die durch eine Amplitude und eine Phase charakterisiert wird. Bei der Kalibrierung müssen diese beiden Parameter - Amplitude und Phase - Berücksichtigung finden.

Das gesamte Meßsystem besteht aus den folgenden vier Meßkettengliedern: dem Druckaufnehmer, dem Telemetriesystem mit Filter und Verstärker, dem Magnetbandgerät und dem Analysator. Die Übertragungsfunktion kann also durch folgende Gleichungen angegeben werden:

$$H(f) = H_d(f) * H_t(f) * H_b(f) * H_a(f) \quad (5.8)$$

$$A(f) = A_d(f) * A_t(f) * A_b(f) * A_a(f) \quad (5.9)$$

$$\Theta(f) = \Theta_d(f) + \Theta_t(f) + \Theta_b(f) + \Theta_a(f) \quad (5.10)$$

In diesen Gleichungen kennzeichnet $A(f)$ die Amplitude der Funktion $H(f)$ und $\Theta(f)$ bezeichnet die Phasenverschiebung von $H(f)$. Die Indizes d, t, b und a kennzeichnen jeweils den Druckaufnehmer, das Telemetriesystem, das Magnetbandgerät und den Analysator. Die dynamische Kalibrierung der einzelnen Telemetriekanäle wurde von HAUPT in [22] durchgeführt. Ein beispielhaftes Ergebnis dieser dynamischen Kalibrierung für Kanal 3 zeigt Abb. 5.5.

Um die gesamte Meßkette dynamisch zu kalibrieren, wird ein Kalibriersystem entsprechend dem Blockschaltbild in Abb. 5.7 mit stillgesetztem Laufrad aufgebaut. Die

Erzeugung des dynamischen Druckes erfolgt über einen Signalgenerator, dessen Ausgang mit einem Audio-Verstärker verbunden ist. Die an den Verstärker angeschlossenen Lautsprecher wandeln das vom Signalgenerator erzeugte Sinussignal in Schalldruckwellen um, mit denen der KULITE-Druckaufnehmer beaufschlagt wird. Ein zylindrischer KULITE XCQ-080 zur konventionellen Wandmontage in einer statischen Druckbohrung und ein flacher, auf die Schaufel zu klebender KULITE LQ-047 sind parallel nebeneinander in ein luftdichtes Gehäuse eingebaut. Während das Ausgangssignal des zylindrischen Druckaufnehmers direkt auf Magnetband aufgenommen wurde, wurde das des flachen Druckaufnehmers dem Telemetriesystem zugeführt, übertragen, verstärkt und anschließend zum Vergleich mit dem zylindrischen Druckaufnehmersignal ebenfalls auf Analogband aufgezeichnet.

Mit verschiedenen Einstellungen des Signalgenerators kann die Druckmeßkette vom Druckaufnehmer über Verstärker und Telemetrie bis hin zum Analogband mit verschiedenen Frequenzen kalibriert werden. Die Kalibrierung wurde bei Frequenzen von $f = 30$ bis 2000 Hz vorgenommen. Das Ausgangsfrequenzspektrum des zylindrischen Druckaufnehmers ist in Abb. 5.8, das des flachen in Abb. 5.9 dargestellt.

Bei sämtlichen angeregten Frequenzen besaßen beide Signale fast die gleiche Amplitude, nur wies das von der Telemetrie gesendete Signal Störanteile bei 50 Hz und dem Vielfachen davon auf. Die Ursache dafür ist, daß das Signal vom Telemetriesender durch die Luft übertragen und danach von der Antenne empfangen wurde, so daß sich die wahrscheinlich aus der Stromversorgung (Netzfrequenz) stammende 50-Hz -Störung dem Signal überlagerte.

Um eine Aussage darüber treffen zu können, welche Amplituden-Fehler auf dem Übertragungsweg der Telemetrie entstehen, werden die Amplituden der Grundfrequenzen beider Übertragungssysteme über der angeregten Frequenz in Abb. 5.10 gegenübergestellt. Die Signale unter 800 Hz können als durch das Telemetriesystem perfekt übertragen angenommen werden. Die Amplitudenabweichung ist kleiner als 5% . Die Phasenverschiebung (Abb. 5.11) des gesamten Systems kann unter 1.000 Hz als linear betrachtet werden.

6. Interpretation instationärer Strömungsphänomene

6.1 Typisierung des Stalls

Bei früheren Versuchen im Institut für Strömungsmaschinen wurde festgestellt, daß verschiedene Typen von Strömungsablösungen im Radialverdichter existieren: rotierende und nicht-rotierende.

Die rotierenden Ablösungen werden als Rotating Stall bezeichnet, die nicht-rotierenden als Standing Stall. Zur Typisierung des Rotating Stalls ist die Anzahl der rotierenden Zellen ein weiteres Merkmal; beim Standing Stall ist keine Stall-Zelle vorhanden.

6.2 Verfahren zur Bestimmung eines Stalls

Zum Nachweis, daß ein Stall aufgetreten ist, gibt es zwei unterschiedliche Meß- bzw. Analyseverfahren:

1. das Frequenzanalyseverfahren sowie
2. das Phasen- und Amplitudenverfahren.

Unter meßtechnischen Gesichtspunkten unterscheiden sich die beiden Verfahren darin, daß beim Phasen- und Amplitudenverfahren über mehrere peripher am Umfang des Verdichtergehäuses versetzt angebrachte Druckaufnehmer die Druckschwankungen im Laufkanal gemessen werden, während beim Frequenzanalyseverfahren mit Hilfe von auf

den Schaufeln applizierten DMS die Schaufelschwingungen ermittelt werden. Zusätzlich wird hierbei ein weiterer Druckaufnehmer im Verdichtergehäuse benötigt.

Bei beiden Verfahren müssen zur weiteren Auswertung die aufgenommenen Signale mit Hilfe der Fast-Fourier-Transformation (FFT) vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert werden. Abhängig vom verwendeten Verfahren gibt es allerdings unterschiedliche Methoden zur Klassifizierung des Stall-Typs. Während beim Phasen- und Amplitudenverfahren der Stall-Typ aus einem Phasenwinkeldiagramm ermittelt wird, erfolgt dessen Bestimmung über das Frequenzanalyseverfahren mit Hilfe charakteristischer Schaufelschwingungsfrequenzen. Im Gegensatz zum Rotating Stall, der mit beiden Verfahren nachweisbar ist, kann der Standing Stall nur mit dem Phasen- und Amplitudenverfahren erkannt werden.

6.2.1 Frequenzanalyseverfahren

Zur meßtechnischen Erfassung eines Stalls nach dem Frequenzanalyseverfahren ist nur ein Druckaufnehmer im Verdichtergehäuse erforderlich. Das zusätzlich benötigte Schaufelschwingungssignal wird über einen an einer Laufradschaufel angebrachten DMS erfaßt. Dieses Verfahren ist erstmalig in [28] beschrieben worden.

Die rotierenden Strömungsablösungen wirken sich direkt auf das Schwingungsverhalten des Laufrades aus, denn sie regen die Schaufelblätter bei bestimmten Frequenzen zu Schwingungen an. Die von einem Rotating Stall verursachte Erregungsfrequenz der Schaufel kann über den Zusammenhang

$$f_b = m \cdot f_s \pm f_p \quad (6.1)$$

beschrieben werden. Dabei stellen f_b die vom Rotating Stall erregte Schaufelschwingungsfrequenz (Abb. 6.1(b)), f_s die Drehfrequenz des Laufrades (Abb. 6.1(b)), f_p die vom Stall ausgehende Druckfrequenz (Abb. 6.1(a)) und m die Zellenzahl des Rotating Stalls dar. Ein positives Vorzeichen von f_p wird in dieser Gleichung benutzt, wenn der Rotating Stall gegen die Drehrichtung des Laufrades umläuft, das negative Vorzeichen dagegen gilt für gleiche Umlaufrichtung.

Somit kann die Zellenzahl m eines Rotating Stalls durch Frequenzanalyse der Druck- und Schaufelschwingungssignale gemäß der Gleichung

$$m = \frac{f_b \mp f_p}{f_s} \quad (6.2)$$

bestimmt werden.

Obwohl ein Standing Stall im Druckspektrum eine hohe Amplitude bei z. B. $f_p = 6,836 \text{ Hz}$ aufweist, ist eine Zellenzahl über die Gleichung (6.2) des Frequenzanalyseverfahrens nicht zu bestimmen. Charakteristisch für das Frequenzspektrum eines Standing Stalls ist, daß außer der Drehzahl und deren Harmonische sowie der Schaufeleigenfrequenz keine weiteren Frequenzanteile enthalten sind.

Beispielhafte Analyse eines Rotating Stalls

Die Auswertung bzw. Typisierung eines Rotating Stalls kann mit Hilfe des Frequenzanalyseverfahrens durchgeführt werden. Beispielhaft ist für den Betriebspunkt $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ und $\dot{m}_{red} = 4,14 \text{ kg/s}$ das Frequenzspektrum in Abb. 6.1 dargestellt. Die Frequenz des Drucksignals während des Rotating Stalls ist $f_p = 23,93 \text{ Hz}$. Die durch Rotating Stall verursachte Schaufelerregerfrequenz im Spektrum beträgt $f_b = 840,8 \text{ Hz}$. Aus Gleichung (6.2) ist ersichtlich, daß bei diesem Teillastbetriebspunkt des Verdichters ein Rotating Stall mit vier in Laufraddrehrichtung umlaufenden Zellen auftritt.

Beispielhafte Analyse eines Standing Stalls

Ein Standing Stall kann nur über das in Kapitel 6.2.2 beschriebene Phasen- und Amplitudenverfahren nachgewiesen werden. Das beispielhafte Frequenzspektrum eines Standing Stalls für den Betriebspunkt $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ und $\dot{m}_{red} = 4,14 \text{ kg/s}$ wird in Abb. 6.2 gezeigt. Im Spektrum der Schaufelschwingung sind als wesentliche Signalanteile nur die Drehfrequenz des Laufrads $f_s = 201,7 \text{ Hz}$ und deren Harmonische $f_{4s} = 806,8 \text{ Hz}$ sowie die Eigenfrequenz $f_I = 1333,0 \text{ Hz}$ vorhanden. Es gibt keine zum Rotating Stall vergleichbare charakteristische Schaufelschwingungsfrequenz f_b , weswegen es nicht möglich ist, Standing Stall über das Frequenzanalyseverfahren zu bestimmen.

6.2.2 Phasen- und Amplitudenverfahren

Die Typisierung eines Stalls nach dem Phasen- und Amplitudenverfahren wird graphisch nach [28] durchgeführt. Zur Darstellung der Meßwerte in einem Phasen- und Amplitudendiagramm müssen am Umfang des Verdichtergehäuses mehrere Druckaufnehmer (mindestens drei) angebracht sein. Die aufgenommenen Drucksignale werden mit Hilfe der FFT-Analyse vom Zeit- in den Frequenzbereich transformiert.

In den Phasenwinkeldiagrammen (Abb. 6.3(a) und Abb. 6.4(a)) wird auf der Abszisse die geometrische Position der in dem Verdichtergehäuse angebrachten Druckaufnehmer als Umfangswinkel aufgetragen. Auf der Ordinate ist die Phasenverschiebung der Druckschwingungsfrequenz f_p der Druckaufnehmersignale zwischen dem Druckaufnehmer am Ort mit dem Umfangswinkel 0° und den weiteren Druckaufnehmern dargestellt. Die Steigung der Geraden (Anzahl der Ablösezellen bei Rotating Stall) berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$K = -m \quad (6.3)$$

In den Amplitudendiagrammen (Abb. 6.3(b) und Abb. 6.4(b)) wird ebenfalls auf der Abszisse die geometrische Position der in dem Verdichtergehäuse angebrachten Druckaufnehmer als Umfangswinkel aufgetragen. Auf der Ordinate ist das Amplitudenverhältnis des FFT-Spektrums bezogen auf die Amplitude des Druckaufnehmers beim Umfangswinkel von 0° aufgetragen.

Phasenwinkelbeziehung zwischen zwei Drucksignalen

Im folgenden soll die Phasenbeziehung der Signale zwischen zwei Druckaufnehmern beim Auftreten eines Rotating Stalls hergeleitet werden. Die rotierende Druckströmung läßt sich als eine Funktion des Ortes und der Zeit mit folgender Gleichung beschreiben.

$$p(t, \varphi_g) = \tilde{p} \cdot \sin(\omega_{rs}t - m\varphi_g) \quad (6.4)$$

In dieser Gleichung ist p die Amplitude, ω_{rs} die Kreisfrequenz, m die Zahl der auf dem Umfang verteilten Ablösezellen und φ_g der geometrische Winkel in Drehrichtung des Lauf-

rades. Die Druckverläufe zweier Druckaufnehmer, die sich an den beiden Orten φ_{g_1} und φ_{g_2} befinden, werden durch folgende Gleichung dargestellt,

$$\tilde{p} \cdot \sin(\omega_{rs}t - m\varphi_{g_1}) = \tilde{p} \cdot \sin(\omega_{rs}(t + \Delta t) - m\varphi_{g_2}) \quad (6.5)$$

Diese Abhängigkeit besteht, weil am Ort φ_{g_2} der Funktionswert p um den Zeitraum Δt später auftritt. Hieraus ergibt sich für die Zellenzahl m der Ausdruck

$$m = \frac{\omega_{rs}\Delta t}{\varphi_{g_2} - \varphi_{g_1}} \quad (6.6)$$

Der zeitliche Versatz der beiden Funktionen läßt sich mit

$$\omega_{rs} \cdot \Delta t = \phi \quad (6.7)$$

beschreiben, und der geometrische Differenzwinkel zwischen beiden Aufnehmern wird definiert als

$$\varphi_{g_2} - \varphi_{g_1} = \theta \quad (6.8)$$

so daß die Zellenzahl m des mit konstanter Winkelgeschwindigkeit umlaufenden Rotating Stalls wie folgt formuliert wird:

$$m = \frac{\phi}{\theta} \quad (6.9)$$

Hierbei muß berücksichtigt werden, daß für positive Werte der Zellenzahl m die Ablösezellen im gleichen Drehsinn wie das Laufrad rotieren und bei negativen Werten in der entgegengesetzten Laufraddrehrichtung.

Beispielhafte Analyse eines Rotating Stalls

Charakteristisch für einen Rotating Stall ist, daß die Phasenverschiebung zwischen den Druckaufnehmersignalen immer auf einer der vorgegebenen Geraden liegt. Aus der Abhängigkeit der Umfangswinkeldifferenz zwischen den Druckaufnehmern und den dazugehörigen Phasenverschiebungen kann der Schnittpunkt mit einer der vorgegebenen

Geraden bestimmt werden, die entsprechend der unterschiedlichen Anzahl von Ablösezellen eingezeichnet sind. Mit Hilfe dieses Verfahrens ist es möglich, die Zellenanzahl eines Rotating Stalls graphisch zu bestimmen. Zur korrekten Auswertung der Zellenanzahl sind mindestens drei Druckaufnehmer notwendig.

Beim Auftreten von Rotating Stall, müssen alle Punkte im Phasendiagramm Abb. 6.3(a) auf einer Geraden liegen. Kleine Abweichungen sind durch Meßungenauigkeiten erklärbar.

Charakteristisch für das Amplitudendiagramm eines Rotating Stalls ist, daß das Amplitudenverhältnis ungefähr den konstanten Wert 1 besitzt (Abb. 6.3(b)). Dies ist darauf zurückzuführen, daß die umlaufenden Stall-Zellen mit nahezu gleicher Amplitude zeitlich nacheinander an jedem Druckaufnehmer auftreten.

Ein Ergebnis wird in Abb. 6.3 dargestellt. Die Druckaufnehmer sind bei $\varphi_{g1} = 58^\circ$ und $\varphi_{g2} = 125^\circ$ eingesetzt. Die Phasenverschiebungen zwischen diesen Druckaufnehmern wird mit der FFT-Analyse zu $\phi = \phi_{g1} - \phi_{g2} = 144^\circ - (-127^\circ)$ ermittelt. Mit Hilfe von Abb. 6.3 kann bestimmt werden, daß dieser Rotating Stall mit vier Zellen aufgetreten ist.

Beispielhafte Analyse eines Standing Stalls

Bei einem Standing Stall sind keine rotierenden Zellen vorhanden. Deshalb treten auch keine Ablösezellen zeitlich hintereinander an den Druckaufnehmer auf. Für die Betriebsdrehzahl $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ und einen Massendurchsatz von $\dot{m}_{red} = 4,14 \text{ kg/s}$ liegen die Punkte im Phasenwinkeldiagramm Abb. 6.4(a) nicht auf einer der vorgegebenen Geraden (Druckaufnehmer bei 58° und 125° und Phasenverschiebungen von 137° und 51°). Das Amplitudenverhältnis für Standing Stall ist nicht konstant, sondern weist einen annähernd sinusförmigen Verlauf auf (Abb. 6.4(b)). Das bedeutet, daß diese Druckschwankungen nicht mehr peripher verlaufen wie bei einer rotierenden Ablösezelle, sondern sie schwingen an den Umfangspositionen mit verschiedenen Amplituden. Das ist ein typischer Standing Stall.

6.3 Verfahren zur Bestimmung der Druckverteilung innerhalb eines Schaufelkanals

Um ein Abbild der Druckverteilung innerhalb eines Schaufelkanals zu erhalten, werden im Verdichtergehäuse mehrere Druckaufnehmer angeordnet. Die Positionen der Bohrungen für die Druckaufnehmer an der Innenwand des Verdichtergehäuses verlaufen dabei entlang der Schaufelspur der Skelettlinie an der Außenkontur der Laufradschaufel.

Im normalen Verdichterbetrieb besitzt der Druckverlauf die Form einer Sägezahn-schwingung mit der Frequenz f_n als Produkt aus der Anzahl der Laufradschaufeln N und der Drehfrequenz des Laufrades f_s .

$$f_n = f_s * N \quad (6.10)$$

Beim Auftreten eines Rotating Stalls ändert sich das aufgenommene Drucksignal und läßt sich im Zeitbereich als Überlagerung von zwei charakteristischen Signalformen unterschiedlicher Frequenz beschreiben. Dabei ist der im normalen Verdichterbetrieb auftretenden Sägezahn-schwingung eine Sinusschwingung mit der vom Rotating Stall ausgehenden Druckfrequenz f_p überlagert. Die Amplitude der Sinusschwingung ist dabei wesentlich höher als die Amplitude der Sägezahn-schwingung, während die Frequenz f_p sehr viel niedriger ist als die Frequenz f_n . Weil beim Rotating Stall außerdem Rückströmungen in einzelnen Schaufelkanälen auftreten, ist dort das ursprünglich vorhandene Sägezahn-signal teilweise nicht mehr vorhanden.

Zur Bestimmung der Druckverteilung innerhalb eines Schaufelkanals wird die zeitliche Drucksignaländerung eines feststehenden Druckaufnehmers auf ein im Relativsystem mitrotierendes Drucksignal innerhalb eines Schaufelkanals umgerechnet.

6.3.1 Umrechnung

In diesem Kapitel wird das Umrechnungsverfahren beschrieben, mit dem die Drucksignale, der im Gehäuse befestigten Druckaufnehmern beim Rotating Stall auf den rotierenden

Laufradkanal transformiert werden.

Zur Erklärung des Umrechnungsprinzips wird der Drucksignalverlauf eines Rotating Stalls in Abb. 6.5 vereinfacht dargestellt. Dazu wird von den beiden überlagerten Schwingungsanteilen nur der sinusförmige Anteil des Drucksignals betrachtet. Ferner wird angenommen, daß jeder Laufradkanal identisch und der Rotating Stall zyklisch ist.

Bei dem Beispiel in Abb. 6.5 handelt es sich um einen zweizelligen Rotating Stall, der entgegen der Laufraddrehrichtung umläuft. Das Laufrad wird in dieser Abbildung durch einen Kreis, eine Laufradschaufel durch ein Rechteck symbolisiert. Die schraffierten Flächen innerhalb des Kreises stellen die geometrische Position der Stall-Zellen dar und die Position der Druckaufnehmer wird durch ein Dreieck gekennzeichnet. Aus der Anzahl der Laufradschaufeln und der Verdichterdrehzahl erfolgt die Bestimmung der Position eines Schaufelkanals entlang der Zeitachse.

Der Rotating Stall in dem Beispiel ist beim Teillastbetrieb des Verdichters bei einer Drehzahl von $n_{red} = 16.000 \text{ 1/min}$ aufgetreten. Diese Drehzahl entspricht einer Frequenz von $f_s = 266,67 \text{ Hz}$ bzw. einer Periodendauer von $t_s = 3,75 \text{ ms}$. Die sinusförmige Drucksignalkomponente besitzt eine Frequenz von $f_p = 101 \text{ Hz}$, entsprechend einer Periodendauer von $t_p = 9,90 \text{ ms}$ bzw. einer Stall-Periode von $t_{rs} = t_p * m = 19,80 \text{ ms}$

Im oberen Bereich der Abb. 6.5 sind die Laufräder in einer Position dargestellt, bei der sich der betrachtete Schaufelkanal genau auf der Höhe der im Gehäuse befestigten Druckaufnehmer befindet. Nur in diesen Positionen ist es möglich, die Druckverteilung im Schaufelkanal mit Druckaufnehmern im Absolutsystem zu messen.

Bei den Laufrädern im unteren Bereich der Abbildung ist zwischen dem betrachteten Schaufelkanal und dem Druckaufnehmer eine Winkeldifferenz vorhanden. Die Druckverteilung im Schaufelkanal ist durch den Druckaufnehmer nicht direkt meßbar.

Trotz dieser Winkelverschiebung können über eine Umwandlung die Drücke in einem rotierenden Laufradkanal mit am Gehäuse befestigten Druckaufnehmern ermittelt werden, denn die Zustände im (rotierenden) Relativsystem lassen sich durch die meßbaren Zustände im Absolutsystem interpretieren.

Die Winkelbeziehung zwischen dem betrachteten Schaufelkanal und den Zellen des Rotating Stalls in diesem rotierenden Koordinatensystem wird durch folgende Gleichung beschrieben.

$$\varphi'_{rs} = \varphi_s \pm \varphi_{rs} \quad (6.11)$$

Das Vorzeichen wird in dieser Beziehung wie in Gleichung (6.2) benutzt, d.h. ein positives Vorzeichen steht für einen gegen die Laufraddrehrichtung umlaufenden Rotating Stall. Die mit ' bezeichneten Symbole kennzeichnen die Parameter im mitrotierenden Koordinatensystem.

Gleichung (6.2) kann wie folgt umgeformt und im mitrotierenden Koordinatensystem beschrieben werden; dabei entspricht die Schaufelschwingungsfrequenz f_b der Druckschwingungsfrequenz f'_p im Relativsystem.

$$f'_p = f_b = m \cdot f_s \pm f_p \quad (6.12)$$

Die Frequenz f_{rs} des m -zelligen Rotating Stalls ergibt sich aus $t_{rs} = t_p * m$ zu Gleichung (6.13).

$$f_p = f_{rs} * m \quad (6.13)$$

Durch Umformung von Gleichung (6.12) und (6.13) ergibt sich Gleichung (6.14), mit der sich die Zeitachse vom feststehenden auf das mitrotierende Koordinatensystem abbilden läßt.

$$t'_p = t_p / (t_{rs} / t_s \pm 1) \quad (6.14)$$

Auf diese Weise ist es möglich, die zeitlich sich ändernden Signale der örtlich feststehenden Druckaufnehmer dem rotierenden Schaufelkanal des Verdichterlaufrades zuzuordnen. Die Beziehung zwischen dem Relativ- und dem Absolutsystem ist in Tabelle 6.1 dargestellt. Dabei ergibt sich, daß der berechnete Zustand im betrachteten Kanal im relativen Koordinatensystem z. B. für $t'_1 = 0,53 \text{ ms}$ mit dem im Absolutsystem gemessenen Zustand bei $t_1 = 3,30 \text{ ms}$ identisch ist. Durch dieses Verfahren kann also jeder Zustand im

rotierenden Laufradkanal bei Rotating Stall ohne aufwendige Messungen im rotierenden Rotor aus instationären ortsfesten Druckmessungen abgeleitet werden.

t'	ms	0,00	0,53	1,05	1,58	2,10	2,63	3,15
φ_{rs}	$^\circ$	0,00	60,00	120,00	180,00	240,00	300,00	360,00
t	ms	0,00	3,30	6,60	9,90	13,20	16,50	19,80

Tabelle 6.1: Relation der Zeiten im Relativ- und Absolutkoordinatensystem

6.4 Zweizelliger Rotating Stall im 60-Grad-Laufradkanal

Die Signale der in der Verdichtervorderwand befestigten hochauflösenden KULITE-Druckaufnehmer werden auf Magnetband aufgenommen. Mit Hilfe der FFT-Analyse läßt sich anschließend der auftretende Rotating Stall lokalisieren und bestimmen. Die Frequenz des Rotating Stalls, der bei einem Massendurchsatz von $\dot{m}_{red} = 4,84 \text{ kg/s}$ im 60°-Laufrad mit beschaufeltem Diffusor auftrat, liegt bei $f_p = 101 \text{ Hz}$, die vom Rotating Stall erregte Schaufelschwingungsfrequenz f_b beträgt $634,33 \text{ Hz}$ und die Drehfrequenz f_s ist $266,67 \text{ Hz}$, was einer Drehzahl von $n_{red} = 16.000 \text{ 1/min}$ entspricht. Aus diesen Daten ergibt sich nach Gleichung (6.2), daß es sich um einen zweizelligen gegen die Drehrichtung des Laufrades umlaufenden Rotating Stall handelt.

Die Drucksignale des zweizelligen Rotating Stalls werden durch einen gemultiplexten 12-Bit-A/D-Wandler digitalisiert, für jeden einzelnen Laufradkanal ausgeschnitten und gemäß dem in Kapitel 6.3 beschriebenen Prinzip vom Absolutsystem ins Relativsystem transformiert. Die Anzahl der Laufradkanäle in einem Zyklus des Rotating Stall berechnet sich aus folgender Gleichung:

$$N_p = f_s \cdot N_b / f_p \quad (6.15)$$

Der untersuchte Verdichter besitzt $N_b = 10$ Laufradkanäle, so daß ein Zyklus des Rotating Stalls $N_p = 26$ Kanäle belegen muß und dementsprechend durch 26 Druckverteilungen an

der Außenkontur des Laufrades dargestellt werden kann.

Die Abbildungen 6.6, 6.7 und 6.8 zeigen die Druckverteilungen an der Außenkontur des Laufradkanals bei drei unterschiedlichen Zuständen des Rotating Stalls. Die drei Zustände, zu denen jeweils drei Bilder für Beginn, Mitte und Ende gezeigt werden, sind durch eine normale, eine gemischte sowie eine abgerissene Laufradkanalströmung gekennzeichnet. Um die Bilder untereinander besser vergleichen zu können, sind die Druckverteilungen links mit einer Einheitsskala dargestellt. Die Bilder auf der rechten Seite wurden mit einer individuellen Minimal-Maximal-Skala gezeichnet, die Details in den Druckverteilungen besser erkennen läßt.

Ein Vergleich der Druckverteilung in Abb. 6.6(b) mit derjenigen während des stationären Betriebspunktes kurz vor dem Auftreten des zweizelligen Rotating Stalls in Abb. 6.9(a) ergibt eine gute Übereinstimmung. Daher kann der in Abb. 6.6(b) gezeigte Zustand im Laufradkanal während des Rotating Stalls als normaler Zustand gekennzeichnet werden.

Beim normalen Zustand während des Rotating Stalls neigen sich die Isobaren der Druckverteilung an der Außenkontur des Laufradkanals bei Meridianpositionen $x/s > 0,6$ - wie auch beim stationären Betriebspunkt - wegen zunehmender Zentrifugal- und Corioliskräfte zur Saugseite hin, d.h. der Wanddruck an der Druckseite des Laufradkanals ist größer als der Druck an der Saugseite. So geschieht der Druckaufbau im Laufradkanal entsprechend dem normalen stationären Betriebspunkt und die Energie wird im Laufradkanal an das Medium übertragen. Aufgrund einer erheblichen Änderung des geometrischen Gradienten der Schaufelkontur existieren bei der Meridianposition $x/s = 0,35$ neben der Saugseite des Laufradkanals bzw. der Saugseite der Splitterschaufel Gebiete niedrigen Druckes. Dies ist jedoch für eine Durchströmung, die derjenigen eines stabilen Betriebspunktes ähnelt, eine typische Druckverteilung.

Die Druckverteilungen während des gemischten Zustandes beim Rotating Stall beweisen, daß die Energiezufuhr im vorderen Laufradteil sehr intensiv ist: bis zu 50% der gesamten Drucksteigerung der Stufe, die sich im normalen Zustand von Rotating Stall

bzw. im stationären Betriebspunkt bis $x/s = 0,8$ aufbaut, wird hier bereits vor dem Beginn der Splitterschaufel erreicht. Die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite im radialen Teil des Laufrades hat sich dagegen wesentlich verringert.

Darüber hinaus weist die Druckverteilung im gemischten Zustand einen weiteren typischen Charakter auf: denn im Gegensatz zum normalen Zustand, in dem sich das Gebiet niedrigen Drucks neben der Saugseite des Laufradkanals bei der Meridianposition $x/s = 0,35$ befindet, liegt es im gemischten Zustand des Rotating Stalls im axialen Laufradteil bei $x/s = 0,2$. Ferner sind an der Druckseite der beiden Schaufeln einige Bereiche hohen Drucks zu erkennen.

Die Gebiete hohen Drucks, die an der Druckseite des Laufradkanals entstehen, bewegen sich zur Saugseite des Laufradeintritts und sind deutlich in Abb. 6.7 erkennbar. Anschließend bilden sich Gebiete niedrigen Drucks. Eine derartige Bewegung der Hochdruckgebiete in Richtung Laufradeintritt kann als eine bei Rotating Stall auftretende Rückströmung im Laufradkanal interpretiert werden.

Am Anfang der in Abb. 6.7(a) und 6.7(b) gezeigten Zustände nehmen die Druckgradienten neben der Saugseite des Laufradeintritts beständig zu und werden mit fortlaufender Entwicklung des Rotating Stalls an dieser Stelle immer größer. Dieser Trend besitzt einen sehr großen Einfluß auf die Entstehung von Strömungsablösungen im Laufradkanal. In Abb. 6.7(c) ist deutlich zu erkennen, daß die Druckverteilungen an der Saugseite des Laufradeintritts fast konstant sind, was auf ein abgelöstes Gebiet in der Strömung schließen läßt. Diese Art der Entstehung der Ablösung im axialen Laufradteil kann auch mit der Theorie von EMMONS erklärt werden.

Während des Verlaufs des Rotating Stalls im gemischten Zustand gibt es gleichzeitig zwei Strömungen: die Rückströmung vom hinteren radialen Laufradteil sowie die abgelöste Strömung vom vorderen Laufradteil. Im weiteren Zusammenwirken dieser beiden Strömungen geht der Rotating Stall in den abgerissenen Zustand über.

Die auffälligsten Merkmale im abgerissenen Zustand, der in Abb. 6.8(a) und 6.8(b) dargestellt ist, ist die Ausdehnung der Gebiete niedrigsten Druckes vom Eintritt bis zur

Mitte des Laufradkanals. Bis zur Position $x/s = 0,35$ existieren keine nennenswerten Druckgradienten, so daß im axialen Laufradteil keine Energieübertragung an das Medium stattfindet. Die Inseln an der Saugseite bedeuten abgelöste Gebiete in der Strömung. Erst im hinteren radialen Laufradteil, besonderes im linken Kanal, ergibt sich aus dem Verlauf einiger Isobaren, daß in diesem Bereich vom Laufrad Energie an die Strömung übertragen wird. Während dieses abgerissenen Zustandes des Rotating Stalls befinden sich mehrere Hoch- und Tiefdruckinseln in der Mitte des Laufradkanals. Bereits in Abb. 6.7(b) wurde dies als ein Gebiet gedeutet, in dem gleichzeitig zwei sich gegeneinander bewegende Strömungen auftreten. Die Wechselwirkungen beider Strömungen führen zu der Entstehung dieser Wirbel, die dann als Hoch- und Tiefdruckinseln in Erscheinung treten.

Um den Druckaufbau im Laufradkanal während der verschiedenen Zustände zu vergleichen, werden die Wanddrücke an der Druck- und Saugseite vom stationären Betriebspunkt sowie vom normalen, gemischten und abgerissenen Zustand während des Rotating Stalls in Abb. 6.10 und Abb. 6.11 dargestellt. Der Druck an der Druckseite des Laufradkanals wird mit \diamond , der an der Saugseite mit \circ gekennzeichnet. Der Vergleich von Abb. 6.10(a) und 6.10(b) liefert einen weiteren Beweis, daß der Druckaufbau während des normalen Zustandes bei Rotating Stall gleich oder sogar besser ist als der im stationären Betriebspunkt, was auf eine sehr gute Energieübertragung hindeutet. Dies ist auch die Ursache dafür, daß der Verdichter bei mildem Rotating Stall, bei dem der normale Zustand dominant ist, weiter arbeiten kann.

Im gemischten Zustand (Abb. 6.11(a)) fällt der Zusammenbruch des Druckaufbaus hinter der Meridianposition $x/s = 0,45$ auf. An einigen Stellen ist der Wanddruck an der Saugseite des Schaufelkanals sogar größer als derjenige an der Druckseite. Eine Energieübertragung im hinteren radialen Laufradteil kann daher nicht stattfinden. Auch im vorderen axialen Laufradteil ist die Energieumsetzung wesentlich geringer als während des normalen Zustands. Wenn der Rotating Stall in den abgerissenen Zustand übergeht, kommt es erneut zu Energieumsetzungen im hinteren radialen Laufradteil (Abb. 6.11(b)). Dafür ist aber die Energieumsetzung im axialen Laufradteil zusammengebrochen. Die "ne-

gative" Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite, die sich im gemischten Zustand hinter $x/s = 0,6$ befindet, hat sich nach vorne zu $x/s < 0,6$ bewegt und vom Betrag her zugenommen.

Die gesamten Abbildungen in 6.10 und 6.11 zeigen, daß zumindest teilweise eine Energieumsetzung während des Rotating Stalls im Laufradkanal stattfindet. Das ist auch die Voraussetzung für den Verdichter, um trotz Rotating Stall und der damit verbundenen Druckschwankungen weiter im Betriebspunkt zu bleiben und nicht weiter ins Pumpen zu rutschen. Der Druckaufbau im Laufradkanal bricht erst im hinteren radialen Laufradteil zusammen, weil die meiste Energie normalerweise dort ans Medium übertragen wird. Mit dem Verlauf des Rotating Stalls wird der Bereich, in dem der Druckaufbau zusammengebrochen ist, weiter nach vorn wandern. Diese Bewegung kann durch die Rückströmung während des Rotating Stalls verursacht werden.

6.5 Dreizelliger Rotating Stall im 90-Grad-Laufradkanal

Am 90°-Laufrad mit aerodynamisch beschaukelten und schaukellosen Diffusoren wurden zahlreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um die instationären Eigenschaften bei der Entstehung und dem Verlauf von Stall und Surge und die daraus resultierenden Schaufelschwingungen zu erforschen. Ein kontinuierlicher Rotating Stall, der bei einer Drehzahl von $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ und einem Massendurchsatz von $\dot{m}_{red} = 3,82 \text{ kg/s}$ auftritt, wurde ausgewählt, um das Phänomen des Rotating Stalls genauer zu analysieren.

Mit Hilfe einer FFT-Analyse läßt sich die Schwankungsfrequenz des Druckes bei $f_p = 83 \text{ Hz}$ sowie die Schaufelschwingungsfrequenz bei $f_b = 702 \text{ Hz}$ lokalisieren. Durch Gleichung (6.2) wird festgestellt, daß es sich um einen dreizelligen gegen die Laufraddrehrichtung umlaufenden Rotating Stall handelt. Die Drehfrequenz des Laufrades ist hier $f_s = 206 \text{ Hz}$. Mit $N_b = 10$ Laufradkanälen kann nach Gleichung (6.15) dieser dreizellige Rotating Stall durch 25 Druckverteilungen in seinem charakteristischen Ablauf komplett dargestellt werden.

Anhand der Betrachtung dieser 25 Druckverteilungen sind die Zustände dieses Rotating Stalls - wie bereits beim 60°-Laufrad - in drei Perioden klassifizierbar, nämlich die normale, die gemischte und die abgerissene Periode. Die Abbildungen 6.12, 6.13 und 6.14 zeigen die Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades bei den verschiedenen Zuständen während der drei charakteristischen Perioden. Die Druckverteilung beim stationären Betriebspunkt ist in Abb. 6.9(b) dargestellt.

Das 90°-Laufrad findet anstelle des 60°-Laufrades Verwendung, um dem Medium mehr Energie zuzuführen und damit ein bei gleicher Drehzahl höheres Druckverhältnis zu erzielen. Jedoch wird infolge der stärkeren Änderung des Gradienten der Energieübertragung ein größerer Einfluß auf die Strömungsstrukturen ausgeübt. Ein Vergleich der Druckverteilungen im stabilen Betriebspunkt in Abb. 6.9(a) und 6.9(b) beweist dies: der Verlauf der Isobaren beim 60°-Laufrad ist wesentlich ausgeglichener als der beim 90°-Laufrad. Der Druck entlang der Schaufelkontur beim 60°-Laufrad steigt stetig an. Dagegen befindet sich beim 90°-Laufrad bei $x/s = 0,7$ an der Saugseite des Laufradkanals eine Zone niedrigeren Druckes. Eine solche Struktur sollte anfälliger für Strömungsablösungen sein und leichter in den Bereich des Rotating Stalls geraten.

Auch beim Betrachten des gesamten Vorganges des Rotating Stalls über die drei Perioden fällt auf, daß die Isobaren beim 90°-Laufrad nicht so ausgeglichen verlaufen.

Die Druckverteilungen der normalen Periode sind in Abb. 6.12 dargestellt. Zwar lösen sich die bei $x/s = 0,7 \sim 0,8$ im normalen Zustand anfangs noch existierenden Hoch- und Tiefdruckinseln auf, aber im gemischten bzw. im abgerissenen Zustand bleiben diese Inseln - im Gegensatz zum 60°-Laufrad - während der gesamten Periode stark ausgeprägt. Die stärkere Ausprägung der Hoch- und Tiefdruckinseln ist auf die Geometrie der Schaufelkontur des 90°-Laufrades zurückzuführen, die bereits im stationären Betriebspunkt bei $x/s = 0,7$ an der Saugseite ein Tiefdruckgebiet verursacht.

Die gesamten Abbildungen 6.12, 6.13 und 6.14 der Druckverteilungen zeigen, daß beim dreizelligen Rotating Stall im 90°-Laufrad eine intensive Querbewegung in Umfangsrichtung innerhalb des Laufrades stattfinden muß.

6.6 Standing Stall im 90 Grad Laufradkanal

Anders als beim Rotating Stall werden beim Standing Stall außer den Schwingungen in der Eigenfrequenz und der Drehfrequenz bzw. deren Vielfache keine weiteren Schaufel-schwingungen durch die Druckschwankungen angeregt. Daher läßt sich auch mit Gleichung (6.2) die Zellenzahl des Stalls nicht bestimmen, obwohl es bei $f_p = 6,836 \text{ Hz}$ eine deutliche Amplitudenerhöhung im Druckspektrum gibt. Die Druck- und Schaufelschwingungsspektren des Standing Stalls, der bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ und einem Massendurchsatz vom $\dot{m}_{red} = 4,14 \text{ kg/s}$ auftritt, sind in Abb. 6.2 dargestellt. Mit der Druckfrequenz $f_p = 6,836 \text{ Hz}$, der Drehfrequenz $f_s = 201,7 \text{ Hz}$ und der Schaufelzahl $N_b = 10$ ergibt sich nach Gleichung (6.15) die Anzahl der zur Darstellung des Standing Stalls benötigten Druckverteilungen zu $N_p = 295$. Bei der Betrachtung der Druckverteilungen in Abb. 6.17 und 6.18 fällt auf, daß sich der Standing Stall nicht wie der vorher beschriebene Rotating Stall in drei Perioden einteilen läßt, da kein Zustand existiert, in dem die Strömung eindeutig abreißt. Der Vorgang beim Standing Stall wird daher in nur zwei Perioden, die normale sowie die hochbelastete, gegliedert.

Diese beiden typischen Zustände beim Standing Stall werden in Abb. 6.17 und 6.18 dargestellt. Sowohl im normalen als auch im hochbelasteten Zustand existiert während des gesamten Verlaufs neben der Saugseite der Splitterschaufel bei $x/s = 0,40$ ein Tiefdruckgebiet. Es handelt sich hier jedoch hier eine Eigenschaft der durch die Schaufelkontur bedingten normalen Druckverteilung. Diese Strömungsstruktur deutet darauf hin, daß der Standing Stall im allgemeinen nicht so starke Auswirkungen aufweist wie der normale Rotating Stall. Der Vergleich der Abb. 6.1(a) und 6.2(a) zeigt, daß die Amplitude des Standing Stalls nur 43,2% derjenigen bei Rotating Stall beträgt.

Zu Beginn des normalen Zustandes beim Standing Stall (Abb. 6.17(a)) ist die Energieumsetzung im hinteren radialen Teil des Laufrades, die im hochbelasteten Zustand zusammengebrochen war, wieder hergestellt. Jedoch verlaufen die Isobaren dichter als in der Mitte des normalen Zustandes (Abb. 6.17(b)). Die von der Rückströmung verursachten Hochdruckgebiete, die beim hochbelasteten Zustand (Abb. 6.18) aufgetaucht sind, sind

neben der Saugseite noch erkennbar. Im weiteren Verlauf des Vorgangs verkleinern sich diese Gebiete, die Druckumsetzung im gesamten Laufradkanal verteilt sich gleichmäßiger (Abb. 6.17(b)) und erreicht damit den höchsten Stufendruck. Am Ende des normalen Zustandes kann die Energie im Laufradkanal sehr gut umgesetzt werden.

Die Druckunterschiede zwischen der Druck- und Saugseite im radialen Teil des Laufrades sind im hochbelasteten Zustand relativ gering. Dies zeigt sich im Diagramm der Druckverteilungen (Abb. 6.18(a) und 6.18(b)) durch den flachen Verlauf der Isobaren in Umfangsrichtung. Im Eintrittsbereich des Schaufelkanals verlaufen die Isobaren sehr dicht und bis zur Position $x/s = 0,15$ wird 56,3% des Stufendrucks erreicht. Bis $x/s = 0,80$ steigt der Druck dagegen kaum noch. Das deutet darauf hin, daß in diesem Laufradteil kaum eine Energieübertragung stattfindet. Im anschließenden Verlauf des Standing Stalls wird die Energieübertragung wieder hergestellt. Der Zyklus beginnt wieder von vorn.

Die Wanddruckverteilung an der Druck- und Saugseite des Laufrades während des Standing Stalls ist in Abb. 6.19 dargestellt. Ein Vergleich mit den Abbildungen 6.15 und 6.16 (Druckverteilung beim Rotating Stall) liefert einen weiteren Beweis dafür, daß der Standing Stall milder verläuft als der Rotating Stall. Im normalen Zustand von Standing Stall steigt der Wanddruck vom Laufradeintritt bis -austritt wie im stabilen Zustand (Abb. 6.15(a)) nahezu stetig an. Die Druckunterschiede zwischen Druck- und Saugseite sind im gesamten Laufrad fast gleich. Während der hochbelasteten Periode des Standing Stalls (Abb. 6.19(b)) ist der Druckaufbau nicht wie im abgerissenen Zustand vom Rotating Stall (Abb. 6.16(b)) total zusammengebrochen, sondern er hat sich nur im hinteren radialen Laufradteil verringert. Das ist auch die Ursache dafür, daß bei Standing Stall nicht so starke Druckschwankungen auftreten.

6.7 Rotating Stall in den Laufrädern

Die zuvor betrachteten Strömungsstrukturen beziehen sich jeweils auf einen Laufradkanal. Um die Strömung im gesamten Laufrad zu interpretieren, muß angenommen werden, daß

der Rotating Stall symmetrisch ist. Das heißt, daß sich in einem relativen Koordinatensystem die Rotating Stall Zellen symmetrisch auf dem Laufradumfang anordnen.

Um den Rotating Stall entlang der Laufradperipherie gleichmäßig im relativen Koordinatensystem verteilen zu können, wird die Bildnummer des nächsten Schaufelkanales durch folgende Gleichung berechnet.

$$\Delta N = T_{rs}/T_s \quad (6.16)$$

Werden die Gleichungen (6.13) und (6.15) eingesetzt, so ergibt sich

$$\Delta N = m \cdot N_p/N_b \quad (6.17)$$

Nach Gleichung (6.17) wird der Nummer des Laufradkanal-Bildes die Schrittnummer des zweizelligen Rotating Stalls im 60°-Laufrad sowie des dreizelligen im 90°-Laufrad zugeordnet und in den Tabellen 6.2 und 6.3 zusammengefaßt. Bei der Betrachtung eines Kanals ist der Verlauf der Bildnummern jeweils aufeinanderfolgend.

Die Schaufeln des Laufrades bewegen sich bei der Darstellung im relativen Koordinatensystem nicht. Die Simulationen des zweizelligen Rotating Stalls im 60°-Laufrad bzw. des dreizelligen Rotating Stalls im 90°-Laufrad sind in den Abbildungen 6.20, 6.21, 6.22 und 6.23 dargestellt. In den Abbildungen 6.20 und 6.21 wird deutlich sichtbar, daß der zweizellige Rotating Stall sich entgegengesetzt der Laufraddrehrichtung bewegt. Durch diese Simulation läßt sich das Verhalten des Stalls und besonders die Entstehung und Entwicklung der Rückströmungen im gesamten Laufrad gut erkennen. In den Abbildungen 6.22 und 6.23 ist erkennbar, daß der dreizellige Rotating Stall, der im 90°-Laufrad entgegen der Drehrichtung läuft, von intensiven Querströmungen innerhalb des Schaufelkanals beherrscht wird.

		Lauftradkanal									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Schritt	Nr. 1	1	6	11	16	21	1	6	11	16	21
	Nr. 2	2	7	12	17	22	2	7	12	17	22
	Nr. 3	3	8	13	18	23	3	8	13	18	23
	Nr. 4	4	9	14	19	24	4	9	14	19	24
	Nr. 5	5	10	15	20	25	5	10	15	20	25
	Nr. 6	6	11	16	21	26	6	11	16	21	26
	Nr. 7	7	12	17	22	1	7	12	17	22	1
	Nr. 8	8	13	18	23	2	8	13	18	23	2
	Nr. 9	9	14	19	24	3	9	14	19	24	3
	Nr. 10	10	15	20	25	4	10	15	20	25	4
	Nr. 11	11	16	21	26	5	11	16	21	26	5
	Nr. 12	12	17	22	1	6	12	17	22	1	6
	Nr. 13	13	18	23	2	7	13	18	23	2	7
	Nr. 14	14	19	24	3	8	14	19	24	3	8
	Nr. 15	15	20	25	4	9	15	20	25	4	9
	Nr. 16	16	21	26	5	10	16	21	26	5	10
	Nr. 17	17	22	1	6	11	17	22	1	6	11
	Nr. 18	18	23	2	7	12	18	23	2	7	12
	Nr. 19	19	24	3	8	13	19	24	3	8	13
	Nr. 20	20	25	4	9	14	20	25	4	9	14
	Nr. 21	21	26	5	10	15	21	26	5	10	15
	Nr. 22	22	1	6	11	16	22	1	6	11	16
	Nr. 23	23	2	7	12	17	23	2	7	12	17
	Nr. 24	24	3	8	13	18	24	3	8	13	18
	Nr. 25	25	4	9	14	19	25	4	9	14	19
	Nr. 26	26	5	10	15	20	26	5	10	15	20

Tabelle 6.2: Simulation des zweizelligen Rotating Stalls im 60°-Lauftrad

		Laufradkanal									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Schritt	Nr. 1	1	8	16	23	6	13	21	3	11	18
	Nr. 2	2	9	17	24	7	14	22	4	12	19
	Nr. 3	3	10	18	25	8	15	23	5	13	20
	Nr. 4	4	11	19	1	9	16	24	6	14	21
	Nr. 5	5	12	20	2	10	17	25	7	15	22
	Nr. 6	6	13	21	3	11	18	1	8	16	23
	Nr. 7	7	14	22	4	12	19	2	9	17	24
	Nr. 8	8	15	23	5	13	20	3	10	18	25
	Nr. 9	9	16	24	6	14	21	4	11	19	1
	Nr. 10	10	17	25	7	15	22	5	12	20	2
	Nr. 11	11	18	1	8	16	23	6	13	21	3
	Nr. 12	12	19	2	9	17	24	7	14	22	4
	Nr. 13	13	20	3	10	18	25	8	15	23	5
	Nr. 14	14	21	4	11	19	1	9	16	24	6
	Nr. 15	15	22	5	12	20	2	10	17	25	7
	Nr. 16	16	23	6	13	21	3	11	18	1	8
	Nr. 17	17	24	7	14	22	4	12	19	2	9
	Nr. 18	18	25	8	15	23	5	13	20	3	10
	Nr. 19	19	1	9	16	24	6	14	21	4	11
	Nr. 20	20	2	10	17	25	7	15	22	5	12
	Nr. 21	21	3	11	18	1	8	16	23	6	13
	Nr. 22	22	4	12	19	2	9	17	24	7	14
	Nr. 23	23	5	13	20	3	10	18	25	8	15
	Nr. 24	24	6	14	21	4	11	19	1	9	16
	Nr. 25	25	7	15	22	5	12	20	2	10	17

Tabelle 6.3: Simulation des dreizehnligen Rotating Stalls im 90°-Laufrad

7. Entstehung und Entwicklung von Strömungsinstabilitäten

7.1 Auswertungsverfahren

Jedes natürliche Signal kann durch Addition von unter Umständen unendlich vielen Sinus-Signalen unterschiedlicher Frequenz und Phasenwinkel erzeugt werden (Fourier-Reihe). Mit Hilfe der Fourier-Transformation ist es möglich, die Zusammensetzung komplexer Signalstrukturen zu erfassen. Die Fourier-Transformation bildet eine zeitabhängige Funktion $x(t)$ eindeutig als Funktion $X(f)$ in der Frequenzebene ab. Durch die inverse Fourier-Transformation ist dieser Vorgang eindeutig umkehrbar.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot dt \quad (7.1)$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{i2\pi ft} \cdot df \quad (7.2)$$

Dies stellt eine Verallgemeinerung der Fourier-Reihe dar, wobei mit dem Grenzübergang zu einer unendlichen Periodendauer ($T \rightarrow \infty$) die Zerlegung in ein kontinuierliches Spektrum erfolgt, und die Beschränkung auf periodische Funktionen entfällt.

In der Praxis findet die Diskrete Fourier-Transformation Anwendung, weil die Analyse und Verarbeitung analoger Signale mittels Digitalrechnern Abtastsignale erfordert. Ein Abtastsignal besteht aus einer geordneten Menge von n aufeinanderfolgenden, in konstanten Zeitabständen Δt gemessenen Abtastwerten. Die Diskrete Fourier-Transformation kann durch folgende Gleichung beschrieben werden.

$$X(f_j) = \Delta t \cdot \sum_{k=0}^{n-1} x(k\Delta t) \cdot e^{-i(2\pi k\Delta t\Delta f)} \quad (7.3)$$

Die dabei gewonnenen diskreten Werte des Frequenzraumes $X(f_j)$ sind die Funktionswerte an den Stellen.

$$f_j = j \cdot \frac{1}{T_R} \quad j \in \{0, 1, 2, \dots, n-1\} \quad (7.4)$$

Die nach Gleichung (7.3) von der Fourier-Transformation gelieferten Beträge $|X(f_j)|$ unterscheiden sich um einen konstanten Faktor von den tatsächlichen frequenzspezifischen Amplitudenwerten A_j . Unter Berücksichtigung des Faktors ergibt sich die Amplitude einer Schwingung mit der Frequenz f_j zu

$$A_j = \frac{2}{T_R} \cdot |X(f_j)| \quad (7.5)$$

und der Phasenwinkel zu

$$\varphi = \arctan \frac{\text{Im}[X(f_j)]}{\text{Re}[X(f_j)]} \quad (7.6)$$

Dabei wird vorausgesetzt, daß das zu analysierende Signal periodisch ist. Die Periodendauer wird mit T_R beschrieben. Wird diese Voraussetzung nicht erfüllt, so kommt es zu einer spektralen Verbreiterung. Dieser Effekt wird als “Leakage” bezeichnet. Leakage-Probleme lassen sich durch die Multiplikation mit Wichtungsfunktionen (sogenannten Fensterfunktionen), die die Ränder des Abtastwertebereichs dämpfen, auf ein erträgliches Maß reduzieren.

Die Fast-Fourier-Transformation kann mittels Hardware, z.B. einem Hewlett Packard 2-Kanal-Analysator durchgeführt werden. Die Signale werden mit einer hohen Frequenz von 256 kHz abgetastet und sind nach der Messung bis zu einer Frequenz von 100 Hz darstellbar. Der zu messende Frequenzbereich kann beliebig eingestellt werden. Zwar bieten die FFT-Analysatoren die Möglichkeit der Online-Überwachung, doch können die Überwachungsdaten nicht gesichert werden.

Dieser Nachteil kann durch eine computergestützte Signalverarbeitung vermieden werden. In dieser Arbeit wird ein 12-Bit-Multi-Kanal-A/D-Wandler verwendet. Die Abtastfrequenz beträgt maximal 3.500 Hz . Mit der A/D-Wandlung ist die Verarbeitung von

bis zu 65.000 Abtastwerten möglich, was einem Erfassungszeitraum von ca. 18,5 s entspricht. Nach der Umwandlung besteht die Möglichkeit der Weiterverarbeitung mit selbst programmierter oder kommerzieller Software.

Da die Signale der Entstehung und Entwicklung von Rotating Stall zeitlich variieren, muß die FFT-Analyse stetig durchgeführt werden. Wegen des erwähnten Nachteils von Hardware-FFT-Analysatoren ist diese stetige FFT-Analyse nur mittels digitaler Signalverarbeitung möglich.

Das Abtastsignal $\{x(n)\}$ wird durch eine FFT-Analyse mit N -Punkten mit einem Abstand von MT_s Sekunden analysiert. Wie in Abb. 7.1 gezeigt, werden jeweils N Punkte aus dem Signal herausgeschnitten und analysiert. Danach wird der Referenzpunkt um M Punkte weiter verschoben, und die Analyse wird wiederholt.

Die Diskrete Fourier-Transformation kann durch folgende Gleichung beschrieben werden.

$$X_N(k, r) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n + rM) \cdot w(n) \cdot e^{-i(2\pi k \Delta t \Delta f)} \quad (7.7)$$

Dabei steht $w(n)$ für die Fensterfunktionen. In dieser Arbeit wird vom sogenannten Hanning-Fenster [30], [50] Gebrauch gemacht. Nach der Verarbeitung liegen die Spektren als Funktion der Frequenz mit Index k und der Zeit mit Index r vor. So kann das Spektrum eines zeitlich variierenden Signals mit dem Abstand von $1/NT_s$ auf der Frequenzachse und dem Abstand MT_s auf der Zeitachse dargestellt werden.

Bei der Auswahl der Parameter M und N müssen einige Regeln beachtet werden: Der Parameter N ist abhängig von der höchsten Frequenz des zu analysierenden Signals f_{max} . Nach dem Nyquist-Kriterium muß die Abtastfrequenz f_A mindestens das Doppelte der Signalfrequenz betragen. Nur durch Erfüllung des Nyquist-Kriteriums können die "vorgetäuschten" spektralen Komponenten, die im Signal unter Umständen gar nicht vorhanden sind, d.h. der sogenannte "Aliasing"-Effekt vermieden werden. Der Parameter M ist abhängig von der effektiven Bandbreite des Frequenzanalysators, die wiederum von der Genauigkeit der Fensterfunktion bestimmt wird. Für die in dieser Arbeit verwendeten Hanning-Fenster beträgt die 3-dB-Bandbreite $1,44/NT_s$ Hz. Das Spektrum wird $1/MT_s$

mal pro Sekunde berechnet. Nach Berücksichtigung des Nyquist-Kriteriums muß die Berechnung für die Hanning-Fenster dichter als $2,88/NT_s$ mal pro Sekunde sein. Hieraus ergibt sich für den Parameter M die Beziehung:

$$M < \frac{N}{2,88} \quad (7.8)$$

Wird der Parameter M in der Nähe der Obergrenze ausgewählt, ergibt sich nur eine grobe Auflösung der Zeitachse, aber die meisten wichtigen Informationen sind noch im Signal enthalten. Wählt man einen kleineren Wert für den Parameter M , so werden mehr Signalanteile nicht berücksichtigt, aber der Trend der spektralen Entwicklung kommt deutlicher zum Ausdruck.

7.2 Analyse der Entstehung und Entwicklung von Stall

Für die Untersuchung der Entstehung und Entwicklung des Rotating Stalls ist in dieser Arbeit das 90°-Laufgrad verwendet worden. Die Versuche wurden aus Sicherheitsgründen nur bis zu einer Drehzahl von $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$ durchgeführt. In diesem Betriebsbereich können sowohl Rotating als auch Standing Stalls gefunden werden, deren jeweilige Strömungsstrukturen den im vorigen Kapitel beschriebenen entsprechen. Die beiden Stall Typen kündigen sich auf sehr unterschiedliche Weise an.

Die Stalls, die rotierende Zellen aufweisen, werden zunächst intermittierende Formen bilden, d.h. zwischen regelmäßig auftauchenden den Stall charakterisierenden Amplituden liegen druckschwankungsfreie Bereiche. Schon bevor sich die intermittierenden Rotating Stalls voll ausgebildet haben, lassen sich bereits charakteristische Strömungsstrukturen mit den gleichen spektralen Komponenten nachweisen, wie sie später der voll ausgebildete Rotating Stall besitzt. Beim Standing Stall verlaufen Entstehung und Entwicklung langsamer und ohne intermittierende Vorzeichen.

Das Ziel der Analyse der Entstehung und Entwicklung des Rotating Stalls ist es, eine Methode zu finden, den Stall frühzeitig zu erkennen, bevor er voll ausgebildet ist. Nur wenn ausreichende Erkenntnisse über die Früherkennung des Stalls vorliegen, lassen sich weitere

Maßnahmen, wie z.B. die aktive Beeinflussung der rotierenden Ablösungen ergreifen, um den Stall zu unterdrücken bzw. zu vermeiden und das Kennfeld des Verdichters nach links hin zu erweitern.

7.2.1 Rotating Stall bei 12.000 1/min

Die nach dem im Kapitel 7.1 beschriebenen Verfahren ausgewerteten Ergebnisse bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ sind in Abb. 7.2 bis 7.13 dargestellt. Die Amplituden der Druckschwankungen bzw. der Schaufelschwingungen sind als Funktion der Zeit und der Frequenz in dreidimensionaler Form abgebildet. Auf der X-Z Ebene werden die Frequenzen des Druck- bzw. Schaufelschwingungssignals als Funktion der Zeit eingetragen; auf der Y-Z Ebene die im gesamten Zeitraum gemessene höchsten Amplituden in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt. Da jede zweite Schaufel des Laufrades zur Verminderung der Eintrittsversperrung zurückgeschnitten ist, werden die Drucksignale an den Positionen $x/s = 0,15$ und $x/s = 0,70$ betrachtet, wobei sich die erste vor und die zweite hinter dem Eintritt der Splitterschaufel befindet.

Die Abbildungen 7.2 und 7.3 zeigen anhand des Druckspektrums den Vorgang der Entstehung eines intermittierenden Rotating Stalls. Das Spektrum der entsprechenden Schaufelschwingung ist in Abb. 7.4 dargestellt. In Abb. 7.5 schließlich ist die erste Schwingungseigenfrequenz des Laufrades zu erkennen. Die Frequenz der Drucksignale f_p an Position $x/s = 0,15$ und $x/s = 0,7$, die vom Rotating Stall erregte Schaufelschwingungsfrequenz f_b und die 1. Schwingungseigenform des Laufrads f_I sind in Tabelle 7.1 eingetragen. Die Dauer und die jeweils höchste Amplitude der Vorzeichen des Rotating Stalls sowie des Rotating Stalls selbst sind in der Tabelle 7.2 zusammengefaßt.

Beim Drucksignal an der Position $x/s = 0,70$ macht sich bei $f_p = 20,51 \text{ Hz}$ zunächst ein Vorzeichen bemerkbar, dessen Amplitude allerdings nur ca. 5% des voll ausgebildeten Rotating Stalls und dessen Dauer nur 47 ms beträgt (Abb. 7.3). Nach dem Vorzeichen arbeitet der Verdichter wieder stabil. Kurze Zeit(ca. 605 ms) später macht sich ein zweites Vorzeichen bemerkbar. Die Amplitude des zweiten Vorzeichens ist größer als die des ersten

und erreicht 25,24% des voll ausgebildeten Rotating Stalls. Mit 328 *ms* ist auch der Zeitraum des zweiten Vorzeichens wesentlich länger. Dieses Vorzeichen zeigt an, daß der Verdichter nicht mehr im stabilen Betriebsbereich arbeitet und in Rotating Stall übergeht. Bereits nach weiteren 560 *ms* gerät der Verdichter in einen instabilen Zustand. Abb. 7.3 zeigt im Gegensatz zur Abb. 7.2, daß auch die doppelte Frequenz des Rotating Stall $f_p = 41,02 \text{ Hz}$ in Erscheinung tritt. Die Ursache hierfür ist, daß die Schaufelzahl bei Position $x/s = 0,7$ doppelt so groß ist wie bei Position $x/s = 0,15$.

	$f_p \text{ (Hz)}$		$f_b \text{ (Hz)}$	$f_s \text{ (Hz)}$	m
	$x/s = 0,15$	$x/s = 0,70$			
Vorzeichen 1	20,51	41,02	847,65(710,93)	205,10	-4(-3)
Vorzeichen 2	20,51(95,70)	20,51(95,70)	833,98(724,60)	205,10	-4(-3)
Stall	20,51(95,70)	20,51(95,70)	840,82(707,51)	205,10	-4(-3)

Tabelle 7.1: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenz bei den Vorzeichen und dem voll ausgebildeten Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

Position	Vorzeichen 1			Vorzeichen 2			Stall		
	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}
	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)
$x/s=0,15$	-	-	-	0,745	1,073	22,26	1,633	2,285	100,00
$x/s=0,70$	0,093	0,140	4,99	0,745	1,073	25,24	1,633	2,285	100,00
f_b	0,093	0,140	5,47	0,745	1,073	27,06	1,633	2,330	100,00
f_I	0,327	0,420	62,11	0,980	1,073	58,45	1,770	2,145	100,00

Tabelle 7.2: Dauer der Vorzeichen und des voll ausgebildeten Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

Beim Druckspektrum (Abb. 7.2 und 7.3) gibt es sowohl bei $x/s = 0,70$ als auch bei $x/s = 0,15$ außer der Spitze bei 20,51 *Hz* noch eine zweite bei 95,70 *Hz*. Die Amplitude

ist jedoch relativ klein. Die Druckschwankung bei $20,51 \text{ Hz}$ wird von einem vierzelligen Rotating Stall verursacht. Dieser hat starke Schaufelschwingungen bei 840 Hz angeregt (Abb. 7.4). Neben dem Hauptmaximum existiert noch ein weiteres lokales Maximum bei 710 Hz , dessen Amplitude nur $17,22\%$ des Hauptmaximums erreicht. Diese Spitze wurde von einem dreizelligen Rotating Stall verursacht, der sich in der Druckschwankung bei $95,70 \text{ Hz}$ äußert. In dieser Periode dominiert aber der vierzellige Rotating Stall.

Abbildung 7.5 zeigt die Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln f_I und soll zeigen, daß es ebenfalls möglich ist, das Auftreten von Rotating Stall durch die 1. Schwingungseigenfrequenz zu detektieren. In diesem Fall stellt sich bereits bei den Vorzeichen des Rotating Stalls eine Schwingung mit großer Amplitude ein. Obwohl mit Hilfe der 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln nicht genau festgestellt werden kann, welcher Stall auftreten wird, stellt sie einen sehr guten und zuverlässigen Parameter für die Online-Beobachtung dar. Der Stall kann allerdings nur global abgeschätzt werden, da die 1. Schwingungseigenfrequenz unabhängig von der vom Stall erzeugten Druckschwankungsfrequenz ist und sich in der Frequenz nicht ändert.

Die Frequenzanalyse zeigt den gesamten Entstehungs- und Entwicklungsprozeß vom ersten Vorzeichen bis zum voll ausgebildeten Rotating Stall. Bei den ersten Vorzeichen in den Drucksignalen läßt sich bereits die Charakteristik des $1,493 \text{ ms}$ später eintretenden vierzelligen Stalls erkennen. Die Charakteristik des dreizelligen Stalls, der erst nach dem vierzelligen einsetzen wird, ist bei diesem Vorzeichen noch nicht sichtbar. Bei der zweiten Vorstufe der Drucksignale sind nicht nur die Eigenschaften des vierzelligen Stalls, sondern auch die des dreizelligen Stalls augenfällig. Bevor sich das zweite Vorzeichen zum Stall ausbilden kann, wird es unterdrückt und der Verdichter arbeitet kurzzeitig wieder stabil, bevor er nach weiteren $0,608 \text{ ms}$ in den Bereich des Rotating Stalls gerät.

Anhand dieser Ergebnisse konnte gezeigt werden, daß der Entstehungs- und Entwicklungsvorgang von Rotating Stall eine bestimmte Zeit dauert, und daß es möglich ist, Anzahl und Eigenschaften des Stall mit Hilfe des Schaufelschwingungsspektrums sowie des Druckspektrums - trotz des schwachen ersten Vorzeichens - vorherzusagen, bevor sich

der Stall voll ausgebildet hat. Zusätzlich läßt sich über die Überwachung der 1. Schwingungseigenfrequenz des Laufrades das Auftreten eines Stalls grundsätzlich vorhersagen.

Bei einer weiteren Meßreihe, die aber unter gleichen Versuchsbedingungen aufgenommen wurde, tauchen bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ die Vorzeichen regelmäßig im Zeitraum von 4,5 Sekunden auf, bevor sich der intermittierende vierzellige und der dreizellige Rotating Stall entwickelt haben. Da sich die Entwicklungsvorgänge von den ersten Vorzeichen bis zum voll ausgebildeten Stall über einen großen Zeitraum erstrecken, wird jedes Spektrum in zwei Diagramme geteilt. Die Spektren der Drucksignale und der Schaufelschwingungen sowie der 1. Schwingungseigenform des Laufrades werden in Abb. 7.6 bis Abb. 7.13 dargestellt. Um einen besseren Überblick über die Entwicklung vom Vorzeichen bis zum Stall zu gewinnen, werden die verschiedenen Frequenzen, die Anzahl und Drehrichtung der Stall-Zelle sowie die Dauer in Tabelle 7.3 bis 7.6 zusammengefaßt.

Bevor die rotierenden Ablösungen entstehen, geben die Druckspektren die Vorzeichen für den vierzelligen Rotating Stall bereits deutlich wieder (Abb. 7.6 und 7.7). Für den dreizelligen Rotating Stall sind die Vorzeichen nicht so deutlich erkennbar, weil sie von der vielfachen Frequenz des Vorzeichens des vierzelligen Rotating Stalls überlagert werden. Daher ist es schwer zu entscheiden, um welches Vorzeichen es sich handelt. Zwischen den sich in bestimmten Intervallen von ca. 1 s regelmäßig wiederholenden Vorzeichen des vierzelligen Rotating Stalls nimmt die Strömungsablösung ständig zu und ist im dritten abgebildeten Intervall (zwischen 3 s und 4 s) bereits sehr deutlich erkennbar. Das Auftauchen des Vorzeichens, verbunden mit einer immer größer werdenden Störung des Systems, weist auf ein unmittelbar bevorstehendes Einsetzen des Rotating Stalls hin.

Im Spektrum der Schaufelschwingungen in Abb. 7.8 treten - im Gegensatz zur Abbildung der Druckschwankungen - außer den Vorzeichen für den vierzelligen Rotating Stall auch die Vorzeichen für den dreizelligen Rotating Stall deutlich in Erscheinung, obwohl der dreizellige Rotating Stall mindestens 5 s später als der vierzellige einsetzt.

Aus dem Spektrum um die 1. Schwingungseigenfrequenz lassen sich aufgrund der niedrigen Amplituden keine eindeutigen Vorzeichen für das Auftreten eines Rotating Stalls

	f_p (Hz)		f_b (Hz)	f_s (Hz)	m
	$x/s = 0,15$	$x/s = 0,70$			
Vorzeichen 1	34,18(75,19)	34,18(75,19)	847,7(710,93)	205,10	-4(-3)
Vorzeichen 2	41,02(75,19)	41,02(75,19)	854,5(710,93)	205,10	-4(-3)
Vorzeichen 3	34,18(75,19)	34,18(75,19)	847,7(710,93)	205,10	-4(-3)
Störung 1	41,02(68,36)	41,02(68,36)	854,5(710,93)	205,10	-4(-3)
Vorzeichen 4	41,02(68,36)	41,02(68,36)	854,5(710,93)	205,10	-4(-3)

Tabelle 7.3: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzen bei den Vorzeichen des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

Position	Vorzeichen 1			Vorzeichen 2			Vorzeichen 3		
	von (s)	bis (s)	A_{max} (%)	von (s)	bis (s)	A_{max} (%)	von (s)	bis (s)	A_{max} (%)
$x/s=0,15$	0,303	0,475	17,96	1,558	1,775	21,55	2,725	3,030	29,45
$x/s=0,7$	0,260	0,475	15,17	1,600	1,775	13,40	2,770	2,985	26,29
f_b	0,303	0,475	14,28	1,600	1,730	19,26	2,770	2,943	23,27
f_I	-	-	-	1,515	1,688	60,38	2,770	2,855	57,09
Position	Störung 1			Vorzeichen 4					
	von (s)	bis (s)	A_{max} (%)	von (s)	bis (s)	A_{max} (%)			
$x/s=0,15$	3,463	3,635	18,15	3,980	4,155	26,19			
$x/s=0,7$	3,463	3,720	9,59	3,980	4,155	15,98			
f_b	3,505	3,678	14,05	3,980	4,155	18,14			
f_I	3,505	3,628	77,96	3,980	4,155	76,01			

Tabelle 7.4: Dauer der Vorzeichen des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

	f_p (Hz)		f_b (Hz)	f_s (Hz)	m
	$x/s = 0,15$	$x/s = 0,70$			
Stall 1	20,51(68,36)	23,93(78,61)	830,56(710,93)	201,66	-4(-3)
Stall 2	23,93(68,36)	23,93(71,77)	830,56(700,68)	201,66	-4(-3)
Stall 3	23,93(68,36)	23,93(85,44)	830,56(704,10)	201,66	-4(-3)
Stall 4	82,03	82,03	687,01	201,66	-3

Tabelle 7.5: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzen bei Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

Position	Stall 1			Stall 2			Stall 3		
	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}
	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)
$x/s=0,15$	0,13	0,76	49,29	1,29	1,87	47,15	2,50	3,03	65,22
$x/s=0,7$	0,13	0,76	67,97	1,29	1,87	80,67	2,45	3,03	82,25
f_b	0,09	0,76	90,90	1,20	1,92	88,75	2,41	3,07	89,02
f_I	0,00	0,67	93,62	1,11	1,87	84,76	2,27	2,99	100,00
Position	Stall 4								
	von	bis	A_{max}						
	(s)	(s)	(%)						
$x/s=0,15$	3,61	4,50	100,00						
$x/s=0,7$	3,61	4,50	100,00						
f_b	3,61	4,50	100,00						
f_I	3,79	4,50	59,47						

Tabelle 7.6: Dauer der Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

erkennen. Ursächlich hierfür ist die geringe Datenmenge zur Abbildung der Vorzeichen, so daß nach der FFT-Analyse nur eine sehr grobe Auflösung möglich ist.

Die Spektren der Druckschwankungen und der Schaufelschwingungen der sich aus den Vorzeichen entwickelnden Rotating Stalls sind aus Gründen der Übersichtlichkeit in den Abb. 7.10 und Abb. 7.13 getrennt von den Diagrammen der Vorzeichen dargestellt. Dabei fällt auf, daß der Rotating Stall, nachdem er sich als intermittierender vierzelliger Stall dreimal wiederholte, zum dreizelligen Rotating Stall variiert. Die Abb. 7.10 und Abb. 7.11 zeigen, daß die Druckschwingungsfrequenz eine plötzliche Änderung erfährt, als sich der Typ des Rotating Stalls gerade geändert hat. Wegen der begrenzten Kapazität des Rechners wird nur ein Teil des einige Minuten andauernden dreizelligen Rotating Stalls in den Abb. 7.10 bis 7.13 dargestellt. Da sich die Position $x/s = 0,15$ unmittelbar hinter dem Laufradeseintritt befindet, fällt dort die Amplitude wesentlich kleiner aus als die an der Position $x/s = 0,7$.

Die drei intermittierenden vierzelligen Rotating Stalls haben die Schaufeln mit der Frequenz $f_b = 830,56 \text{ Hz}$, der dreizellige mit $f_b = 687,01 \text{ Hz}$ angeregt. In Abb. 7.12 ist erkennbar, daß bei den drei intermittierenden vierzelligen Rotating Stalls auch Schwingungen bei $f_b = 687,01 \text{ Hz}$ auftreten, deren Amplituden aber wesentlich kleiner sind. Dies kann als Vorzeichen für den später einsetzenden dreizelligen Rotating Stall angesehen werden. Diese Vorzeichen sind bei den Druckspektren, die in Abb. 7.10 und Abb. 7.11 gezeigt werden, nicht so deutlich.

Abbildung 7.13 zeigt noch einmal das Schwingungsverhalten der Laufradschaufeln. Die drei Amplituden des intermittierenden Rotating Stalls sind darin deutlich zu erkennen.

Die Untersuchung der Entstehung und Entwicklung von Rotating Stall deutet darauf hin, daß durch die Analyse der Vorzeichen der Typ des später voll ausgebildeten Rotating Stalls festgestellt werden kann. Dadurch ergibt sich eine Möglichkeit, Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung des Rotating Stalls zu treffen.

7.2.2 Rotating Stall bei 14.000 1/min

Die Vorgänge bei der Entstehung von Rotating Stall bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$ sind in Abb. 7.14 bis Abb. 7.17 dargestellt. Frequenz und Dauer der Vorzeichen des Stalls sowie der Rotating Stalls selbst sind in Tabelle 7.7 und 7.8 zusammengefaßt. Die grundlegende Charakteristik der Entstehung des Stalls ist derjenigen bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$ sehr ähnlich. Der Rotating Stall wird jedoch zuerst nach 0,18 s als dreizelliger Rotating Stall erscheinen und sich danach zu einem vierzelligen verändern, ohne daß es einen stabilen intermittierenden Übergang gibt.

	$f_p \text{ (Hz)}$		$f_b \text{ (Hz)}$	$f_s \text{ (Hz)}$	m
	$x/s = 0,15$	$x/s = 0,70$			
Vorzeichen 1	34,18	34,18	957,03(751,95)	239,25	-4(-3)
Vorzeichen 2	27,34	27,34	957,03(751,95)	239,25	-4(-3)
Vorzeichen 3	34,18	34,18	950,19(751,95)	239,25	-4(-3)
Vorzeichen 4	34,18	34,18	957,03(751,95)	239,25	-4(-3)
Stall 1	54,68	54,68	765,60	239,25	-3
Stall 2	20,51	20,51	950,19	239,25	-4

Tabelle 7.7: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzen bei den Vorzeichen des Rotating Stalls und den voll ausgebildeten Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

Abbildung 7.16 zeigt das Spektrum der Schaufelschwingungen während der Entstehungs- und Entwicklungsphase des Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$. Die Rotating Stalls haben verschiedene Schaufelschwingungen mit Frequenzen von $f_b = 745,11 \text{ Hz}$ bzw. $950,19 \text{ Hz}$ erregt. Da der dreizellige Rotating Stall nur über einen Zeitraum von 1,8 s besteht, wird die Schaufelschwingungsfrequenz von $745,11 \text{ Hz}$ in Abb. 7.16 ähnlich dem in Abb. 7.15 gezeigten Druckspektrum als eine Insel erscheinen und nach kurzer Zeit wieder verschwinden. Während der dreizellige Rotating Stall sich zum vierzelligen Rotating Stall verändert, springt die Schaufelschwingungsfrequenz von $f_b = 745,11 \text{ Hz}$

Position	Vorzeichen 1			Vorzeichen 2			Vorzeichen 3		
	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}
	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)
x/s=0,15	0,22	0,63	42,66	0,94	1,03	6,99	1,75	1,84	12,39
x/s=0,7	0,27	0,63	27,89	0,98	1,08	5,32	1,75	1,84	6,03
f_b	0,22	0,63	38,31	0,94	1,03	9,20	1,61	1,84	15,84
f_I	0,58	0,67	11,54	-	-	-	1,70	1,84	10,23

Position	Vorzeichen 4			Stall 1			Stall 2		
	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}
	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)
x/s=0,15	2,01	2,10	22,39	2,71	2,69	100,00	2,64	3,00	100,00
x/s=0,7	2,06	2,10	15,44	2,51	2,69	100,00	2,64	3,00	100,00
f_b	2,01	2,15	16,81	2,51	2,69	100,00	2,64	3,00	100,00
f_I	-	-	-	2,51	2,69	100,00	2,64	3,00	100,00

Tabelle 7.8: Dauer der Vorzeichen und der voll ausgebildeten Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

auf $f_b = 950,19 \text{ Hz}$ um.

Bei der Betrachtung der Druckspektren der Vorzeichen des Rotating Stalls in Abb. 7.14 und Abb. 7.15 läßt sich leicht erkennen, daß in der Vorzeichenperiode nur Druckschwankungen bei $f_p = 34,18 \text{ Hz}$ auftreten. Diese einzige Druckschwankung hat dennoch Schaufelschwingungen bei zwei Frequenzen angeregt, die dem drei- bzw. vierzelligen Rotating Stall entsprechen. Die in Abb. 7.16 auftretende 3. Frequenz von $711,75 \text{ Hz}$ ist das Dreifache der Drehfrequenz von $f_s = 239,25 \text{ Hz}$. Es wurde hier ein weiteres Mal gezeigt, daß die Schaufelschwingungssignale ein deutlicheres Vorzeichen des Rotating Stalls abgeben als die gemessenen Drucksignale.

7.2.3 Standing Stall bei 12.000 1/min

Das Phänomen des Standing Stalls unterscheidet sich deutlich von dem des Rotating Stalls. Die Entstehungsvorgänge des Standing Stalls sind in den Abb. 7.18 bis Abb. 7.21 dargestellt. Der Standing Stall entwickelt sich allmählich innerhalb von etwa 2 s vom Anfang bis zum voll ausgebildeten Stadium. Die Vorzeichen des Standing Stalls unterscheiden sich von denen des Rotating Stalls, da die Strömungsstrukturen der beiden Stalls, wie schon im Kapitel 6 beschrieben, sehr unterschiedlich geartet sind.

	f_p (Hz)		f_b (Hz)	f_s (Hz)
	$x/s = 0,15$	$x/s = 0,70$		
Vorzeichen	6,84	6,84	806,64	201,66
Stall	6,84	6,84	806,64	201,66

Tabelle 7.9: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzen der Vorzeichen und des voll ausgebildeten Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

Position	Vorzeichen			Stall		
	von	bis	A_{max}	von	bis	A_{max}
	(s)	(s)	(%)	(s)	(s)	(%)
$x/s=0,15$	0,00	2,30	42,17	2,30	4,50	100,00
$x/s=0,70$	0,00	2,30	52,94	2,30	4,50	100,00
f_b	-	-	-	-	-	-
f_I	-	-	-	-	-	-

Tabelle 7.10: Dauer der Vorzeichen und des voll ausgebildeten Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

Wie die Abb. 7.18 und Abb. 7.19 zeigen, gibt es beim Standing Stall keine stabilen Zustände zwischen dem Vorzeichen des Stalls und dem ausgebildeten Stall Stadium. Der Verdichter wird direkt in den Standing Stall geraten. Wie überdies in Abb. 7.18 zu sehen

ist, ergeben sich vor dem Vorzeichen Druckschwankungen bei $x/s = 0,15$ mit der halben Frequenz $f_p = 3,418 \text{ Hz}$ des Standing Stalls. Dieses Phänomen kann seine Ursache auch darin haben, daß die Hälfte der Schaufeln an der Position $x/s = 0,15$ zurückgeschnitten ist, denn bei $x/s = 0,7$ treten diese Druckschwankungen nicht auf.

Vergleiche mit den Druckspektren eines normalen Rotating Stalls (Abb. 7.10 und Abb. 7.11) deuten darauf hin, daß der Standing Stall "sanfter" als der normale Rotating Stall auftritt, da die Amplitude des Standing Stalls nur ca. 50% derjenigen des Rotating Stall ausmacht. Dies hängt direkt mit den Strömungsstrukturen zusammen, weil der Druckaufbau und damit die Energieübertragung in den Laufradkanälen während des Standing Stalls nicht so stark behindert wird wie beim Rotating Stall.

Da die Druckschwankungen des Verdichters während des Standing Stalls nicht so stark wie beim normalen Rotating Stall ausfallen, sind auch die dadurch erregten Schaufelschwingungen geringer. Die in Abb. 7.20 dargestellte Schaufelschwingungsamplitude zeigt, daß kaum ein Unterschied zwischen dem Vorzeichen und dem Standing Stall selbst besteht. Durch einen Vergleich mit dem normalen Rotating Stall (Abb. 7.12) kann festgestellt werden, daß die Amplitude nur ca. 10% davon erreicht. Dies ist ein weiterer Beweis, daß der Standing Stall "sanfter" als der normale Rotating Stall auftritt.

7.3 Strömungsstruktur bei der Entstehung von Rotating und Standing Stall

Da die jeweiligen Vorzeichen die gleichen Eigenschaften aufweisen wie die entsprechenden Stalls, können sie ebenfalls in zwei (Standing Stall) bzw. drei Perioden (Rotating Stall) aufgeteilt werden. Um die Strömungsstrukturen zu vergleichen, sind die Druckverteilungen im Laufradkanal im stabilen Betriebspunkt direkt vor den Vorzeichen sowie in den verschiedenen Perioden der Vorzeichen - normal und hochbelastet bzw. normal, gemischt und abgerissen - zusammengefaßt und in Abb. 7.22 (Rotating Stall) und Abb. 7.23 (Standing Stall) dargestellt.

Beim Vergleich von Abb. 7.22(a) und Abb. 7.22(b) ist zu erkennen, daß der Ort des höchsten Druckes im Laufradkanal sich im normalen Zustand des Vorzeichens von Rotating Stall nicht mehr wie beim stabilen Betriebspunkt an der Druckseite des Austrittsgebietes befindet, sondern wie beim normalen Zustand des voll ausgebildeten Rotating Stalls an der Druckseite bei $x/s = 0,55$. Im abgelösten Zustand des Vorzeichens (7.22(c)) befindet sich der Ort des höchsten Druckes sogar an der Saugseite des Laufradkanals. Unter diesen Bedingungen kann der Druck im Laufradkanal nicht wie unter stabilen Betriebsbedingungen aufgebaut werden. Es wird damit deutlich, daß die Vorzeichen ähnliche Eigenschaften besitzen wie der Rotating Stall.

Im radialen Laufradteil baut sich der Druck während der gesamten Dauer des Vorzeichens relativ normal auf. Daher kann die Energie im hinteren radialen Laufradteil umgesetzt werden, und der Verdichter ist noch in der Lage, insgesamt stabil zu arbeiten.

Um die Drücke an der Wand des Laufradkanals zu vergleichen, werden sie für die Druck- und Saugseite in den Abb. 7.24 und Abb. 6.15(a) dargestellt. Die Wanddruckverteilungen während des normalen Zustandes beim Vorzeichen von Rotating Stall (Abb. 7.24(a)) sind bis auf die geringeren Druckunterschiede zwischen Druck- und Saugseite vor $x/s = 0,55$ ähnlich denen des in Abb. 6.15(a) gezeigten stabilen Betriebspunktes. Im abgerissenen Zustand (Abb. 7.24(b)) werden die Drücke an der Saugseite jedoch größer als diejenigen an der entsprechenden Druckseite. Verglichen mit dem abgerissenen Zustand beim voll ausgebildeten Rotating Stall (Abb. 6.16(b)) fällt auf, daß beide Zustände vor $x/s = 0,55$ ähnliche Eigenschaften aufweisen. Während beim Vorzeichen die Energie im hinteren radialen Teil des Laufrads noch an das Medium übertragen werden kann, ist die Druckumsetzung beim Rotating Stall völlig zusammengebrochen.

Aus den Abb. 7.22(b) und 7.22(c) ist zu erkennen, daß im normalen Zustand des Vorzeichens sowohl das Druckmaximum höher als auch das Druckminimum niedriger ist als im abgerissenen Zustand. Die Druckdifferenzen selbst sind jedoch nicht so ausgeprägt wie die vom voll ausgebildeten Rotating Stall. Auch dies deutet wiederum auf die Ähnlichkeit der Eigenschaften von Vorzeichen und den ihnen folgenden Stalls hin.

Es scheint, als wäre das Rotating-Stall-Modell von EMMONS [3], der von einer vom Stall verursachten Blockade im hinteren Teil des Axialaufrades ausging, auf den untersuchten Radialverdichter nicht im vollen Umfang anwendbar: Abb. 7.24(b) zeigt, daß vor $x/s = 0,55$ die Wanddrücke an der Saugseite größer sind als die an der Druckseite. Dies könnte vom Abreißen der Strömung im Laufradkanal verursacht werden. Zwischen $x/s = 0,55$ und $x/s = 1,0$ ist der Wanddruck dagegen wieder normal verteilt, und abgerissene Strömungsgebiete existieren hier nicht mehr. Die Ursache dafür liegt darin, daß sich die Strömungsrichtung im Radialverdichter um 90° von axial auf radial ändern muß, und die abgerissenen Gebiete im radialen Teil durch das starke Fliehkraftfeld aus den Laufradkanälen strömen und der Verdichter wieder stabil arbeitet.

Abbildung 7.23 zeigt die Druckverteilungen im Laufradkanal im stabilen Betriebspunkt sowie im normalen und hochbelasteten Zustand des Vorzeichens kurz vor und beim Standing Stall. Aus dem Vergleich der Abbildungen 7.23(a), 7.23(b) und 7.23(c) ist deutlich erkennbar, daß sich die Druckverteilungen stark ähneln. Nur werden die Isobaren im hinteren radialen Teil des Laufrades immer flacher, was auf eine geringere Energieübertragung ans Medium schließen läßt. Aber trotz Vorzeichen bzw. ausgebildetem Standing Stall kann der Druck im Laufradkanal aufgebaut werden (Abb. 6.18).

Die Verteilung des Wanddruckes während der verschiedenen Zustände der Vorzeichen von Standing Stall ist in Abb. 7.25 dargestellt. Dabei fällt auf, daß der normale Zustand des Vorzeichens sowohl dem normalen Zustand des voll ausgebildeten Standing Stalls (Abb. 6.19) als auch dem des stabilen Betriebspunktes ähnelt, während der hoch belastete Zustand des Vorzeichens zum hoch belasteten des Stalls korrespondiert. Auch hier repräsentieren die Vorzeichen die Eigenschaften des Standing Stalls in sehr guter Übereinstimmung.

7.4 Schaufelbelastung als Indikator für die Früherkennung des Stalls

Durch die Analyse der Strömungsstrukturen und der Vorgänge bei der Entstehung und Entwicklung der Stalls ist bewiesen worden, daß vor den eigentlichen Stalls charakterische Vorzeichen existieren, die die gleichen Eigenschaften besitzen wie die ihnen folgenden Stalls. Um Maßnahmen einleiten zu können, die die Entwicklung der Stalls verhindern, müssen deren Vorzeichen frühzeitig erkannt werden.

Bei der Auswertung der Strömungsstrukturen wurde festgestellt, daß während des Stalls der Druckaufbau an einigen Stellen im Laufradkanal zusammengebrochen ist. An diesen Stellen werden sich die aerodynamischen Belastungen der Schaufeln wesentlich verringern. Für die Vorzeichen und den Stall sind die Schaufelbelastungen verschiedener Zustände analysiert und in den Abb. 7.27 und Abb. 7.28 dargestellt worden. Die genauen prozentualen Verminderungen der Schaufelbelastungen sind in der Tabelle 7.11 zusammengefaßt.

x/s	Rotating Stall				Standing Stall	
	Vorzeichen 1	Vorzeichen 2	Vorzeichen 3	Stall	Vorzeichen	Stall
0,05	40,66	31,34	53,99	77,57	28,27	59,14
0,55	48,31	60,09	78,88	74,56	22,12	70,83
1,00	38,38	44,56	60,45	79,58	2,05	12,13

Tabelle 7.11: Prozentuale Abnahme der Schaufelbelastungen vom normalen zum abgerissenen Zustand (Rotating Stall) bzw. vom normalen zum hochbelasteten Zustand (Standing Stall)

Die Abb. 7.27 zeigt, daß die Schaufelbelastungen verschiedener Meridianpositionen beim normalen Zustand vom ersten Vorzeichen bis zum Stall einen zunehmenden Trend aufweisen. Dem entgegengesetzt nehmen im abgerissenen Zustand die Schaufelbelastungen ab und reduzieren sich beim Rotating Stall um bis zu ca. 80% des normalen Zustandes.

Die Zunahme der Schaufelbelastung vom Vorzeichen bis zum Stall bei den normalen Zuständen kann so erklärt werden, daß die abnehmenden Schaufelbelastungen bei den abgerissenen Zuständen auf die normalen Zustände verteilt werden sollen, so daß das Verdichtersystem trotz der Druckschwankungen beim Auftreten von Rotating Stall weiter arbeiten kann.

Die Stabilität des Verdichtersystems ist vom Verhältnis der beiden Zustände abhängig. Falls der abgerissene Zustand während des Prozesses dominiert, kann sich der Rotating Stall weiter verstärken oder sogar ins Pumpen übergehen. Überwiegt der normale Zustand, verringert sich der Rotating Stall, und das Verdichtersystem wird langsam wieder stabil. Falls die Zustände sich in Balance halten, wird sich die Intensität des Stalls nicht ändern.

Die Schaufelbelastungen beim Betrieb mit Standing Stall sind in Abb. 7.28 dargestellt. Auffallend ist, daß sich die Belastungen vom normalen zum hoch belasteten Zustand sowohl für die Vorzeichen als auch für den Stall nicht so stark reduzieren, wie es beim Rotating Stall der Fall ist. So beträgt der Verlust bei der Meridianposition von $x/s = 1,0$ nur 12,13% (Rotating Stall: 79,58%). Die größte Abnahme der Schaufelbelastungen ist in der Mitte des Laufradkanals zu erkennen.

Um den Stall frühzeitig zu erkennen, sind die Schaufelbelastungen aufgrund der Druckdifferenzen an Saug- und Druckseite an verschiedenen Meridianpositionen bei Drosselung des Verdichtersystems analysiert worden. Die Ergebnisse vom 90°-Laufrad bei der Drosselung mit verschiedenen Drehzahlen sind in den Abbildungen 7.29, 7.30 und 7.31 dargestellt. Die Abbildungen zeigen, daß bei unterschiedlichen Meridianpositionen die Schaufelbelastungen bei der Drosselung des Verdichtersystems von der Schluckgrenze bis zum Stall auf verschiedene Weise variieren.

In Abb. 7.29 ist zu erkennen, daß die Schaufelbelastungen bei der anfänglichen Drosselung von der Schluckgrenze nahezu unverändert bleiben. Mit der weiteren Drosselung fallen die Schaufelbelastungen hinter der Splitterschaufel bei Position $x/s = 0,55$ und $x/s = 1,0$ fast linear ab. Vor der Splitterschaufel bei $x/s = 0,05$ steigt die Schaufelbelastung dagegen an. Beim Auftreten von Rotating Stall sinken die Schaufelbelastungen

im gesamten Laufrad sehr stark. Das liegt daran, daß der Druckaufbau im Laufradkanal bei Rotating Stall zusammengebrochen ist. Bei der niedrigen Drehzahl von $n_{red} = 10.000$ $1/min$ existiert ein ähnlicher Trend, nur sinken die Schaufelbelastungen bei Rotating Stall nicht so extrem wie bei $n_{red} = 14.000$ $1/min$, weil der Rotating Stall bei niedrigeren Drehzahlen nicht so intensiv auftritt.

Die Schaufelbelastungen bei der Drosselung in den Standing Stall bei einer Drehzahl von $n_{red} = 12.000$ $1/min$ sind in Abb. 7.31 dargestellt. Bei der Drosselung des Verdichters von der Schluckgrenze fallen die Schaufelbelastungen hinter der Splitterschaufel ab und bleiben danach mit weiterer Drosselung nahezu konstant. Beim Auftreten von Standing Stall sinkt die Schaufelbelastung bei der Position $x/s = 0,55$ um ca. 26,67%. Bei der Position von $x/s = 0,05$ steigt die Schaufelbelastung vom Anfang der Drosselung an. Verglichen mit dem letzten Meßpunkt nimmt die Schaufelbelastung um ca. 27,27% zu. Das ist mit der gewonnenen Erkenntnis über die Strömungsstruktur bei Standing Stall erklärbar, da bei Standing Stall der Druckaufbau im Laufradkanal nicht so stark wie beim Rotating Stall zusammenbricht.

Die Schaufelbelastungen können daher als ein globales Vorwarnungszeichen für den Stall verwendet werden. Für niedrige Drehzahlen wie $n_{red} = 10.000$ $1/min$ sollten die Schaufelbelastungen an der Position $x/s = 0,05$ online beobachtet werden, wenn das Verdichtersystem gedrosselt wird. Falls die Schaufelbelastungen einen abnehmenden Trend aufweisen, befindet sich der Betriebspunkt nahe der Stallgrenze. Für Drehzahlen höher als $n_{red} = 10.000$ $1/min$ sollten die Schaufelbelastungen an den Positionen $x/s = 0,05$ und $x/s = 0,55$ gleichzeitig beobachtet und verglichen werden. Falls die Schaufelbelastungen an der Position $x/s = 0,05$ größer werden als die an der Position $x/s = 0,55$, kann bei weiterer Drosselung das Eintreten des Stalls erwartet werden.

8. Zusammenfassung

Das Verdichterkennfeld wird durch Strömungsinstabilitäten begrenzt. Wenn der Verdichter die Instabilitätsgrenze überschreitet, neigt das gesamte Verdichtersystem zum Stall oder sogar Pumpen. Die instabilen Strömungen können Schaufelschwingungen oder auch Schwingungen des gesamten Systems verursachen. Dies muß auf jeden Fall im Betrieb vermieden werden. So wird heutzutage versucht, neue Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung der Entstehung des Rotating Stalls zu entwickeln, um das Verdichterkennfeld zu erweitern.

Ausreichende Erkenntnisse über die inneren Strömungsstrukturen in den Laufradkanälen bei instationären Strömungsvorgängen, die beim Erreichen der Ablösegrenze im Verdichter auftreten, sowie deren Entstehung und Entwicklung stellen eine wichtige Voraussetzung dar, ohne die eine Kennfelderweiterung durch aktive Beeinflussung des Stalls nicht möglich ist. Daher wurde in der vorliegenden Arbeit die Strömung in Radialverdichtern mit beschaufeltem Diffusor beim Rotating sowie beim Standing Stall untersucht, um neue Erkenntnisse über die instationären Vorgänge zu gewinnen.

Die inneren Strömungsstrukturen verschiedener instationärer Vorgänge in den Laufradkanälen sowie in den gesamten Laufrädern wurden zunächst experimentell ermittelt. Durch ein innovatives Verfahren werden die Druckverteilungen, die von in dem Gehäuse befestigten Druckaufnehmern gemessen werden, in das relative Koordinatensystem des Laufradkanals transformiert. Damit lassen sich zum einen die Druckverteilungen an den äußeren Konturen der Laufräder bzw. der Laufradkanäle darstellen, und zum anderen ist es so möglich, die instationären Vorgänge zu visualisieren.

Mit dieser Visualisierung konnte gezeigt werden, daß der Rotating Stall aus drei ganz unterschiedlichen Zuständen besteht: dem normalen, dem gemischten sowie dem abgerissenen Zustand. Beim normalen Zustand haben sich die Eigenschaften des stabilen Betriebes erhalten. Der Druckaufbau im Laufradkanal erfolgt entsprechend dem des stabilen Betriebspunktes. Beim abgerissenen Zustand bricht der Druckaufbau im Laufradkanal zusammen. Bei gleicher Meridianposition kann der Druck an der Saugseite des Laufradkanals sogar höher sein als an der Druckseite. Die Energieumsetzung in den Laufradkanälen ist im abgerissenen Zustand nicht möglich. Im gemischten Zustand ist der Druckaufbau im hinteren radialen Laufradteil zusammengebrochen, wird aber im vorderen Bereich des Laufrades sogar besser als im stabilen Betriebspunkt.

Beim Standing Stall ist der Zusammenbruch des Druckaufbaus im Laufradkanal nicht so deutlich wie beim Rotating Stall, weshalb sich der Standing Stall auch nur in zwei verschiedene Zustände einteilen läßt. Beim hochbelasteten Zustand hat sich die Energieumsetzung im hinteren radialen Teil des Laufrades merklich verringert, ist aber nicht vollständig zusammengebrochen. Der Druck an der Saugseite ist bei gleicher Meridianposition immer kleiner als der Druck an der Druckseite. Die Auswirkungen des Standing Stall wie bspw. Druckschwankungen oder Schaufelschwingungen sind daher nicht so intensiv wie beim Rotating Stall. Entsprechend dem normalen Zustand beim Rotating Stall besitzt der normale Zustand beim Standing Stall die gleichen Eigenschaften wie der stabile Betriebspunkt.

Darüber hinaus wurden in dieser Arbeit die Entstehungs- und Entwicklungsvorgänge von Rotating und Standing Stall untersucht. Dabei wurde festgestellt, daß die verschiedenen Stalls auch unterschiedliche Vorzeichen besitzen. Bevor sich der Rotating Stall voll ausgebildet hat, entstehen zunächst intermittierende Vorzeichen. Diese Vorzeichen schwingen mit gleicher Frequenz wie der ihnen folgende Rotating Stall, jedoch betragen die Amplituden nur ca. 5% ~ 10% derjenigen des voll ausgebildeten Rotating Stalls. Falls die folgenden Rotating Stalls eine unterschiedliche Anzahl von Ablösezellen besitzen, weisen die Druckschwankungen und Schaufelschwingungen entsprechend unterschiedliche

Frequenzen auf. Daher kann durch die Analyse der unterschiedlichen Schwingungskomponenten die Art der Stalls vorherbestimmt werden.

Der Standing Stall entwickelt sich direkt und ohne stabilen Vorgang aus den Vorzeichen. Die vom Standing Stall erregte Schaufelschwingung beträgt in ihrer Amplitude nur ca. 10% derjenigen des Rotating Stalls und ist daher für das Verdichtersystem nicht so gefährlich.

Durch Identifikation des Vorzeichens kann der Stall bis zu ca. 4,5 s bevor er voll ausgebildet ist erkannt und in seiner Art bestimmt werden. Maßnahmen zur aktiven Beeinflussung lassen sich rechtzeitig einleiten.

Die anschließende Schaufelbelastungsanalyse hat in dieser Arbeit noch gezeigt, daß beim Stall eine Schwankung der Schaufelbelastung auftritt. Beim Drosseln werden die Schaufelbelastungen an verschiedenen Meridianpositionen auf unterschiedliche Weise verändert. Durch Überwachung der Schaufelbelastungen beim Drosseln ist daher ebenfalls eine globale Früherkennung des Stalls möglich.

9. Literaturverzeichnis

- [1] GREITZER, E. M.: *REVIEW - Axial Compressor Stall Phenomena*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, June 1981.
- [2] STODOLA, A.: *Dampf- und Gasturbinen*, 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1924.
- [3] EMMONS, H. W., PEARSON, C. E., GRANT, H. P.: *Compressor Surge and Stall Propagation*, Trans. ASME, Vol. 79, pp. 455-469, April 1955.
- [4] MOORE, F. K., GREITZER, E. M.: *A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I and II*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, 1986.
- [5] DAY, I. J.: *Stall Inception in Axial Compressors*, ASME Paper, 91-GT-86, 1991.
- [6] GARNIER, V. H., EPSTEIN, A. H., GREITZER, E. M.: *Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors*, ASME paper, 90-GT-156, 1990.
- [7] GARNIER, V. H.: *Experimental Investigation of Rotating Stall Waves as a Rotating Stall Inception Indication in Compressors*, Technical Report #198, Gas Turbine Laboratory, M.I.T. 1989.
- [8] MCDUGALL, N. M.: *Stall Inception in Axial Compressor*, Ph. D. Thesis, Cambridge University, 1988.
- [9] MCDUGALL, N. M., CUMPSTY, N. A., HYNES, T. P.: *Stall Inception in Axial Compressors*, Transactions of the ASME, Turbomachinery, Vol 112, pp. 116-125, 1990.

- [10] DAY, I. J., CUMPSTY, N. A.: *The Measurement and Interpretation of Flow within Rotating Stall Cells in Axial Compressors*, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 20, pp. 101-114, 1978.
- [11] DAY, I. J., FREEMANN, C.: *The Unstable Behavior of Flow and High Speed Compressor*, ASME paper 93-GT-26, 1993.
- [12] DAY, I. J.: *Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors*, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 40-47, January 1993.
- [13] PADUANO, J. P., EPSTEIN, A. H., VALAVANI, L., LONGLEY, J. P., GREITZER, E. M., GUENETTE, G. R.: *Active Control of Rotating Stall in a Low Speed Axial Compressor*, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 48-56, January 1993.
- [14] GYSLING, D. L., GREITZER, E. M.: *Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aeromechanical Feedback*, ASME paper 94-GT-292, 1994.
- [15] JANSEN, M.: *Untersuchungen an beschaukelten Diffusoren eines hochbelasteten Radialverdichters*, Dissertation, Universität Hannover, 1982.
- [16] KÄMMER, N.: *Untersuchung der Strömung durch eine Radialverdichterstufe im Bereich der Ablösegrenze*, Dissertation, Universität Hannover, 1984.
- [17] BAMBERT, K. u.a.: *Untersuchung der Laufradströmung in hochbelasteten Radialverdichterrädern*, Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen Heft 155, 1974.
- [18] GREITZER, E. M.: *Surge and Rotating Stall in Axial Compressors Part 1: Theoretical Compression System Model and Part 2: Experimental Results and Comparison with Theory*, ASME Journal of Engineering for Power, April 1976.
- [19] BAMBERT, K., RAUTENBERG, M.: *Zur Ähnlichkeitsmechanik von Turboverdichtern*, Wärme, Band 74, Heft 1.
- [20] WEYER, H.: *Bestimmung der zeitlichen Druckmittelwerte in stark fluktuierender Strömung, insbesondere in Turbomaschinen*, Dissertation, RWTH Aachen 1974.

-
- [21] HASS, U.: *Zum Strömungsverlauf im schaufellosen Diffusor eines hochbelasteten Radialverdichters*, Dissertation, Universität Hannover, 1976.
- [22] HAUPT, U.: *Untersuchung des Schaufelschwingungsverhaltens hochbelasteter Radialverdichterlaufräder*, Dissertation, Universität Hannover, 1984.
- [23] HAUPT, U., RAUTENBERG, M.: *Radialverdichter-Schaufelschwingungen*, FVV-Fortschungsbericht, Heft 315, 1982.
- [24] HAUPT, U., RAUTENBERG, M.: *Blade Vibration Measurements on Centrifugal Compressors by Means of Telemetry and Holographic Interferometry*, ASME paper 83-GT-131, 1983.
- [25] HAUPT, U., RAUTENBERG, M.: *Schaufelschwingungen an Laufrädern hochbelasteter Radialverdichter*, MTZ 44, Vol. 4, S. 123-129, 1983.
- [26] HAUPT, U., RAUTENBERG, M.: *Blade Vibration on Radial Impellers Excited by Rotating Stall-Cells and During Surge*, Paper 83-TOYKO-IGTC-124, 1983.
- [27] HAUPT, U., RAUTENBERG, M.: *Investigation of the Flow in a Radial Compressor and its Excitation Effect of Blade Vibration*, Proceeding of the 19th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco, 1984.
- [28] HAUPT, U., ABDELHAMID, A. N., KÄMMER, N., RAUTENBERG, M.: *Excitation of Blade Vibration by Flow Instability in Centrifugal Compressors*, ASME paper 86-GT-283, 1986.
- [29] HAUPT, U., RAUTENBERG, M., DIEFENTHÄLTER, K.: *Beschleunigungsfeste 8-Kanal-Telemetrieanlage für Schaufelschwingungsmessungen am Radialverdichter*, Europäische Konferenz und Fachmesse für Technisches Messen und Telemetrie, Böblingen, Mai 1984.
- [30] OPPENHEIM, A. V., WILLSKY, A. S., NAWAB, S. H.: *Signal & Systems*, PRENTICE HALL, Upper Saddle River, New Jersey 07458, 1996.

- [31] *Rechnergestützte Interpretation instationärer Strömungsphänomene in hochbelasteten Radialverdichterlaufrädern*, DFG-Forschungsberichte, April 1993.
- [32] CHEN, J., HASEMANN, H., SEIDEL, S., JIN, D., HUANG, X., RAUTENBERG, M.: *The Interpretation of Internal Pressure Patterns of Rotating Stall in Centrifugal Compressor Impellers*, ASME paper, 93-GT-192, 1993.
- [33] CHEN, J., HASEMANN, H., SHI, L., RAUTENBERG, M.: *Stall Inception Behavior in a Centrifugal Compressor*, ASME paper, 94-GT-159, 1994.
- [34] CHEN, J., HASEMANN, H., SHI, L., RAUTENBERG, M.: *Evaluation of Unsteady Bleed Loading Signals During Stall and its Inception in Centrifugal Compressors*, 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, 95-YOKOHAMA-IGTC-20, 1995.
- [35] CHEN, J., HASEMANN, H., SHI, L., RAUTENBERG, M.: *Flow Coupling Effects During Rotating Stall and Surge in a Centrifugal Compressor*, 1st International Conference on Flow Interaction cum Exhibition/Lectures on Interaction of Science & Art, The University of Hong Kong, Hongkong, Sept. 1994.
- [36] EMMONS, H. W., KRONAUER, R. E., ROCKETT, J. A.: *A Survey of Stall Propagation-Experiment and Theory*, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 81, pp. 490-416, 1959.
- [37] FINK, D. A., CUMPSTY, N., A., GREITZER, E. M.: *Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*, ASME paper 91-GT-31, 1991.
- [38] FRIGNE, P., VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R. A.: *Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 468-474, 1984.
- [39] FRIGNE, P., VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R. A.: *A Theoretical Model for Rota-*

- ting Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 507-513, 1985.
- [40] GREITZER, E. M.: *The Steability of Pumping System - The 1980 Freeman Scholar Lecture*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, June 1981.
- [41] HASEMANN, H., CHEN, J., JIN, D., RAUTENBERG, M.: *Internal Transient Pressure Patterns During Rotating Stall in Centrifugal Compressor Impeller*, 2nd International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Prague, July 1993.
- [42] HÖNEN, H., GALLUS, H. E.: *Monitoring of Aerodynamic Load and Detection of Stall in Multistage Axial Compressors*, ASME paper 93-GT-20, 1993.
- [43] INOUE, M., KUROUNARU, M., IWAMORO, T., ANDO, Y.: *Detection of a Rotating Stall Precursor in Isolated Axial Flow Compressor Rotors*, ASME paper 90-GT-157, 1990.
- [44] JACKSON, A. D.: *Stall Cell Development in an Axial Compressor*, ASME paper 86-GT-249, 1986.
- [45] JOHNSTON, J. M.: *Stall Onset Observations of a Discrete Passage Diffuser*, Technical Report #217, Gas Turbine Laboratory, M.I.T. 1993.
- [46] KÄMMER, N., RAUTENBERG, M.: *A Distinction Between Different Types of Stall in Centrifugal Compressor Stage*, ASME paper, 85-GT-194, 1985.
- [47] KÄMMER, N., RAUTENBERG, M.: *An Experimental Investigation of Rotating Stall Flow in a Centrifugal Compressor*, ASME paper, 82-GT-82, 1982.
- [48] LAVRICH, P. L.: *Time Resolved Measurements of Rotating Stall in Axial Flow Compressors*, Ph. D. Thesis, M.I.T. Department of Aeronautics and Astronautics, 1988.
- [49] MARBLE, F. E.: *Propagation of Stall in a Compressor Blade Row*, Journal of the Aeronautical Sciences, pp.541-544, August 1955.

- [50] MARTIN, J. D.: *Signals & Processes*, PITMAN PUBLISHING, 128 Long Acre, London WC2E 9AN A Division of Longman Group UK Limited, 1991.
- [51] MIZUKI, S., OSAWA, Y.: *Unsteady Flow within Centrifugal Compressor Channels under Rotating Stall and Surge*, ASME paper 91-GT-85, 1991.
- [52] MOORE, F. K.: *A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors. Parts I: Small Disturbances III*, Transactions of ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, pp. 313-320, April 1984.
- [53] MOORE, F. K.: *A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors. Parts II: Finite Disturbances*, Transactions of ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, pp. 321-326, April 1984.
- [54] MOORE, F. K.: *A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors. Parts I, II, III*, Journal of Engineering for Power, Vol. 106, pp. 313-336, 1984.
- [55] ORNER, N.: *Rotating Stall in Axial Compressors*, V. Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1997-3, pp. 1-69, January 1979.
- [56] PAMPREEN, R. C.: *Compressor Surge and Stall*, Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA 05055, 1993.
- [57] SHI, L., HASEMANN, H., CHEN, J., RAUTENBERG, M.: *Investigation of the Transmission of the On-blade KULITE Pressure Signals Through the FM-Telemetry System*, 3rd International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Beijing, Sep. 1996.
- [58] STENNING, A. H., KRIEBEL, A. R.: *Stall Propagation in a Cascade of Airfoils*, Transactions of the ASME, Vol. 80, pp. 777-790, May 1958.
- [59] STENNING, A. H.: *Rotating Stall and Surge*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, March 1980.

- [60] TAKATA, H., NAGANO, S.: *Nonlinear Analysis of Rotating Stall*, Journal of Engineering for Power, Vol. 94, pp. 279-293, October 1972.

10. Abbildungsverzeichnis

1.1	Zusammenwirken von Verdichter- und Verbraucherkenlinien	89
2.1	Emmons Modellvorstellung zur Entstehung des Rotating Stalls	89
4.1	Verdichterprüfstand	90
4.2	Prinzipskizze des Radialverdichterprüfstandes	91
4.3	60°-Versuchslaufrad	92
4.4	90°-Versuchslaufrad	92
4.5	Versuchsverdichter mit Diffusor in Schnittdarstellung	93
4.6	Positionen der KULITE-Druckaufnehmer an der Vorderwand des 60°-Laufrades	94
4.7	Positionen der KULITE-Druckaufnehmer an der Vorderwand des 90°-Laufrades	94
4.8	Erfassungssystem der instationären Daten	95
4.9	Prinzipskizze des 8-Kanal-Telemetriesystems	96
5.1	Laufradwelle mit eingebautem Telemetriesender	97
5.2	Schaltung zur Signalanpassung zwischen DMS-Aufnehmer und Telemetriesender	98
5.3	Geänderte Schaltung zur Signalanpassung zwischen KULITE-Aufnehmer und Telemetriesender	98
5.4	Blockschaltbild zur statischen Kalibrierung des Telemetriesystems	98
5.5	Eigenschaften des Übertragungssystems	99
5.6	Schematische Darstellung des Übertragungsverhaltens	100
5.7	Blockschaltbild zur dynamischen Kalibrierung des Telemetriesystems	100
5.8	Frequenzantwort des KULITE-Druckaufnehmers XCQ-080 ohne Übertragung durch das Telemetriesystem	101

5.9	Frequenzantwort des KULITE-Druckaufnehmers LQ-047 mit Übertragung durch das Telemetriesystem	101
5.10	Vergleich der Frequenzantworten der Übertragungssysteme (mit Telemetrie, ohne Telemetrie)	102
5.11	Eigenschaften des Übertragungssystems mit KULITE-Druckaufnehmern	103
6.1	Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzspektrum eines typischen Rotating Stalls	104
6.2	Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzspektrum eines typischen Standing Stalls	105
6.3	Phasen- und Amplitudendiagramm eines Rotating Stalls	106
6.4	Phasen- und Amplitudendiagramm eines Standing Stalls	107
6.5	Prinzipskizze zur Erklärung der Umrechnung des Rotating Stalls vom Absolut- ins Relativkoordinatensystem	108
6.6	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufgrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode des zweizelligen Rotating Stalls	109
6.7	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufgrades während verschiedener Zustände in der gemischten Periode des zweizelligen Rotating Stalls	110
6.8	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufgrades während verschiedener Zustände in der abgerissenen Periode des zweizelligen Rotating Stalls	111
6.9	Druckverteilungen im Schaufelkanal während des stabiles Betriebspunktes	112
6.10	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes sowie des normalen Zustandes beim zweizelligen Rotating Stall im 60°-Laufgrad	113
6.11	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des gemischten und des abgerissenen Zustandes beim zweizelligen Rotating Stall im 60°-Laufgrad	114
6.12	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufgrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode des dreizelligen Roatating Stalls	115

6.13	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades während verschiedener Zustände in der gemischten Periode des dreizelligen Rotating Stalls	116
6.14	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades während verschiedener Zustände in der abgerissenen Periode des dreizelligen Rotating Stalls	117
6.15	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes sowie des normalen Zustandes beim dreizelligen Rotating Stall im 90°-Laufrad	118
6.16	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des gemischten und des abgerissenen Zustandes beim dreizelligen Rotating Stall im 90°-Laufrad . .	119
6.17	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode bei Standing Stall	120
6.18	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades während verschiedener Zustände in der hochbelasteten Periode bei Standing Stall	121
6.19	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des hochbelasteten Zustandes beim Standing Stall im 90°-Laufrad	122
6.20	Druckverteilungen im 60°-Laufrad beim zweizelligen Rotating Stall	123
6.21	Druckverteilungen im 60°-Laufrad beim zweizelligen Rotating Stall (Fortsetzung)	124
6.22	Druckverteilungen im 90°-Laufrad beim dreizelligen Rotating Stall	125
6.23	Druckverteilungen im 90°-Laufrad beim dreizelligen Rotating Stall (Fortsetzung)	126
7.1	Skizze zur Analyse eines zeitlich variierenden Signals	127
7.2	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$.	128
7.3	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$.	128
7.4	Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorgangs des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	129
7.5	1. Schwingungseigenfrequenz der Lauftradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorgangs des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	129

7.6	Druckspektrum des Vorzeichens von Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	130
7.7	Druckspektrum des Vorzeichens von Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	130
7.8	Schaufelschwingungsspektrum während des Vorzeichens von Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	131
7.9	1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Vorzeichens von Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	131
7.10	Druckspektrum bei Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	132
7.11	Druckspektrum bei Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	132
7.12	Schaufelschwingungsspektrum während des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min	133
7.13	1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	133
7.14	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$.	134
7.15	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$.	134
7.16	Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungs- vorganges des Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$	135
7.17	1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$. . .	135
7.18	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$.	136
7.19	Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$.	136

7.20	Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	137
7.21	1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$. . .	137
7.22	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades vor und während des Vorzeichens vom Rotating Stall	138
7.23	Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades vor und während des Vorzeichens vom Standing Stall	139
7.24	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des abgerissenen Zustandes beim Vorzeichen des Rotating Stalls im 90° -Laufrad .	140
7.25	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des hochbelasteten Zustandes beim Vorzeichen des Standing Stalls im 90° -Laufrad	141
7.26	Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes kurz vor dem Rotating und Standing Stall im 90° -Laufrad	142
7.27	Amplituden der Schaufelbelastungen während der Vorzeichen und des Rotating Stalls im 90° -Laufrad bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$	143
7.28	Amplituden der Schaufelbelastungen während der Vorzeichen und des Standing Stalls im 90° -Laufrad bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	143
7.29	Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$	144
7.30	Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 10.000 \text{ 1/min}$	144
7.31	Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$	145

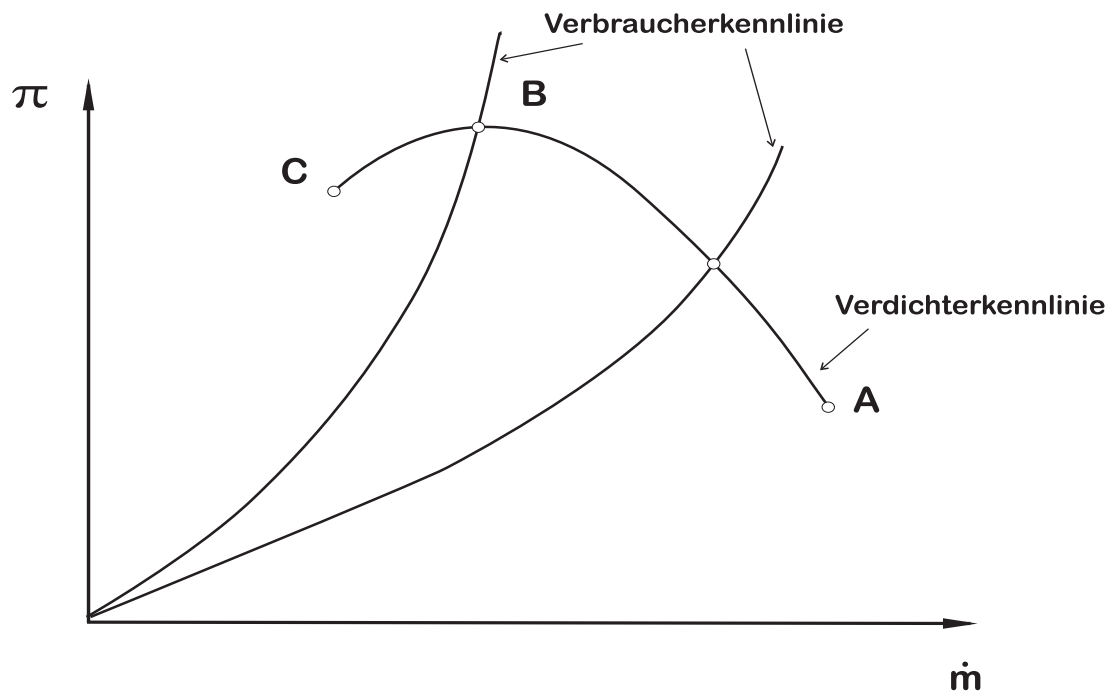


Bild 1.1: Zusammenwirken von Verdichter- und Verbraucherkennlinien

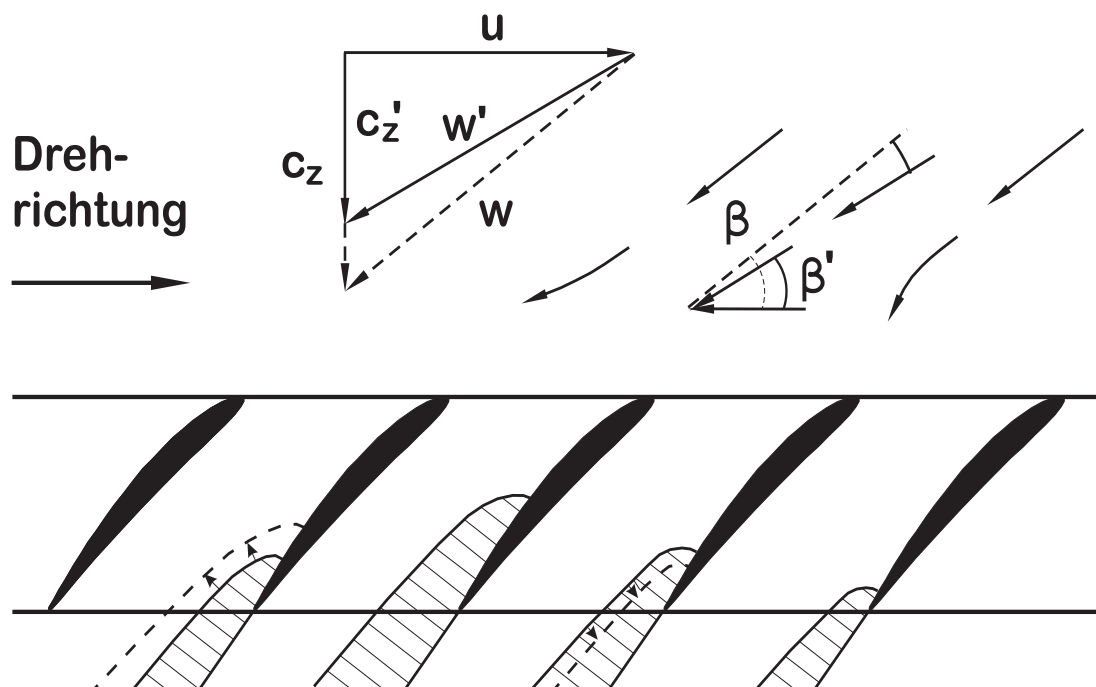


Bild 2.1: Emmons Modellvorstellung zur Entstehung des Rotating Stalls

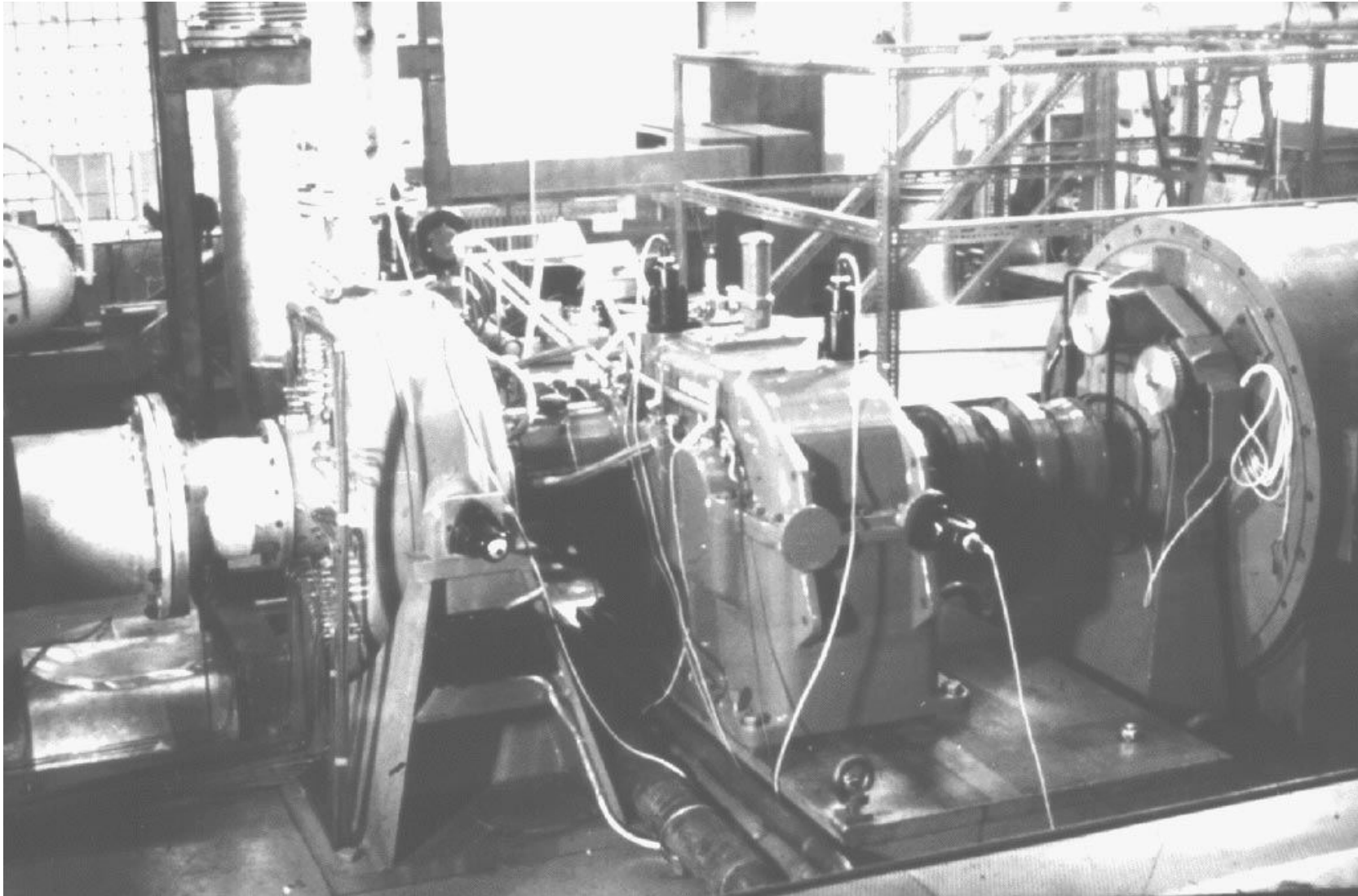


Bild 4.1: Verdichterprüfstand

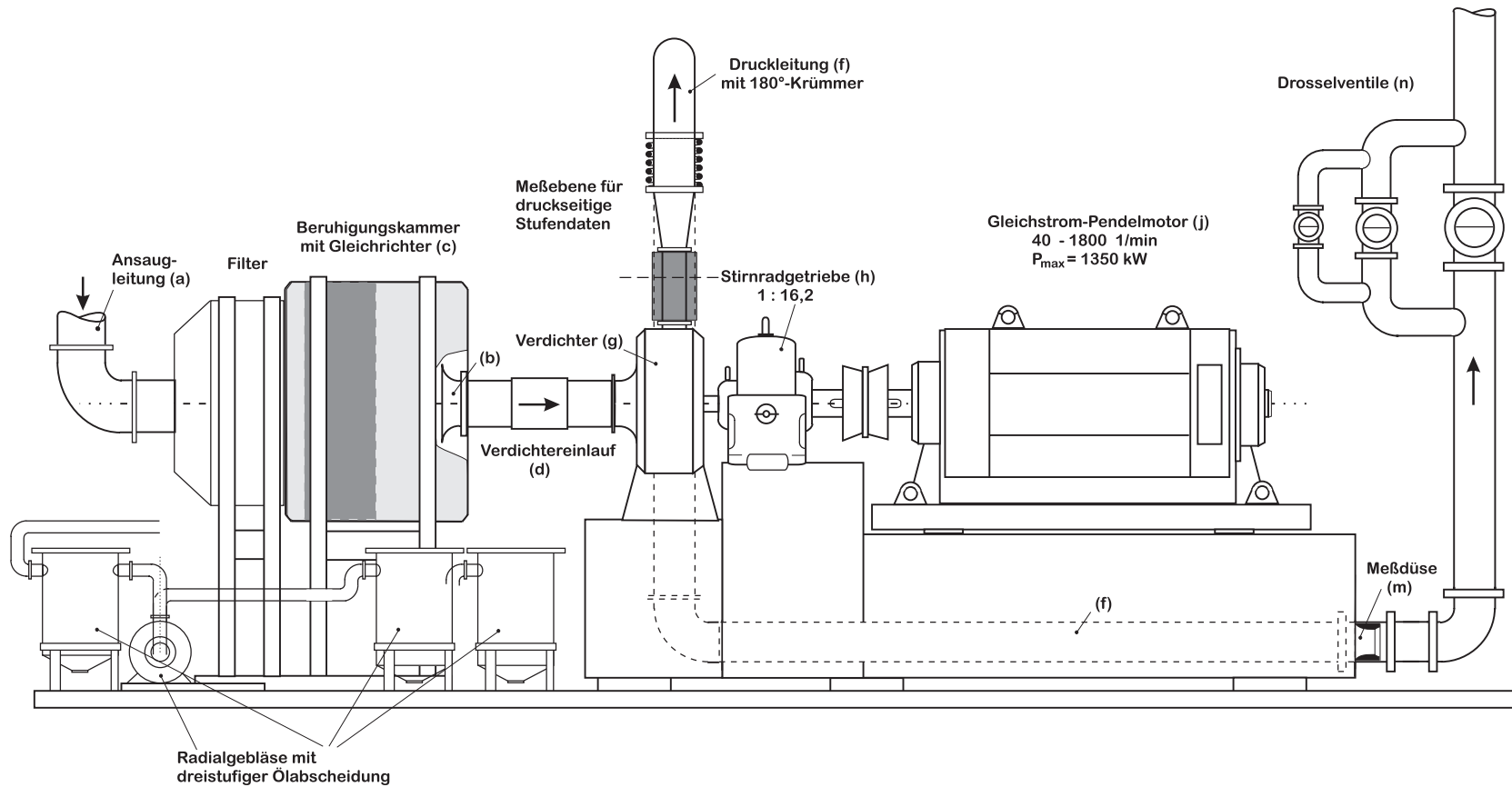


Bild 4.2: Prinzipskizze des Radialverdichterprüfstandes

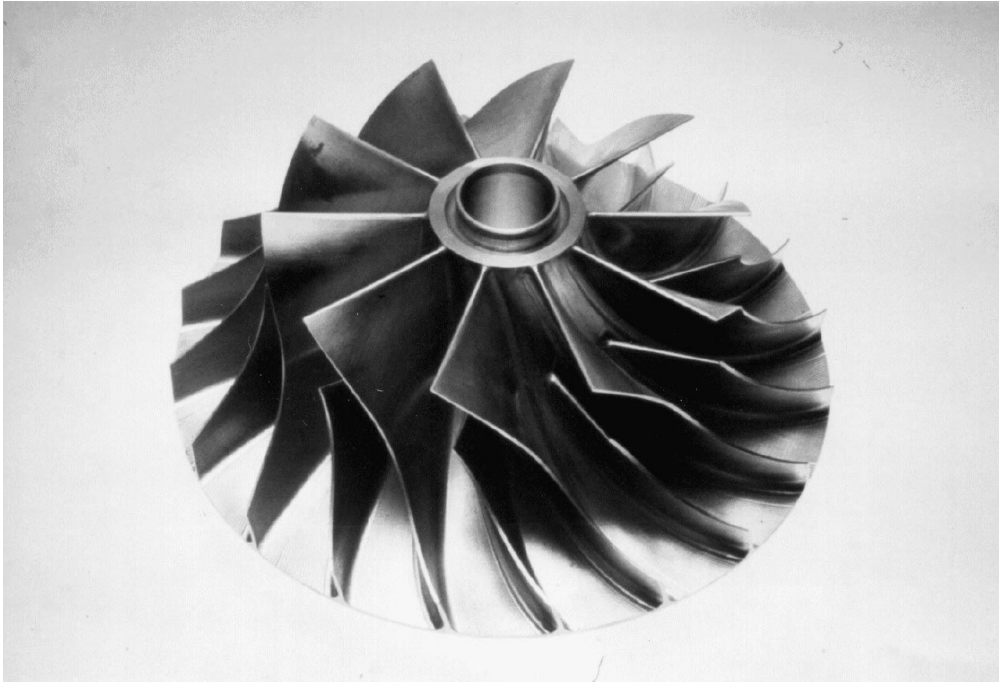


Bild 4.3: 60°-Versuchslaufrad



Bild 4.4: 90°-Versuchslaufrad

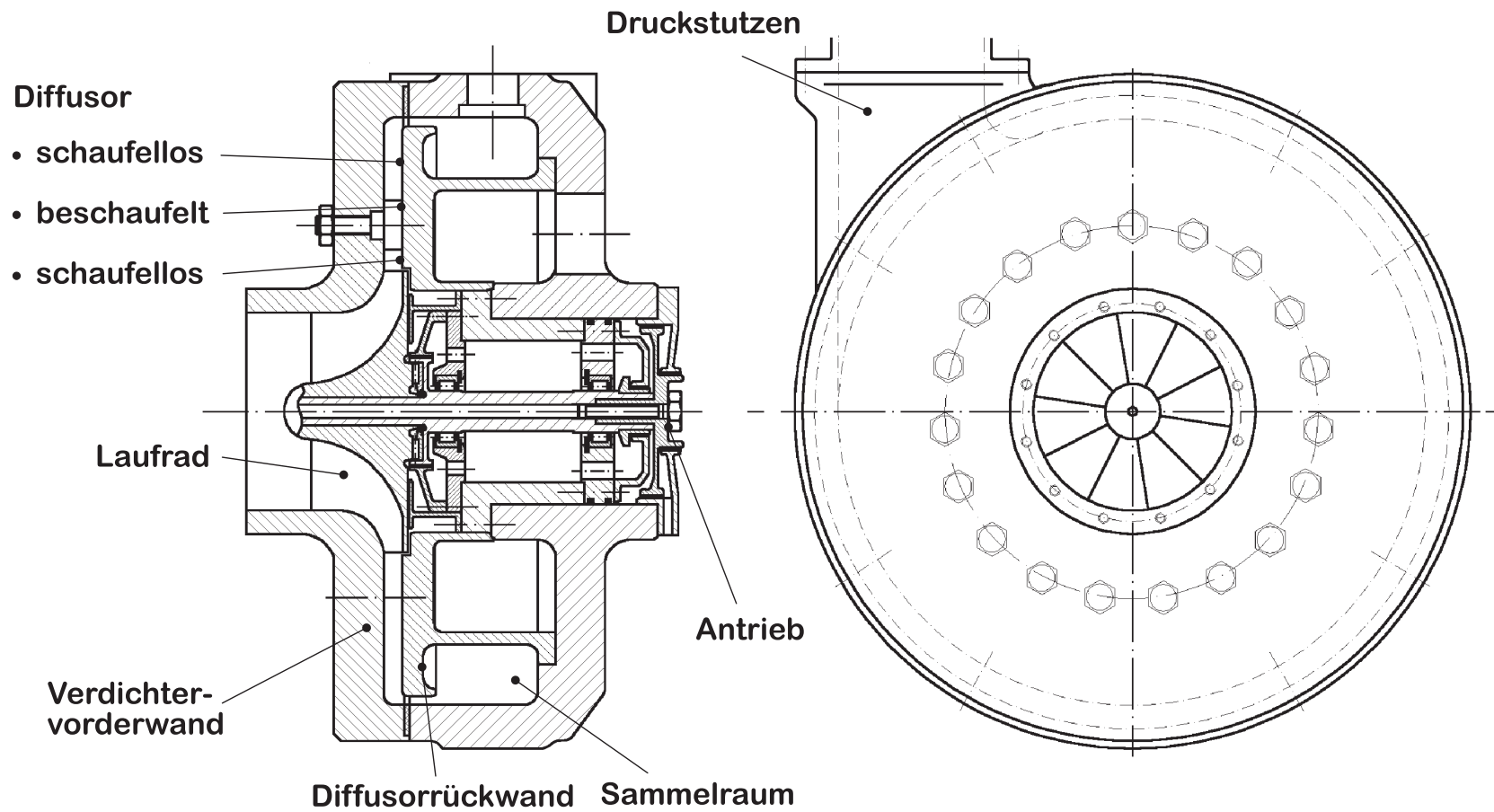


Bild 4.5: Versuchsverdichter mit Diffusor in Schnittdarstellung

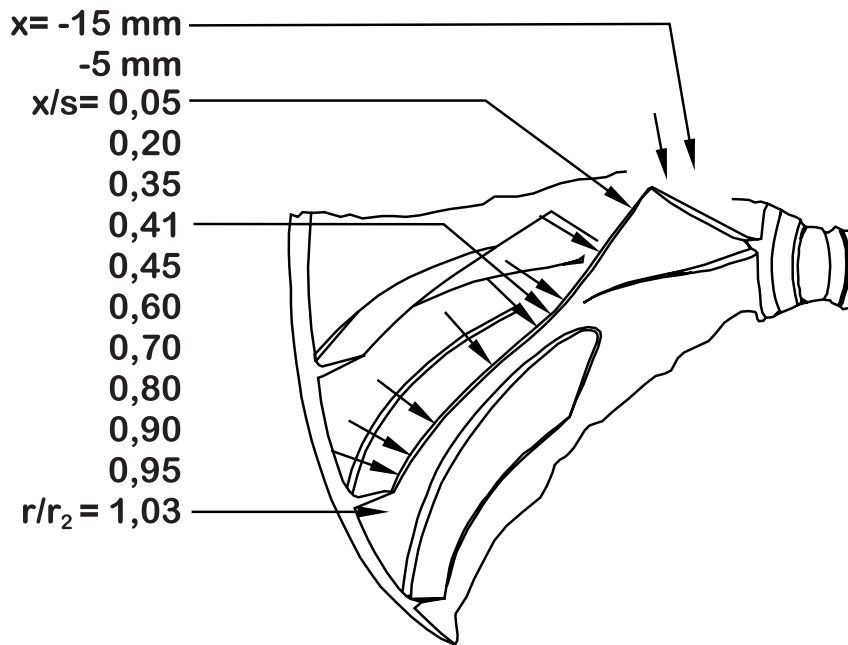


Bild 4.6: Positionen der KULITE-Druckaufnehmer an der Vorderwand des 60°-Laufrades

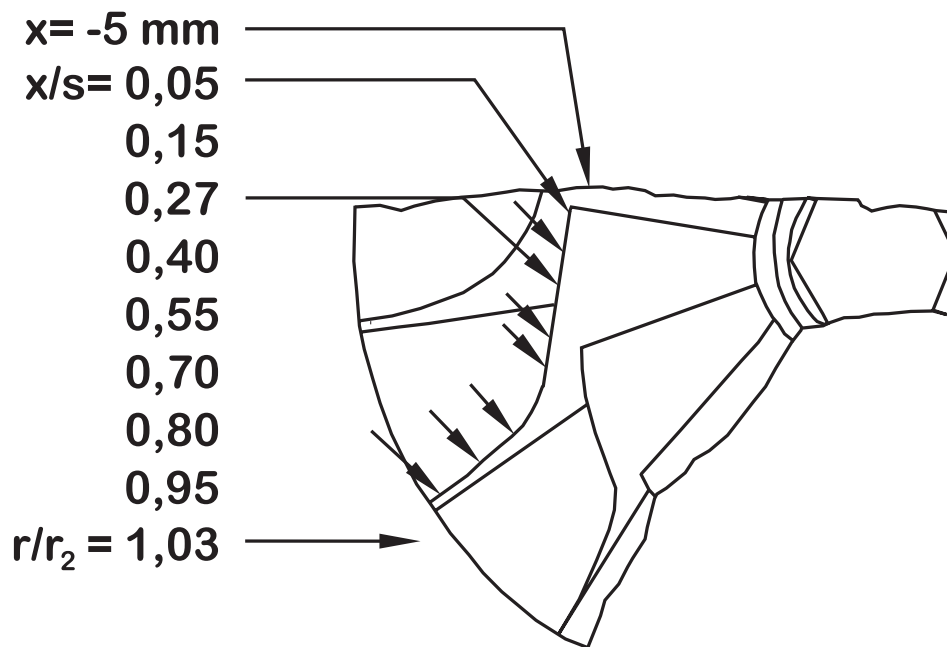


Bild 4.7: Positionen der KULITE-Druckaufnehmer an der Vorderwand des 90°-Laufrades

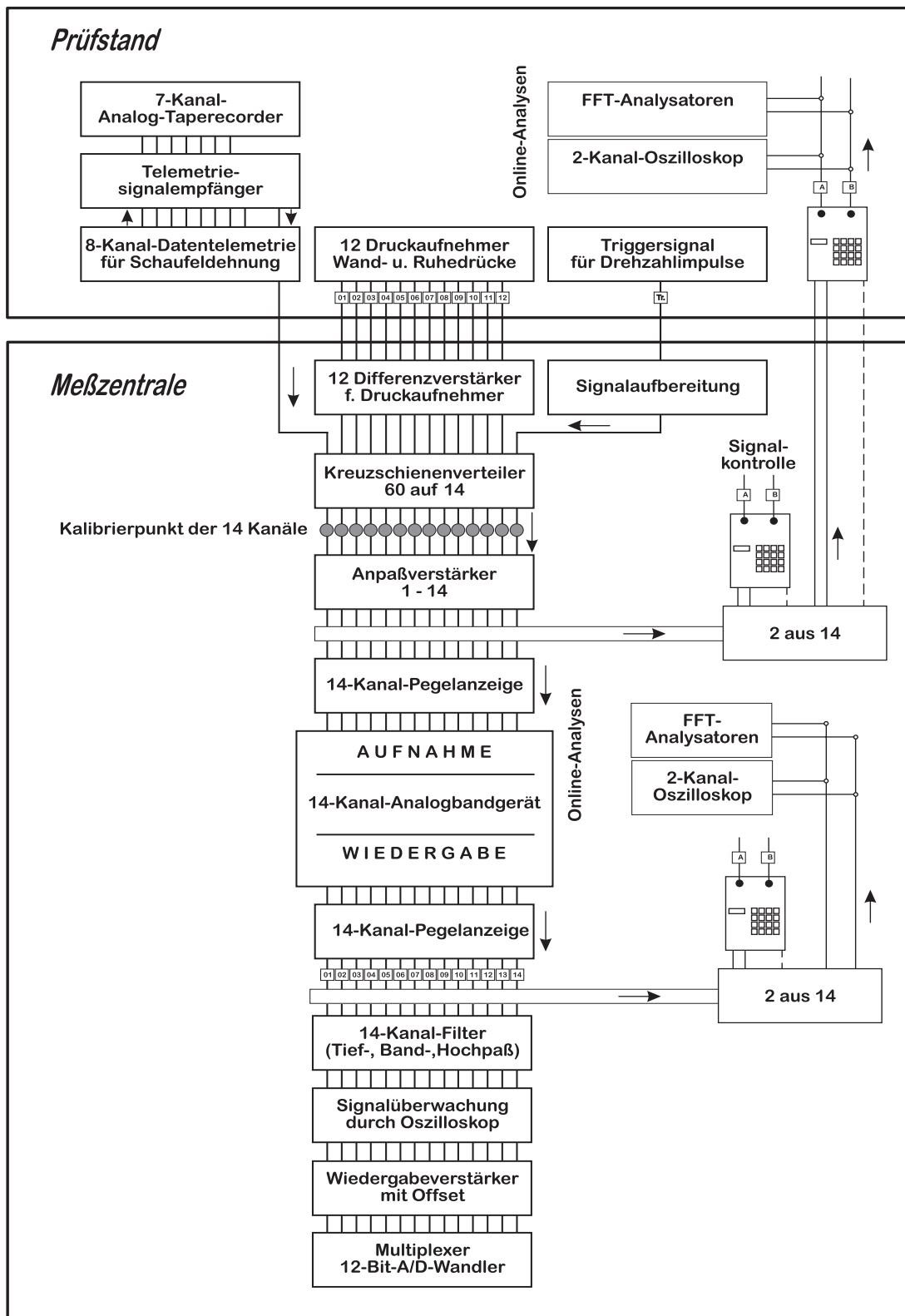
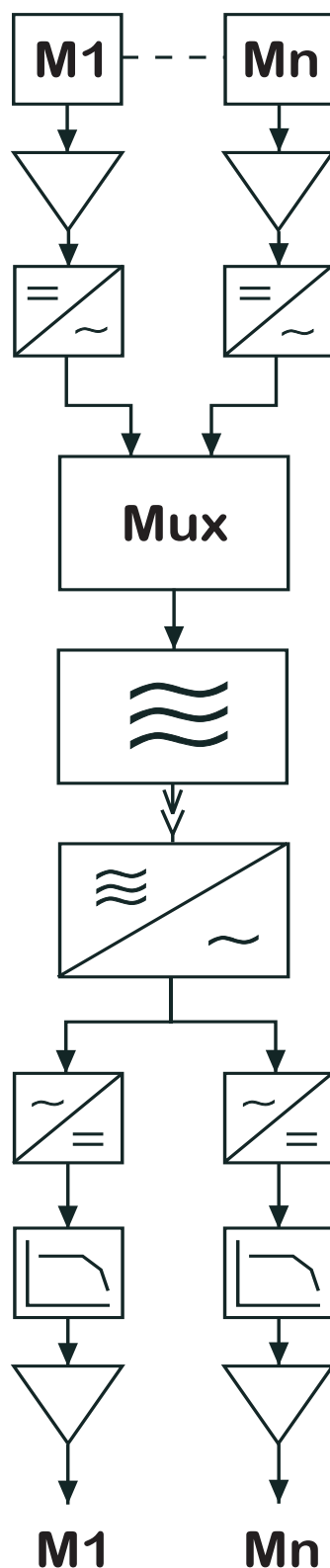


Bild 4.8: Erfassungssystem der instationären Daten

**Meßwertgeber:**

Druck, Dehnung, Kraft, Temperatur, Spannung etc.

Verstärker:

Verstärkung variabel

Signalaufbereitung:

Spannungs-Frequenz-Wandlung

Signalzusammenfassung:

Multiplex, Frequenzmultiplex

Sender:

Frequenzmodulation des Hochfrequenzträgers

Empfänger:

Verstärker-Demodulation

Rückwandlung:

Kanaltrennung, Frequenz-Spannungswandler (PLL)

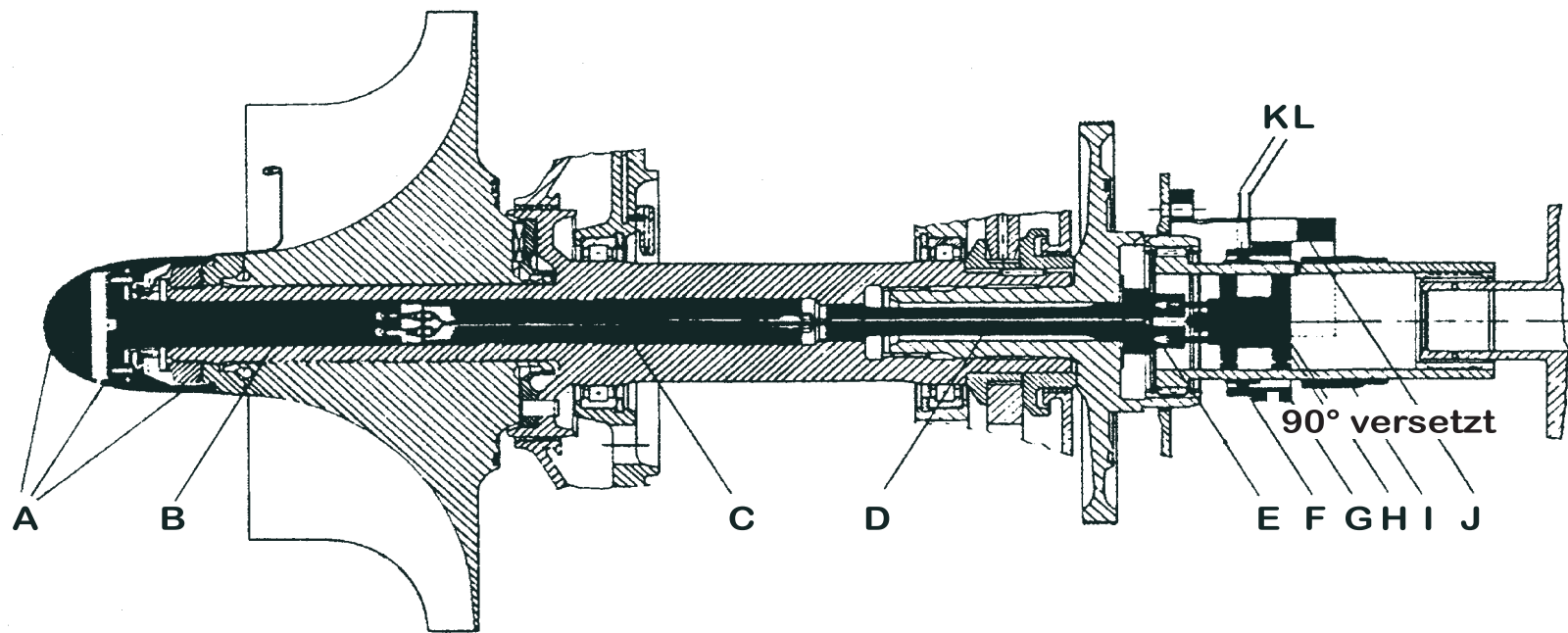
Filter:

Tiefpaß-Variabel

Signalaufbereitung:

Verstärker, Anzeige, Speicherung, Drucken etc.

Bild 4.9: Prinzipskizze des 8-Kanal-Telemetriesystems



- | | | | |
|---|---------------------------|---|-------------------------------------|
| A | vorgezogene Nabenkalotte | G | Primärspule mit Spulenkörper |
| B | 8-Kanal-Telemetriesender | H | Vorbeschaltung der Induktivspeisung |
| C | Kabelträger | I | Triggeraufsatz |
| D | Dehnschraube mit Bohrung | J | verstellbare Spulenhalterung |
| E | Adapter mit Steckanschluß | K | Empfangsantenne |
| F | Sekundärspule | L | induktive Einspeisung |

Bild 5.1: Laufradwelle mit eingebautem Telemetriesender

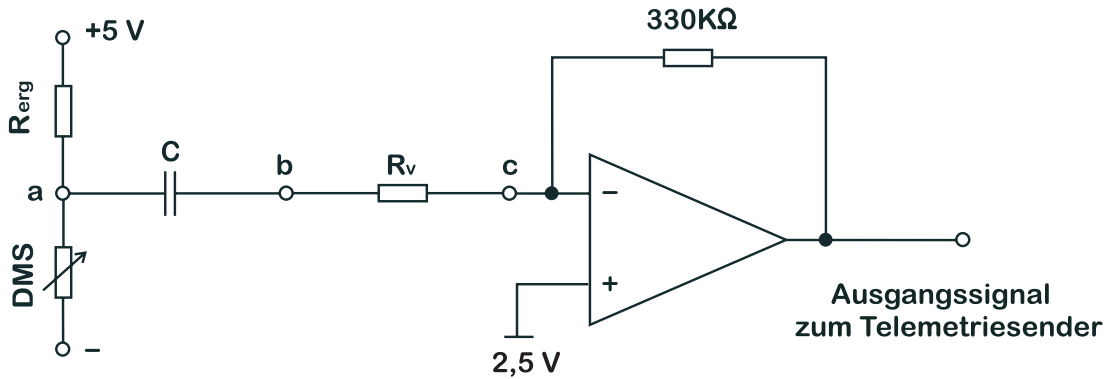


Bild 5.2: Schaltung zur Signalanpassung zwischen DMS-Aufnehmer und Telemetriesender

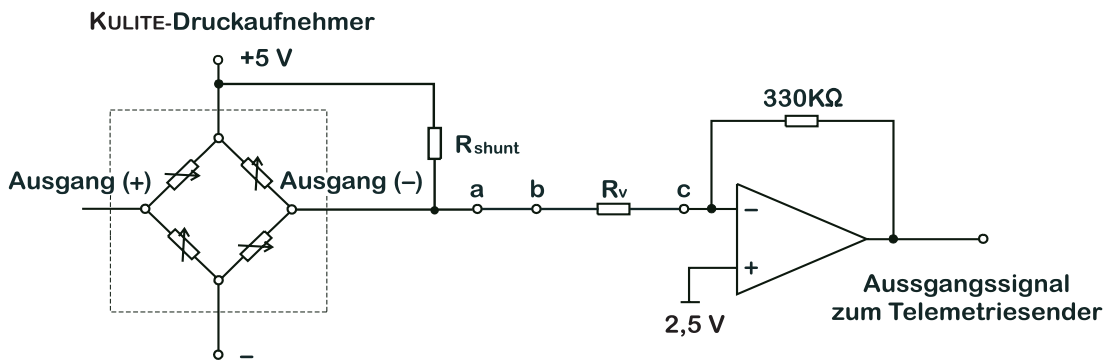


Bild 5.3: Geänderte Schaltung zur Signalanpassung zwischen KULITE-Aufnehmer und Telemetriesender

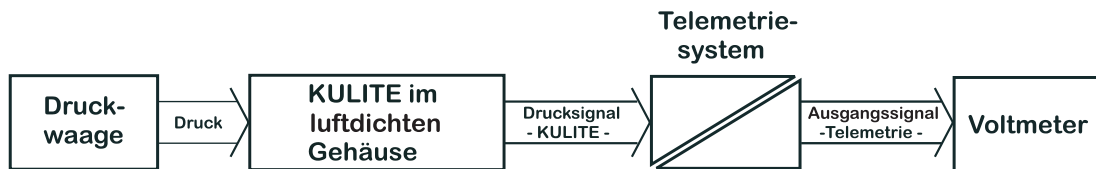


Bild 5.4: Blockschaltbild zur statischen Kalibrierung des Telemetriesystems

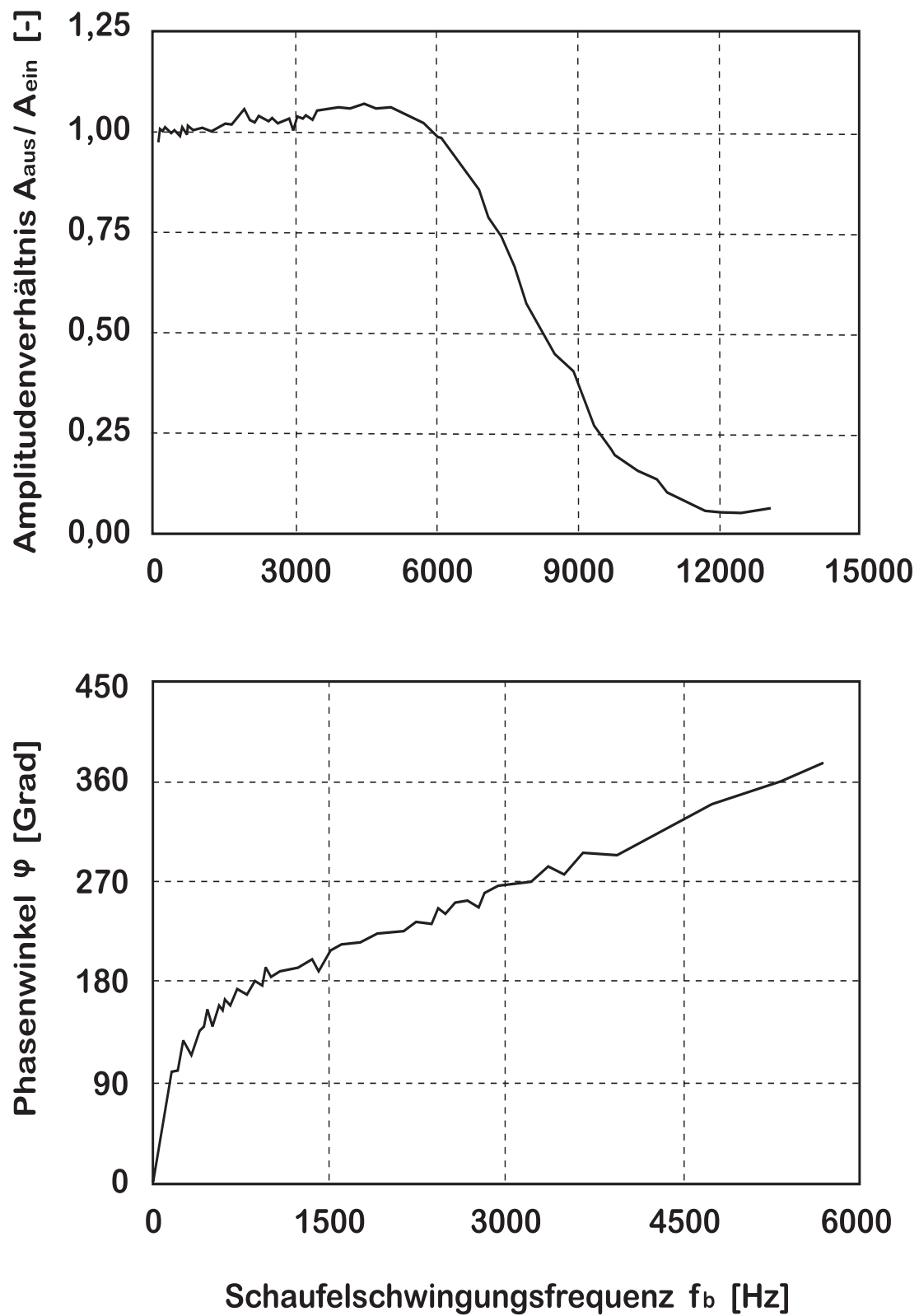


Bild 5.5: Eigenschaften des Übertragungssystems

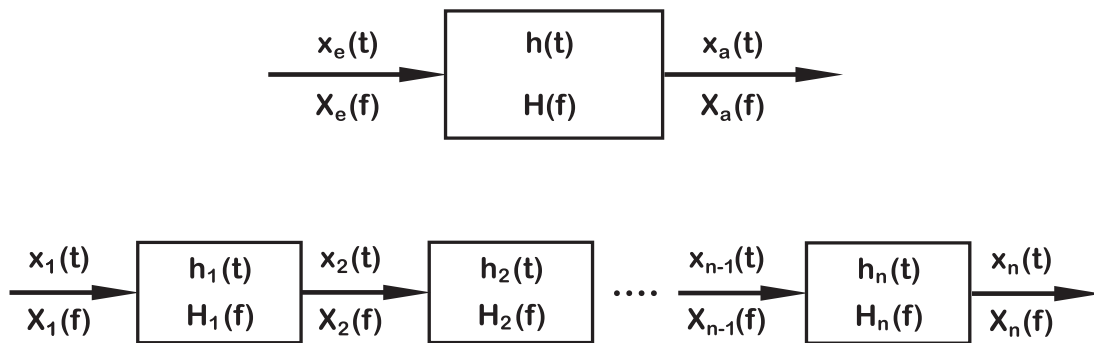


Bild 5.6: Schematische Darstellung des Übertragungsverhaltens

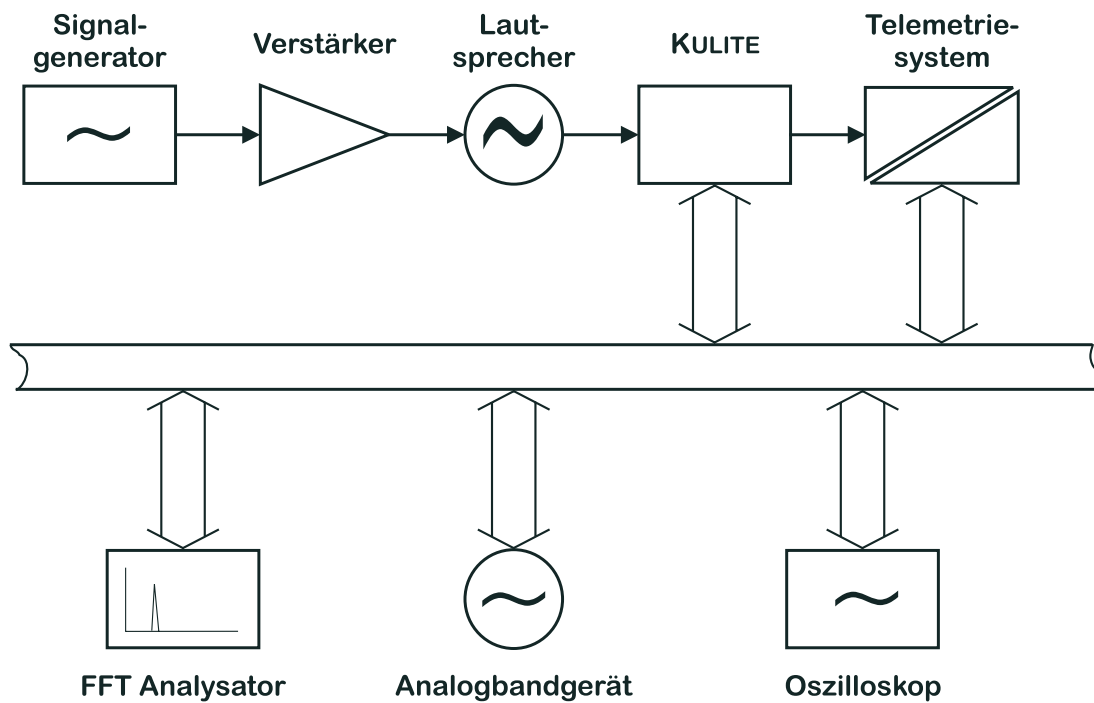


Bild 5.7: Blockschaltbild zur dynamischen Kalibrierung des Telemetriesystems

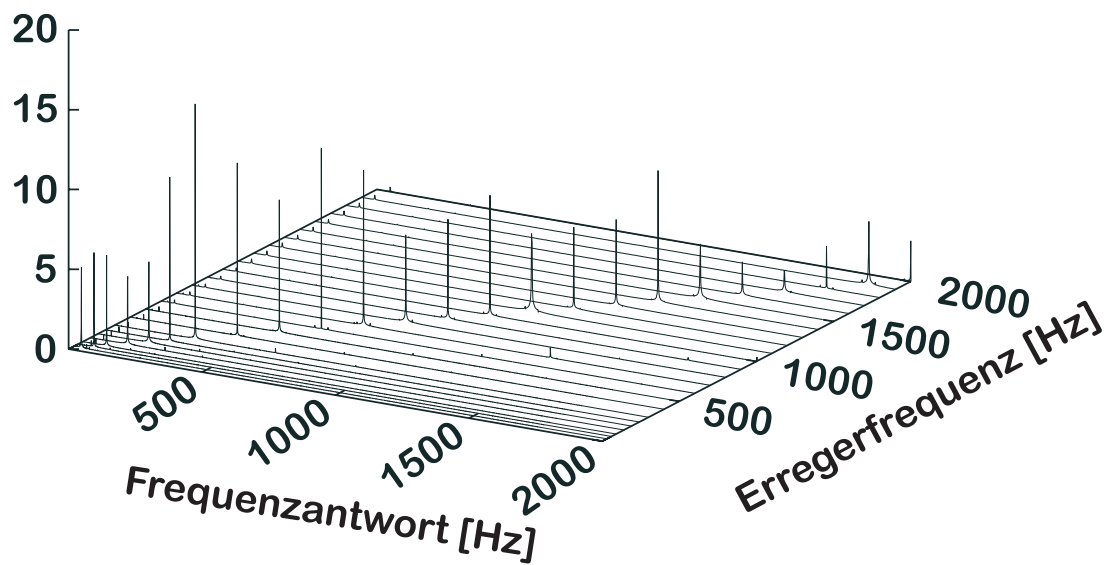
Amplitude [mbar]

Bild 5.8: Frequenzantwort des KULITE-Druckaufnehmers XCQ-080 ohne Übertragung durch das Telemetriesystem

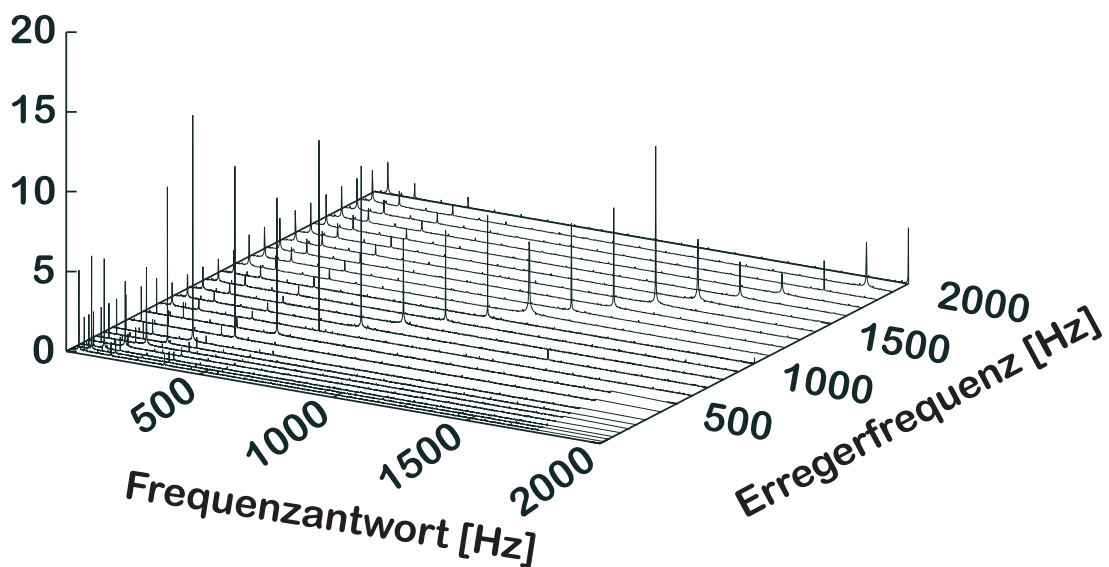
Amplitude [mbar]

Bild 5.9: Frequenzantwort des KULITE-Druckaufnehmers LQ-047 mit Übertragung durch das Telemetriesystem

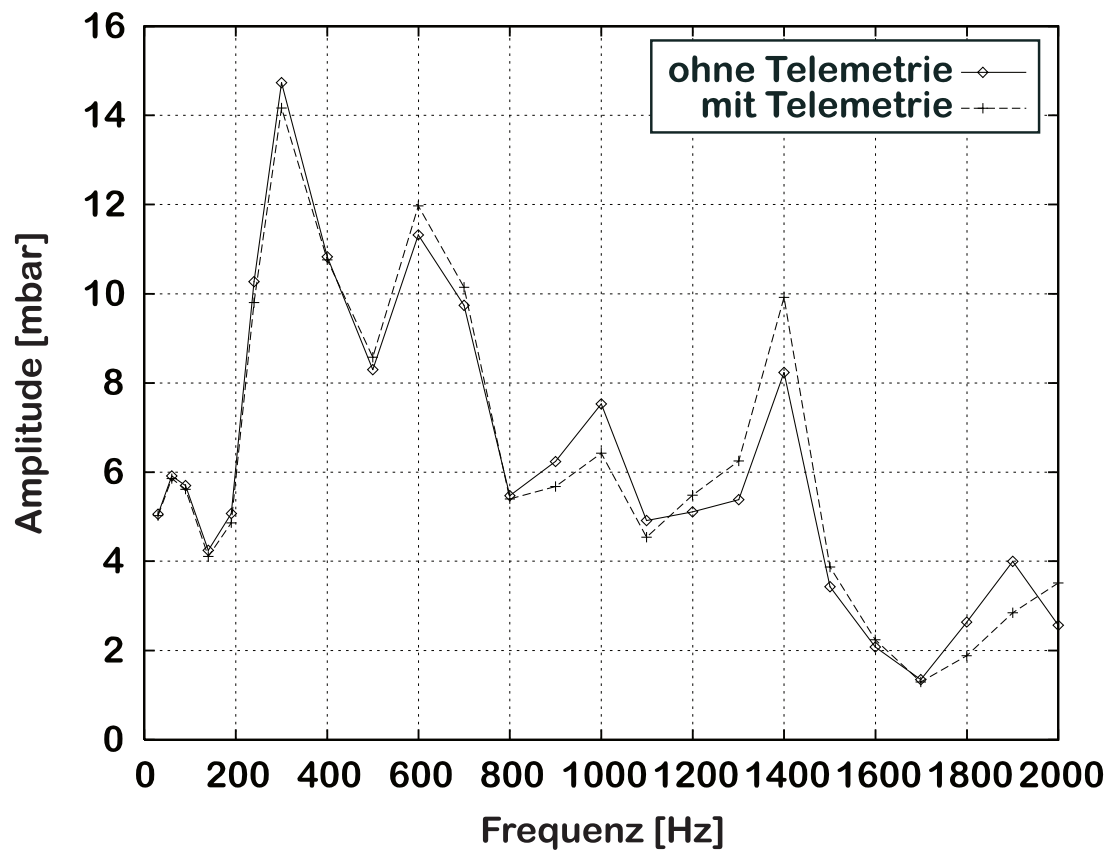


Bild 5.10: Vergleich der Frequenzantworten der Übertragungssysteme (mit Telemetrie, ohne Telemetrie)

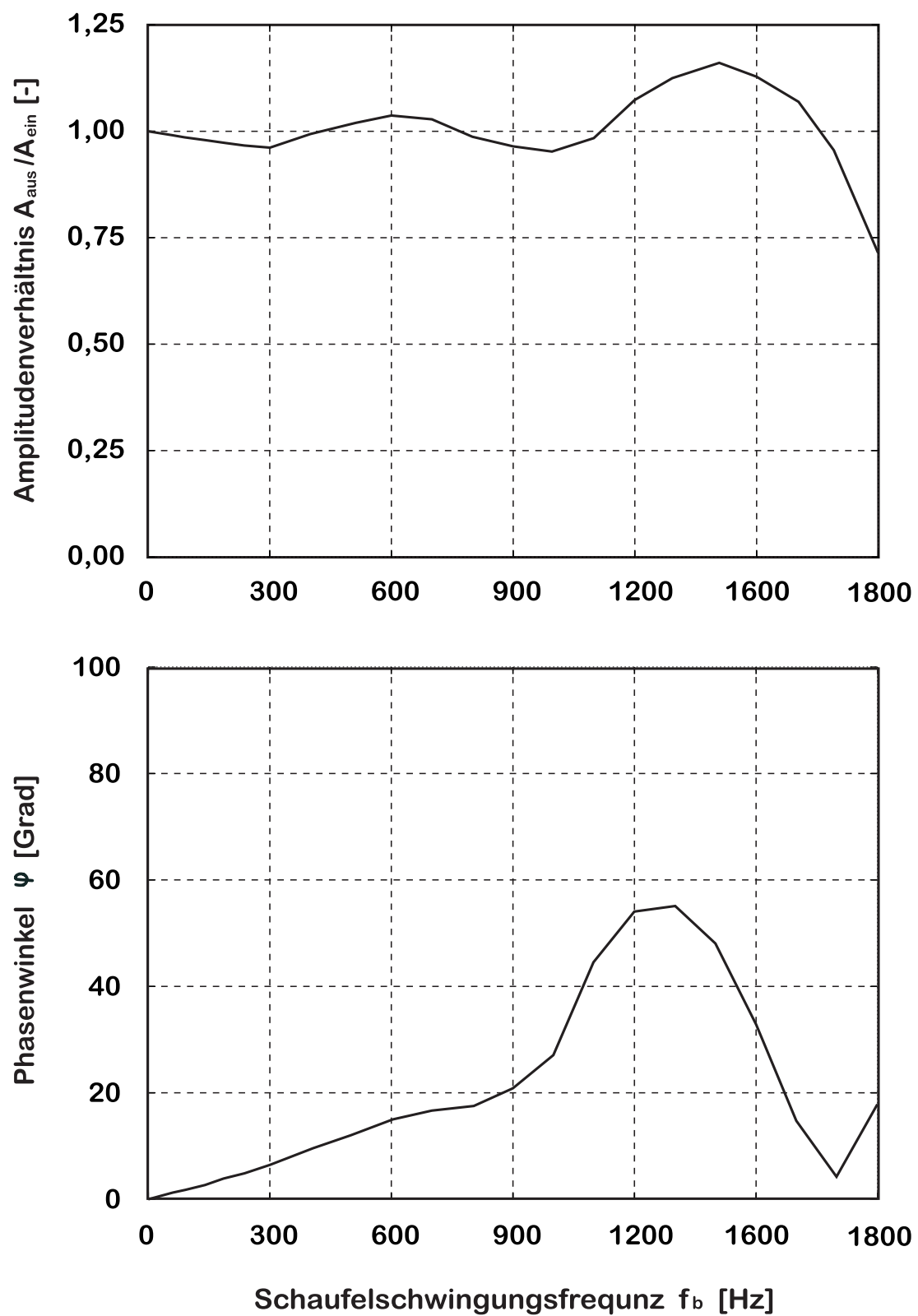
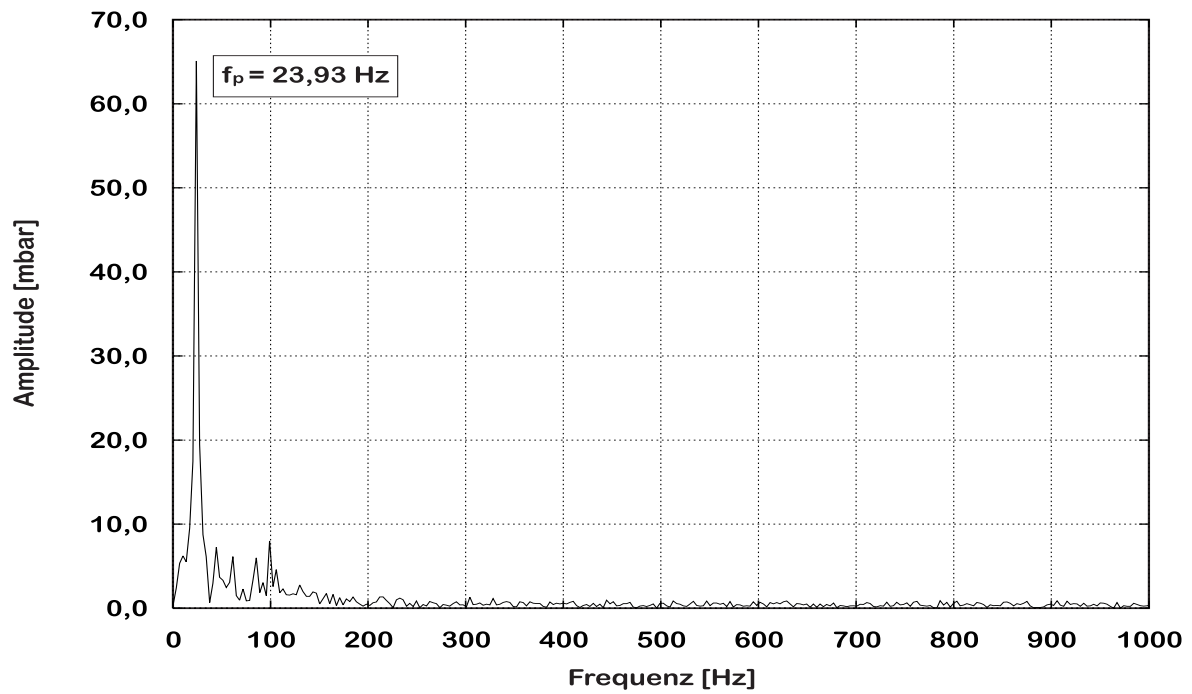
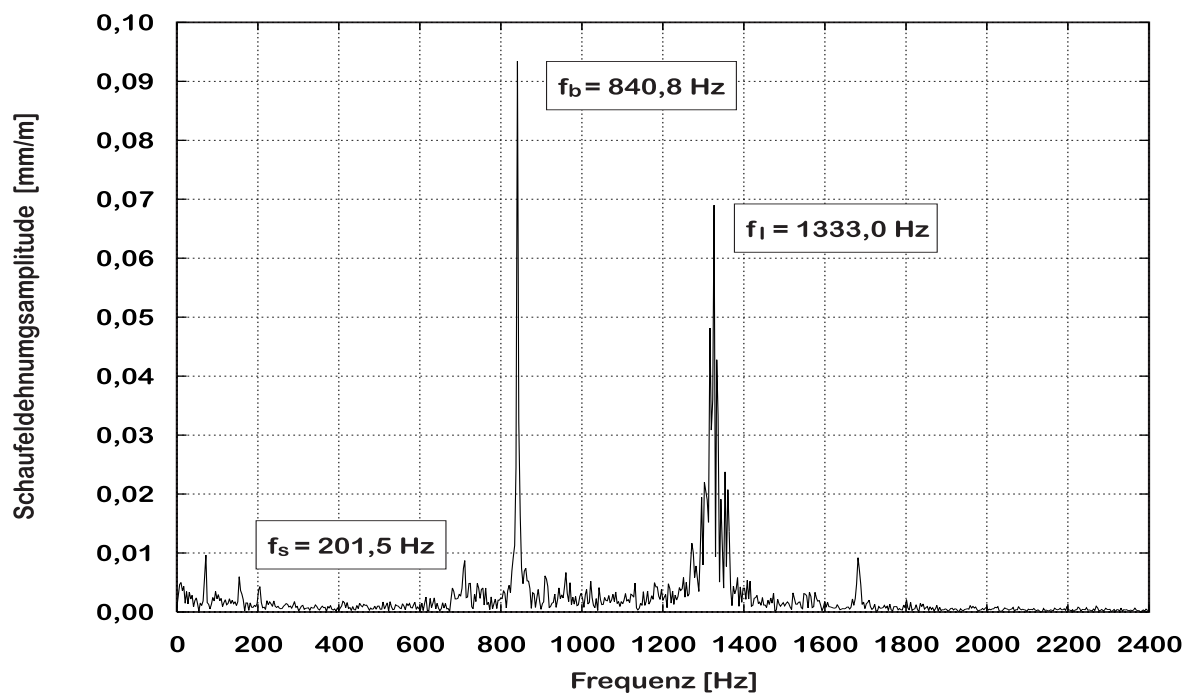


Bild 5.11: Eigenschaften des Übertragungssystems mit KULITE-Druckaufnehmern

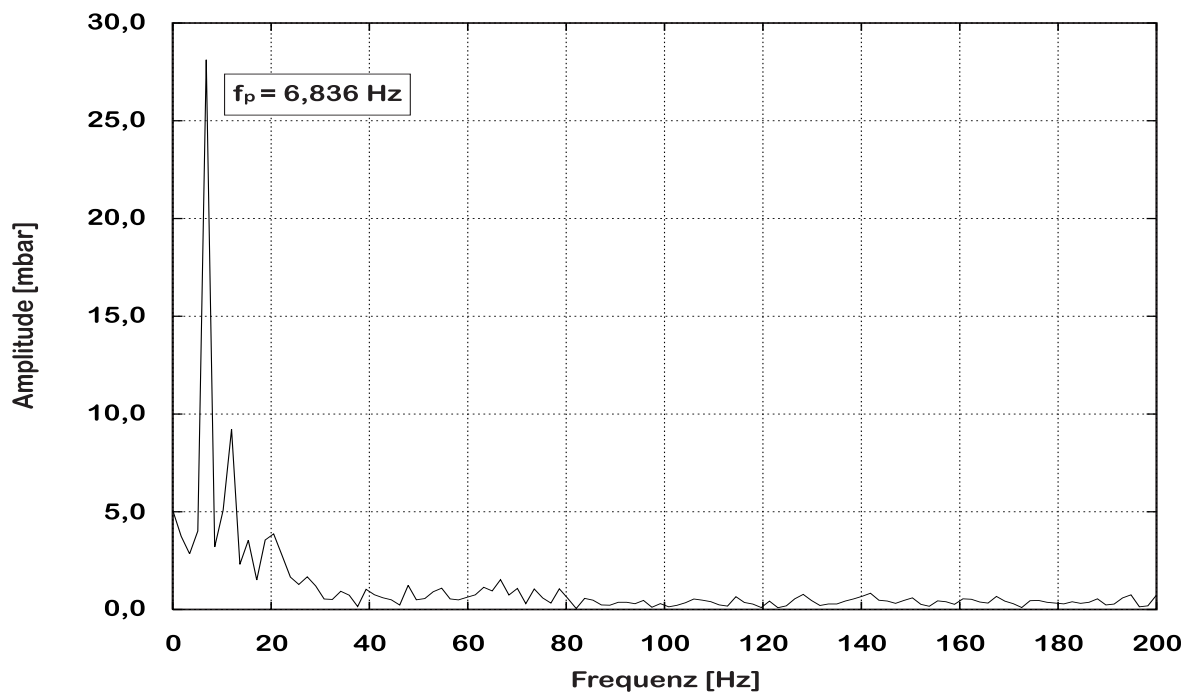


(a) Druckspektrum bei Rotating Stall

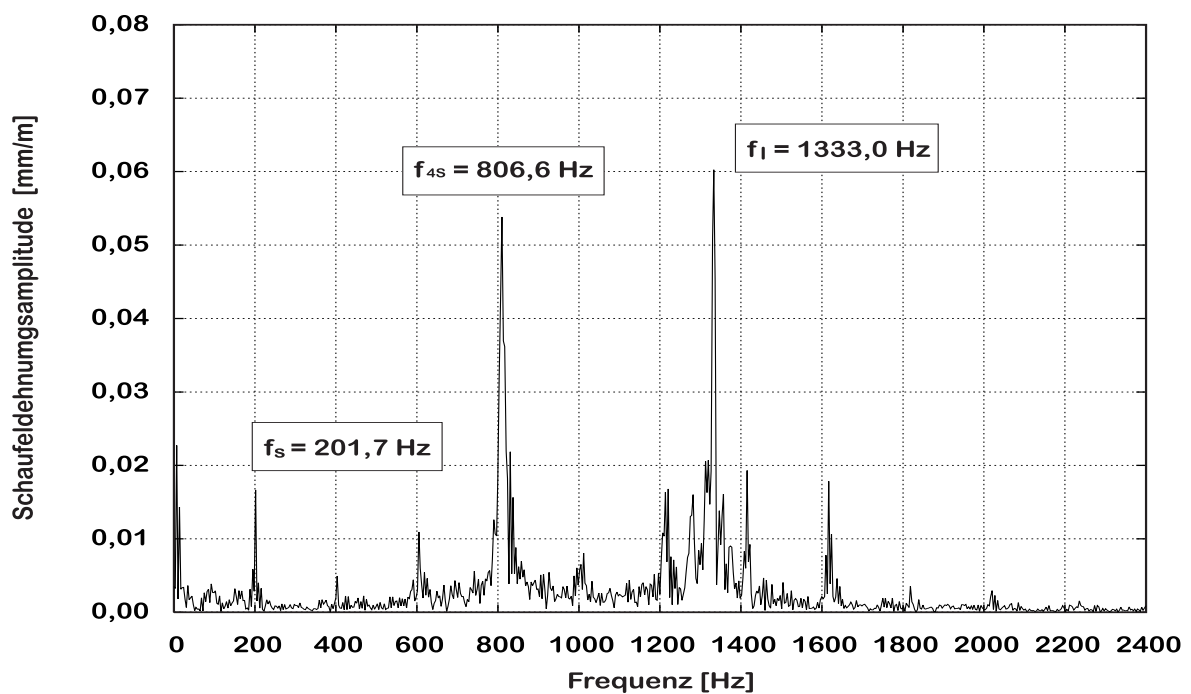


(b) Schaufelschwingungsspektrum bei Rotating Stall

Bild 6.1: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzspektrum eines typischen Rotating Stalls

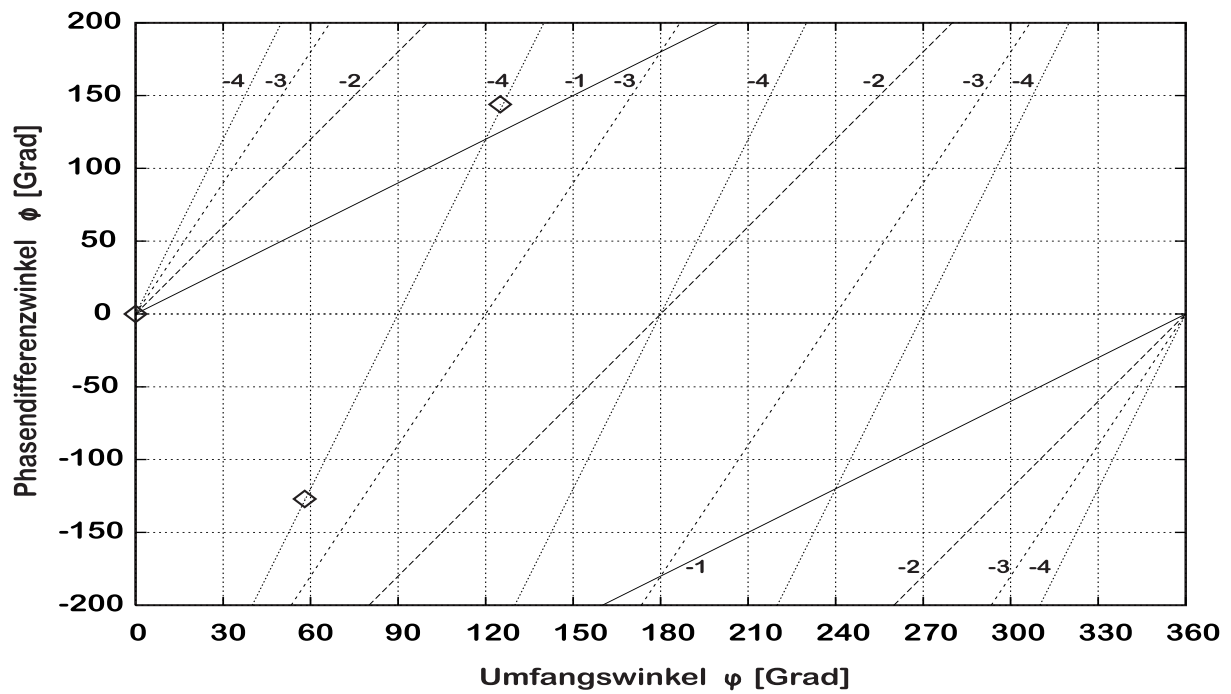


(a) Druckspektrum bei Standing Stall

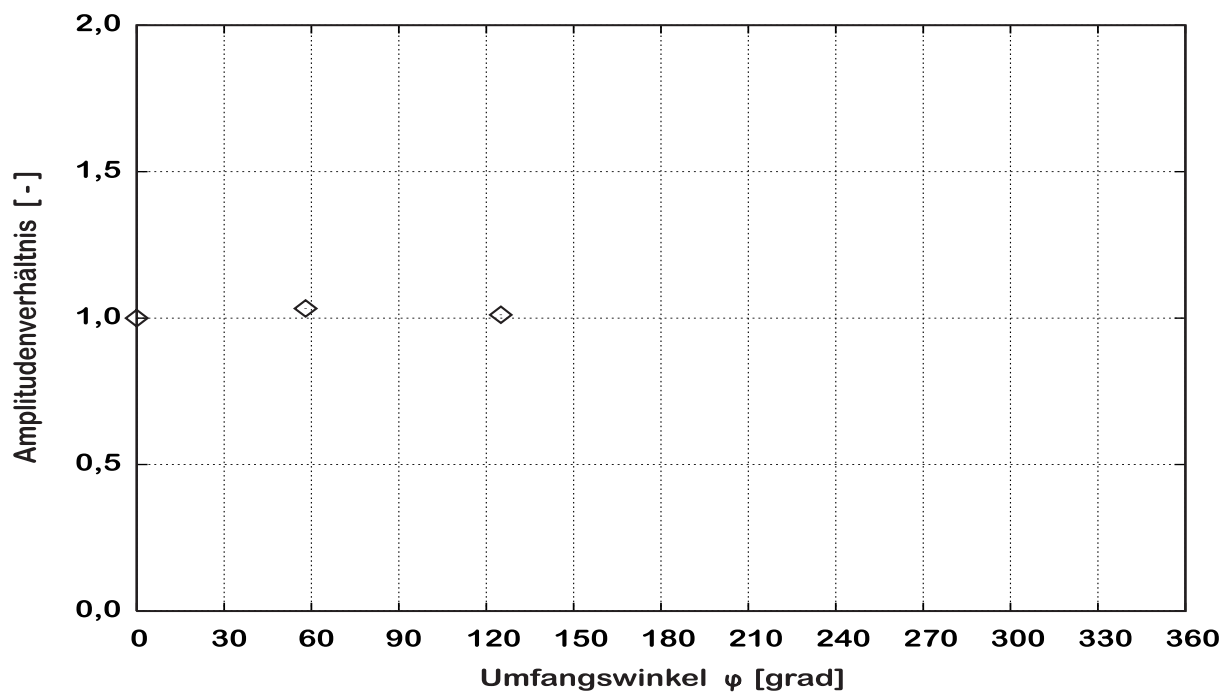


(b) Schaufelschwingungsspektrum bei Standing Stall

Bild 6.2: Druck- und Schaufelschwingungsfrequenzspektrum eines typischen Standing Stalls

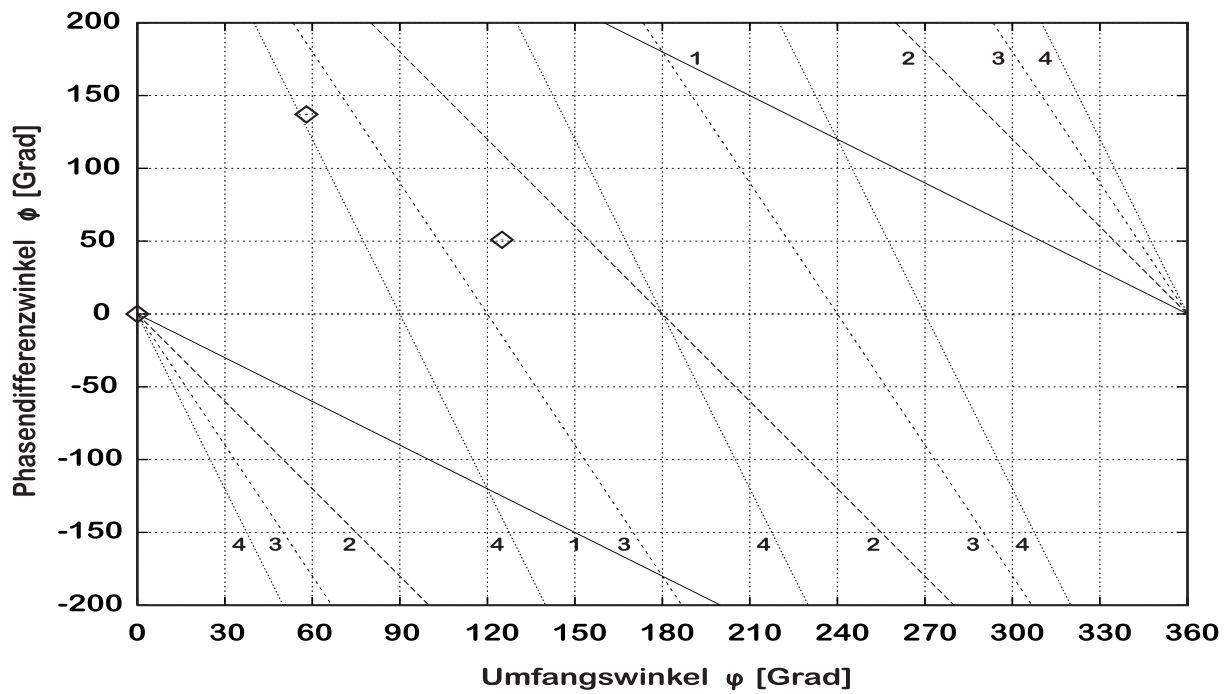


(a) Phasendiagramm

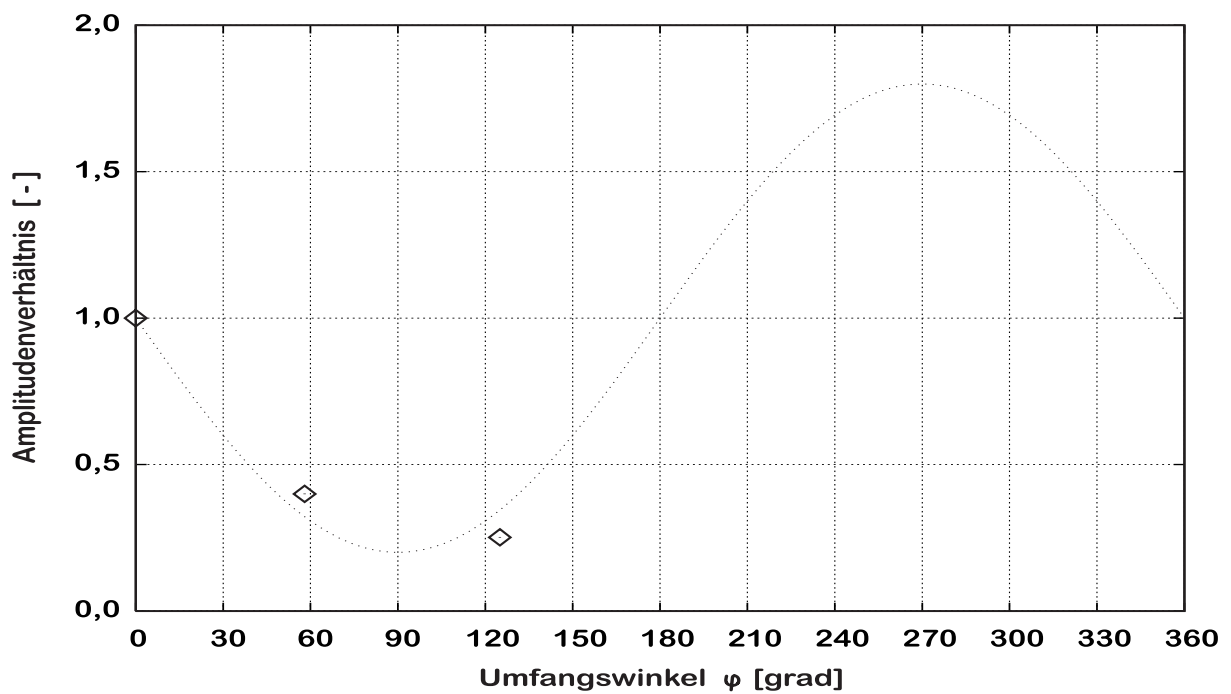


(b) Amplitudendiagramm

Bild 6.3: Phasen- und Amplitudendiagramm eines Rotating Stalls



(a) Phasendiagramm



(b) Amplitudendiagramm

Bild 6.4: Phasen- und Amplitudendiagramm eines Standing Stalls

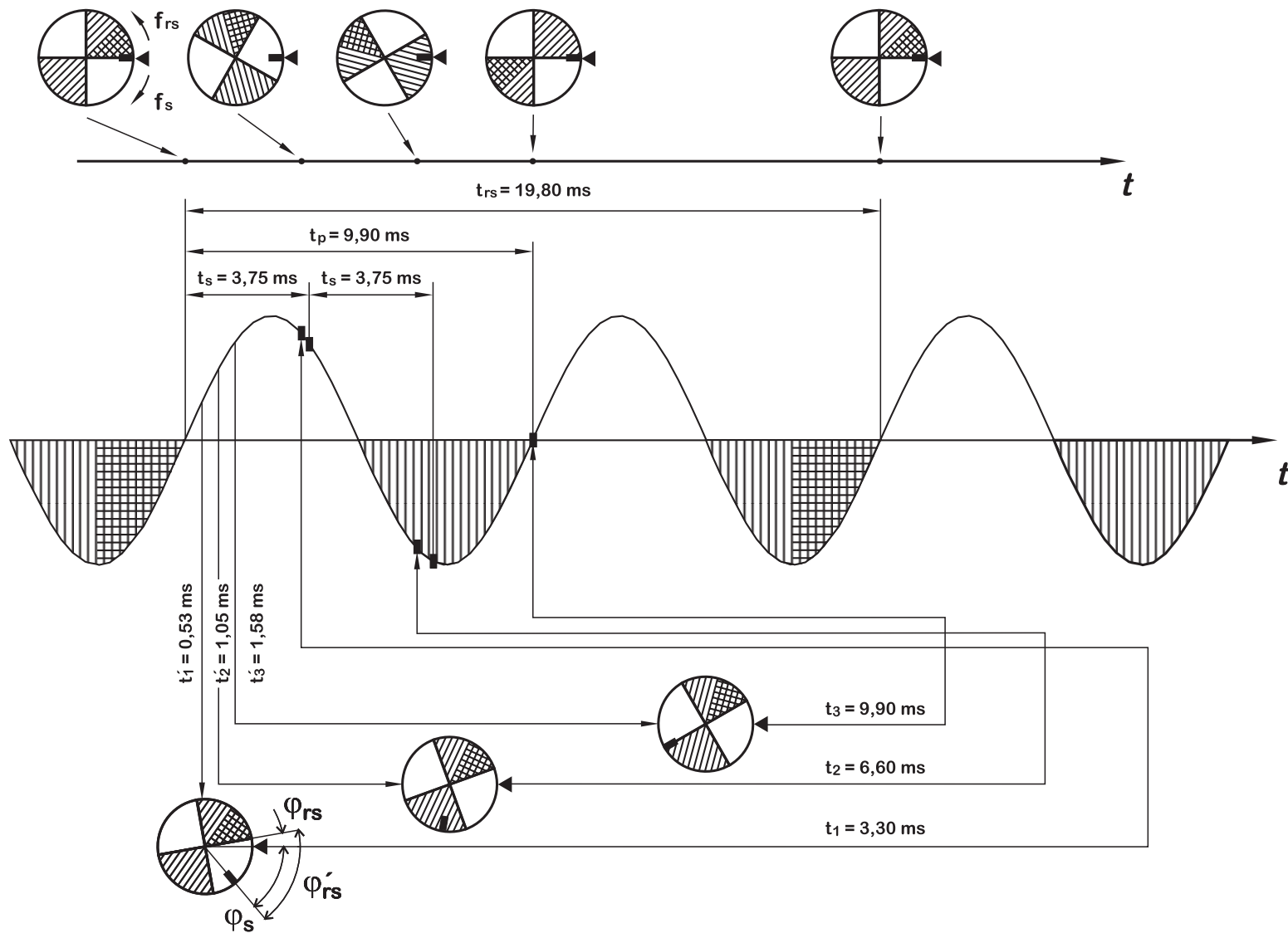
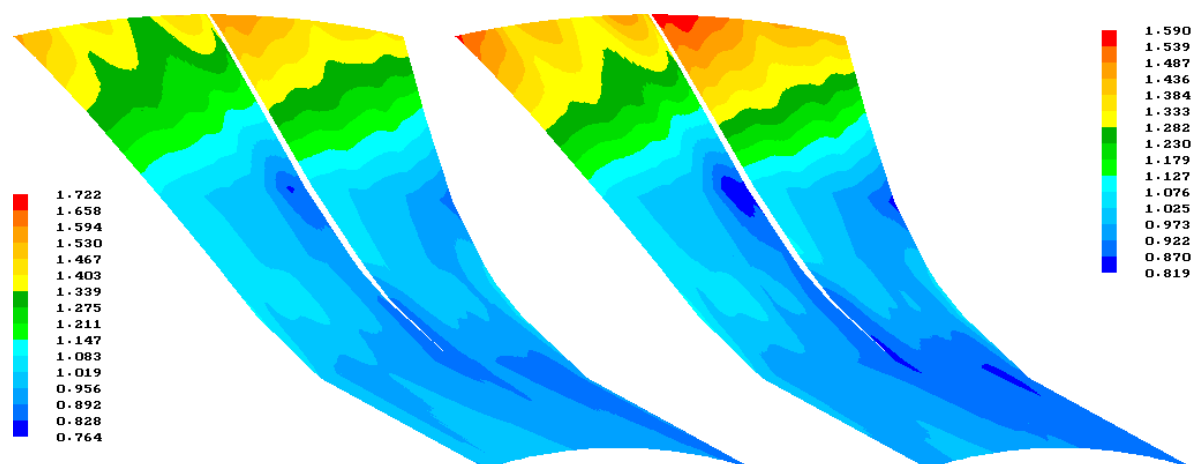
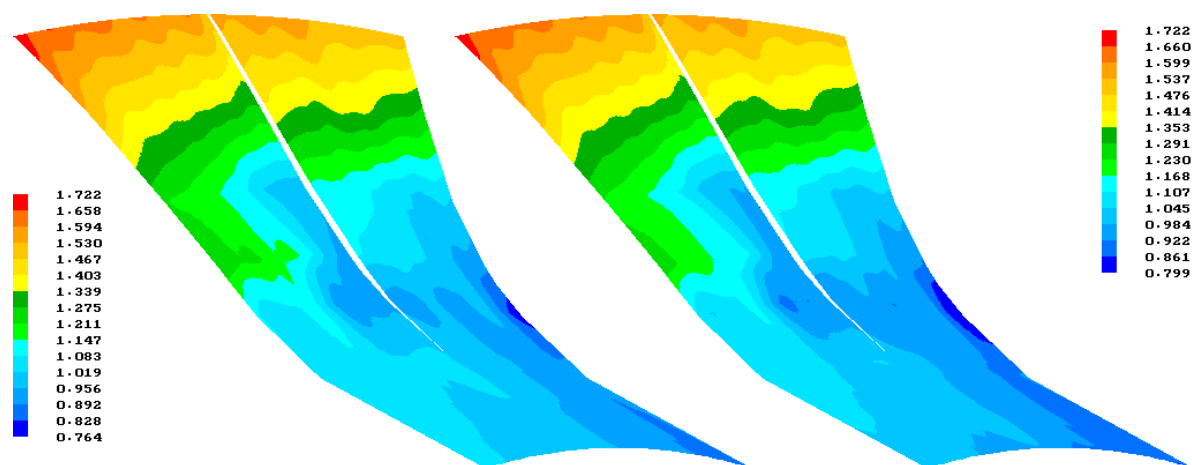


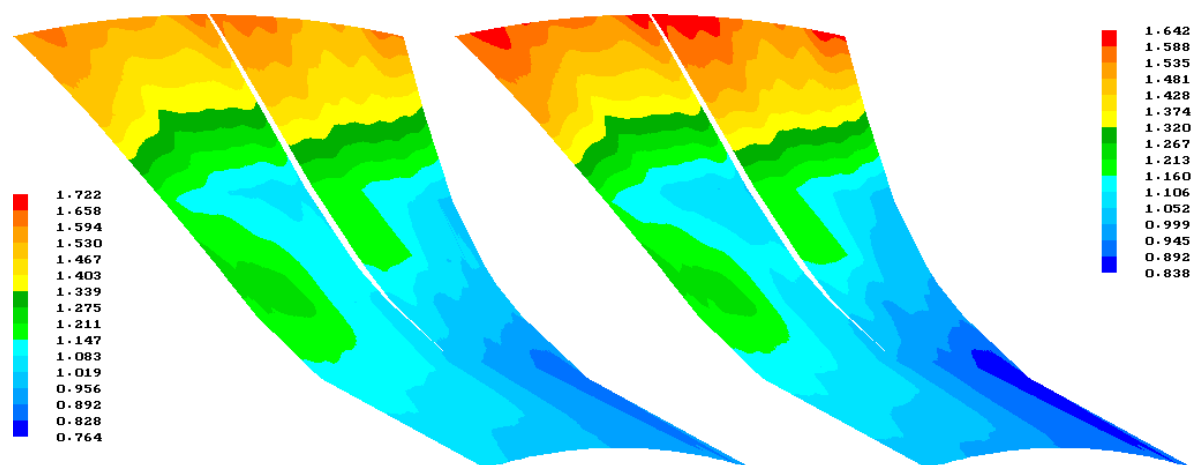
Bild 6.5: Prinzipskizze zur Erklärung der Umrechnung des Rotating Stalls vom Absolut- ins Relativkoordinatensystem



(a) Beginn des normalen Zustandes bei Rotating Stall

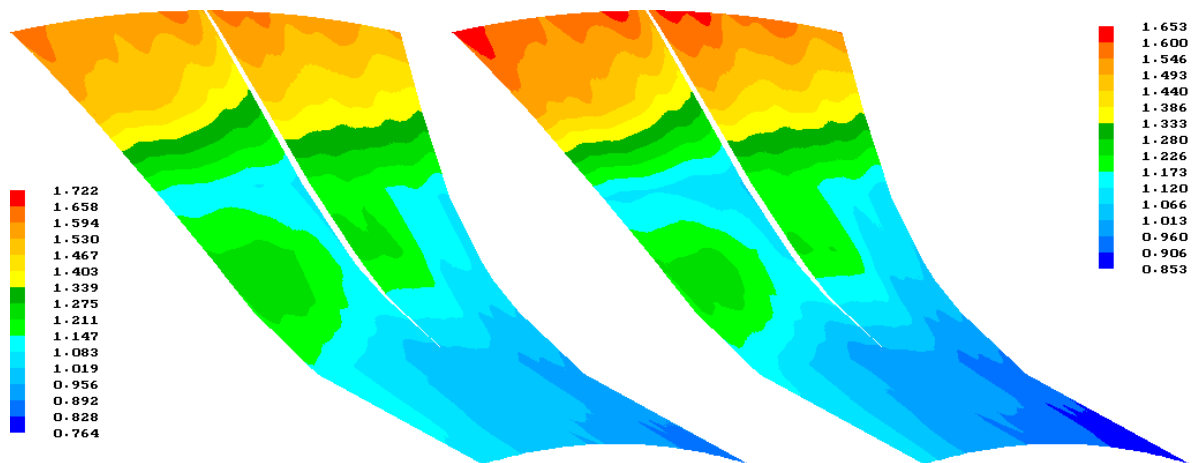


(b) Mitte des normalen Zustandes bei Rotating Stall

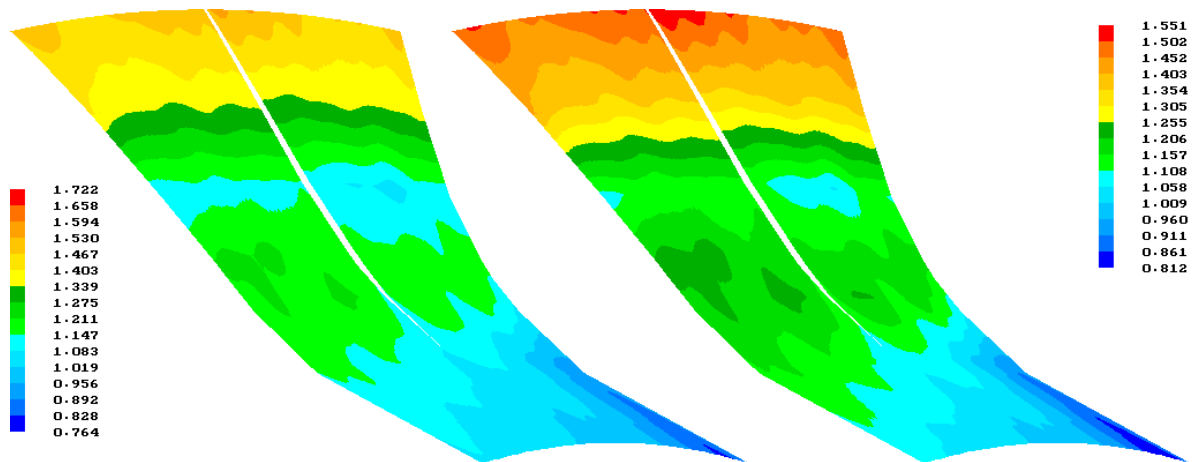


(c) Ende des normalen Zustandes bei Rotating Stall

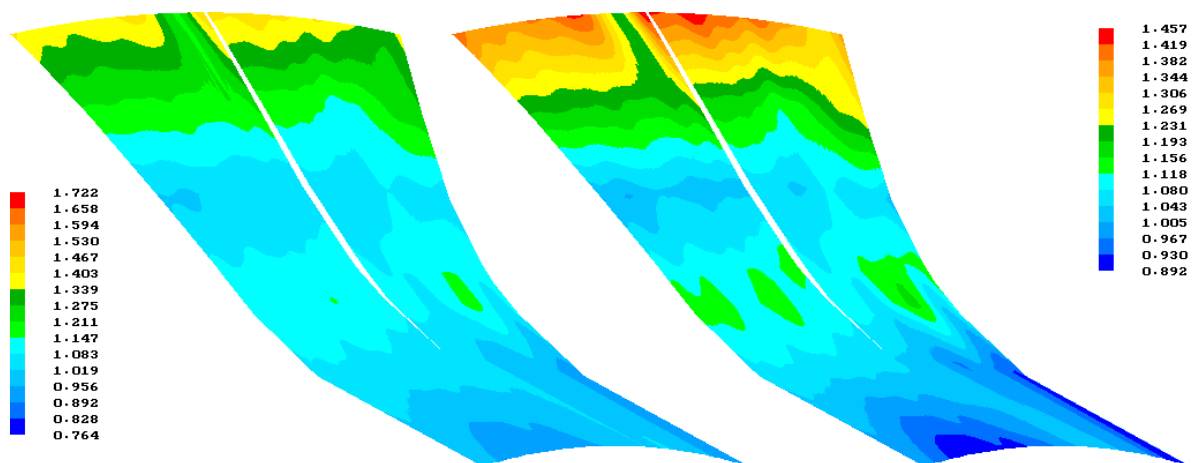
Bild 6.6: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode des zweizelligen Rotating Stalls



(a) Beginn des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

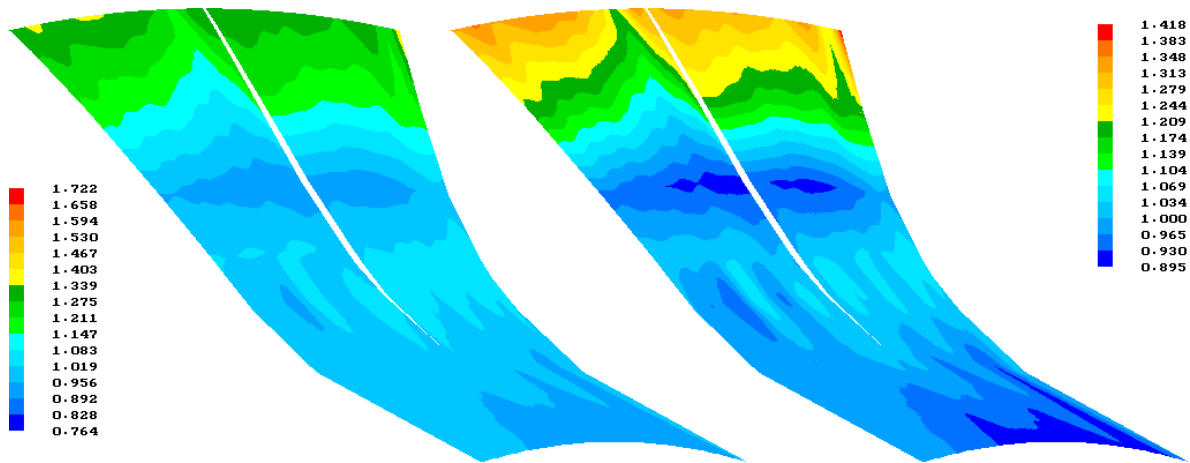


(b) Mitte des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

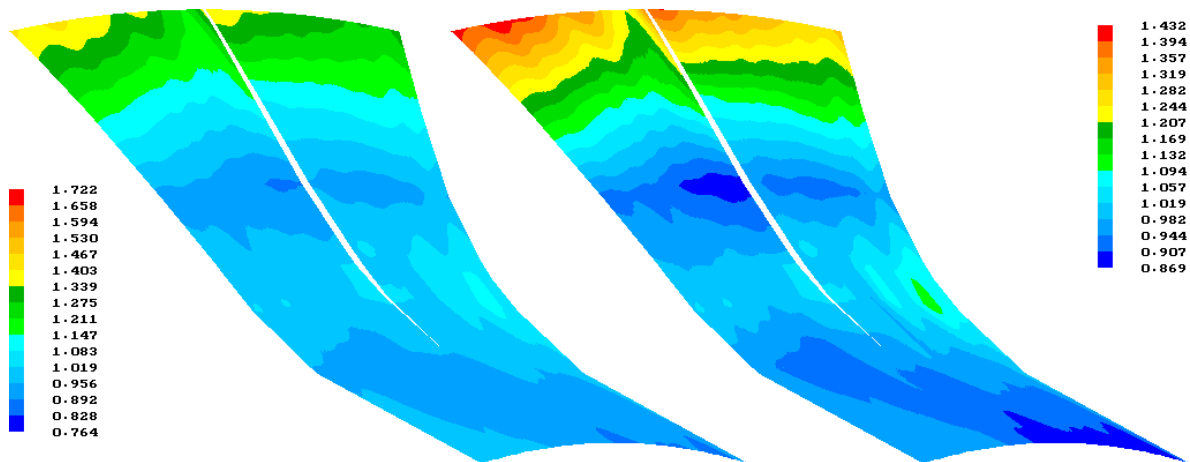


(c) Ende des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

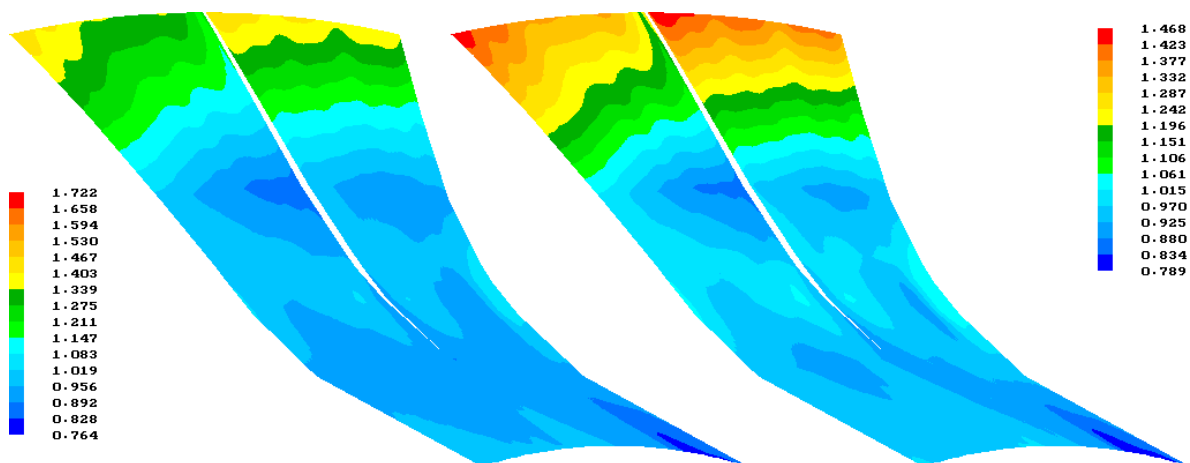
Bild 6.7: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufrades während verschiedener Zustände in der gemischten Periode des zweizelligen Rotating Stalls



(a) Beginn des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

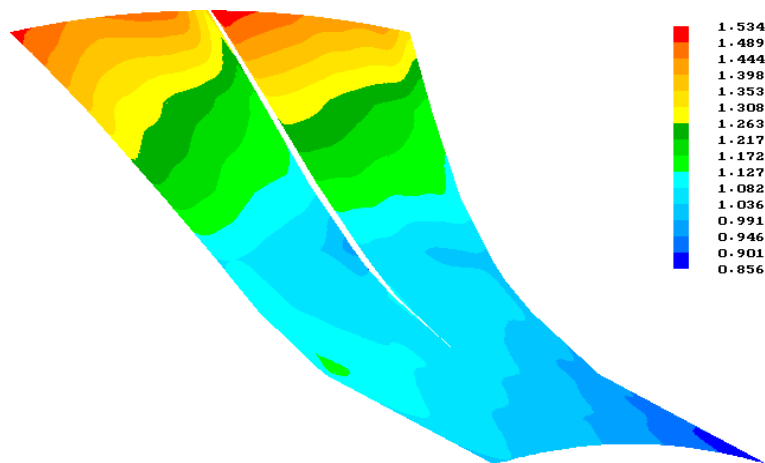


(b) Mitte des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

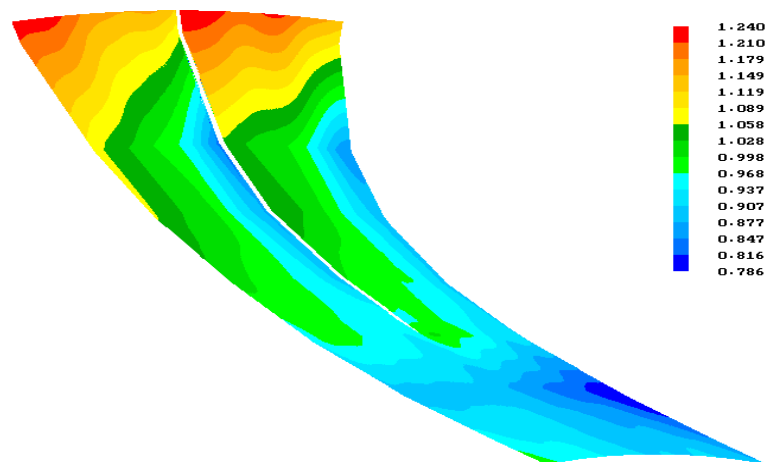


(c) Ende des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

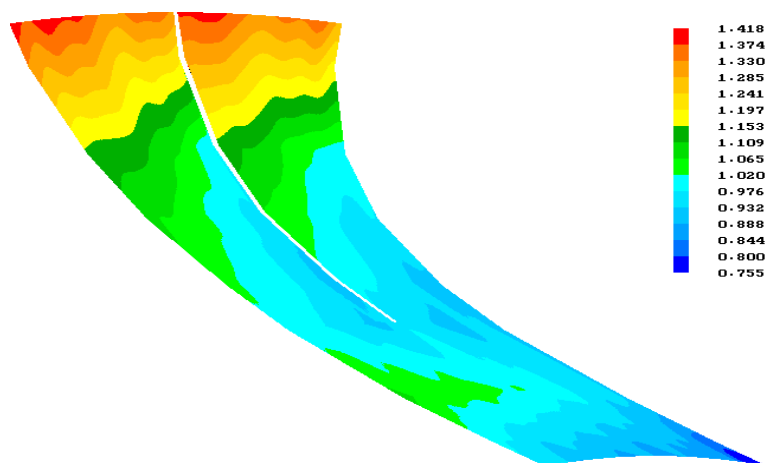
Bild 6.8: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 60°-Laufrades während verschiedener Zustände in der abgerissenen Periode des zweizelligen Rotating Stalls



(a) Vor dem zweizelligen Rotating Stall im 60°-Laufrad

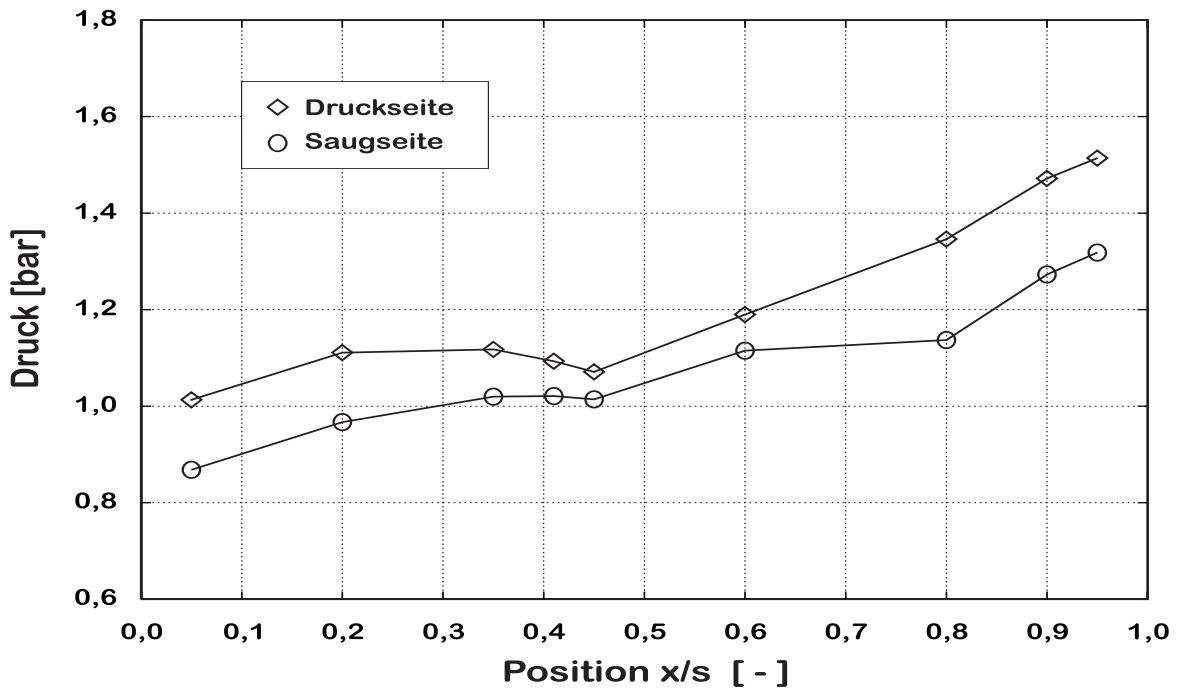


(b) Vor dem dreizelligen Rotating Stall im 90°-Laufrad

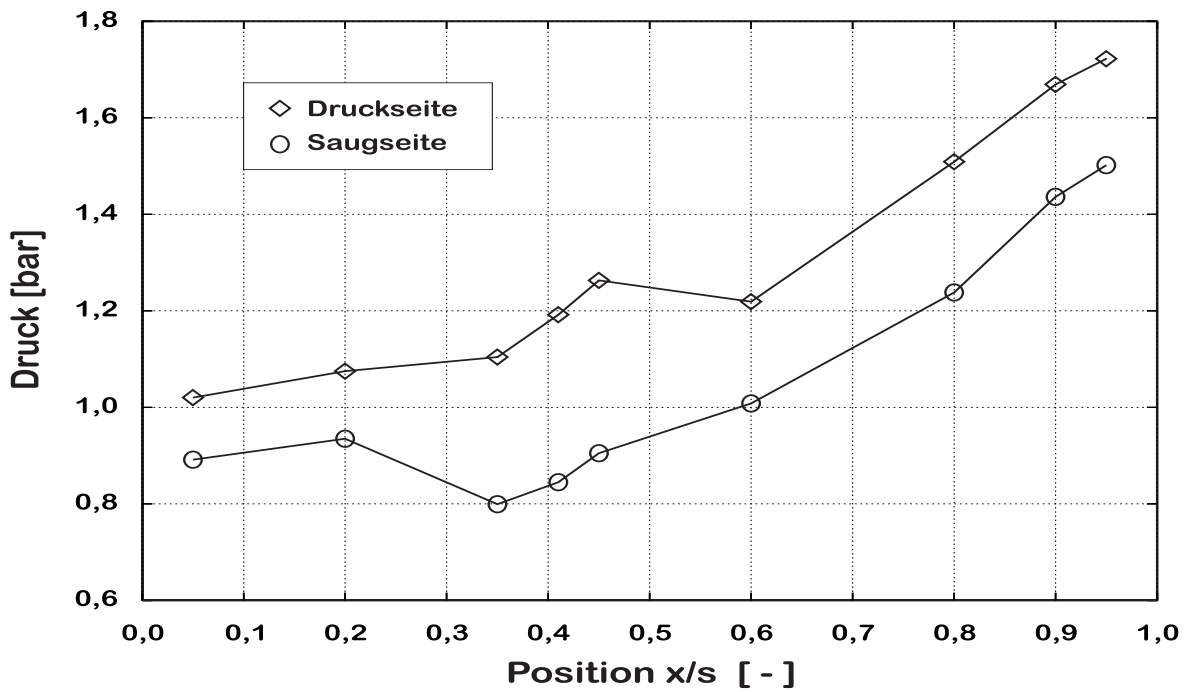


(c) Vor dem Standing Stall im 90°-Laufrad

Bild 6.9: Druckverteilungen im Schaufelkanal während des stabiles Betriebspunktes

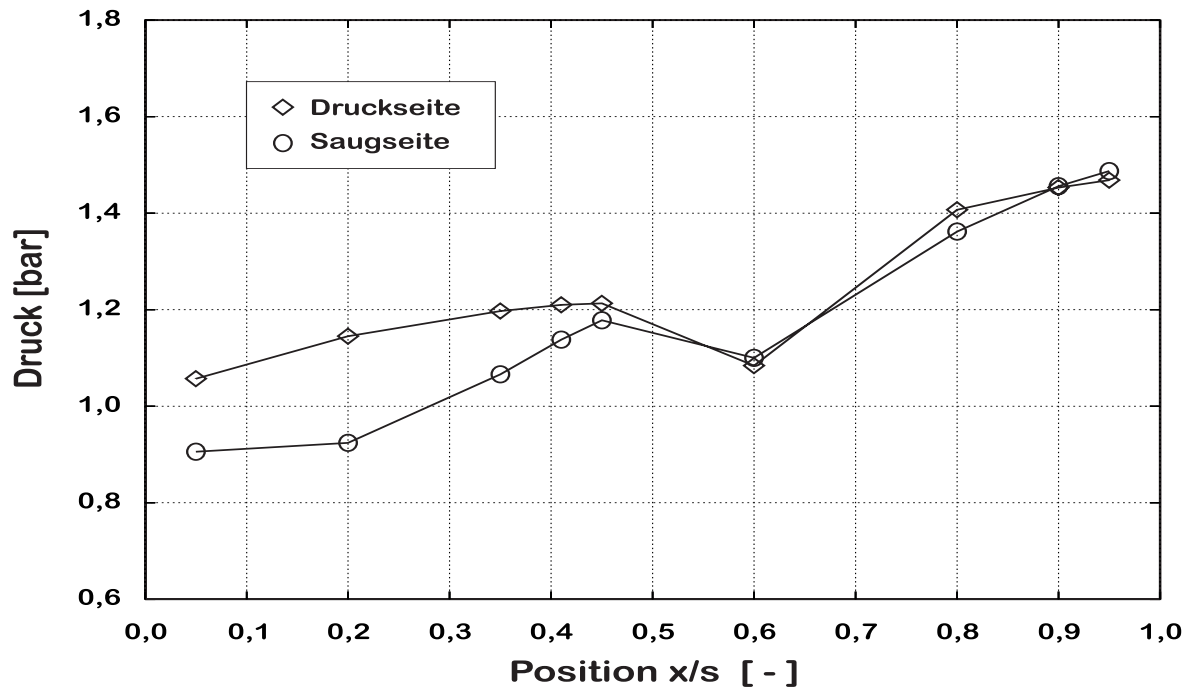


(a) stabiler Betriebspunkt

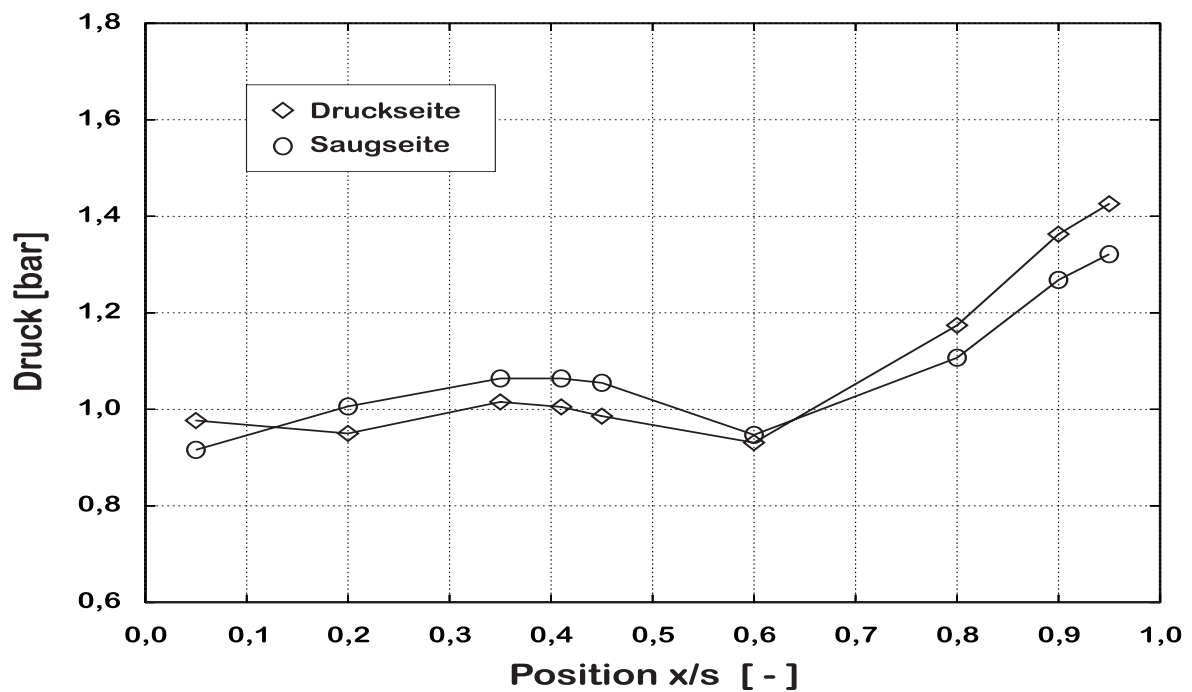


(b) normaler Zustand bei Rotating Stall

Bild 6.10: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes sowie des normalen Zustandes beim zweizelligen Rotating Stall im 60°-Laufrad

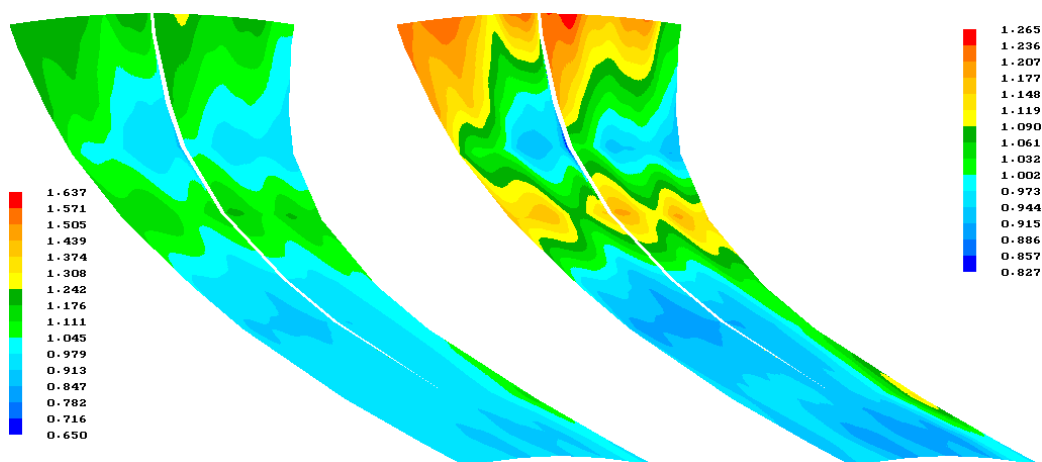


(a) gemischter Zustand bei Rotating Stall

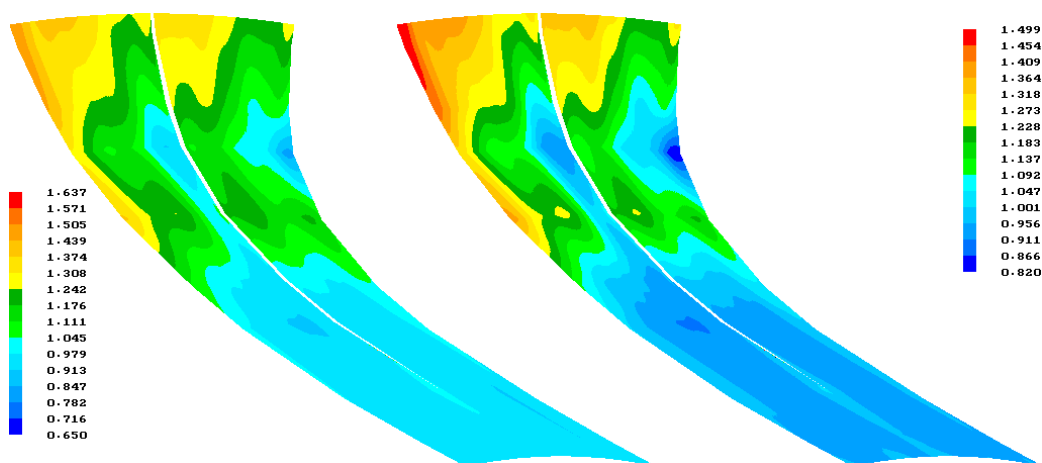


(b) abgerissener Zustand bei Rotating Stall

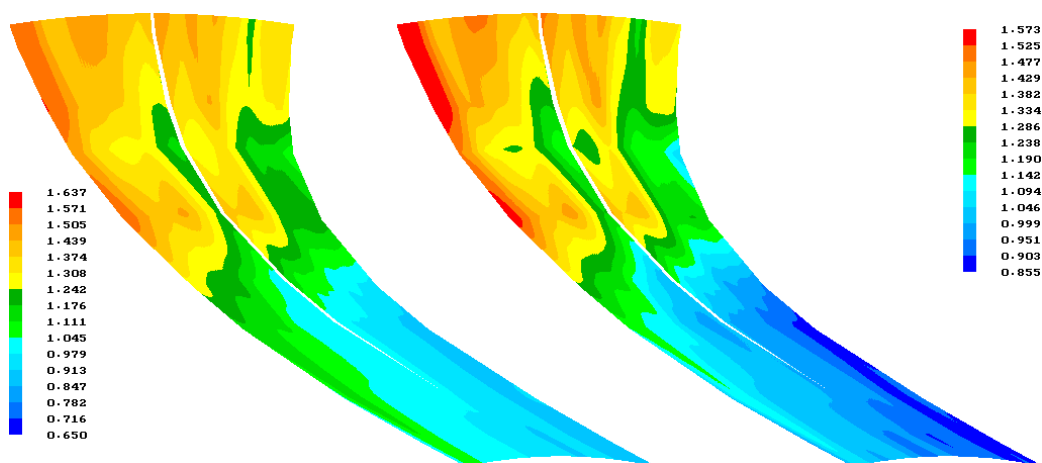
Bild 6.11: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des gemischten und des abgerissenen Zustandes beim zweizelligen Rotating Stall im 60°-Lauftrad



(a) Beginn des normalen Zustandes bei Rotating Stall

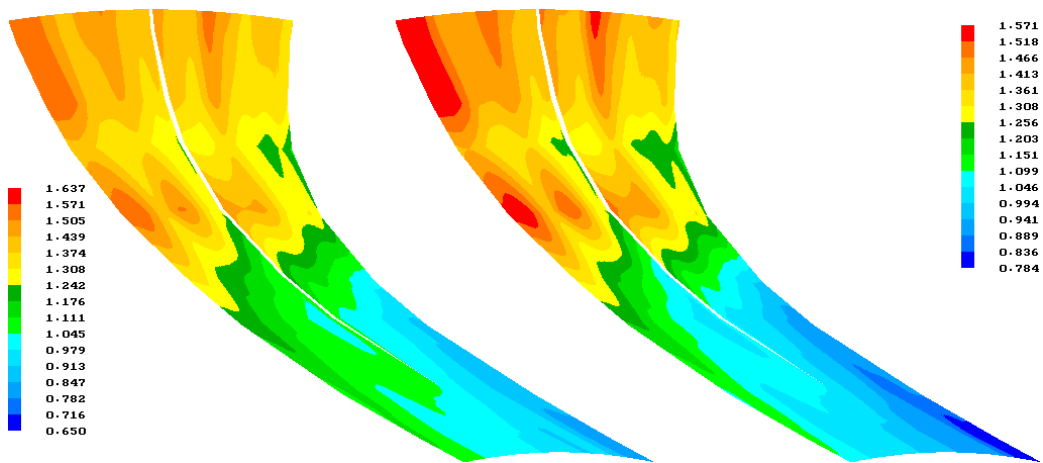


(b) Mitte des normalen Zustandes bei Rotating Stall

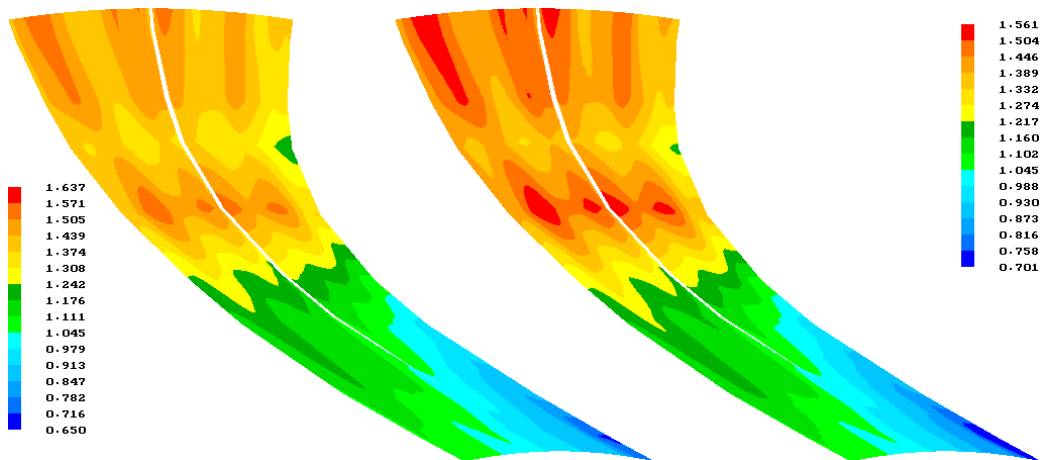


(c) Ende des normalen Zustandes bei Rotating Stall

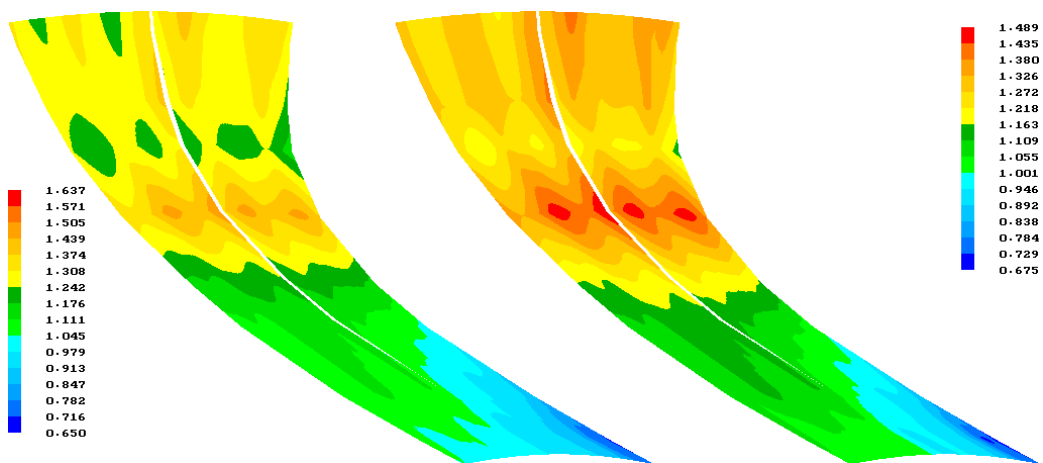
Bild 6.12: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode des dreizelligen Roatating Stalls



(a) Beginn des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

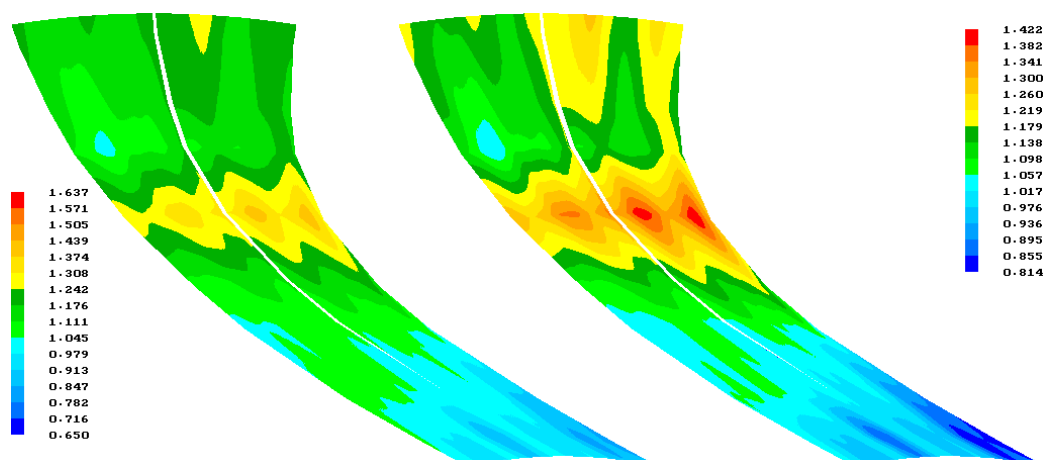


(b) Mitte des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

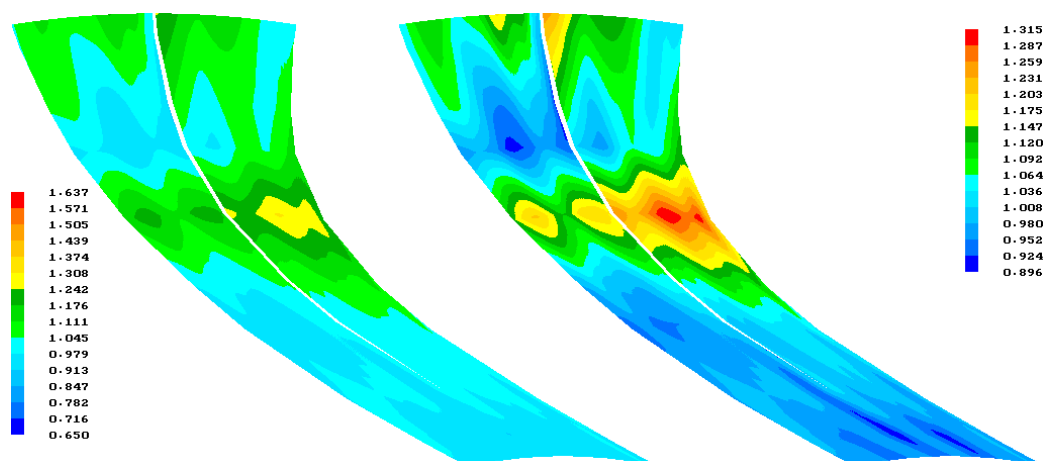


(c) Ende des gemischten Zustandes bei Rotating Stall

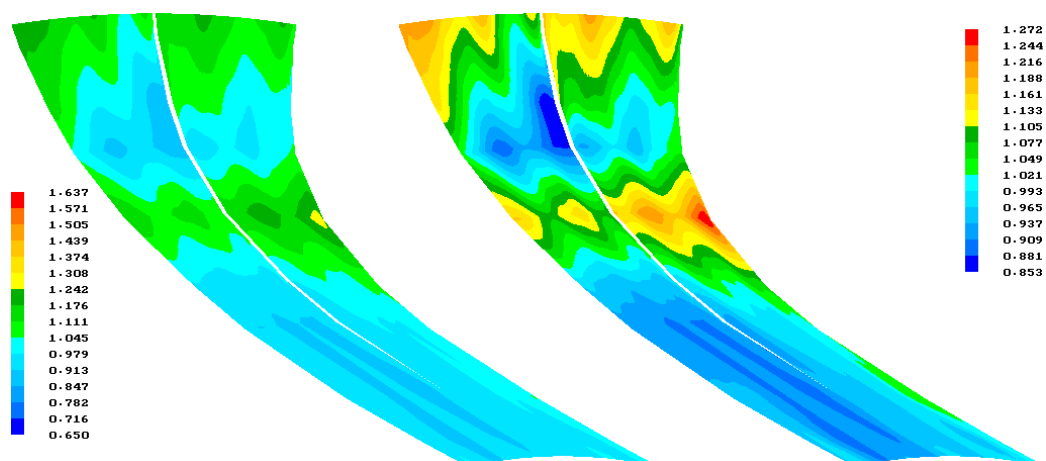
Bild 6.13: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades während verschiedener Zustände in der gemischten Periode des dreizelligen Rotating Stalls



(a) Beginn des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

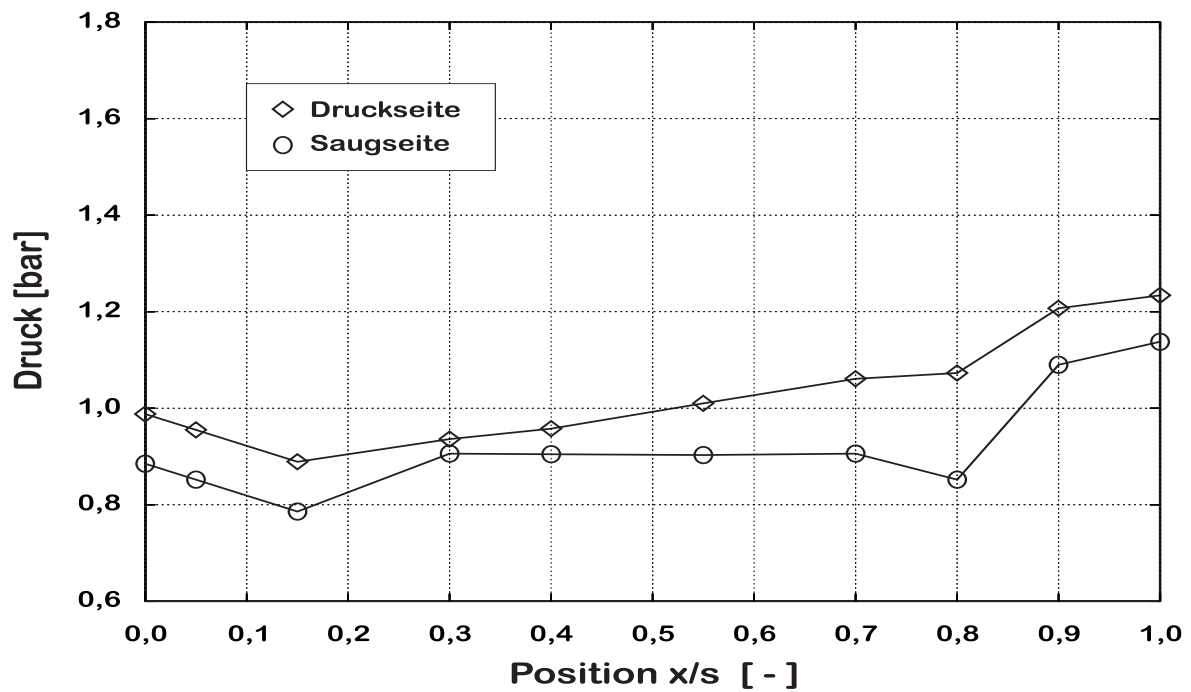


(b) Mitte des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

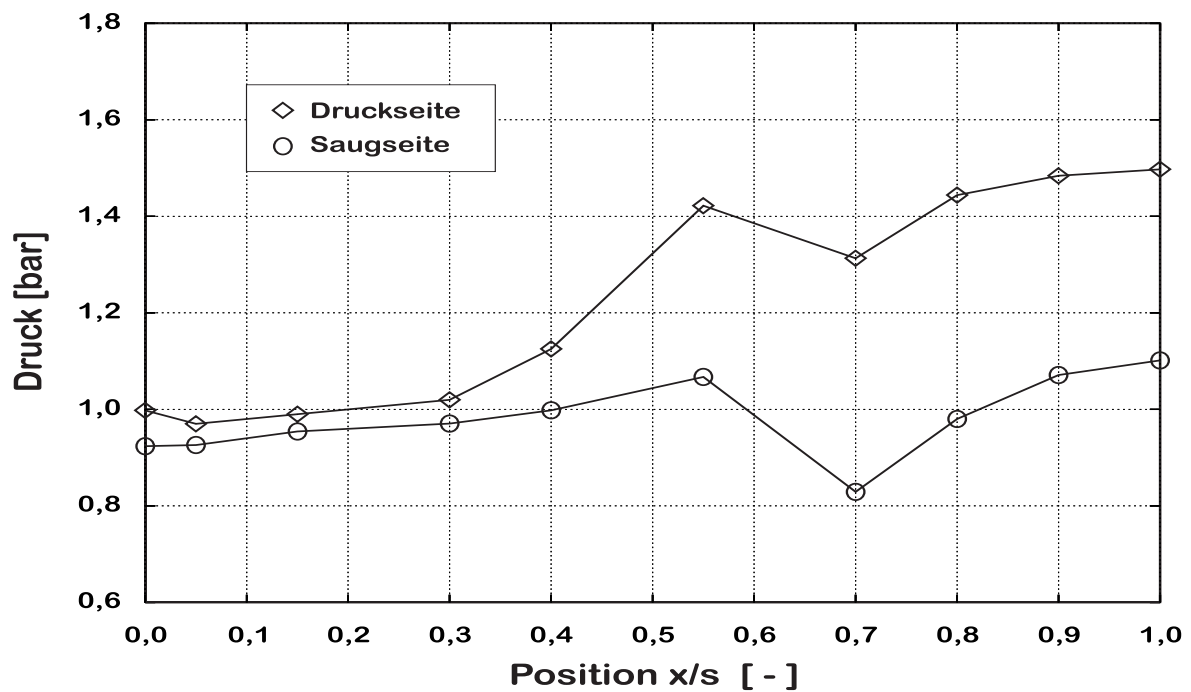


(c) Ende des abgerissenen Zustandes bei Rotating Stall

Bild 6.14: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades während verschiedener Zustände in der abgerissenen Periode des dreizelligen Rotating Stalls

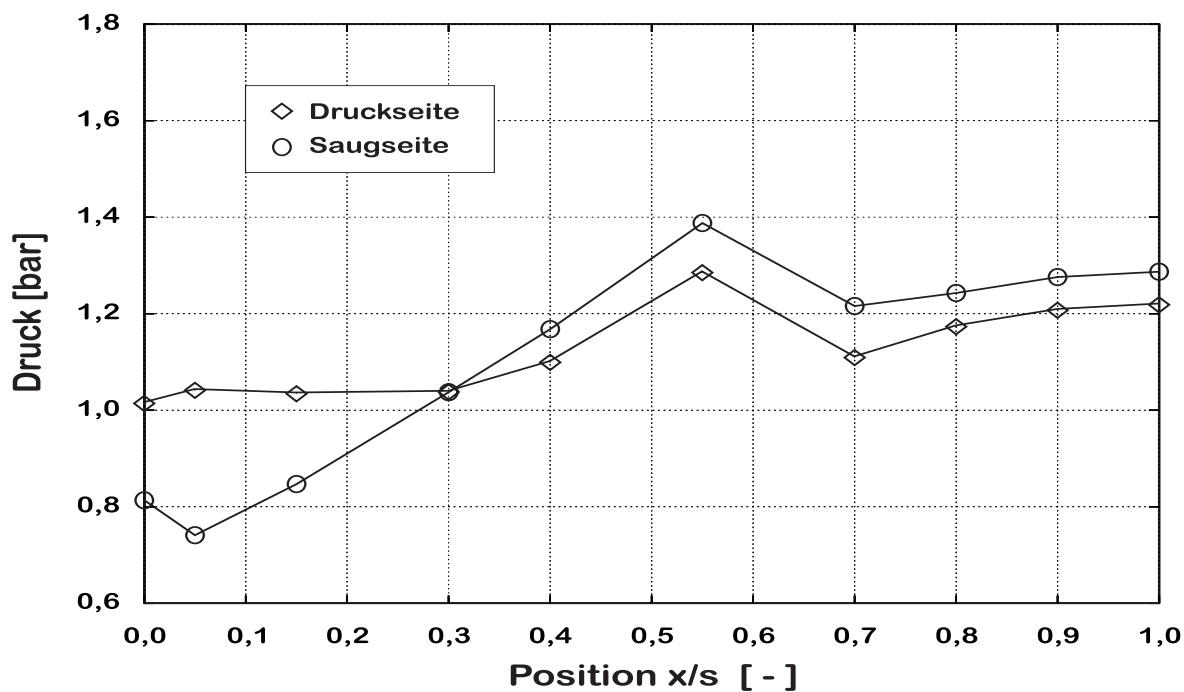


(a) stabiler Betriebspunkt

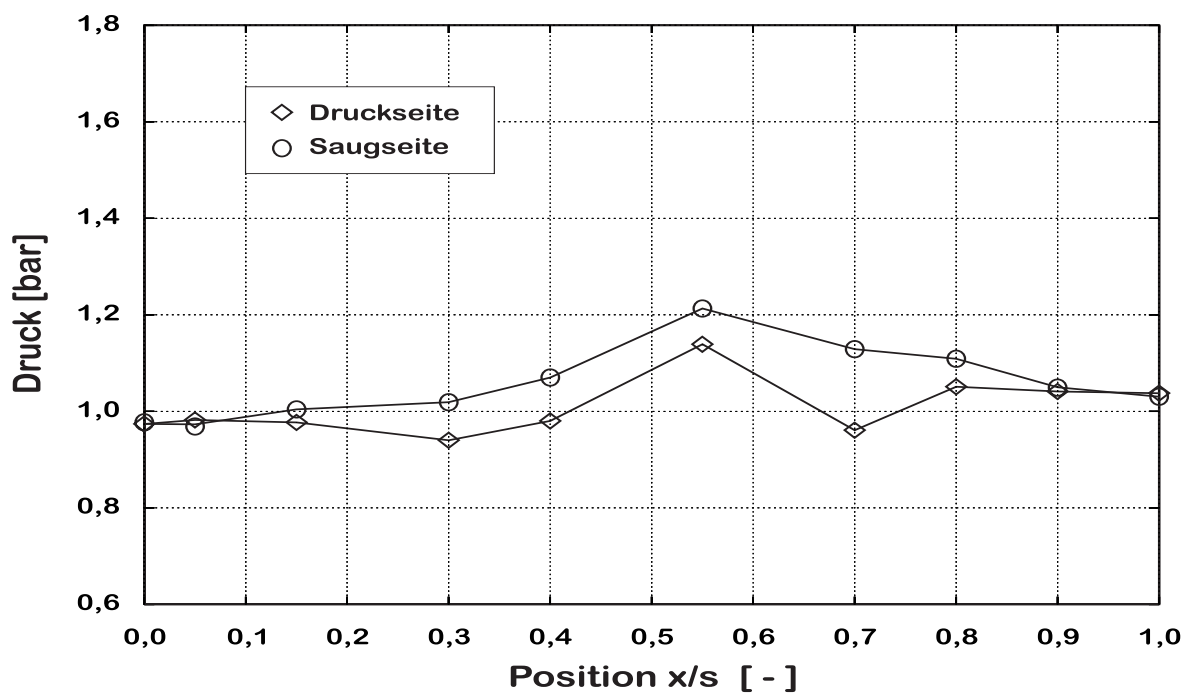


(b) normaler Zustand bei Rotating Stall

Bild 6.15: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes sowie des normalen Zustandes beim dreizelligen Rotating Stall im 90°-Lauftrad

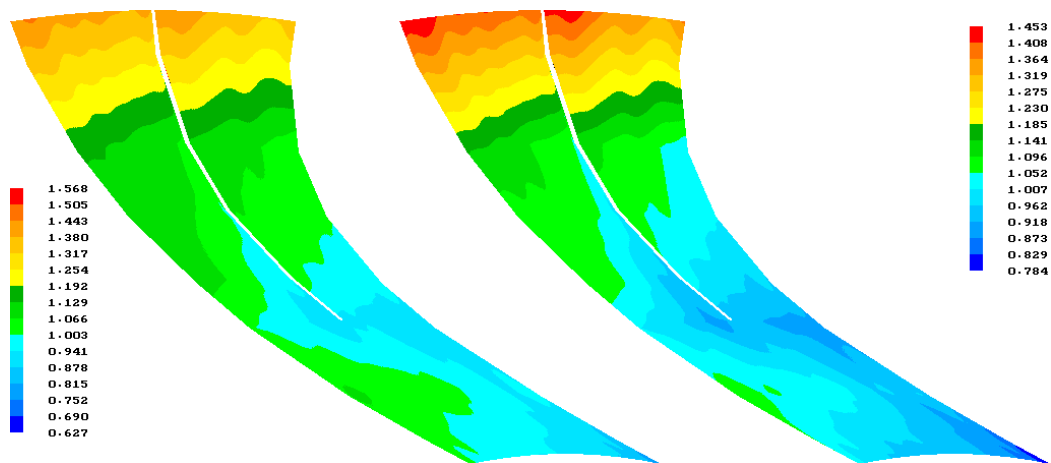


(a) gemischter Zustand bei Rotating Stall

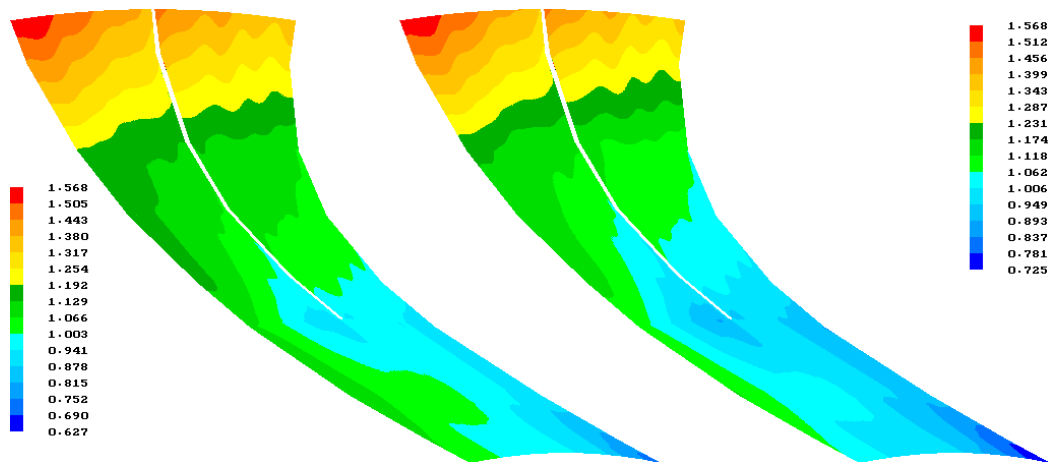


(b) abgerissener Zustand bei Rotating Stall

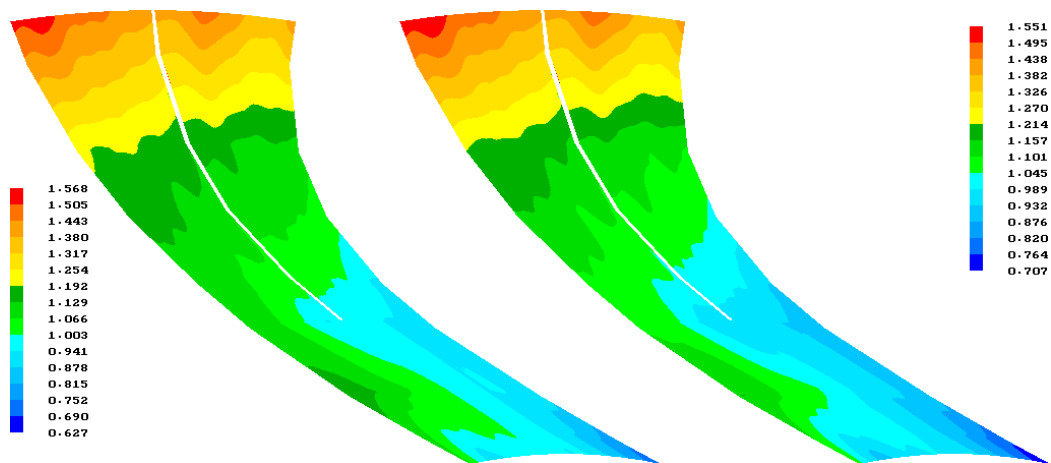
Bild 6.16: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des gemischten und des abgerissenen Zustandes beim dreizelligen Rotating Stall im 90°-Lauftrad



(a) Beginn des normalen Zustandes bei Standing Stall

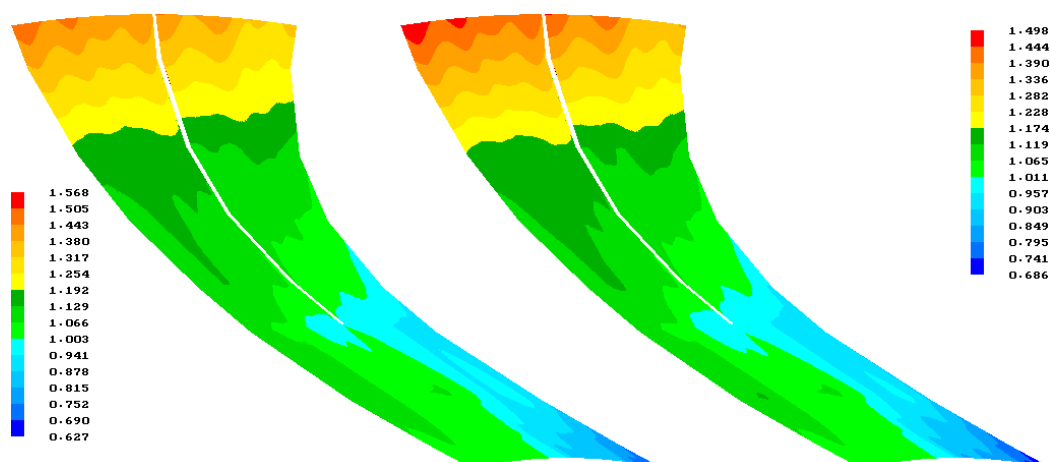


(b) Mitte des normalen Zustandes bei Standing Stall

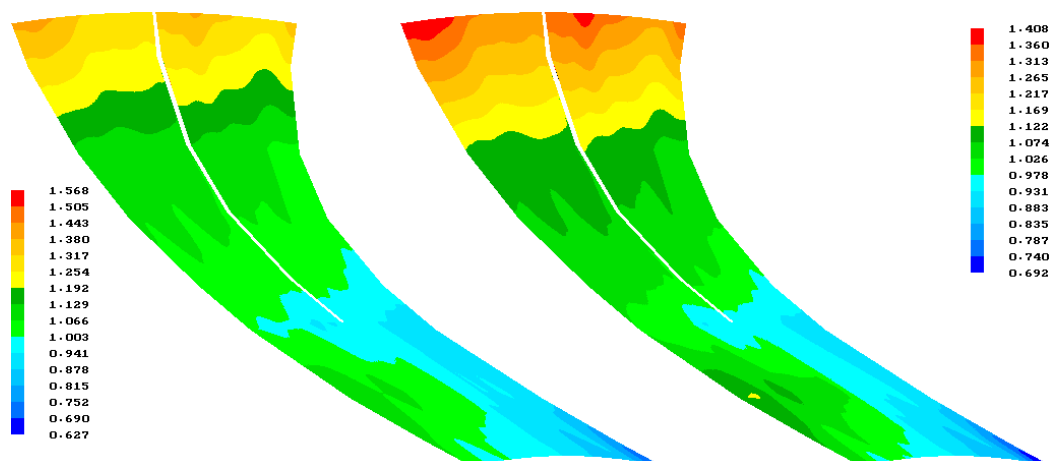


(c) Ende des normalen Zustandes bei Standing Stall

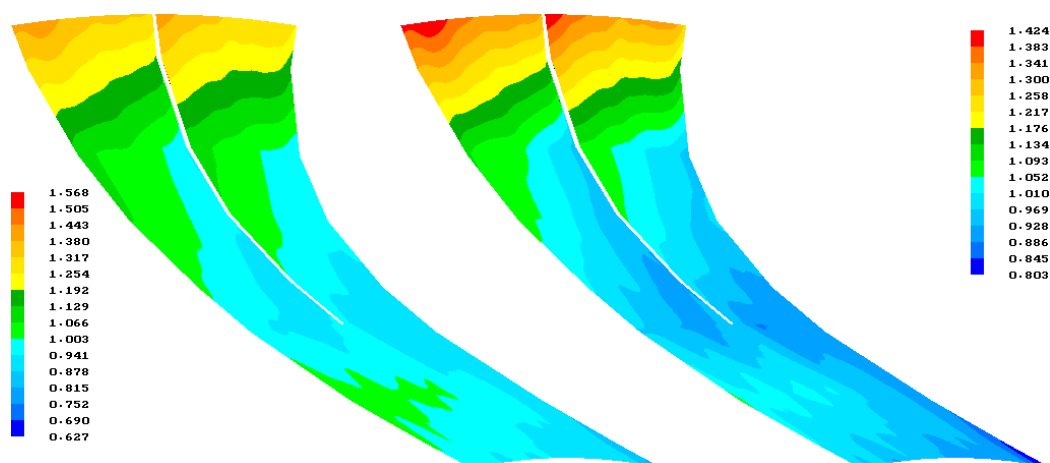
Bild 6.17: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades während verschiedener Zustände in der normalen Periode bei Standing Stall



(a) Beginn des hochbelasteten Zustandes bei Standing Stall

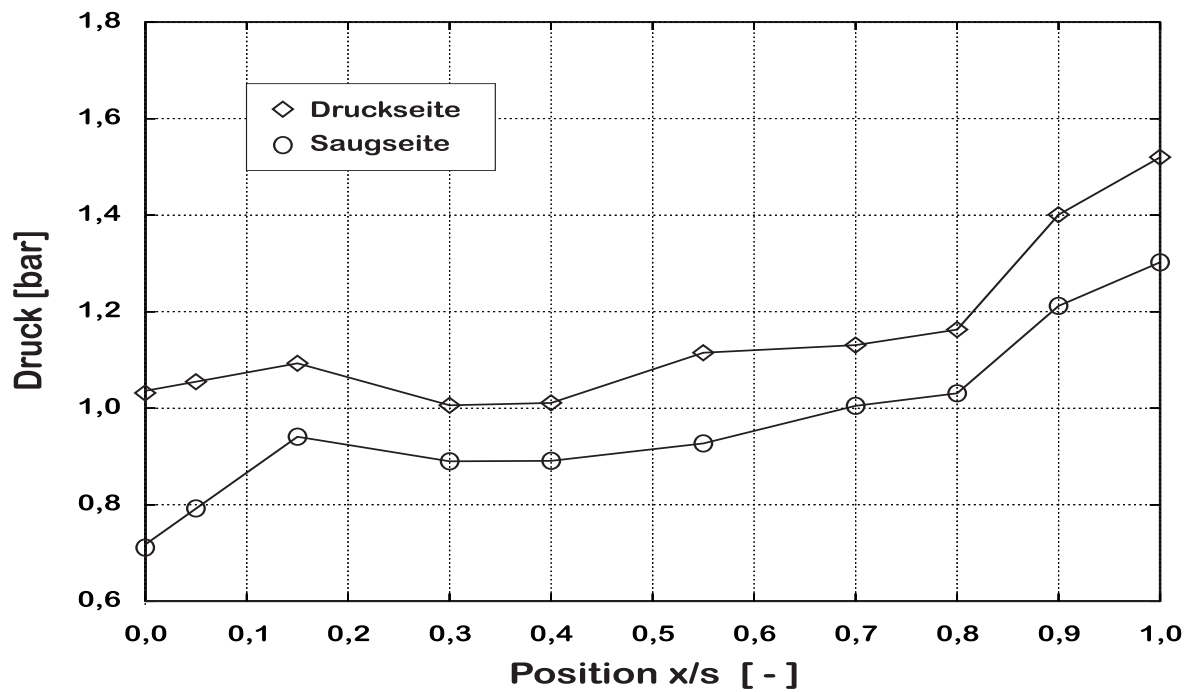


(b) Mitte des hochbelasteten Zustandes bei Standing Stall

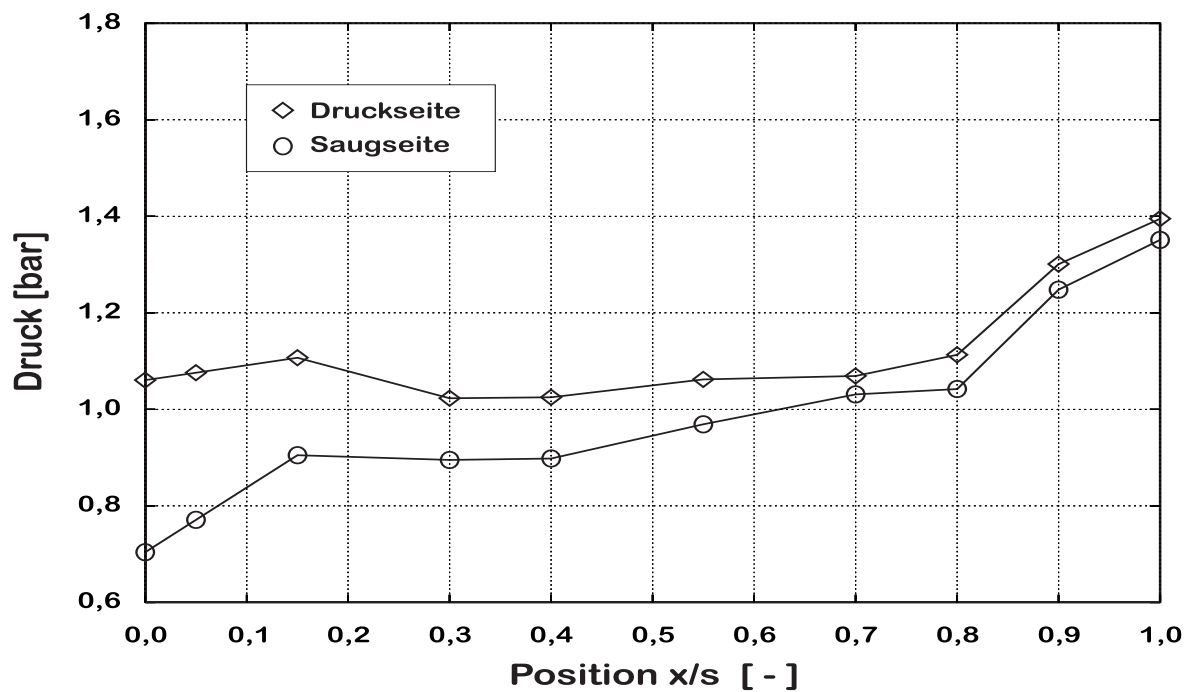


(c) Ende des hochbelasteten Zustandes bei Standing Stall

Bild 6.18: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90° -Laufrades während verschiedener Zustände in der hochbelasteten Periode bei Standing Stall



(a) Normaler Zustand bei Standing Stall



(b) Hochbelasteter Zustand bei Standing Stall

Bild 6.19: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des hochbelasteten Zustandes beim Standing Stall im 90°-Laufrad

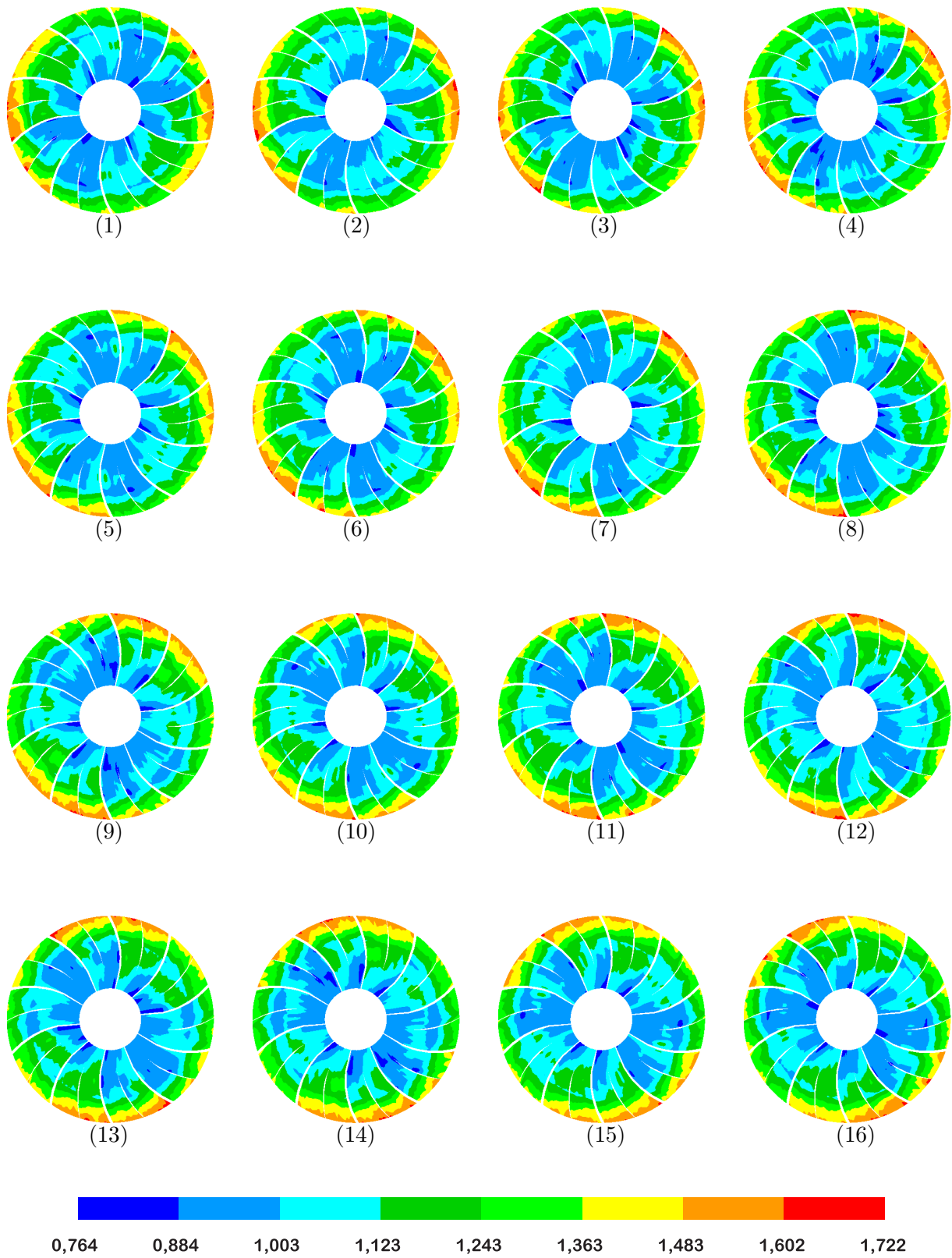


Bild 6.20: Druckverteilungen im 60°-Laufrad beim zweizelligen Rotating Stall

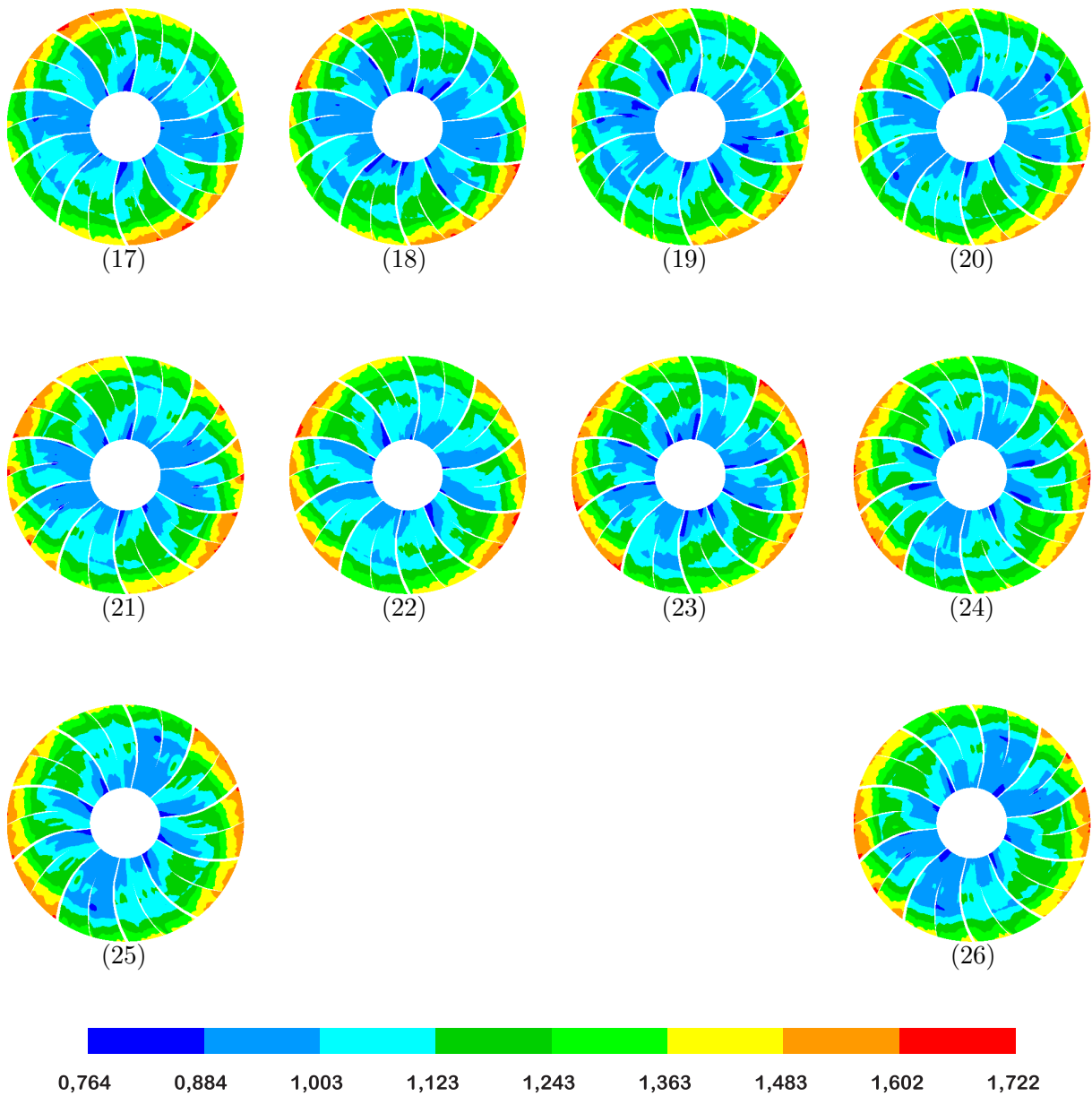
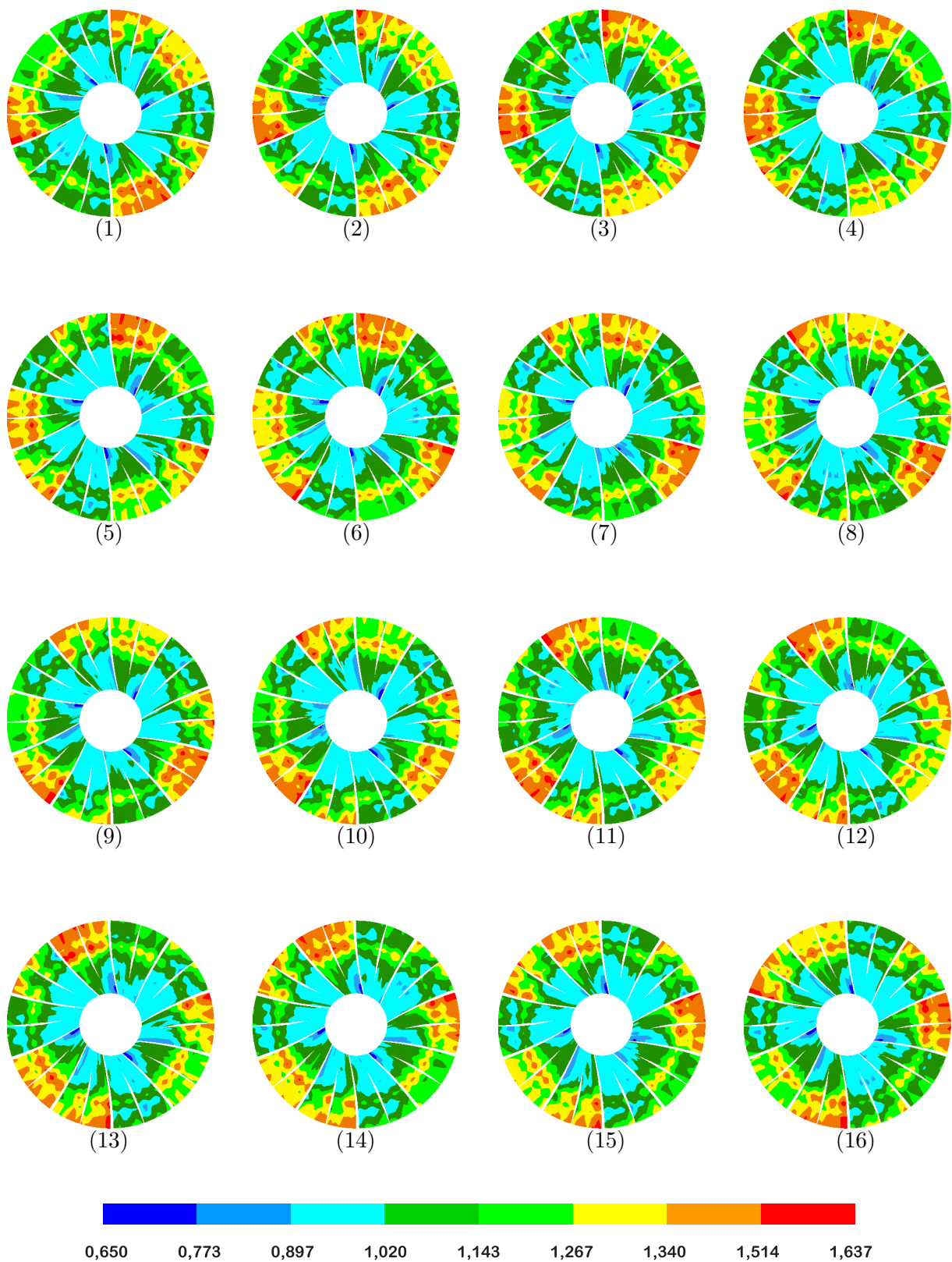


Bild 6.21: Druckverteilungen im 60°-Laufblad beim zweizelligen Rotating Stall (Fortsetzung)

Bild 6.22: Druckverteilungen im 90° -Laufrad beim dreizelligen Rotating Stall

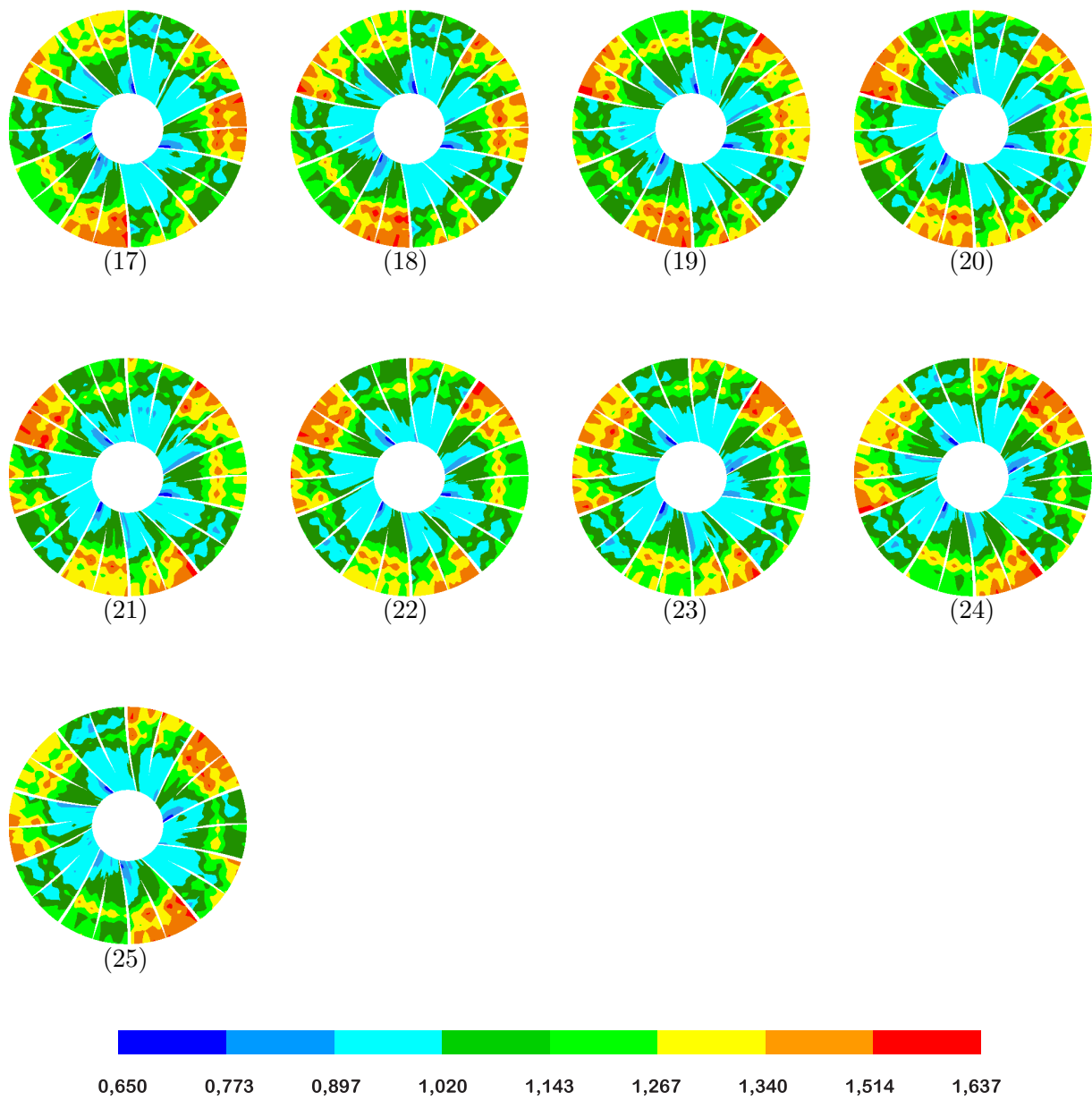


Bild 6.23: Druckverteilungen im 90°-Lauftrad beim dreizelligen Rotating Stall (Fortsetzung)

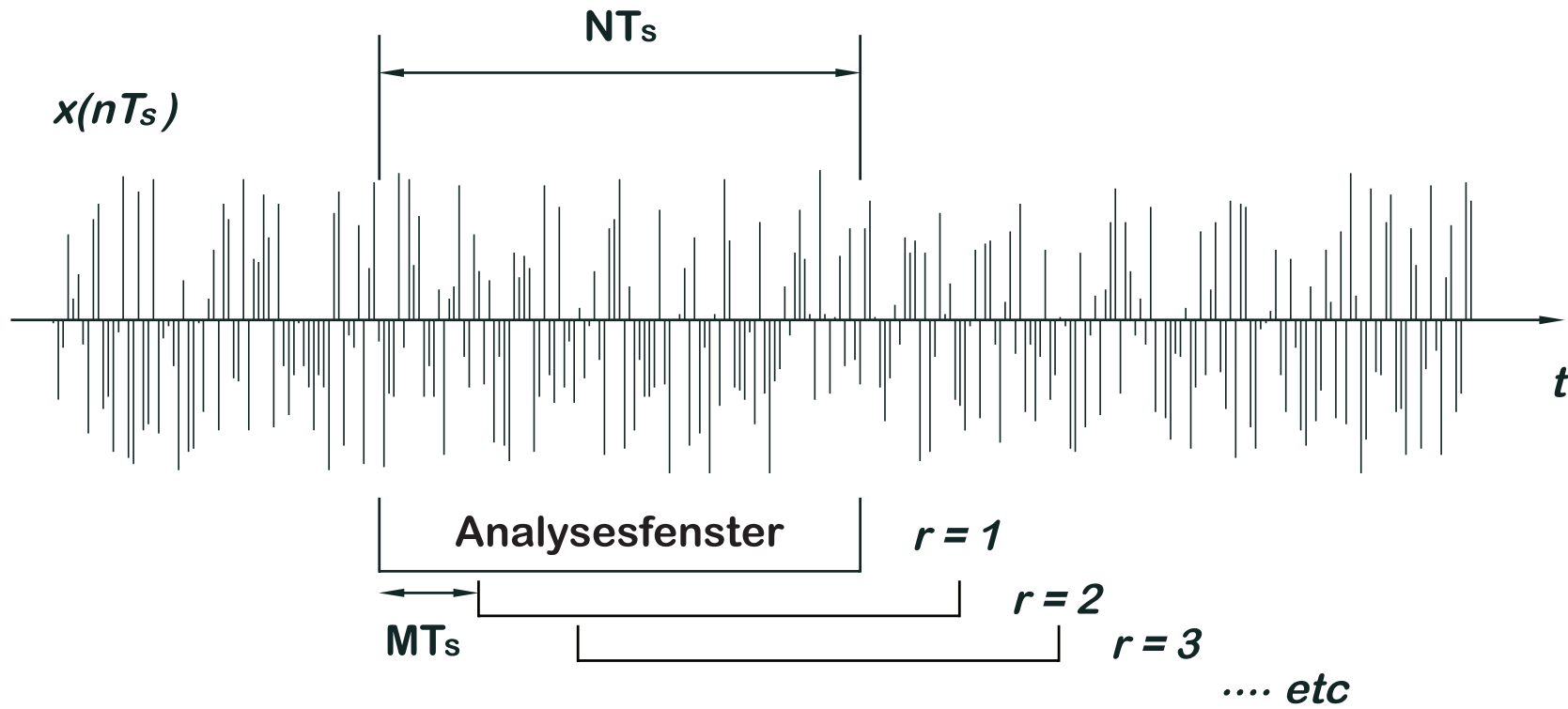


Bild 7.1: Skizze zur Analyse eines zeitlich variierenden Signals

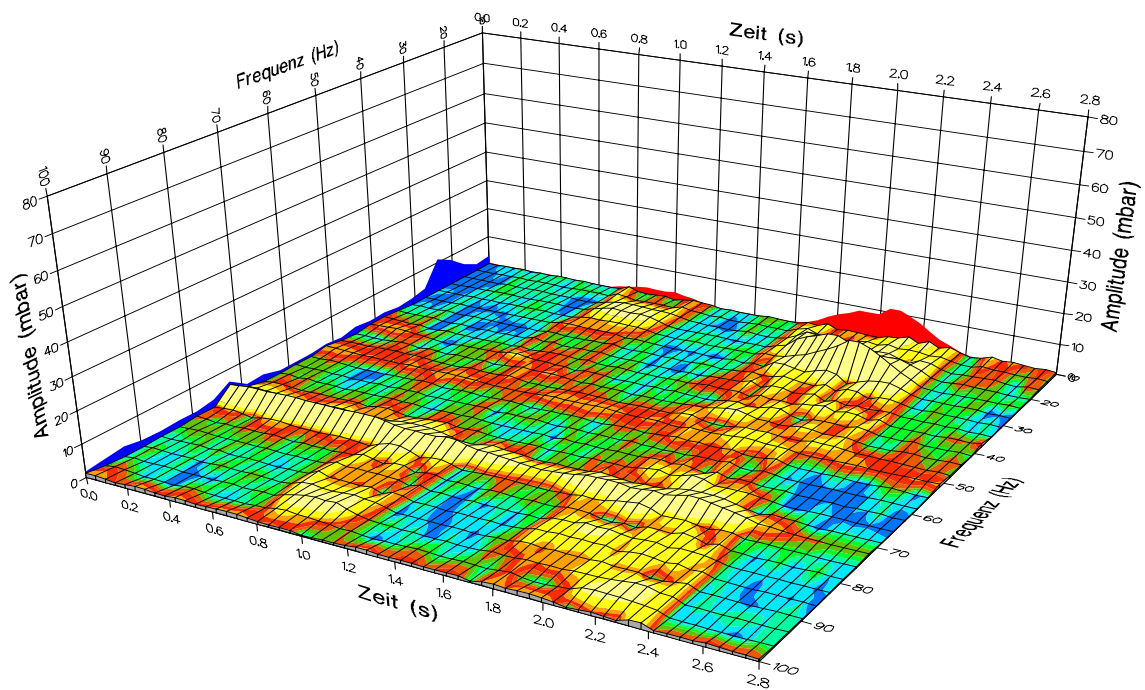


Bild 7.2: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

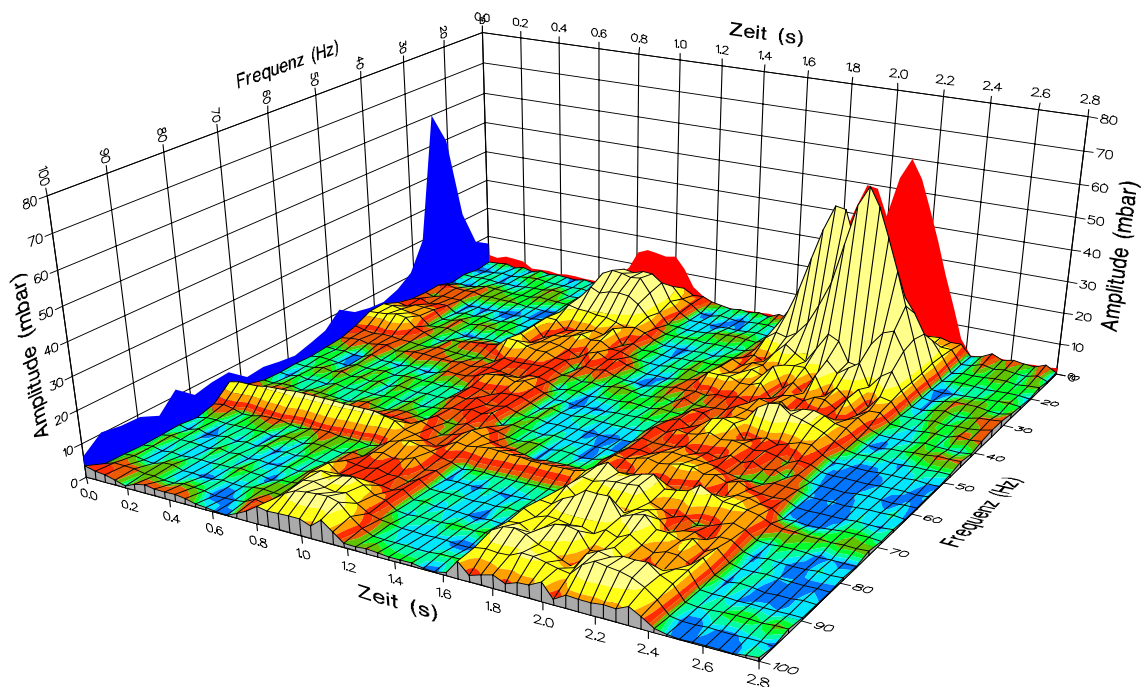


Bild 7.3: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

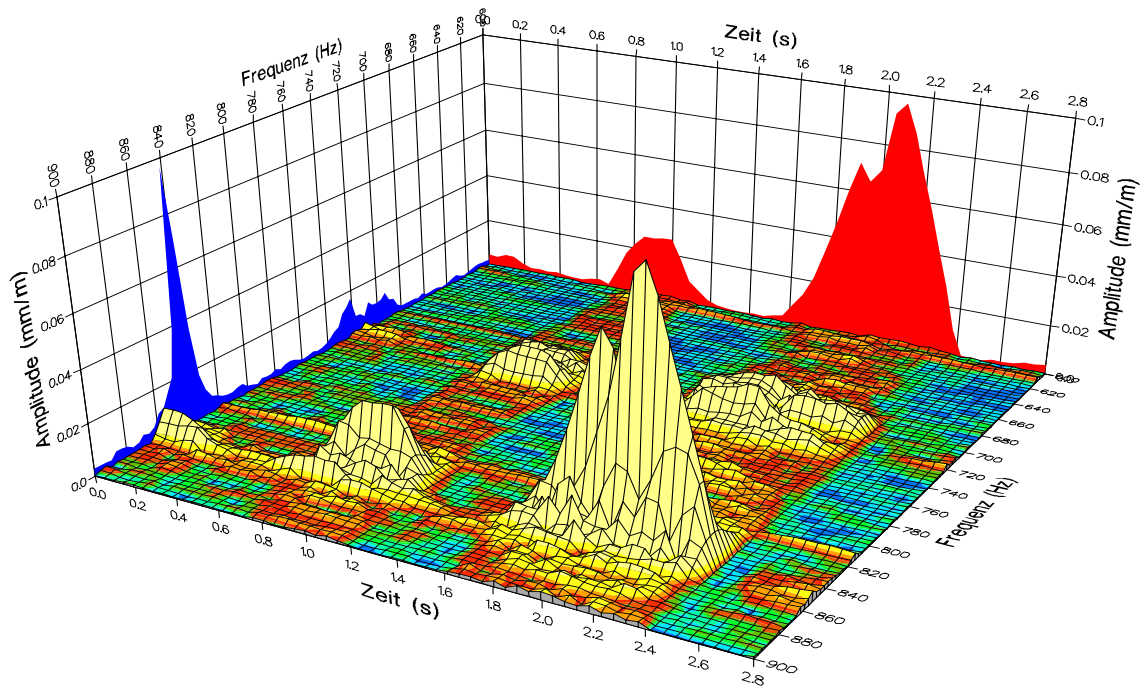


Bild 7.4: Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorgangs des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

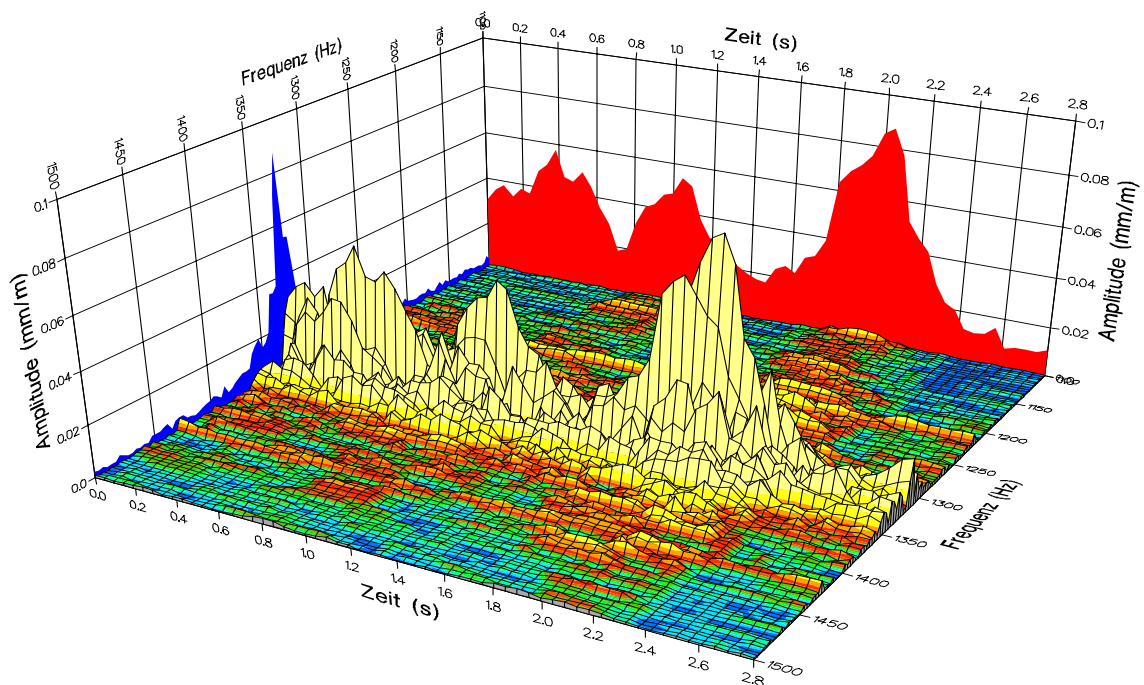


Bild 7.5: 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorgangs des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

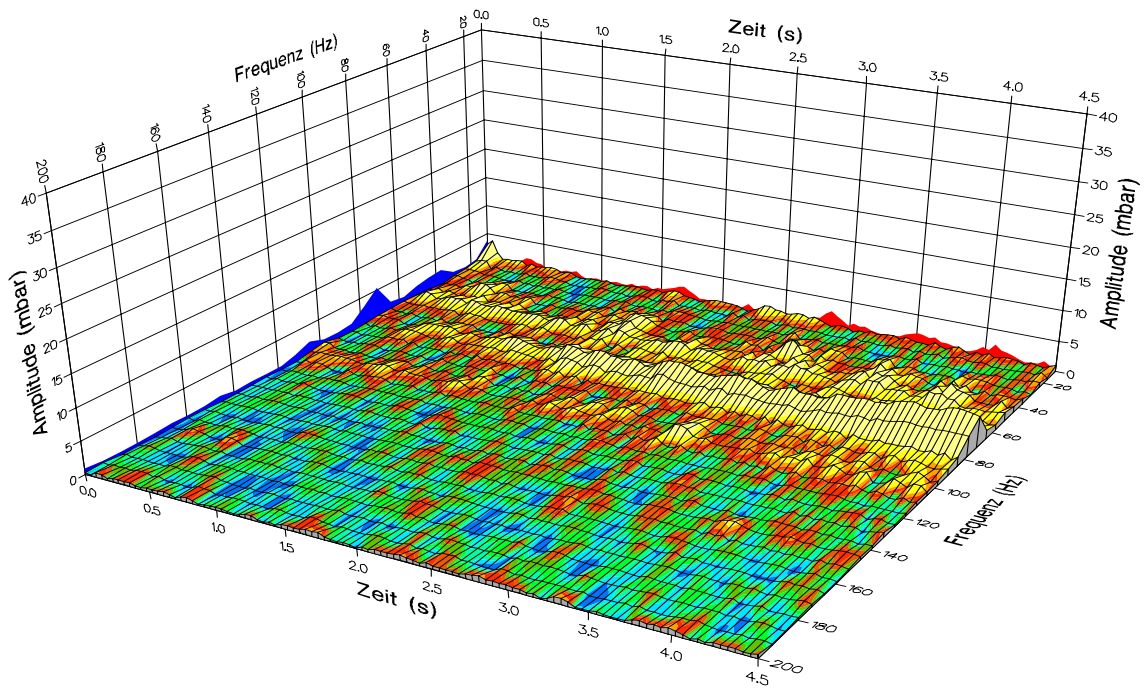


Bild 7.6: Druckspektrum des Vorzeichens von Rotating Stall an der Meridianposition
 $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

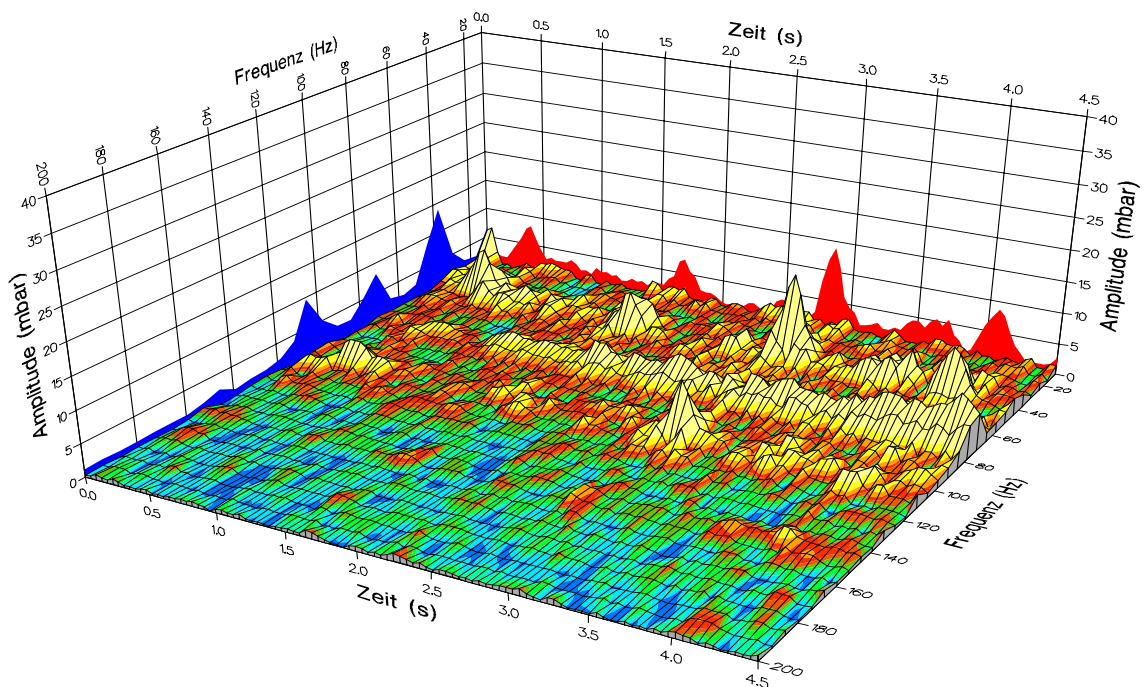


Bild 7.7: Druckspektrum des Vorzeichens von Rotating Stall an der Meridianposition
 $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

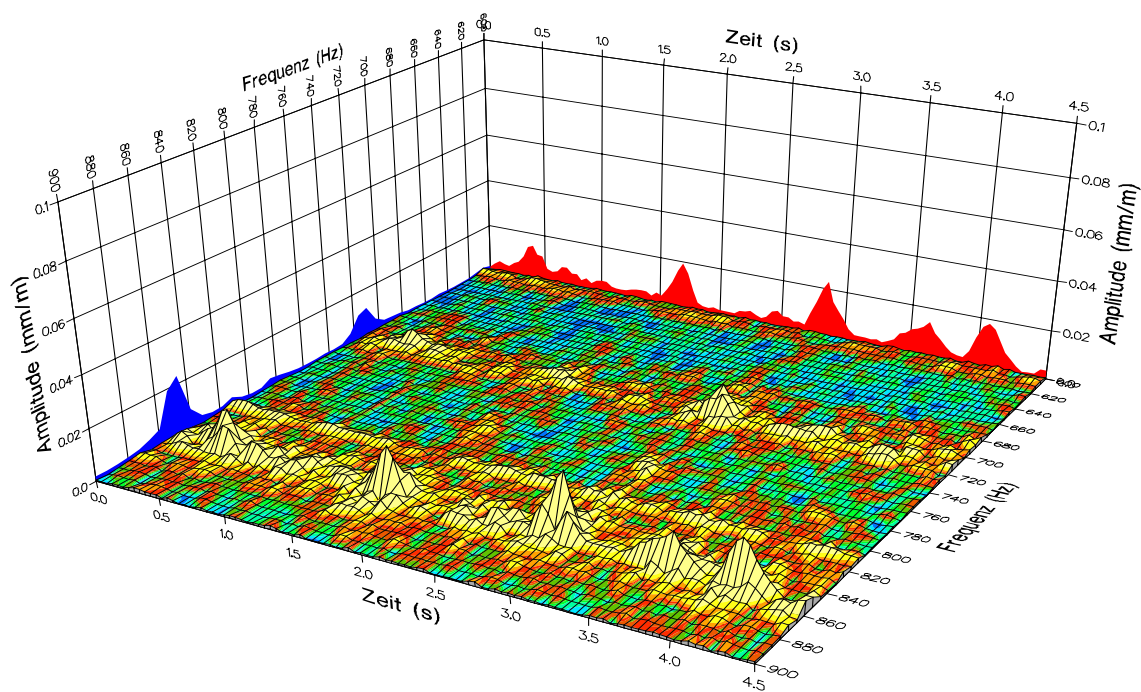


Bild 7.8: Schaufelwingungsspektrum während des Vorzeichens von Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

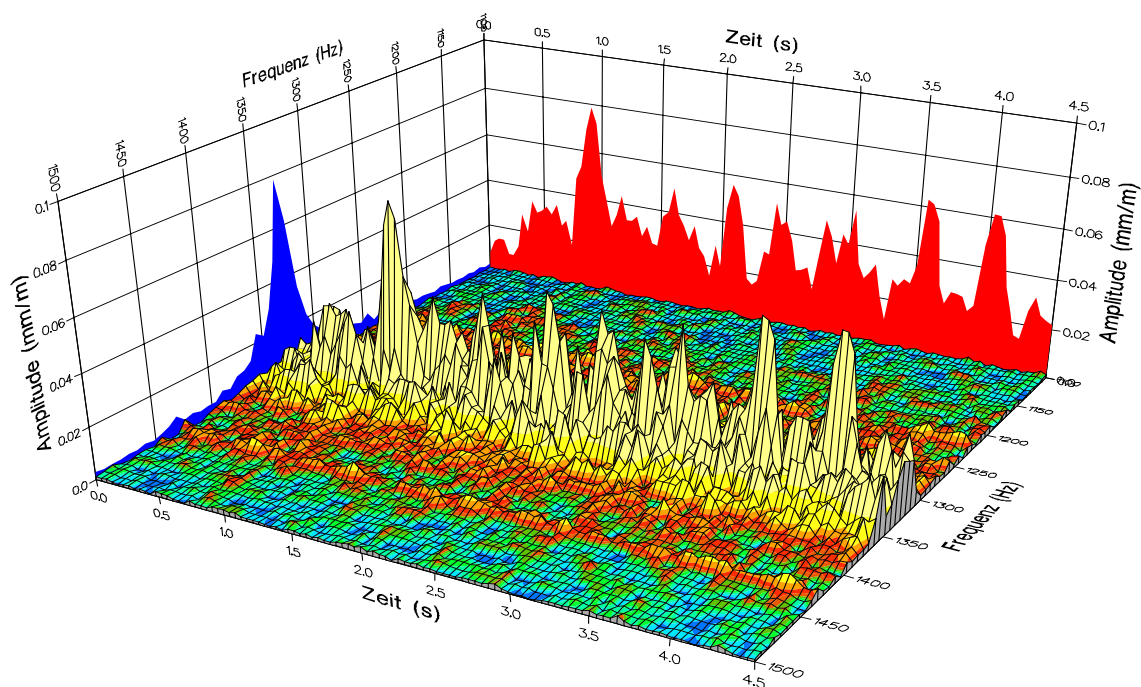


Bild 7.9: 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Vorzeichens von Rotating Stall bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

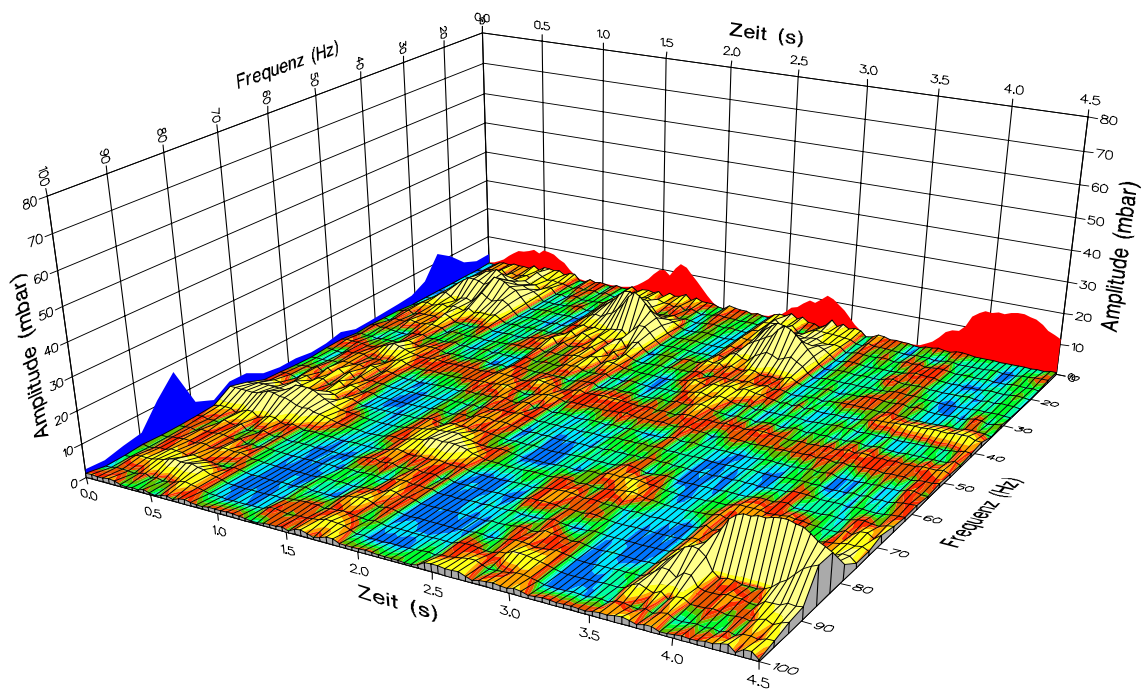


Bild 7.10: Druckspektrum bei Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

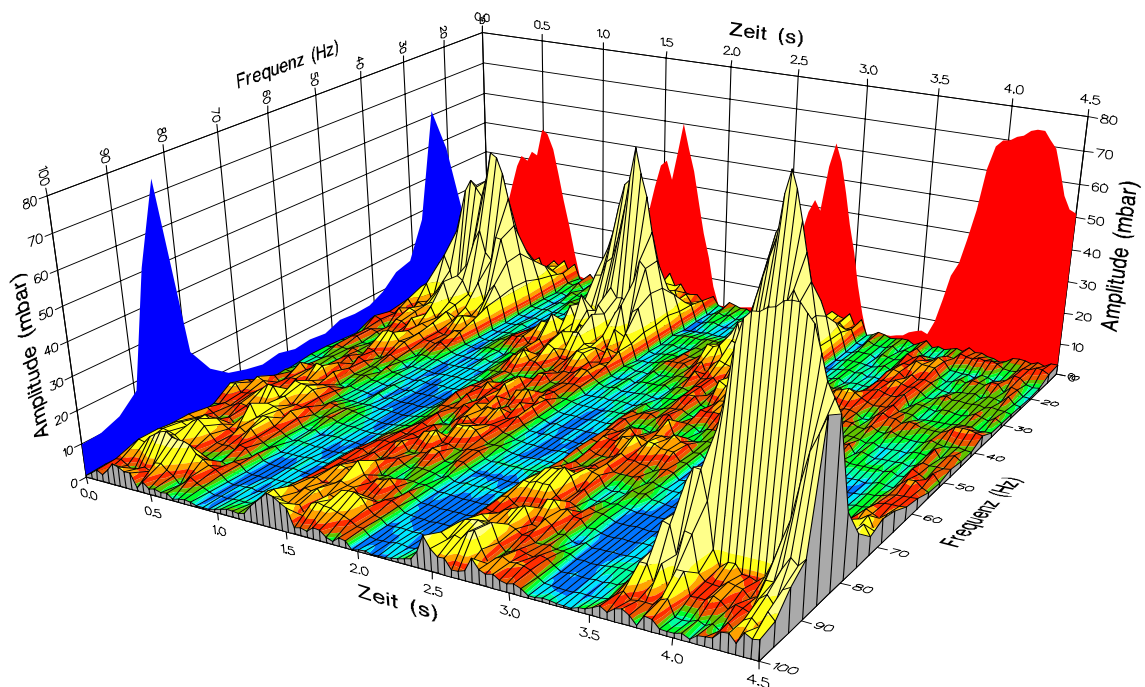


Bild 7.11: Druckspektrum bei Rotating Stall an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

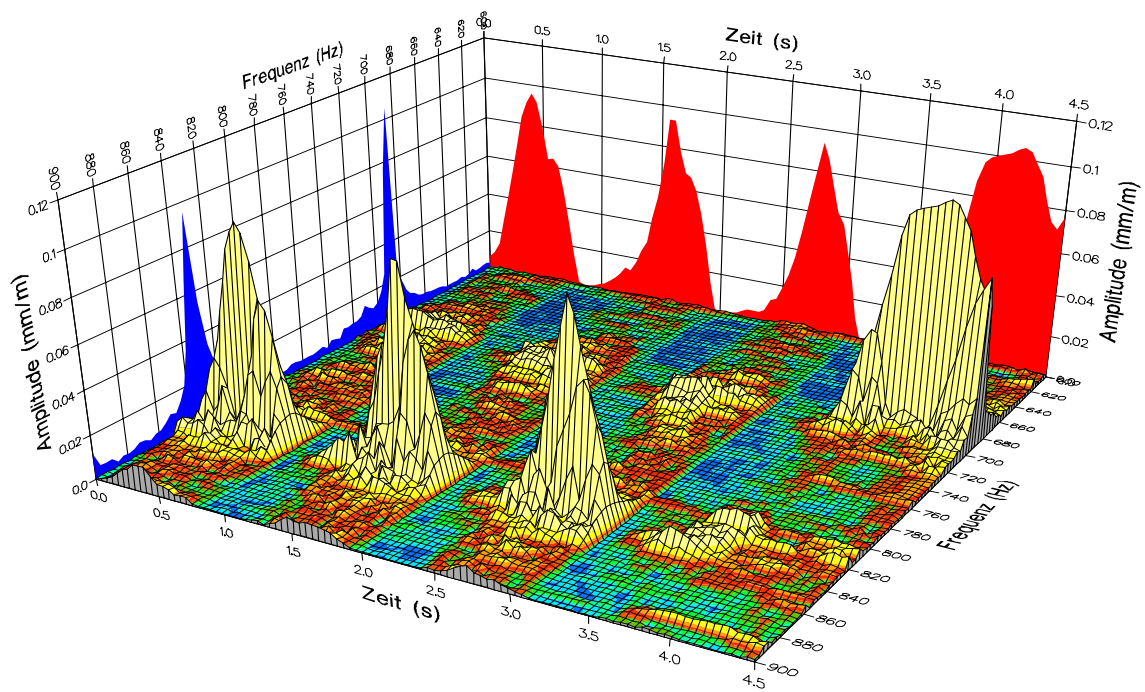


Bild 7.12: Schaufelschwingungsspektrum während des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

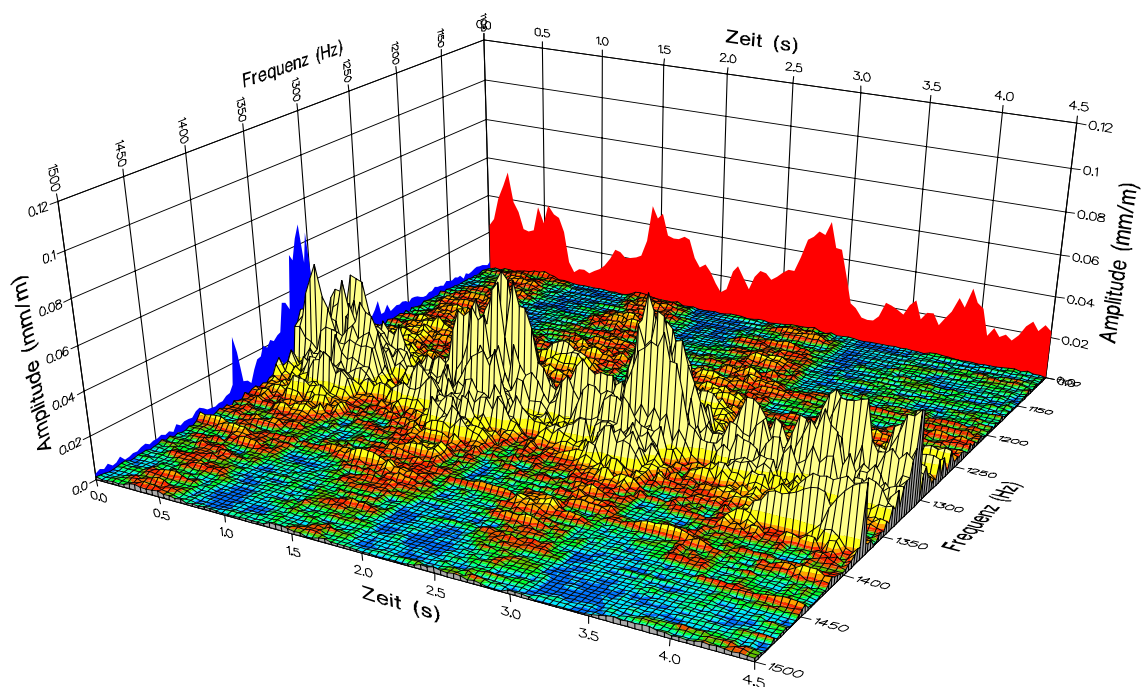


Bild 7.13: 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Rotating Stalls bei $n_{red} = 12.000$ 1/min

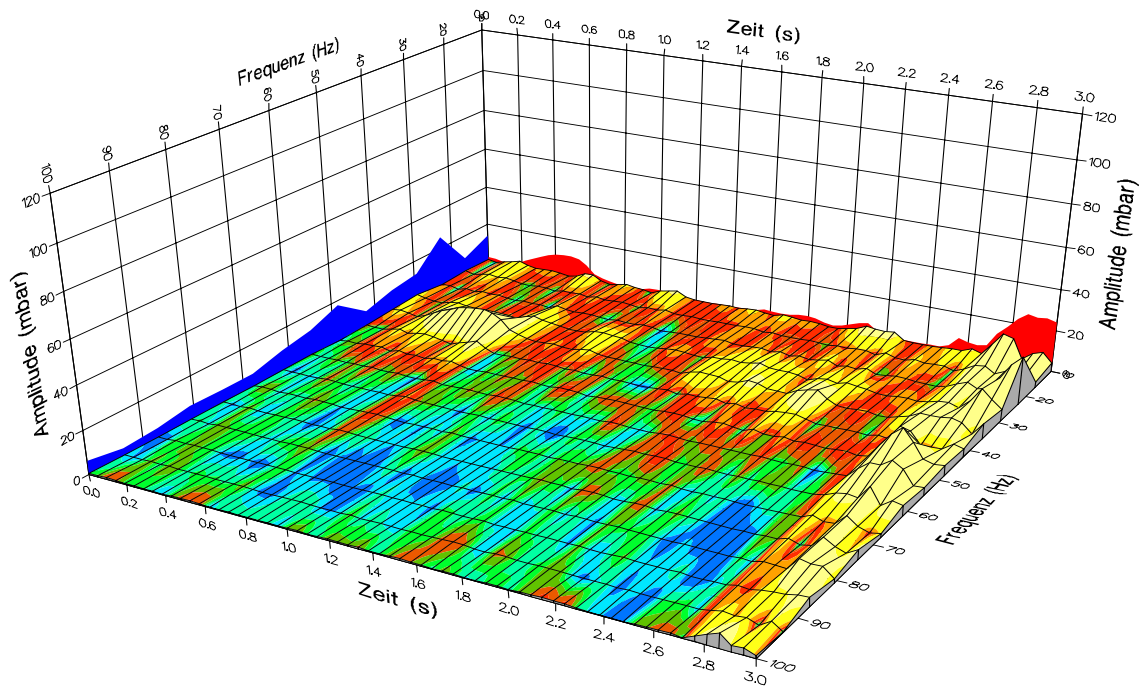


Bild 7.14: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 14.000$ 1/min

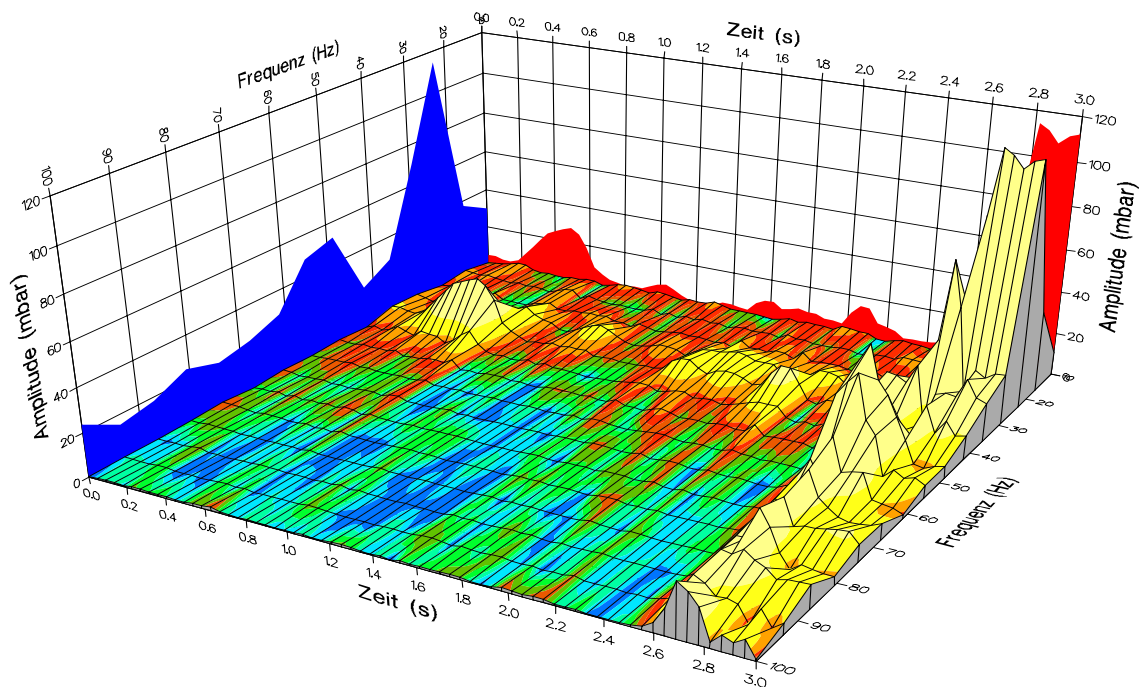


Bild 7.15: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 14.000$ 1/min

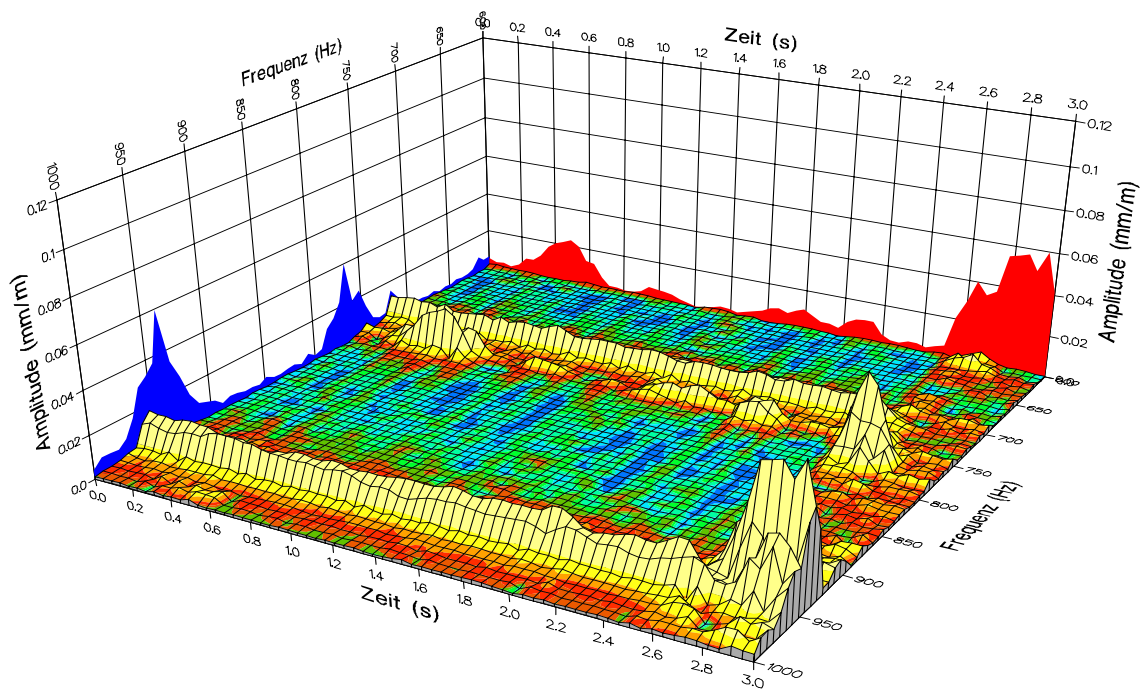


Bild 7.16: Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

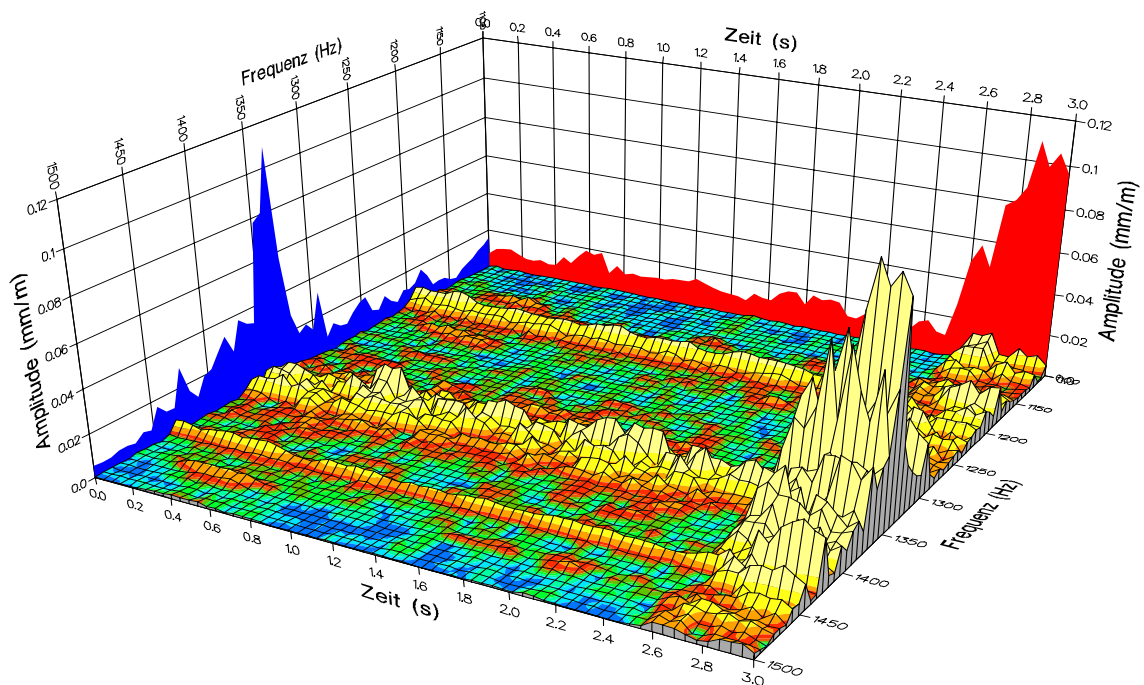


Bild 7.17: 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Rotating Stalls bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

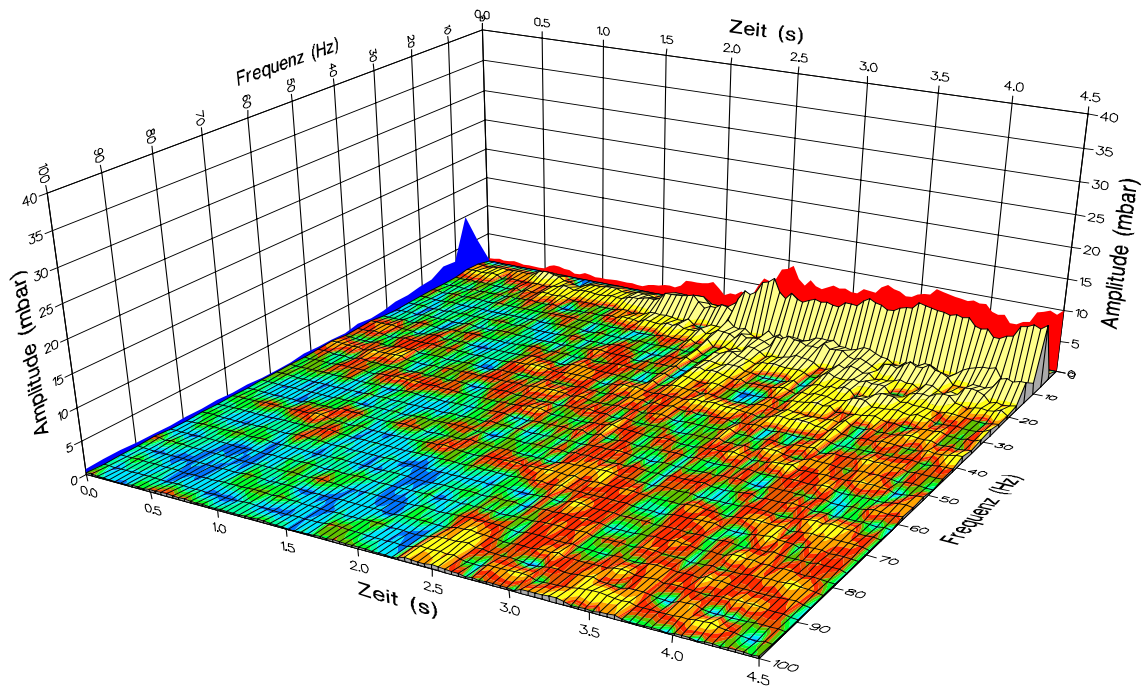


Bild 7.18: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,15$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

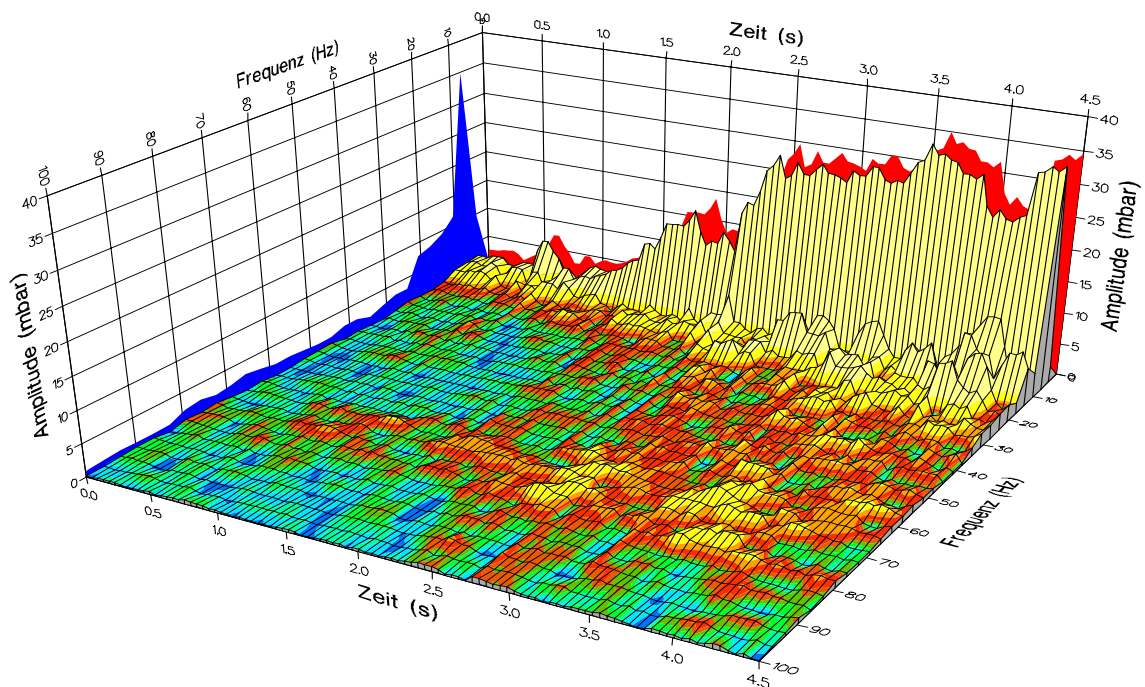


Bild 7.19: Druckspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls an der Meridianposition $x/s = 0,7$ bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

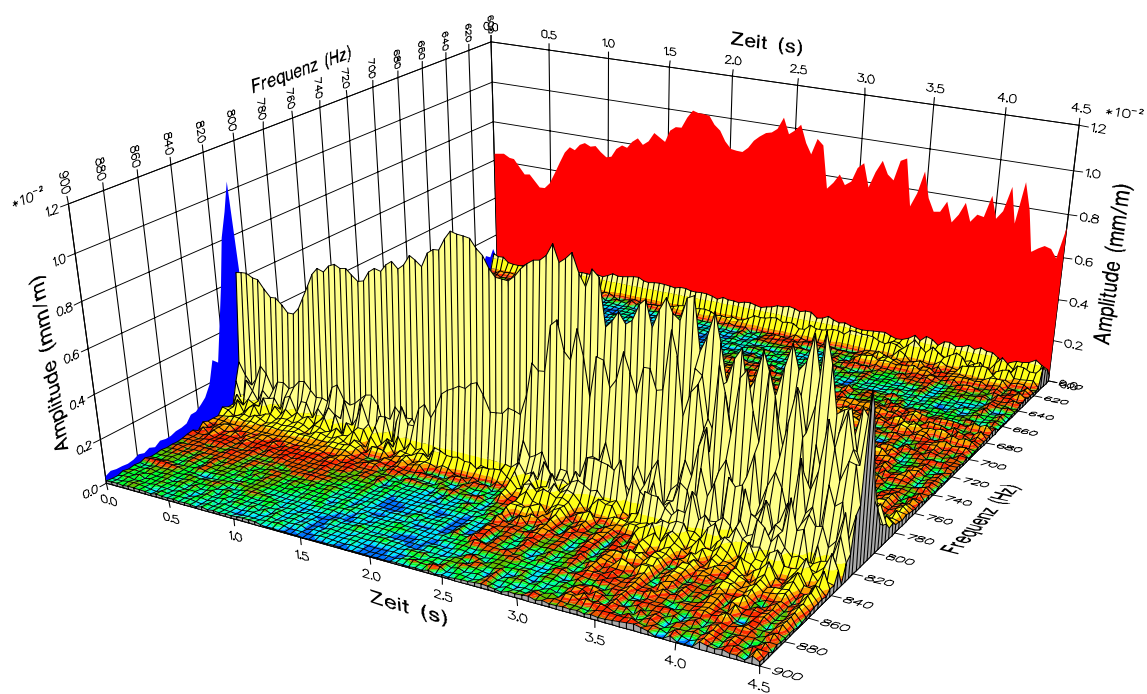


Bild 7.20: Schaufelschwingungsspektrum während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

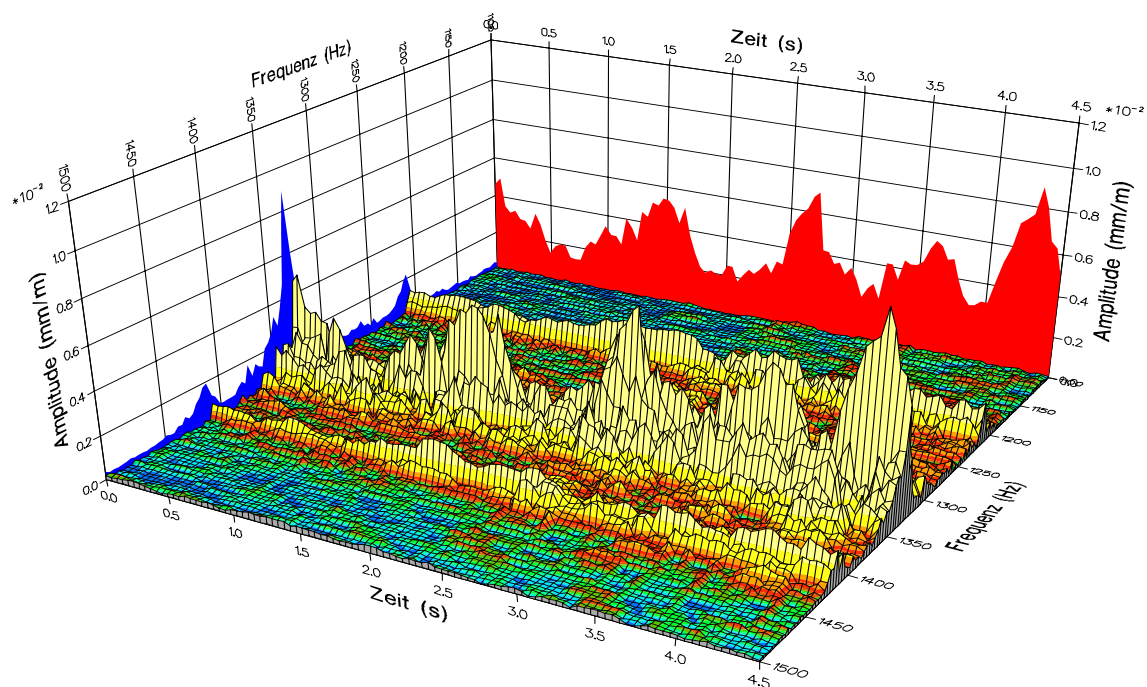
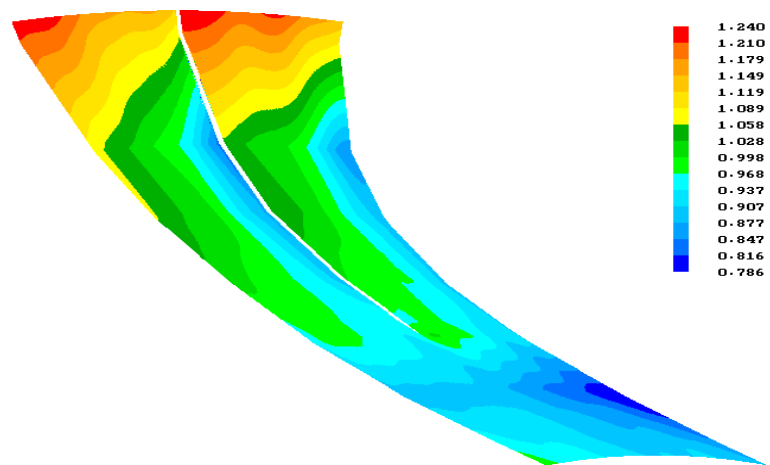
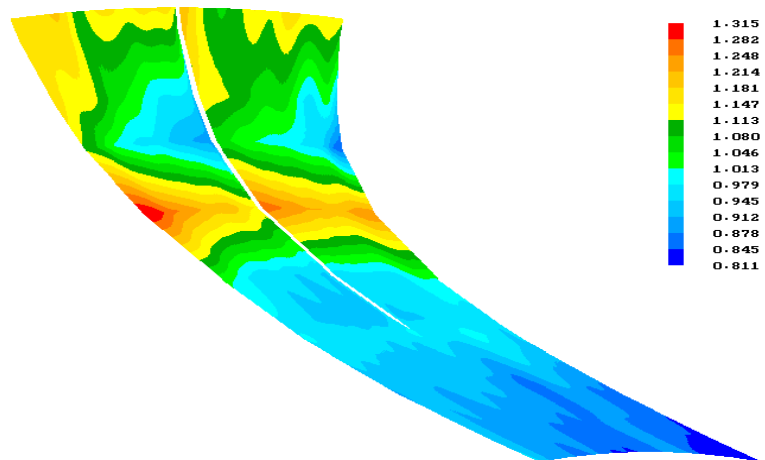


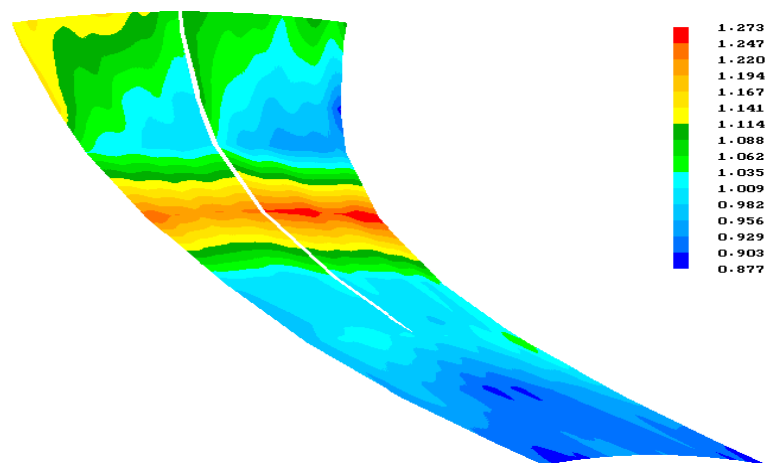
Bild 7.21: 1. Schwingungseigenfrequenz der Laufradschaufeln während des Entstehungs- und Entwicklungsvorganges des Standing Stalls bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$



(a) Stabiler Betriebspunkt vor dem Vorzeichen des Rotating Stalls

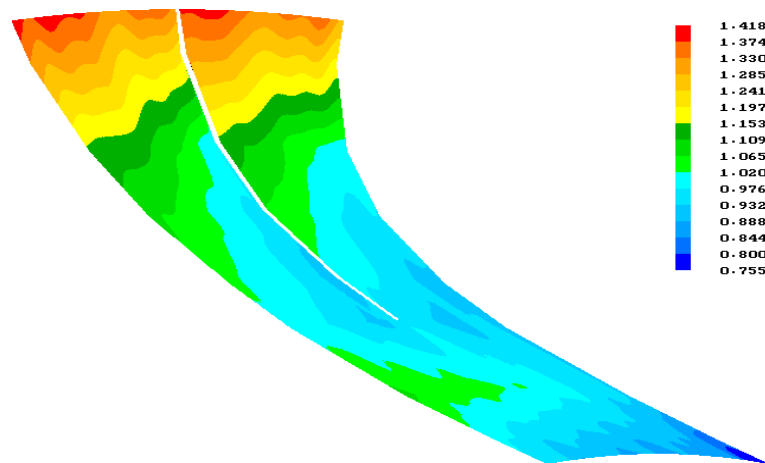


(b) Normaler Zustand des Vorzeichens vom Rotating Stall

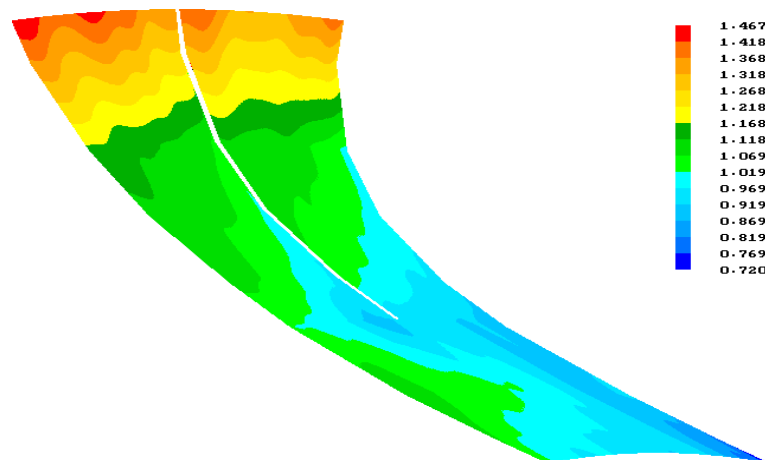


(c) Abgerissener Zustand des Vorzeichens vom Rotating Stall

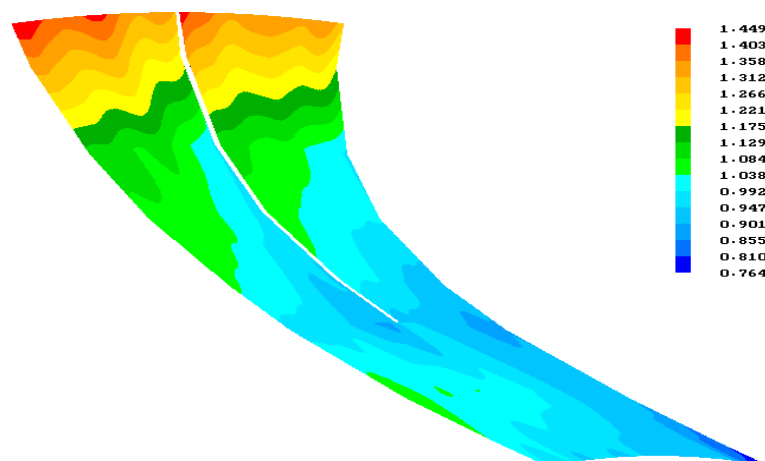
Bild 7.22: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades vor und während des Vorzeichens vom Rotating Stall



(a) Stabiler Betriebspunkt vor dem Vorzeichen des Standing Stalls

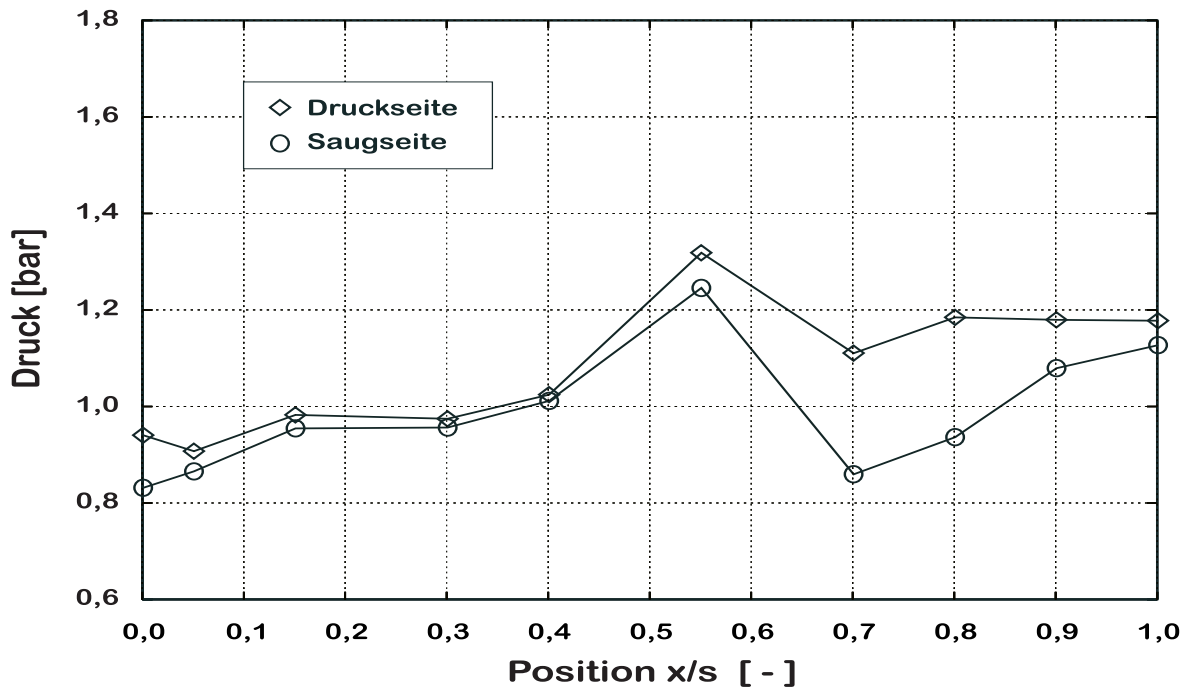


(b) Normaler Zustand des Vorzeichens vom Standing Stall

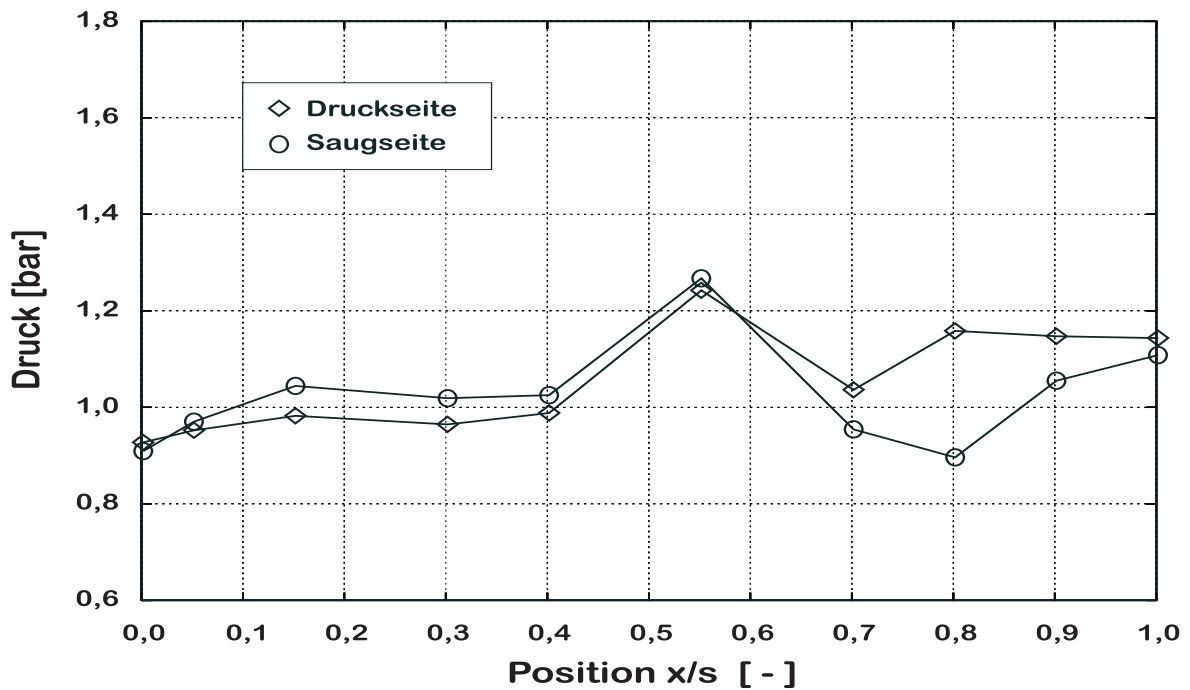


(c) Hochbelasteter Zustand des Vorzeichens vom Standing Stall

Bild 7.23: Druckverteilungen im Schaufelkanal des 90°-Laufrades vor und während des Vorzeichens vom Standing Stall

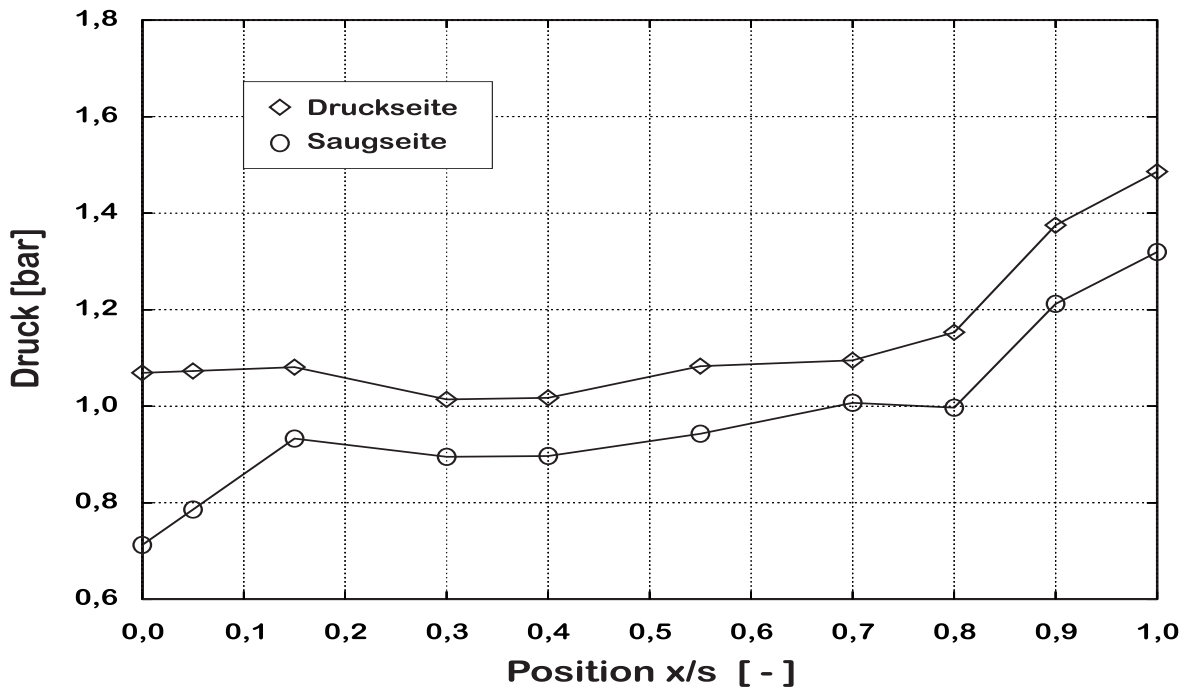


(a) Normaler Zustand des Vorzeichens vom Rotating Stall

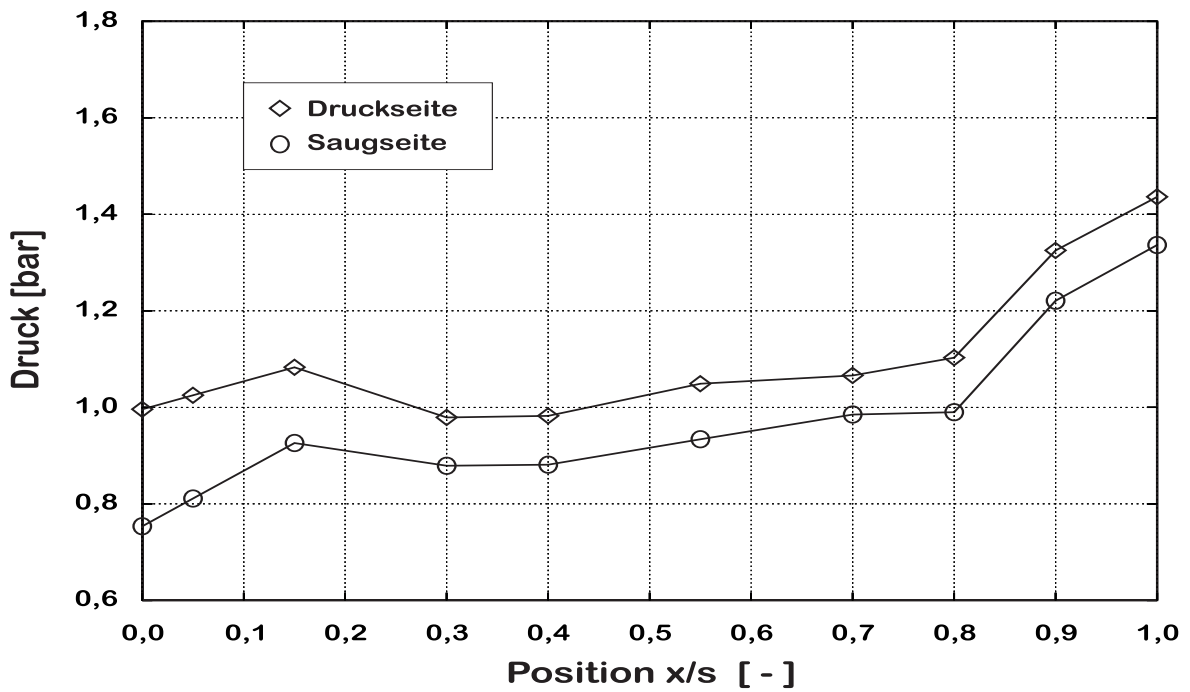


(b) Abgerissener Zustand des Vorzeichens vom Rotating Stall

Bild 7.24: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des abgerissenen Zustandes beim Vorzeichen des Rotating Stalls im 90°-Laufrad

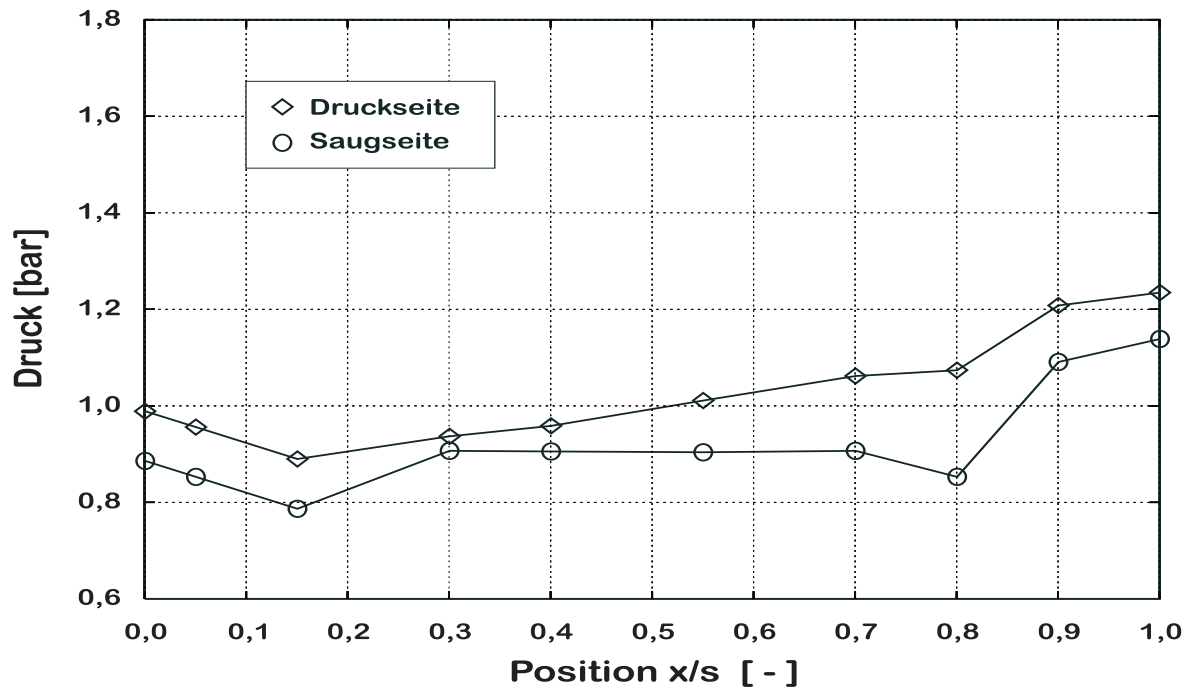


(a) Normaler Zustand des Vorzeichens vom Standing Stall

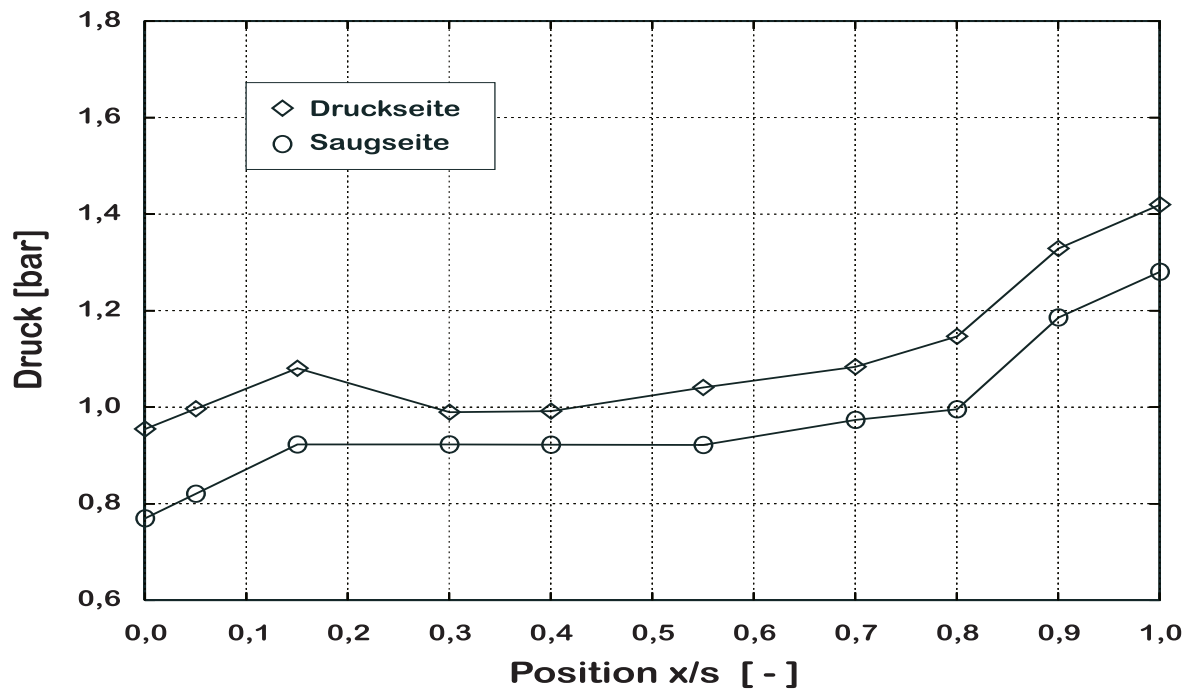


(b) Hochbelasteter Zustand des Vorzeichens vom Standing Stall

Bild 7.25: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des normalen und des hochbelasteten Zustandes beim Vorzeichen des Standing Stalls im 90°-Laufrad



(a) Stabiler Betriebspunkt kurz vor dem Rotating Stall



(b) Stabiler Betriebspunkt kurz vor dem Standing Stall

Bild 7.26: Druckverteilungen entlang der Schaufelwände während des stabilen Betriebspunktes kurz vor dem Rotating und Standing Stall im 90°-Laufgrad

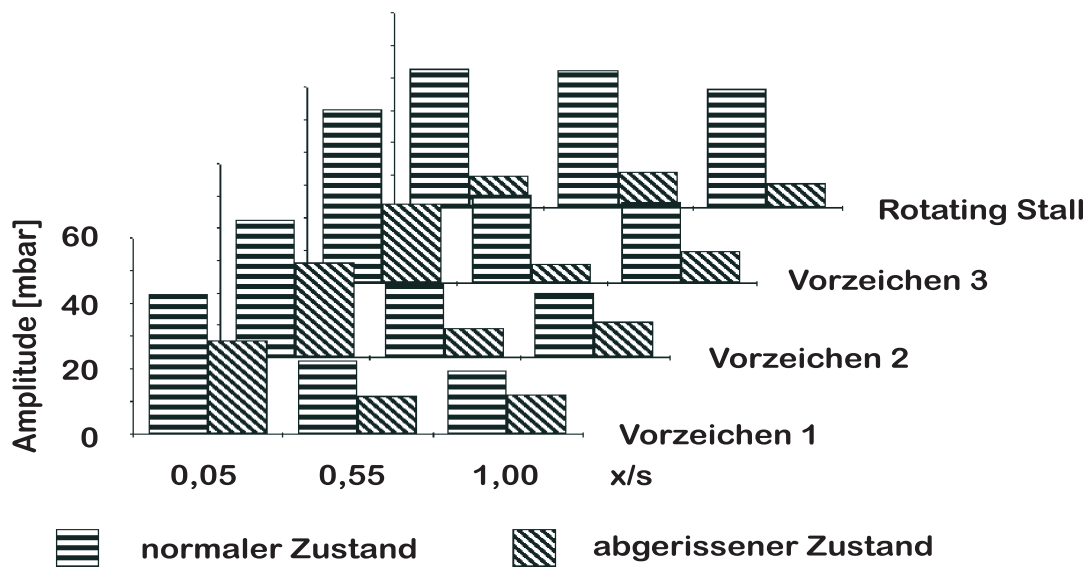


Bild 7.27: Amplituden der Schaufelbelastungen während der Vorzeichen und des Rotating Stalls im 90°-Laufrad bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

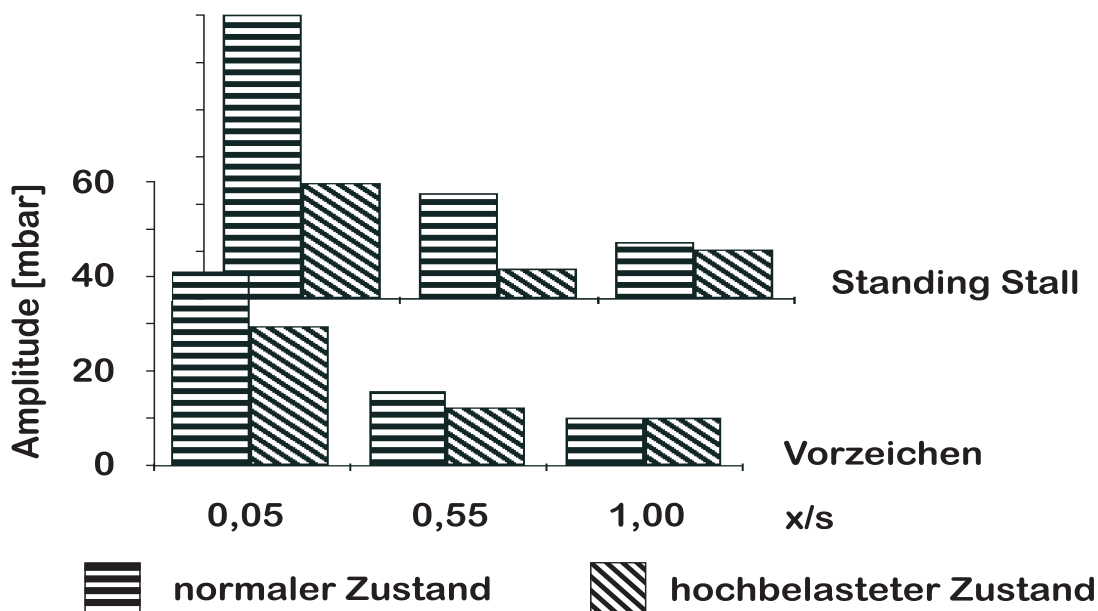


Bild 7.28: Amplituden der Schaufelbelastungen während der Vorzeichen und des Standing Stalls im 90°-Laufrad bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

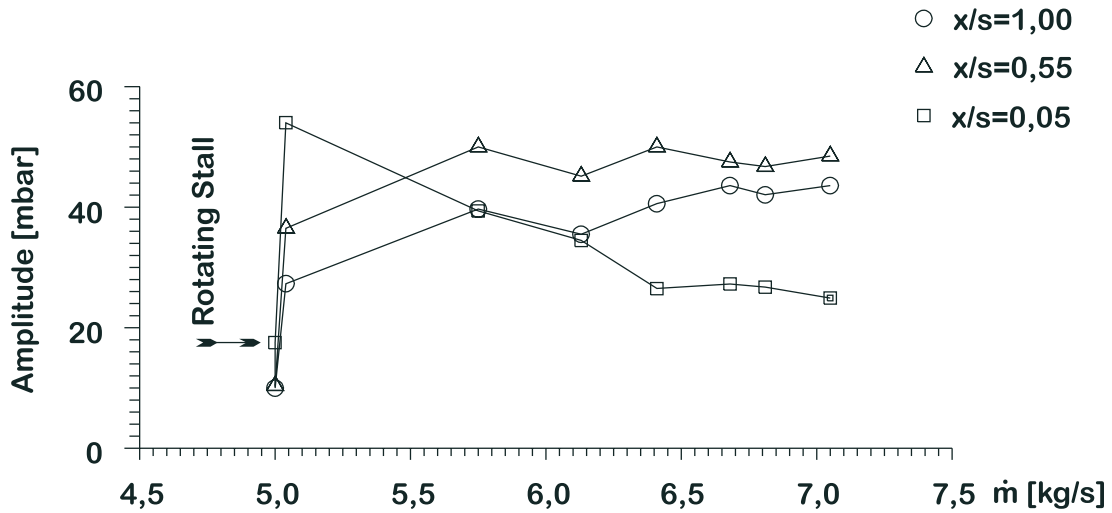


Bild 7.29: Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 14.000 \text{ 1/min}$

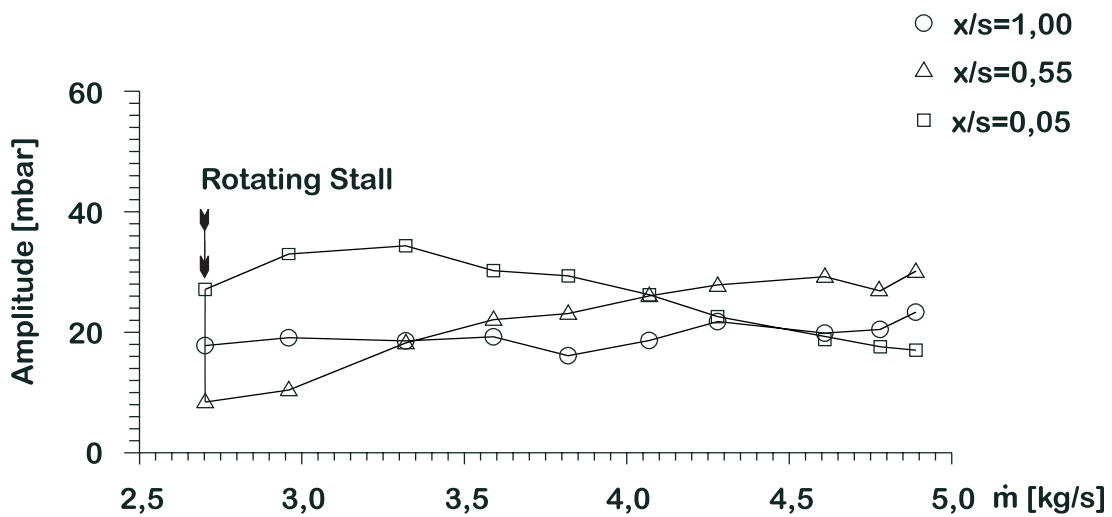


Bild 7.30: Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 10.000 \text{ 1/min}$

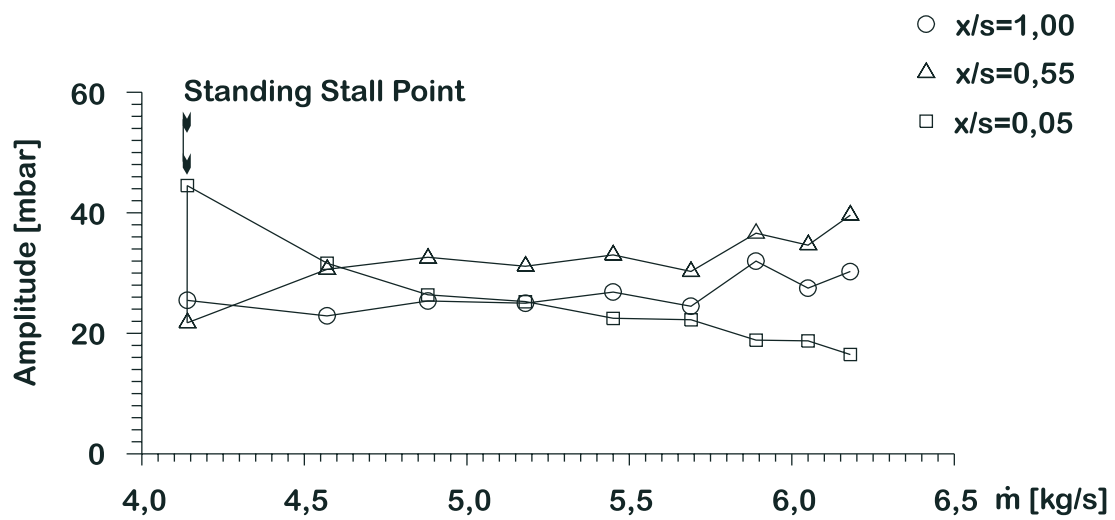


Bild 7.31: Amplituden der Schaufelbelastungen während der Drosselung des Verdichtersystems bei $n_{red} = 12.000 \text{ 1/min}$

Lebenslauf

Lixin Shi

Persönliches:

am 13.07.1966 geboren in Zhejiang/China

Eltern: Yixiang Shi und Caixian Luo

verheiratet mit Suqin Zhang

ein Kind

Schulbildung:

02.1971-07.1983 Grundschule und Gymnasium in Zhejiang

Abschluß: Abitur

Studium:

09.1983-07.1988 Studium der Strömungsmaschinen an der Tsinghua Universität, Peking, China

Abschluß: BSc. in Engineering

09.1988-07.1991 Master-Studium der Strömungsmaschinen am Institut für Thermophysik der chinesischen Akademie, Peking, China

Abschluß: MSc. in Engineering

Berufstätigkeit:

07.1991-12.1992 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermophysik der chinesischen Akademie, Peking, China

seit 01.1993 Doktorand am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover, Abteilung Radialverdichter, Professor Dr.-Ing. M. Rautenberg