

Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluß von rotierenden Eintrittsstörungen

von der
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München

zur Erlangung des Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Thomas Peters

Betreuer:	Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner †
1. Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Christian Mundt
2. Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Kurt Fiedler

Tag der Einreichung:	7.11.2003
Tag der Annahme:	10.11.2003
Tag der Prüfung:	9.1.2004

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München.

An erster Stelle gilt mein Dank dem Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner, der mir die Bearbeitung dieses Forschungsthemas ermöglichte. Sein Vertrauen und seine uneingeschränkte Unterstützung waren für den erfolgreichen Abschluß der Arbeit und mein Wohlbefinden am Institut wesentlich. Er bleibt für mich mein Doktorvater, auch wenn sein unerwarteter Tod ein Promotionsverfahren unter seiner Leitung unmöglich machte.

Umso mehr bin ich Prof. Dr.-Ing. Christian Mundt für seine entgegenkommende Betreuung meiner Arbeit als Erstprüfer dankbar. Prof. Dr.-Ing. Kurt Fiedler danke ich für die wohlwollende Übernahme des Koreferats.

Viele Personen haben zum erfolgreichen Gelingen meiner Arbeit ihren Beitrag geleistet, für den ich mich herzlich bedanke. Ohne Winfried Ehrlich, Heinz Hampel, Erwin Pfaffinger und Wolfgang Lorz vom technischen Personal wäre mein Versuchsaufbau nicht zu realisieren gewesen. Eine Reihe von Studenten haben in Ihren Studien- und Diplomarbeiten wertvolle Beiträge geleistet. Meine Institutskollegen hatten immer ein Ohr für die Erörterung fachlicher und auch weniger fachlicher Fragen. Für spezifische Verdichterthemen hatte ich in Dirk Christian Leinhos einen gleichermaßen kompetenten wie engagierten Diskussionspartner. In meiner unmittelbaren Büroumgebung mit Carsten Schwarz, Holger Brandt und Markus Kampitsch war kein Raum für schlechte Laune. Herr Dr. Müller ließ im Verwaltungsdschungel keine meiner Beschaffungen im Stich und Frau Haas sorgte für die freundliche Atmosphäre im Sekretariat. Meine Dienstreise nach China zu Prof. Jun Hu in Nanjing bleibt ein unvergeßliches Abenteuer.

Nicht zuletzt erhielt ich von Seiten der MTU München bei der Festigkeitsrechnung und Fertigung der Störgeneratorscheibe als Herzstück meines Versuchsaufbaus unbürokratische, praktische Unterstützung.

Von ganzem Herzen möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, sie war und ist der wichtigste Rückhalt in meinem Leben und hat mich jederzeit während dem Studium und meiner Zeit am Institut unterstützt.

Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluß von rotierenden Eintrittsstörungen

Übersicht

Gasturbinen spielen im Luftverkehr aufgrund ihrer im Vergleich zum Kolbenmotor hohen Leistungsdichte als Flugantrieb eine herausragende Rolle. Gerade im Luftverkehr ist die absolut zuverlässige Funktion des Antriebssystems wesentlich für den sicheren Betrieb des Luftfahrzeugs. Dem Verdichter als Baugruppe der Gasturbine kommt dabei eine herausragende Bedeutung zu. Bei der Umsetzung von kinetischer Energie aus der Rotation der Schaufelreihen in Druckaufbau sowie der Druckrückgewinnung im Leitrad wird die Strömung verzögert und ist damit ablösegefährdet. Erreicht der Arbeitspunkt des Verdichters infolge Androsselung die Pumpgrenze, wird der kritische Zuströmwinkel der Verdichterbeschaufelung überschritten und es kommt zum Strömungsabriß. Um die damit verbundenen gefährlichen Betriebszustände im Normalbetrieb auszuschließen, wird bei der Auslegung ein ausreichender Sicherheitsabstand zwischen stationärer Arbeitslinie und Pumpgrenze vorgesehen. Dabei müssen alle Vorgänge, die im Betrieb zu einer Einschränkung dieses Sicherheitsabstands führen, bekannt sein und berücksichtigt werden. Eintrittsstörungen verschieben die Lage der Stabilitätsgrenze in Richtung Arbeitslinie. Damit kommt der Untersuchung des Einflusses von Eintrittsstörungen auf das Verdichterbetriebsverhalten eine wesentliche Rolle zu.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluß von rotierenden Eintrittsstörungen untersucht, wie sie in einem Zweiwellentriebwerk auftreten können, wenn eine im Niederdruckverdichter umlaufende rotierende Ablösung auf den nachgelagerten Hochdruckverdichter als eine umlaufende Totaldruckstörung wirkt. Hierfür wurde ein neuartiger Störgenerator zur Erzeugung einer gleich- oder gegensinnig zur Verdichterwelle umlaufenden sektoriellen Totaldruckstörung entwickelt und in einen Axialverdichterprüfstand integriert. Der Einsatz des 5-stufigen, transonischen Hochdruckverdichters Rig212 aus der Entwicklung des Mehrwellentriebwerks Turbo-Union RB199 erlaubt die Übertragbarkeit der gewonnenen Meßergebnisse auf reale Triebwerkbedingungen. Der experimentelle Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Bestimmung des Einflusses der rotierenden Eintrittsstörung auf die Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit von Verdichterdrehzahl und Störgeneratordrehzahl sowie Drehrichtung. Die Auswertung der umfangreichen instationären Meßdaten bei Annäherung und Überschreiten der Stabilitätsgrenze sowie eine numerische Abschätzung des Einflusses von rotierenden Eintrittsstörungen soll die beobachteten Einbrüche in die Pumpgrenze bei spezifischen Störgeneratordrehzahlen erklären.

Übersicht

Mit Hilfe der vorliegenden Arbeit wird damit erstmals das Betriebsverhalten eines Hochdruckverdichters mit triebwerkähnlicher Geometrie unter dem Einfluß von realistischen rotierenden Eintrittsstörungen systematisch untersucht. Die dabei experimentell gewonnenen Erkenntnisse zeigen für die Triebwerksauslegung, daß eine Mehrwellenkonfiguration mit gegenseitig drehenden Wellen deutlich höhere Stabilitätsreserven gegenüber einer rotierenden Ablösung im Niederdruckverdichter aufweist. Die Analyse des Übergangs des Verdichters in die Verdichterinstabilität sowie die Auswertung von instationären Meßdaten im stabilen Verdichterbetrieb liefern für die Systemmodellierung neue Erkenntnisse über die Existenz von anregbaren Eigenfrequenzen des Verdichtersystems, die durch Ergebnisse einer numerischen Simulationsrechnung des Verdichterbetriebsverhaltens unterstützt werden.

Inhaltsverzeichnis

Verwendeten Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

1. Einleitung	1
2. Verdichterbetriebsverhalten	3
2.1. Stabiler Verdichterbetrieb	3
2.2. Instabiler Verdichterbetrieb	4
2.2.1. Rotierende Ablösung	4
2.2.2. Verdichterpumpen	5
2.3. Beginn der Instabilität (Stall Inception)	7
2.4. Auswirkungen von Eintrittsstörungen	9
2.5. Rotierende Eintrittsstörungen	11
3. Versuchsaufbau	15
3.1. Verdichterprüfstand	15
3.2. Versuchsverdichter Rig212	16
3.3. Entwicklung eines Störgenerators für rotierende Eintrittsstörungen	16
3.3.1. Störgenerator-Scheibe	17
3.3.2. Modifikation des Einlaufkanals am Versuchsverdichter	19
4. Meßtechnik und Meßaufgaben	20
4.1. Stationäre Meßtechnik	20
4.2. Instationäre Meßtechnik	21
4.2.1. Hitzdrahtanemometrie	21
4.2.2. Kulite-Druckmeßtechnik	23
4.2.3. Triggersignale	24
4.3. Stationäre und instationäre Meßwerterfassung	24
4.4. Meßaufgaben und Instrumentierung	25
4.4.1. Bestimmung des Verdichterkennfeldes	25
4.4.2. Beschreibung der rotierenden Eintrittsstörung	27
4.4.3. Bestimmung der Pumpgrenze und Analyse des Pre-Stall-Verhaltens	28

5. Beschreibung der gleich- und gegensinnig rotierenden Eintrittsstörungen	29
5.1. Strömungsfeld im Übergangskanal	30
5.1.1. Darstellung der Eintrittsstörung im Mittelschnitt	30
5.1.2. Traversiermessungen der Eintrittsstörung über der Strömungskanalhöhe	33
5.2. Vergleich der Eintrittsstörung mit experimentellen Triebwerksdaten (Larzac04)	34
5.3. Diskussion der DC_{60° -Werte der Eintrittsstörung	35
6. Betriebsverhalten bei rotierender Eintrittsstörung	37
6.1. Einfluß der rotierenden Eintrittsstörung im stabilen Betriebsbereich	37
6.1.1. Durchgang der rotierenden Eintrittsstörung durch den Verdichter	37
6.1.2. Änderungen im Betriebspunkt des Verdichters	38
6.2. Änderung des Pumpgrenzenabstands des Verdichters	40
7. Strömungsabrißverhalten bei Überschreiten der Pumpgrenze	43
7.1. Analyseverfahren zur Auswertung der instationären Meßdaten	44
7.1.1. Darstellung des Zeitsignals	44
7.1.2. Zeitliche FFT	44
7.1.3. Umfangs-FFT	45
7.1.4. Leistungsdichtespektrum (PSD)	46
7.1.5. Energieinhalt umlaufender Wellen (TWE)	46
7.2. Versuchsdurchführung zur Bestimmung des Strömungsabrißverhaltens	47
7.3. Strömungsabriß bei ungestörter Zuströmung	47
7.4. Strömungsabriß bei rotierender Eintrittsstörung	50
8. Eigenfrequenzen des Verdichtersystems	57
8.1. Numerische Modellierung des Verdichterbetriebsverhaltens	58
8.2. Experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen des Verdichtersystems	64
9. Zusammenfassung und Ausblick	66
10. Literaturverzeichnis	70
11. Abbildungen	77

Formelzeichen

a	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	Schallgeschwindigkeit
a	[-]	Kalibrierkoeffizient
a	[-]	Überhitzungsverhältnis (HDA)
a, b	[-]	Fourier-Koeffizienten
A	$[\text{m}^2]$	Ringraumfläche des Verdichters
A, B	[-]	Totaldruckverlust-Koeffizienten nach Roach (1987)
B	[-]	Greitzer B-Parameter (s. Gl. 2.2)
c	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	(Absolut-)Geschwindigkeit
c_p	$[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	[mm]	Stabdicke im Stabgitter
DC	[-]	Störparameter, englisch Distortion Coefficient
f	[Hz]	Frequenz
F_T	[-]	Drosselfunktion (Simulation)
g	[-]	axialer Störanteil der Geschwindigkeit (Simulation)
H	[-]	Geometriegröße der ungestörte Verdichtercharakteristik (Simulation)
i	[-]	Übersetzungsverhältnis
i	[-]	Laufvariable
k	[-]	Kalibrierkennzahl
K_G	[-]	Druckrückgewinnungskoeffizient im Vorleitrad (Simulation)
l_c	[-]	Gesamtlänge des Verdichters von Eintritt bis Plenum (Simulation)
L	[m]	Länge des Verdichters
m	[-]	Grad der Harmonischen in der diskreten FFT
m	[-]	Koeffizient der Abströmkanallänge (Simulation)
\dot{m}	$[\frac{\text{kg}}{\text{s}}]$	Massenstrom
\dot{m}_{red}	$[\frac{\text{kg}\sqrt{\text{K}}}{\text{s bar}}]$	reduzierter Massenstrom
M	[mm]	Mittenabstand zweier benachbarter Stäbe im Stabgitter
MSD	$[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}]$	Massenstromdichte
n	$[\frac{1}{\text{min}}]$	Drehzahl
n_f	[-]	Frequenzauflösung in der diskreten FFT
n_{red}	$[\frac{1}{\text{min}\sqrt{\text{K}}}]$	reduzierte Drehzahl

verwendete Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

n_{red}	[%]	relative, reduzierte Drehzahl (bezogen auf Auslegungsdrehzahl)
n	[-]	Grad des Kalibrierpolynoms
n	[-]	Grad der Harmonischen
N	[-]	Anzahl Werte im Zeitfenster der diskreten FFT
N	[-]	Anzahl Verdichterstufen (Simulation)
p	[Pa]	statischer Druck
p_t	[Pa, bar]	Totaldruck
\bar{p}_t	[Pa]	gemittelter Totaldruck
P	[kW]	Leistung
q	[Pa]	Staudruck
Re	[-]	Reynoldszahl
SM	[-]	Pumpgrenzenabstand, englisch Surge Margin
t	[s]	Zeit
T	[K]	statische Temperatur
$T_{t,\text{Abgleich}}$	[°C]	Totaltemperatur der Strömung während des Abgleichs (HDA)
$T_{t,\text{Messung}}$	[°C]	Totaltemperatur der Strömung während der Messung (HDA)
T_{Sensor}	[°C]	Temperatur des Sensors (HDA)
T_t	[K]	Totaltemperatur
u, U	$[\frac{m}{s}]$	Umfangsgeschwindigkeit
U	[V]	Meßspannung
V	$[m^3]$	Volumen des Plenums zwischen Verdichter und Drossel
W	[-]	Geometriegröße der ungestörte Verdichtercharakteristik (Simulation)
$x(t)$	[-]	periodische Funktion
$X(f)$	[-]	Fourier-Koeffizienten der diskreten FFT
Y	[-]	Störpotential der Geschwindigkeit (Simulation)
α	[°]	absoluter Zuströmwinkel
α	[-]	reziproke Strömungsweglänge durch die Beschau felung (Simulation)
α_{Abgleich}	[-]	Temperaturwiderstandskoeffizient des Sensors (HDA)
α_{20°	[-]	drahtspezifischer Koeffizient (HDA)
β	[-]	Gitterporösität
β	[°]	relativer Zuströmwinkel
γ	[-]	Verhältnis von Rotorpassierzeit zu Stufenpassierzeit (Simulation)
ε	[-]	axialer Störanteil der Geschwindigkeit im Verdichtereintritt (Simulation)
η	[-]	Wirkungsgrad

verwendete Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

ϕ	[-]	Durchflußzahl
Φ	[-]	gemittelter Durchfluß (Simulation)
Φ_T	[-]	Drossel-Durchfluß (Simulation)
Δh_t	$[\frac{m^2}{s^2}]$	Totalenthalpie-Differenz
$\Delta \dot{m}_{red}$	$[\frac{kg\sqrt{K}}{s\ bar}]$	Änderung des reduzierter Massenstrom
Δp_t	[Pa]	Totaldruckverlust
Δp_{t-tl}	[-]	aufgeprägte Totaldruckstörung (Simulation)
ΔSM	[%]	Änderung des Pumpgrenzenabstands
ΔT_t	[K]	Totaltemperaturänderung
φ	[°]	Sektorwinkel
Π	[-]	Druckverhältnis
θ	[-]	Umfangskoordinate (Simulation)
ρ	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte
ξ	[-]	dimensionslose Zeit (Simulation)
ω	$[\frac{1}{s}]$	Winkelgeschwindigkeit
ω	[-]	Drehzahlverhältnis $n_{Störung}/n_{Verdichter}$ (Simulation)
Ψ	[-]	Druckkenngröße (Simulation)
Ψ_C	[-]	ungestörte Verdichtercharakteristik (Simulation)
Ψ_{C0}	[-]	Druckkenngröße für gemittelten Durchfluß $\Phi = 0$ (Simulation)

Indizes

0	Meßebeine Übergangskanal
1.1	Meßebeine Verdichtereintritt
3.5	Meßebeine Verdichteraustritt
1	Verdichterstufe Laufradeintritt
2	Verdichterstufe Leitradeintritt
3	Verdichterstufe Leitradaustritt
1, 2	Draht 1,2 (HDA)
2, 3	Verdichtereintritt, Verdichteraustritt nach LTH
4	Meßebeine vor der Verdichterringdrossel
11	Meßebeine Filterhaus
12	Meßebeine Massenstrom-Meßdüse
14	Meßebeine Beruhigungsbehälter

verwendete Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

abbl	Abblasung
ax	axial
AP	Arbeitspunkt
cutoff	Filter-Eckfrequenz
d	auf den Stabquerschnitt bezogen
HDV	Hochdruckverdichter
is	isentrop
m	im Mittelschnitt
max	Maximalwert
Motor	Antriebsmotor des Störgenerators
MSD	Massenstromdichte
NDV	Niederdruckverdichter
PG	Pumpgrenze
red	reduzierte Größe
rel	relativ
Rig212	Rig212
rotating stall	rotierende Ablösung
Stall	zum Zeitpunkt des Strömungsabrisses
s, stat	statische Größe
t	Totalgröße
Umfangs-FFT	Größe der Umfangs-FFT
α	absoluter Zuströmwinkel
φ	Sektorwinkel
ξ	Ableitung nach der dimensionslosen Zeit (Simulation)
θ	Ableitung nach der dimensionslosen Umfangskoordinate (Simulation)

Abkürzungen

A/D	Analog-Digital (-Wandlung)
AIC	Active Instability Control
CTA	Constant Temperature Anemometry
D/A	Digital-Analog (-Wandlung)
DCA	Doppelkreisbogen, englisch Double Circular Arc
Diff.-PSD	differentielles Leistungsdichtespektrum, englisch Differential Power Spectral Density
FFT	Fast Fourier Transformation
HDA	Hitzdrahtanemometrie
HD1	Eindraht-Hitzdrahtsonde
HDX	X-Draht-Hitzdrahtsonde
HD(V)	Hochdruck(-Verdichter)
IGVs	Eintritts-Leitrad (Inlet Guide Vanes)
INA	Internationale Normatmosphäre
LA	Verdichter-Laufrad
LE	Verdichter-Leitrad
LTH	Luftfahrttechnisches Handbuch
MD(V)	Mitteldruck(-Verdichter)
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
ND(V)	Niederdruck(-Verdichter)
PSD	Leistungsdichtespektrum, englisch Power Spectral Density
STATMESS	Stationäre Meßwerterfassung am Verdichterprüfstand
TWE	Energieinhalt umlaufender Wellen, englisch Travelling Wave Energy
VPSINST	Verdichterprüfstand: Instationäre Meßwerterfassung

1 Einleitung

Gasturbinen spielen im Luftverkehr aufgrund ihrer im Vergleich zum Kolbenmotor hohen Leistungsdichte als Flugantrieb eine herausragende Rolle – sei es als Strahltriebwerk oder als Wellenleistungs-Triebwerk, bei dem die Nutzturbine den Propeller eines Flugzeugs oder die Rotoren eines Hubschraubers antreibt. Gerade im Luftverkehr ist die absolut zuverlässige Funktion des Antriebssystems wesentlich für den sicheren Betrieb des Luftfahrzeugs. Dem Verdichter als Baugruppe der Gasturbine kommt dabei eine herausragende Bedeutung zu. Bei der Umsetzung von kinetischer Energie aus der Rotation der Schaufelreihen in Druckaufbau sowie der Druckrückgewinnung im Leitrad wird die Strömung verzögert und ist damit ablösegefährdet. Erreicht der Arbeitspunkt des Verdichters infolge Androsselung die Pumpgrenze, wird der kritische Zuströmwinkel der Verdichterbeschaufelung überschritten und es kommt zum Strömungsabriß. In Abhängigkeit verschiedener Systemparameter bildet sich dabei eine sektorielle, rotierende Ablösung aus oder der Verdichter geht in Pumpen über. Eine rotierende Ablösung läuft in Verdichterdrehrichtung um und schließt damit einen Anteil des Verdichter-Ringraums von der Energieumsetzung im Verdichter aus. Entsprechend wird nur mehr ein deutlich reduzierter Druckaufbau und Massendurchsatz erreicht. Bei Verdichterpumpen kommt es zu einem Strömungsabriß über den gesamten Umfang, also einem vollständigen Zusammenbruch von Druckaufbau und Massendurchsatz. In beiden Fällen wird das Zusammenspiel der Triebwerkskomponenten empfindlich gestört. Neben dem unvermeidlichen Schubverlust und der möglichen Beeinträchtigung der Regelungsfähigkeit des Triebwerks sind auch mechanische Beschädigungen aus den sich ergebenden Schwingungs- und Temperaturbelastungen möglich.

Um diese gefährlichen Betriebszustände im Normalbetrieb auszuschließen, wird bei der Auslegung ein ausreichender Sicherheitsabstand zwischen der stationären Arbeitslinie und der Pumpgrenze vorgesehen. Allerdings erreicht der Verdichter an der Pumpgrenze sein höchstes Druckverhältnis und hohe Wirkungsgrade, deren Ausnutzung Potential zur Verbrauchsminderung des Triebwerks und zur Erhöhung der Leistungsdichte durch die mögliche Einsparung von Verdichterstufen bietet. Exakte Vorgaben für den Pumpgrenzenabstand sind in der Auslegung erforderlich. Dabei müssen alle Vorgänge, die im Betrieb zu einer Einschränkung dieses Sicherheitsabstands führen, bekannt sein und berücksichtigt werden. Bei Beschleunigungsvorgängen bewegt sich beispielsweise der Arbeitspunkt von der stationären Arbeitslinie in Richtung Pumpgrenze. Andererseits verschieben Eintrittsstörungen die Lage der Pumpgrenze in Richtung Arbeitslinie. Damit kommt der Untersuchung des Einflusses von Eintrittsstörungen auf das Verdichterbetriebsverhalten eine wesentliche Rolle zu. Stationäre Totaldruck-, Drall- und Temperatureintrittsstörungen wurden in der Vergangenheit ausführlich an einer Vielzahl von Verdichter- wie auch Triebwerksprüfständen erforscht.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung von rotierenden Eintrittsstörungen am Hochdruckverdichter, wie sie in einem Zweiwellentriebwerk auftreten können, wenn eine im Niederdruckverdichter umlaufende rotierende Ablösung auf den nachgelagerten Hochdruckverdichter als eine umlaufende Totaldruckstörung wirkt. Das Wissen um den Einfluß rotierender Eintrittsstörungen auf das stabile Betriebsverhalten des Hochdruckverdichters basiert bislang auf der Auswertung von Triebwerksdaten, die eine hochfrequent abtastende Instrumentierung voraussetzen und daher nur selten zur Verfügung stehen. Allerdings sind Triebwerksmessungen ungeeignet zur systematischen Untersuchung des Einflusses von rotierenden Eintrittsstörungen auf den Hochdruckverdichter. Die Wellendrehzahlen und damit auch die Umlaufgeschwindigkeit der Eintrittsstörung stellen sich im Zusammenspiel der Triebwerkskomponenten ein, was eine Variation der Drehzahlverhältnisse im Experiment erschwert. Eine Umkehr der Drehrichtung der Störung ist im Triebwerk ebenfalls nicht möglich. Je nach Belastung des Hochdruckverdichters sind rotierende Eintrittsstörungen auch nur für sehr kurze Zeit meßtechnisch erfaßbar, weil der Verdichter unter ihrem Einfluß häufig sofort instabil wird und einen Pumpzyklus auslöst. Anders stellt sich die Situation im Rig-Versuch dar, wenn ein geeigneter Versuchsaufbau zur Simulation der umlaufenden Totaldruckstörung zur Verfügung steht. Eine definierte Totaldruckeintrittsstörung läßt sich dann mit frei einstellbarer Umlaufgeschwindigkeit, gleich- und gegensinnig zur Verdichterdrehrichtung drehend, untersuchen. Der Einsatz des 5-stufigen, transonischen Hochdruckverdichters Rig212 aus der Entwicklung des Mehrwellentriebwerks Turbo-Union RB199 im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen erlaubt die Übertragbarkeit der gewonnenen Meßergebnisse auf reale Triebwerkbedingungen. Mit einer geeigneten Kombination aus konventioneller und instationärer Meßtechnik läßt sich dann zunächst das Aussehen der Eintrittsstörung im Verdichtereintritt und -austritt sowie der Einfluß auf das stabile Verdichterbetriebsverhalten beschreiben. Der experimentelle Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Bestimmung des Einflusses der rotierenden Eintrittsstörung auf die Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit von Verdichterdrehzahl und Störgeneratordrehzahl sowie Drehrichtung. Die Auswertung der instationären Meßdaten bei Annäherung und Überschreiten der Pumpgrenze sowie eine numerische Abschätzung des Einflusses von rotierenden Eintrittsstörungen soll die beobachteten Einbrüche in die Pumpgrenze bei spezifischen Störgeneratordrehzahlen erklären.

Diese Arbeit untersucht damit erstmals systematisch den Einfluß rotierender Eintrittsstörungen auf einen Hochdruckverdichter und führt zu einem verbessertes Verständnis der Bedeutung dieser Form der Eintrittsstörung für die Triebwerksauslegung.

2 Verdichterbetriebsverhalten

In einer Turboverdichterstufe, bestehend aus Lauf- und Leitrad, wird dem Arbeitsmedium im Laufrad von der Antriebswelle kinetische Energie zur Erhöhung des Druckes zugeführt. Die Beschaukelung arbeitet als Verzögerungsgitter, in dem durch Verringerung der relativen Strömungsgeschwindigkeit eine Druckrückgewinnung erfolgt. Da infolge der Verzögerung im Schaufelgitter die Strömung an der Beschaukelung ablösen kann, ist zwischen einem stabilen Betriebsverhalten ohne Ablösungserscheinungen und dem Betrieb bei abgelöster Strömung zu unterscheiden.

2.1 Stabiler Verdichterbetrieb

Abb. 2.1 zeigt das Verdichterkennfeld des fünfstufigen Versuchsverdichters Rig212, an dem die dieser Arbeit zugrundeliegenden Messungen vorgenommen worden sind. Im Verdichterkennfeld werden auf der Abszisse der durchgesetzte reduzierte Massenstrom und auf der Ordinate das Totaldruckverhältnis zwischen Verdichteraustritt und Eintritt als wesentliche Kenngrößen der Arbeitsmaschine aufgetragen. Linien konstanter reduzierter Drehzahl spannen den stabilen Arbeitsbereich des Verdichters auf, der an seinen unteren Rand durch die Schluckgrenze und im oberen Leistungsbereich durch die Pumpgrenze beschränkt wird. An der Schluckgrenze arbeitet der Verdichter entdrosselt, der maximale Massendurchsatz wird durch Sperren in den hinteren Stufen beschränkt. Wird der Verdichter angedrosselt, wandert der Betriebspunkt auf der Drehzahllinie nach oben. An der Pumpgrenze führt die mit der Androsselung einhergehende Zunahme des Zuströmwinkels und des Gegendrucks zur Strömungsablösung in der Verdichterbeschaukelung, wie ein Blick auf die Geschwindigkeitsdreiecke in einer Verdichterstufe in Abb. 2.2 verdeutlicht. Der Pumpgrenzenabstand SM, im Englischen Surge Margin, definiert den Sicherheitsabstand zwischen dem Betriebspunkt des Verdichters und der Pumpgrenze bei einem reduzierten Massendurchsatz:

$$SM = \frac{\Pi_{PG} - \Pi_{AP}}{\Pi_{AP} - 1} \quad (2.1)$$

In einer Gasturbine wirken die Triebwerkskomponenten auf den Drosselzustand und die Drehzahl des Verdichters ein. Im stationären Fall ergibt sich daraus die stationäre Arbeitslinie des Verdichters. Bei einem Beschleunigungsvorgang weicht dagegen der Betriebspunkt von der stationären Arbeitslinie in Richtung Pumpgrenze ab. Die erhöhte Kraftstoffzufuhr in der Brennkammer des Triebwerks sorgt für einen erhöhten Gegendruck im Verdichter, während die Massenträgheit des Wellensystems Verdichter-Turbine den Beschleunigungsvorgang verzögert. Entsprechend reduziert sich der Pumpgrenzenabstand. Kommen dann beispielsweise Eintrittsstörungen hinzu, die die Pumpgrenze absenken, kann der Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze vollständig eliminiert werden. Die genaue Kenntnis aller Einflußfaktoren auf den Pumpgrenzenabstand ist daher von großer Bedeutung für die Auslegung des Verdichters.

2.2 Instabiler Verdichterbetrieb

Erreicht der Arbeitspunkt des Verdichters infolge Androsselung die Pumpgrenze, kommt es zur Strömungsablösung in der Verdichterbeschaufelung. Es bilden sich zwei Formen der Verdichterinstabilität aus: eine rotierende Ablösung, im Englischen Rotating Stall, oder Verdichterpumpen, im Englischen Surge.

2.2.1 Rotierende Ablösung

Eine rotierende Ablösung ist ein Umfangssektor abgelöster Strömung, der sich in axialer Richtung durch den Verdichter erstreckt und in Rotordrehrichtung umläuft. Schon Emmons et al. (1955) erklären anschaulich den Bewegungsmechanismus einer solchen umlaufenden Stall-Zelle. Erfolgt durch eine Strömungsablösung an einer oder mehreren Schaufeln eine Versperrung der betroffenen Schaufelkanäle, weicht die Strömung stromauf des betroffenen Schaufelgitters aus. Wie [Abb. 2.3](#) zeigt, führt auf der einen Seite des abgelösten Sektors die Reduzierung des Inzidenzwinkels und damit die Entlastung der Schaufeln zu einem Wiederanliegen der Strömung. Auf der anderen Seite des abgelösten Sektors wird die Fehlanströmung der Schaufeln vergrößert und es kommt dort zur Strömungsablösung. Dies führt zu einer Fortbewegung des abgelösten Bereichs entgegen der Drehrichtung des Rotors im Relativsystem. Dementsprechend läuft die Stall-Zelle im Absolutsystem mit niedriger Drehzahl in Rotordrehrichtung um. Die Schaufeln des Verdichters durchlaufen abwechselnd den stabil arbeitenden Sektor sowie die Stall-Zelle. Das damit einhergehende wechselnde Abreißen und Wiederanliegen der Strömung führt zu niederfrequenter Schwingungsanregung der Beschaufelung. Da der gestörte Sektor bei abgelöster Strömung keinen Beitrag zu Saugleistung und Druckaufbau erbringt, arbeitet der Verdichter im Rotating Stall in einem quasi-stabilen Arbeitspunkt bei deutlich reduziertem Massendurchsatz und Druckaufbau. Entsprechend dem Drosselgrad des Verdichters stellt sich ein Gleichgewicht zwischen gestörtem und ungestörtem Sektor ein, da infolge der Strömungsblockade im gestörten Teilverdichter der normal arbeitende Verdichtersektor einen größeren Massenstrom fördert und damit nicht ablösegefährdet ist. Eine Rückkehr in den stabilen Betrieb ist durch einfaches Entdrosseln unter die Pumpgrenze oft nicht möglich. Die auftretende Drossel- beziehungsweise Massenstromhysterese erfordert oftmals das Abstellen und Wiederanlassen eines Flugtriebwerks, da andernfalls der oder die Verdichter nicht ausreichend entdrosselt werden können, um die rotierende Ablösung zu beenden. Schäffler (1979) und Day (1996) geben einen ausführlichen Überblick über die Eigenschaften und Auswirkungen von rotierenden Ablösungen. [Abb. 2.4](#) zeigt beispielhaft einen Übergang in den instabilen Verdichterbetrieb mit dem in dieser Arbeit besprochenen Versuchsverdichter Rig212 bei 80% Auslegungsdrehzahl. Die Abbildung gibt einen Überblick über alle relevanten Eigenschaften eines Rotating Stall im Verdichterkennfeld. Als Primärcharakteristik

wird die Drehzahllinie im stabilen Arbeitsbereich bezeichnet, auf der der Verdichter angedrosselt wird, bis sein Arbeitspunkt die Pumpgrenze erreicht (1). Der Strömungsabriß führt zu einer voll ausgebildeten Stall-Zelle (2) über etwa 50% des Umfangs und der gesamten Ringraumhöhe (Full-Span Stall), der Arbeitspunkt des Verdichters liegt dann auf der Tertiärcharakteristik. Sofort nach Entstehung des Rotating Stalls wird die Verdichterdrossel kontinuierlich geöffnet. Die Stall-Zelle kollabiert (3), aber es verbleibt ein kleiner Schaufelspitzen-Stall (4) auf der Sekundärcharakteristik. Erst bei weiterem Entdrosseln gelingt die Rückkehr auf die Primärcharakteristik (5). Die Sekundärcharakteristik besteht aus einer oder mehreren kleinen Stall-Zellen, die sich typischerweise nicht über die gesamte Schaufelhöhe erstrecken (Part-Span Stall) und sich auch nicht notwendigerweise über die gesamte Länge des Verdichters ausdehnen. Der Einfluß auf den Massendurchsatz und das Druckverhältnis ist gering und beeinträchtigt daher den stabilen Betrieb eines Triebwerks kaum. So kann es bei Beschleunigung aus dem Teillastbereich zu Teilablösungen in den hochbelasteten vorderen Verdichterstufen kommen, die bei höheren Drehzahlen durch die Änderung der Stufenbelastung infolge der Stufenabstimmung wieder verschwinden. Dagegen ist die Beschleunigung eines Triebwerks aus der Tertiärcharakteristik heraus nicht möglich.

Detaillierte Messungen der Strömung im ausgebildeten Rotating Stall mit einer hochfrequent abtastenden Instrumentierung wurden erstmals von Day und Cumpsty (1978) an einem langsamdrehenden, mehrstufigen Versuchsverdichter durchgeführt. Neuere Untersuchungen an einem einstufigen und an einem sechsstufigen schnelldrehenden Verdichter stammen von Poensgen und Gallus (1994) und von Walbaum (1999). Die Strömung innerhalb des Rotating Stall ist hochgradig dreidimensional. An den Rändern der Stall-Zelle kommt es zu einem Fluid-Austausch zwischen gestörten und ungestörten Sektor. Im Falle von Rückströmung in der Stall-Zelle wird dann heißes Fluid aus dem ungestörten Bereich, das in den abgelösten Sektor gelangt, vor den Verdichter transportiert, um dann bei Eintritt in den ungestörten Sektor erneut aufgeheizt zu werden. Entsprechend hohe Temperaturniveaus, die zu Temperaturschäden an der Beschaukelung führen können, wurden von Preute (2001) an einem schnelldrehenden, dreistufigen Versuchsverdichter gemessen.

2.2.2 Verdichterpumpen

Beim Verdichterpumpen kommt es nach dem Strömungsabriß über den gesamten Verdichtenumfang zu einem Zusammenbruch des Massendurchsatzes und dann des Druckverhältnisses. Das Auftreten von Verdichterpumpen bestimmt sich aus der Abstimmung der Systemkomponenten Verdichter, Drossel und dem zwischen Verdichter und Drossel liegenden Volumen (Plenum). Greitzer (1976) stellt in seinem nichtlinearen Verdichtermmodell diese Abhängigkeiten im sogenannten B-Parameter dar:

$$B = \frac{u}{2a} \sqrt{\frac{V}{A L}} \quad (2.2)$$

Neben der Schallgeschwindigkeit a und der Umfangsgeschwindigkeit u sind die Geometriegrößen Ringraumfläche A und Länge L des Verdichters sowie das Volumen V des Plenums berücksichtigt. Ist dieses druckseitige Volumen und damit die dort gespeicherte Druckenergie zu groß, führt die sich formierende rotierende Ablösung zu einem Strömungsabriß über den gesamten Verdichterumfang. Ein kritischer Wert für den B -Parameter markiert diesen Umschlag zwischen Rotating Stall und Surge und wurde von Greitzer experimentell zu $B_{\text{krit}} = 0,7$ bestimmt. Abb. 2.5 zeigt die Erscheinungsformen des Verdichterpumpens im Verdichterkennfeld. Nach dem Strömungsabriß über den vollständigen Verdichterumfang geht der Massenstrom schlagartig zurück und der Verdichteraustrittsdruck bricht zusammen. Dadurch wird der Verdichter entlastet und es erfolgt ein Wiederanliegen der Strömung an der Verdichterbeschaufelung. Der Verdichter kann wieder fördern und Druck aufbauen, der Betriebspunkt kehrt auf die Primärcharakteristik zurück. Bei unveränderter Androsselung des Verdichters wird dann die Pumpgrenze erneut überschritten und der Vorgang wiederholt sich. Die Stabilisierung des Verdichters durch Entdrosseln ist jedoch im Gegensatz zur rotierenden Ablösung ohne Drosselhysterese möglich. Greitzer definiert zudem zwei Formen des Verdichterpumpens: Bleibt im Classic Surge der durchgesetzte Gesamtmassenstrom noch positiv, zeichnet sich der Deep Surge durch massive Rückströmung aus. Dies ist anschaulich der Fall, wenn das Plenum zwischen Verdichteraustritt und Drossel so groß ist, daß es nach Zusammenbruch der Förderungsfähigkeit des Verdichters infolge Strömungsabriß nicht nur über die Drossel, sondern auch den Verdichter selbst entleert wird. Rückströmung durch den Verdichter bedeutet in der Gasturbine den Transport von Heißgas aus der Brennkammer in beziehungsweise durch das Verdichtersystem. Zu der erheblichen mechanischen Belastung der Beschaufelung durch den schlagartigen Wechsel in den Druckkräften während des Pumpzyklus kommt so eine mögliche Temperaturschädigung hinzu.

Im Falle des Strömungsabrisses im Verdichtersystem mit einer rotierender Ablösung oder Verdichterpumpen ist eine Triebwerksregelung wünschenswert, die mit einer geeigneten Sensorik die Verdichterinstabilität erkennt und Gegenmaßnahmen ergreift. So stellen beispielsweise Ludwig und Nenni (1980) eine gesteuerte Abblasung am Triebwerk GE J-85 auf Grundlage einer Rotating-Stall Erkennung vor, die nach Auftreten einer rotierenden Ablösung eingreift, den Verdichter entlastet und die Rückkehr in den stabilen Betrieb ermöglicht. Bei den Messungen von Höss (1999) wird das Triebwerk Larzac04 nach einem Pumpstoß durch Öffnen der im Versuchsbetrieb eingesetzten Zweitkreisdrossel von der eingesetzten Pumpgrenzüberwachung erfolgreich stabilisiert.

2.3 Beginn der Instabilität (Stall Inception)

Als Stall Inception definiert Day (1996) den Beginn des Übergangs vom stabilen Betrieb des Verdichters in die ausgebildete Verdichterinstabilität. Experimentelle Untersuchungen von Day (1994a,b) haben gezeigt, daß Verdichterpumpen immer eine kurzzeitige rotierende Ablösung vorangeht. Für die Betrachtung des Strömungsabrisßvorgangs ist es daher unerheblich, ob der Verdichter letzten Endes pumpt oder nur einen Rotating Stall ausbildet. In der kurzen Zeitphase, die einer ausgebildeten rotierenden Ablösung oder Verdichterpumpen vorausgeht, lassen sich zwei Arten von Stallvorläufern, Modalwellen oder sogenannte Spikes, identifizieren.

Moore und Greitzer (1986) nehmen in ihrem in Kapitel 8.1 näher beschriebenen Verdichtermodell die Existenz einer Initialstörung der axialen Zuströmung über den Umfang an. Diese Modalwelle, eine sinusförmige Initialstörung als Eigenschwingung des Verdichtersystems, wird bei Annäherung an die Pumpgrenze nicht mehr gedämpft, sondern angefacht. Die Minima in der Schwankung der Axialgeschwindigkeit führen zu einer Fehlanströmung der Laufschaufeln, die eine Ablösung über mehrere Schaufelkanäle hervorruft. Es entwickelt sich die Rotating Stall-Zelle (Abb. 2.6). Der experimentelle Nachweis von Modalwellen gelang erstmals McDougall et al. (1990) an einem langsam drehenden, einstufigen Verdichter-Rig und Garnier et al. (1991) an zwei langsam drehenden sowie einem schnell drehenden Versuchsverdichter. Andere, wie beispielsweise Escuret und Garnier (1996), Walbaum (1999) sowie Methling et al. (2000) konnten in schnell drehenden, mehrstufigen Verdichtern dagegen keine Modalwellen feststellen.

Ein Spike ist im Gegensatz zur Modalwelle ein lokaler, räumlich begrenzter Strömungsabrisß in zunächst einer Schaufelpassage, der an der Pumpgrenze durch die Verdichterströmung nicht mehr ausgeglichen werden kann. Dies führt innerhalb weniger Rotorumdrehungen zu einer vollständig ausgebildeten rotierenden Ablösung. Die Blockage des abgelösten Schaufelkanals stabilisiert die Strömung am druckseitigen Rand des blockierten Schaufelkanals. Am saugseitigen Rand nimmt dagegen die Fehlanströmung zu und führt zum Strömungsabrisß in der nächsten Schaufelpassage, bis die Stall-Zelle ihre endgültige Ausdehnung erreicht. Day (1993a) zeigt anschaulich an einem langsam drehenden Verdichter-Rig mit unterschiedlicher Größe der Schaufelspitzenpalte das Auftreten von Modalwellen und Spikes (Abb. 2.7). Die gemessenen Axialgeschwindigkeiten an sechs Umfangspositionen sind über der Zeit, angegeben in Rotorumdrehungen, aufgetragen. Während die Modalwelle als Schwingung mit großer Längenausdehnung über mehrere Rotorumdrehungen in die rotierende Stall-Zelle wächst, erscheint der Spike im Zeitsignal abrupt als lokaler Zacken kurzer Längenausdehnung. Die Umlauffrequenz der ausgebildeten Stall-Zelle beträgt in beiden Fällen 36% der Rotorfrequenz. Die gemessene Geschwindigkeit der Modalwellen liegt mit 43% Rotorfrequenz in der Größenordnung der Umfangsgeschwindigkeit der Stall-Zelle,

Spikes laufen dagegen in dem Moment, in dem sie im Zeitsignal detektiert werden können, mit 69% Rotorfrequenz deutlich schneller um. Weitere Untersuchungen unter anderem von Hoying (1993), Tryfonidis et al. (1994) und Day et al. (1999) belegen die Existenz von Modalwellen in schnell drehenden Verdichtern zumindest in bestimmten Drehzahlbereichen. Das Auftreten von Modalwellen neben Spikes wurde auf einer Drehzahllinie von Höss et al. (2000) auch im Niederdruckverdichter des Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerks Larzac04 beobachtet. Zu berücksichtigen ist, daß auch eine Modalwelle durch die verstärkte Fehlanströmung im Wellental einen Spike auslösen kann, was typischerweise bei schnell drehenden Verdichtern zu finden ist. Eine Modalwelle ist demnach nicht notwendigerweise ein direkter Stall-Vorläufer, kann aber das Einsetzen des Strömungsabrisses begünstigen. Eine generelle Zuordnung von Modalwellen zu langsam drehenden, inkompressiblen und Spikes zu schnell drehenden, hochbelasteten Verdichtern ist nicht möglich.

Camp und Day (1998) bieten eine Erklärung für das Auftreten verschiedener Stallvorläufer an. Weist die Maschinencharakteristik im Abreißpunkt bei Erreichen des kritischen Inzidenzwinkels eine positive Steigung auf, treten im Scheitelpunkt der Charakteristik Modalwellen auf. Wird der kritische Inzidenzwinkel bereits im Bereich negativer Charakteristikensteigung erreicht, erfolgt der Strömungsabrisß über Spikes (Abb. 2.8). Bei mehrstufigen Verdichtern führen Kompressibilitätseffekte trotz Stufenabstimmung bei niedrigen Drehzahlen zu hochbelasteten vorderen Verdichterstufen, bei Vollast dagegen zu hochbelasteten hinteren Stufen. Bei gleichmäßiger Stufenbelastung im mittleren Drehzahlbereich kann es dann zum Auftreten von Modalwellen kommen.

Zur Sicherstellung eines in jedem Betriebszustand ausreichenden Pumpgrenzenabstands kennt man in der Triebwerkstechnik passive Maßnahmen, die unabhängig von Messungen des Strömungszustands eingesetzt werden, wie beispielsweise eine drehzahlabhängige Abblasung oder verstellbare Leiträder. Vorstellbar sind auch aktive Maßnahmen, die auf einer Messung des Strömungszustands basieren. Will man den Pumpgrenzenabstand reduzieren, um die höheren Druckverhältnisse bei hohen Wirkungsgraden in der Nähe der Pumpgrenze zu nutzen, ist ein Überwachungskonzept erforderlich, das einen drohenden Strömungsabrisß erkennt und die sofortige Einleitung von Gegenmaßnahmen erlaubt. Bei der Stall Avoidance Control wird der Arbeitspunkt des Verdichters im Kennfeld dahingehend beeinflusst, daß bei Auftreten von Stall-Vorläufern der Pumpgrenzenabstand vergrößert wird. Die Entlastung des Verdichters geschieht beispielsweise durch Abblasung oder eine Reduktion der Kraftstoffzufuhr, wie von Gabler (1998) an einer Wellenleistungsgasturbine gezeigt. Nachteilig wirkt sich dabei der Verlust an Triebwerksleistung durch Verschiebung des Betriebspunktes aus. Unter Active Stall Control, erstmals von Epstein et al. (1986) diskutiert und Gegenstand einer Reihe von Forschungsvorhaben in neuerer Zeit, versteht man dagegen

eine positive Beeinflussung der Pumpgrenze und damit eine Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs des Verdichters. Rotating Stall und Verdichterpumpen als ausgebildete Formen instabiler Verdichterbetriebsverhaltens sind durch große Amplituden in den Strömungsgrößen gekennzeichnet. Beide Phänomene entwickeln sich jedoch, wie zuvor beschrieben, aus Störungen kleiner Amplitude, die mit geringem energetischen Aufwand bekämpft werden können. Dies ist beispielsweise mit einer variablen Leitradverstellung möglich, wie Paduano et al. (1993) und Haynes et al. (1994) zeigen. Day (1993b) und D'Andrea et al. (1997) erweitern mit einer Einblasung im Schaufelspitzenbereich den stabilen Arbeit von mehrstufigen Axialverdichtern. Die Arbeiten von Weigl et al. (1998), Spakovszky et al. (1999) und Suder et al. (2001) untersuchen Einblasevorrichtungen an einer transonischen Verdichterstufe, die ein ausgeprägt modales Ablöseverhalten zeigt. Freeman et al. (1998) arbeiten erfolgreich mit Einblasevorrichtungen an einem Viper-Triebwerk, während Leinhos et al. (2001a, 2002) mit dem Larzac04 erstmals derartige Versuche am Niederdruckverdichter eines Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerks durchführen. Für die insbesondere in der Luftfahrt erforderliche Ausfallsicherheit und Zuverlässigkeit eines aktiven Stabilisierungssystems ist die sichere und rechtzeitige Identifikation von etwaigen Stall-Vorläufern zwingend erforderlich. Dabei steht weniger die Zuordnung zum Phänomen Spike oder Modalwelle im Vordergrund als die Entwicklung von Entscheidungskriterien, nach denen bei Erreichen einer Grenzamplitude Gegenmaßnahmen eingeleitet werden. So benutzen beispielsweise Tryfonidis et al. (1994) den Amplitudenanstieg der Energie umlaufender Wellen (siehe auch Kapitel 7.1) bei einer Reihe von schnelldrehenden Verdichtern als Indikator für den drohenden Strömungsabrisß. Höss (1999) erzielt mit einem statistischen Wavelet-Verfahren gute Ergebnisse am Niederdruckverdichter des Larzac04, während Grauer (1999) erfolgreich neuronale Netze zur Stall-Früherkennung an zwei dreistufigen Triebwerks-Versuchsverdichtern anwendet. Leinhos (2003) realisiert erstmals an einem Zweiwellen-Triebwerk eine echte Pumpgrenzenüberwachung mit einem AIC-System (Active Instability Control), das unabhängig von der Art der Instabilitätsvorläufer stabilisierend eingreift, indem es Störsignale durch Auswertungen im Frequenzbereich detektiert und auf sie regelt.

2.4 Auswirkungen von Eintrittsstörungen

Inhomogenitäten in der Zuströmung des Verdichters lassen sich in Druck, Drall- und Temperatureintrittsstörungen unterteilen. Strömungsinhomogenitäten bedeuten wiederum Abweichungen des Zuströmwinkels an der Verdichterbeschaufelung vom Normalbetrieb. Das Auftreten von Eintrittsstörungen führt damit in der Regel zu einer Verschlechterung der Lage der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld. Starke Temperaturstörungen treten eher als Sonderform in Erscheinung, wenn beispielsweise der Abgasstrahl eines voranfliegenden

Flugzeuges oder einer abgefeuerten Rakete angesaugt wird, oder wenn es bei Senkrechtstartern oder eingeschalteter Schubumkehr zu einer Rezirkulation zwischen Düse und Einlauf kommt. Mögliche Entstehungsursachen für Totaldruckeintrittsstörungen sind Strömungsablösungen im Triebwerkseinlauf bei hohen Anstell- oder Schiebewinkeln des Flugzeuges im Manöverflug oder bei Seitenwind wie auch die Stoß-Grenzschicht-Interaktion in Überschalleinläufen. Aber auch die geometrische Gestaltung des Einlaufkanals bis zum Triebwerkseintritt kann die homogene Zuströmung des Niederdruckverdichters erheblich beeinträchtigen. So führt beispielsweise eine Krümmung in der Luftführung infolge von Sekundärströmungseffekten zur Ausbildung eines Zwillingswirbels und damit einer Drallstörung. Ihre Auswirkungen werden ausführlich bei Aulehla (1982) für die Einbausituation im Kampfflugzeug Panavia Tornado und bei Meyer (1988) sowie Pazur (1991) für das Triebwerk Larzac04 mit Drallstörungsgeneratoren im Einlaufkanal, die eine realistische Eintrittsstörung erzeugen, beschrieben. Kombinierte Drall- und Totaldruckstörungen wurden ebenfalls am Larzac04 von Bernhard (1999) untersucht. Auch der Übergang von einem rechteckigen Überschall-Einlaufquerschnitt zum runden Querschnitt der Triebwerkeintrittsebene führt zu einer inhomogenen Triebwerkszuströmung und damit zu einer Verschlechterung der Lage der Pumpgrenze, wie die Messungen von Schmid et al. (2001) bzw. Leinhos et al. (2001b) zeigen. Schon frühzeitig wurde der Einfluß von Totaldruckstörungen systematisch an Verdichter-Rigs erforscht. Generell läßt sich ein definierter Totaldruckverlust über ein in die Strömung eingebrachtes Drahtgitter oder Sieb erzeugen. Maschenweite und Flächenausdehnung bestimmen die Intensität und räumliche Verteilung der Totaldruckstörung. Reid (1969) variierte systematisch an einem 6-stufigen Versuchsverdichter den Umfangswinkel von einem beziehungsweise mehreren gestörten Sektoren sowie die radiale Verteilung der Totaldruckstörung über der Kanalhöhe und bestimmte den Einfluß auf die Lage der Pumpgrenze. Dabei führt eine Teilversperrung des Verdichterumfangs in radialer Richtung zu einem wesentlich geringeren Einbruch in die Pumpgrenze, als ein in der Fläche gleich großer Störsektor in Umfangsrichtung. Im Versuch läßt sich für eine Totaldruckstörung ein kritischer Sektorwinkel bestimmen, bei dem der Verlust an Pumpgrenzenabstands ein Maximum erreicht: Während sich eine Schaufelpassage des Rotors durch den gestörten Sektor bewegt, prägt sich ihr die Eintrittsstörung vollständig auf. Bei kleineren Winkeln ist die Verweildauer einer Schaufelpassage im gestörten Sektor entsprechend kürzer und infolge der Trägheit des Fluids wird die Strömung im Schaufelkanal weniger stark beeinflusst. Die Wirksamkeit der Eintrittsstörung läßt damit nach. Bei größeren Sektorwinkeln verstärkt sich der Einfluß der Eintrittsstörung nicht weiter, da sie ja bereits vollständig der Verdichterströmung aufgeprägt ist. Große Störwinkel führen zu einer Verschiebung des Referenzzustandes der Verdichterströmung und damit zu einem Rückgang des Einflusses der Eintrittsstörung. Der kritische Störsektorwinkel liegt für Triebwerkverdichter bei 60° bis 90° und wurde von Jahnen (1998)

für das Rig212 zu 60° bestimmt. Um Totaldruckeintrittsstörungen unabhängig von den Zuströmbedingungen zu bewerten und damit vergleichbar zu machen, wird der von Reid (1969) vorgeschlagene Störparameter DC_φ , im Englischen Distortion Coefficient, benutzt:

$$DC_\varphi = \frac{|\bar{p}_t - \bar{p}_{t,\varphi}|_{\max}}{\bar{q}} \quad (2.3)$$

Für φ wird der kritische Sektorwinkel eingesetzt, \bar{p}_t ist der mittlere Totaldruck in der Referenzebene, $\bar{p}_{t,\varphi}$ der mittlere Totaldruck über den Sektorwinkel φ und \bar{q} der mittlere Staudruck. Abb. 2.9 zeigt anschaulich die Berechnung des Störparameters DC_φ für den kritischen Sektorwinkel 60° unter dem Einfluss einer 120° -Totaldruckstörung.

Für alle Formen einer im Absolutsystem des Verdichters ortsfesten Eintrittsstörung gilt, daß die Schaufelpassagen des Rotors wechselseitig gestörten und ungestörten Zuströmbedingungen ausgesetzt sind. Der Stator führt dagegen keine Relativbewegung gegenüber dem gestörten Bereich der Eintrittsstörung durch. Für jeden einzelnen Schaufelkanal des Stators ändern sich damit die Zuströmbedingungen nicht, solange der Betriebspunkt gleich bleibt.

2.5 Rotierende Eintrittsstörungen

Eine Sonderform der Eintrittsstörung stellen rotierende Eintrittsstörungen dar, wie sie für den Hochdruckverdichter eines Zwei- oder Mehrwellen-Triebwerks (Abb. 2.10) auftreten können. Ein Rotating Stall im Niederdruckverdichter bedeutet infolge seiner sektoriellen Versperrung des Ringraums einen entsprechenden Totaldruckverlust im Verdichteraustritt. Dieser führt zu einer sektoriellen Totaldruckstörung der Zuströmung des Hochdruckverdichters, die mit der Geschwindigkeit der Stall-Zelle des Niederdruckverdichters umläuft. Je nach Bauweise des Triebwerks ergibt sich bei gleichsinnig drehenden Wellen eine entsprechend gleichsinnig zur Hochdruckverdichterwelle drehende Eintrittsstörung und bei gegensinnig drehenden Wellen eine gegensinnig umlaufende Eintrittsstörung. Geht man im Niederdruckverdichter von einer rotierenden Ablösung mit 40 bis 50% Niederdruckverdichterdrehzahl aus und nimmt als Verhältnis der Wellendrehzahlen einen Wert von 0,5 bis 0,8 an, ergibt sich für die rotierende Eintrittsstörung ein Drehzahlbereich von etwa 20 bis 40% der Hochdruckverdichterdrehzahl. Tab. 2.1 gibt eine Übersicht über typische Drehzahlverhältnisse in ausgewählten Zweiwellen-triebwerken im Auslegungspunkt (Janes Aeroengines, 1998).

Triebwerk	n_{NDV} [1/min]	$\frac{n_{NDV}}{n_{HDV}}$	$\frac{n_{rotating\ stall}}{n_{HDV}}$
	n_{HDV} [1/min]	n_{HDV}	n_{HDV}
Klimov RD-33	11000	0,710	0,28 – 0,35
	15500		
General Electric F404-GE-400	13270	0,789	0,32 – 0,39
	16810		
Turbomeca Larzac04 C5	17500	0,776	0,31 – 0,39
	22560		

Tab. 2.1 Typische Drehzahlverhältnisse in ausgewählten Zweiwellentriebwerken im Auslegungspunkt

Hynes et al. (1986) präsentieren für einen mehrstufigen, langsam drehenden Verdichter ein numerisches Modell zur Berechnung des Einsetzens von Verdichterin stabilität unter dem Einfluß einer sektoriellen Eintrittsstörung, das sich auch zur Berechnung einer umlaufenden Störung eignet. In diesem Modell beeinflussen die Umlaufgeschwindigkeit und Richtung der Eintrittsstörung die Verdichtercharakteristik sowie den Punkt des Strömungsabrisses erheblich. Die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung führt dabei zu einem vorzeitigen Strömungsabriß im Vergleich zur stationären oder gegenläufig drehenden Eintrittsstörung. Die Simulation steht damit im Einklang mit experimentellen Ergebnissen von Ludwig et al. (1973) an einem einstufigen, langsamdrehenden Versuchsgerät.

Schäffler und Miatt (1985) beschreiben die Auswirkung einer rotierenden Ablösung im Fan des Dreiwellen-Zweikreis-Triebwerks Turbo-Union RB199 auf den Hochdruckverdichter. Im RB199 drehen Fan und Mitteldruckverdichter in eine Richtung und der Hochdruckverdichter gegensinnig dazu. Ein Rotating Stall, der sich bei hoher Fan-Drehzahl bildet und mit 45% Rotordrehzahl des Fans umläuft, passiert den Mitteldruckverdichter und trifft als gegensinnig drehende Totaldruckstörung auf den Hochdruckverdichter, der daraufhin pumpt. In mehreren Versuchsläufen wurde unter dem Einfluß der rotierenden Ablösung im Fan ein Verlust an Pumpgrenzenabstand des Hochdruckverdichters von bis zu 22% ermittelt, die Amplitude der rotierenden Eintrittstotaldruckstörung lag bei bis zu 20% Totaldruckverlust. Auch Herpel (1996) konnte in seinen Triebwerkversuchen am Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerk Larzac04 rotierende Eintrittsstörungen beobachten. Im Larzac04 drehen Niederdruck- und Hochdruckverdichtewelle gleichsinnig. Abb. 2.11 zeigt die Zeitschriebe von instationären Totaldruck- und Wanddruckaufnehmern im Hoch- und Niederdruckverdichtereintritt und Austritt während eines Beschleunigungsvorgangs. Die Druckfluktuationen im Niederdruckverdichter zeigen das Vorhandensein einer rotierenden Ablösung an, die sich als rotierende

Eintrittsstörung im Drucksignal im Hochdruckverdichtereintritt abbildet. Diese führt schließlich zum Strömungsabriß im Hochdruckverdichter, der pumpt und dabei den Niederdruckverdichter in einen Pumpzyklus mitreißt. Dabei wird der Rotating Stall im Niederdruckverdichter ausgelöscht und ein Fortsetzen des Beschleunigungsvorgangs ermöglicht. Die Druckamplitude der rotierenden Totaldruckstörung liegt in diesem Fall bei 8,7% Totaldruckverlust.

Allerdings sind Triebwerksmessungen ungeeignet zur systematischen Untersuchung des Einflusses von rotierenden Eintrittsstörungen auf den Hochdruckverdichter. Das Drehzahlverhältnis der Wellen und damit die Umlaufgeschwindigkeit der Eintrittsstörung stellt sich im Zusammenspiel der Triebwerkskomponenten ein und läßt sich im Experiment gezielt nur schwer beeinflussen und damit variieren. Eine Umkehr der Drehrichtung der Störung ist sogar unmöglich. Je nach Belastung des betroffenen Verdichters sind rotierende Eintrittsstörungen auch nur für sehr kurze Zeit meßtechnisch erfassbar, weil beispielsweise der Hochdruckverdichter unter ihrem Einfluß häufig sofort instabil wird und einen Pumpzyklus auslöst. Anders stellt sich die Situation im Rig-Versuch dar, wenn ein geeigneter Versuchsaufbau zur Simulation der umlaufenden Totaldruckstörung zur Verfügung steht. Eine definierte Totaldruckeintrittsstörung läßt sich dann mit frei einstellbarer Umlaufgeschwindigkeit, gleich- und gegensinnig zur Verdichterdrehrichtung drehend, untersuchen.

Longley et al. (1996) haben derartige Messungen an einem 4-stufigen Verdichter mit Eintrittsleitrad des General Electric Aerodynamics Research Laboratory durchgeführt. Dieser Versuchsverdichter dreht mit 500 1/min und ermöglicht bei einer Schaufelhöhe von 110 mm detaillierte Strömungsfeldmessungen. Eine Umfangsgeschwindigkeit von 40 m/s an den Schaufelspitzen erlaubt eine vereinfachende, inkompressible Betrachtung der Strömungsphänomene. Eine sektorielle Totaldruckeintrittsstörung mit einem DC_{60° von 0,8 wurde eineinhalb Rotorraden stromauf des Eintrittsleitrads durch ein Drahtgitter erzeugt. Dieser Störgenerator rotierte gleich- und gegensinnig zur Verdichterdrehrichtung mit verschiedenen Umlaufgeschwindigkeiten bis 100% Verdichterdrehzahl. Im Rahmen einer Parametervariation wurde das Verhältnis von Eintrittsstörungs- zu Verdichterdrehzahl von -1 (gegendrehend) bis +1 (gleichsinnig drehend) variiert und jeweils die Lage der Pumpgrenze bestimmt. Bei Messungen an vier unterschiedlichen Beschaukelungen ließen sich dabei zwei unterschiedliche Formen der Beeinflussung des Verdichterbetriebsverhaltens feststellen. In Abb. 2.12 ist für beide Fälle die Durchfließzahl ϕ_{Stall} , bei der es zum Strömungsabriß kommt, über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ aufgetragen. Zwei Beschaukelungen zeigen für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung einen einzelnen Einbruch in der Pumpgrenze bei einem Drehzahlverhältnis von etwa 0,5, die anderen zwei Beschaukelungen führten zu zwei Einbrüchen bei Drehzahlverhältnissen von 0,25-0,35 und 0,70-0,75. Die gegensinnig drehende Eintrittsstörung führt dagegen zu einer wesentlich geringeren Beeinträchtigung des

Pumpgrenzenabstands. Für alle untersuchten Beschaukelungskonfigurationen ist das Verhalten beim Übergang in die Verdichterin stabilität lediglich aus Messungen bei ungestörter Zuströmung bekannt. Nur ein Einbruch in die Pumpgrenze findet sich bei den zwei Beschaukelungen, die Modalwellen als Stall-Vorläufer zeigen. Bei den anderen zwei Beschaukelungen wird der Strömungsabriß über Spikes ausgelöst. Die Messungen wurden mit einem auf rotierende Eintrittsstörungen erweiterten nichtlinearen, zweidimensionalen Verdichtermodell nach Hynes und Greitzer (1987) verglichen. Es gibt das Verdichterbetriebsverhalten der Beschaukelungen, die über Modalwellen ablösen, gut wieder, versagt aber bei den Schaufelkonfigurationen, die keine Modalwellen zeigen. Longley et al. erklären die Einbrüche in die Pumpgrenze mit einem Resonanzverhalten des Verdichters bei Anregung der jeweils vorhandenen Stall-Vorläufer. Demnach läßt sich, unterstützt von dem numerischen Ergebnis, ein einzelner Verlust an Pumpgrenzenabstand mit einer Anregung der charakteristischen Frequenzen der Modalwellen durch die rotierende Eintrittsstörung erklären. Für die Beschaukelungen mit zwei Einbrüchen in der Pumpgrenze nehmen Longley et al. an, daß beide bekannten Formen von Stall-Vorläufern angeregt werden. Damit wird der erste Einbruch mit der Anregung der charakteristischen Frequenz von Modalwellen und der zweite Einbruch mit der Anregung von Spikes erklärt.

Die Auslegung des Verdichters von Longley et al. als langsam drehendes, inkompressibel zu betrachtendes Versuchsgerät für Grundlagenforschungen erlaubt nur bedingt eine Übertragung auf das Betriebsverhalten eines schnelldrehenden Hochdruckverdichters in einer realen Triebwerksauslegung. Die Stufenabstimmung, die von Camp und Day (1998) als wesentlich für das Stall Inception Verhalten erachtet wird, spielt beispielsweise in näherungsweise inkompressibel arbeitenden Maschinen keine Rolle. Der Zusammenhang zwischen den Einbrüchen in der Pumpgrenze bei bestimmten Umlauffrequenzen einer rotierenden Eintrittsstörung und der Existenz von Modalwellen und Spikes kann nur mit einer hochfrequent abtastenden Instrumentierung im Detail untersucht werden, die Longley et al. nicht zur Verfügung stand. Die im weiteren in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen an einem schnelldrehenden Hochdruckverdichter schließen an die beschriebenen Ergebnisse an. Sie erweitern wesentlich das Verständnis der auftretenden Strömungsphänomene und der Änderungen im Verdichterbetriebsverhalten in Abhängigkeit von der Störgeneratordrehzahl.

3 Versuchsaufbau

Die experimentellen Untersuchungen des Einflusses rotierender Eintrittsstörungen wurden am Axialverdichterprüfstand des Instituts für Strahlantriebe durchgeführt. Das Betriebsverhalten des verwendeten Versuchsverdichters unter dem Einfluß von stationären Totaldruck- und Drallstörungen ist aus den Untersuchungen von Jahnen (1998) bekannt.

3.1 Verdichterprüfstand

Abb. 3.1 zeigt Seitenansicht und Anlagenschema des Verdichterprüfstands zur Untersuchung von Strömungsphänomenen in mehrstufigen Axialverdichtern. Als Antriebsmaschine dient ein thyristorgesteuerter Gleichstrom-Motor mit 1000 kW Antriebsleistung und einer maximalen Abtriebsdrehzahl von 1015 1/min. Dieser treibt über Ausrückkupplungen wahlweise den Verdichterprüfstand oder die Sekundärluftversorgung des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals des Instituts an. Über zwei nachgeschaltete Getriebe wird eine maximale Verdichterantriebsdrehzahl von 15240 1/min erreicht. Die zwischen der Motorkupplung und dem ersten Getriebe liegende Distanz wird durch eine Drehmomentmeßwelle überbrückt. Diese bleibt ungenutzt, da die mechanischen Wirkungsgrade der Getriebekombination, die zur Bestimmung der Leistungsaufnahme und damit des Wirkungsgrades des Verdichters nötig wären, nicht bekannt sind. Stattdessen wird der Verdichtereffizienzgrad aus gemessenen Drücken, Temperaturen und Massenströmen bestimmt. Die Verdichterluft wird über ein Filterhaus aus der Umgebung angesaugt und gelangt durch eine Massenstrom-Meßdüse in den Beruhigungsbehälter. Im Beruhigungsbehälter passiert die Luft bei langsamer Strömungsgeschwindigkeit mehrere Lochbleche, die für eine Homogenisierung des Strömungsfelds sorgen. Zum Verdichter hin wird die Luft wieder beschleunigt und hinter dem Verdichter über einen Luftsammelbehälter der Abluftstrecke mit Abluftschalldämpfer zugeführt, die in die Umgebung endet. Insgesamt fünf Drosseleinrichtungen ermöglichen die Beeinflussung der Strömungsbedingungen am Verdichterprüfstand und die Einstellung des Verdichterbetriebspunkts. Eine als Irisblende ausgeführte Ansaugdrossel vor dem Beruhigungsbehälter erlaubt die Absenkung des Eintrittstotaldrucks des Verdichters und reduziert damit dessen Leistungsaufnahme. Ihr Einsatz ist bei dem eingesetzten Versuchsverdichter jedoch nicht erforderlich. Die Androsselung des Versuchsverdichters erfolgt wahlweise über eine Ringdrossel im Verdichteraustritt oder über zwei verschieden große Drosselklappen am Übergang vom Luftsammelbehälter zur Abluftstrecke. Diese Drosselklappen werden allerdings nicht zum Anfahren der Pumpgrenze genutzt, da infolge des großen Luftsammelbehältervolumens mit Verdichterpumpen zu rechnen ist. Dies wird wegen des höheren Schadensrisikos im Vergleich zum Auftreten einer rotierenden Ablösung, die bei Verwendung der Verdichterringdrossel entsteht, vermieden. Außerdem läßt sich der Luft-

massenstrom der Verdichterabblaseung nach der dritten Stufe über eine eigene Drosselklappe reduzieren.

Der Störgenerator zur Erzeugung rotierender Eintrittsstörungen ist hinter dem Beruhigungsbehälter in den Einlaufkanal des Verdichters integriert und wird in Kapitel 3.3 im Detail beschrieben.

3.2 Versuchsverdichter Rig212

Der 5-stufige, transonische Hochdruckverdichter Rig212 ([Abb. 3.2](#)) stammt aus der Entwicklung des Dreiwellen-Zweikreis-Triebwerks Turbo-Union RB199 für das Kampfflugzeug Panavia Tornado. Neben der schließlich verwendeten Kombination eines 3-stufigen Mitteldruck- mit einem 6-stufigen Hochdruckverdichter wurde auch eine Konfiguration mit 4-stufigen MD- und 5-stufigen HD-Verdichter für das Triebwerk untersucht. Das Rig212 wird seit 1995 an der Universität der Bundeswehr München zu Forschungszwecken verwendet. Unter Prüfstandsbedingungen (INA: 1013 mbar, 288 K) soll der Versuchsverdichter laut Auslegung bei einer Drehzahl von 13860 1/min einen Luftmassendurchsatz von 4,68 kg/s und ein Druckverhältnis von 2,87 erreichen. Nach der dritten Stufe wird über einen Abblaseluftspalt max. 3 Prozent des Luftmassenstroms abgeführt. Die relative Zuström-Machzahl im Verdichtereintritt beträgt 0,87. Das Nabenverhältnis liegt im Eintritt bei 0,84 und im Austritt bei 0,91. [Abb. 3.2](#) enthält weitere, ergänzende Informationen zur Stufenauslegung und zur Beschauelung des Rotors, die aus DCA-Profilen besteht. Der Stator ist mit NACA65-Profilen ausgeführt. Die Verdichterstufen werden über einen im Längsschnitt S-förmigen Einlaufkanal angeströmt, der den Übergangskanal zwischen Mitteldruck- und Hochdruckverdichter im RB199 simuliert. Die Abströmung aus dem Verdichteraustrittskanal erfolgt radial durch eine Ringdrossel.

3.3 Entwicklung eines Störgenerators für rotierende Eintrittsstörungen

Die Erzeugung einer stationären, sektoriellen Totaldruckstörung im Einlauf eines Verdichters ist durch Einbringen eines geeigneten Druckverlusterzeugers, zum Beispiel eines Stabgitters mit der gewünschten Umfangsausdehnung, möglich. Die Porösität des Gitters, also das Verhältnis zwischen Versperrung und freiem Strömungsquerschnitt, bestimmt dabei den Totaldruckverlust im gestörten Sektor. Um eine rotierende Totaldruckstörung zu erhalten, muß der Versuchsaufbau demnach eine Drehbewegung des Verlusterzeugers im Verdichtereinlauf ermöglichen.

[Abb. 3.3](#) zeigt einen Schnitt durch den Versuchsverdichter mit dem stromauf vor dem Einlauf liegenden Störgenerator. Um eine wirksame Totaldruckstörung zu erzeugen, ist eine entsprechende Geschwindigkeit der Zuströmung zur drehenden Störgeneratorscheibe erforderlich. Der vorhandene Verdichtereinlauf wird daher durch entsprechende Einbauten verengt. Um den Nabenradius des Störgenerators, vor allem aus Festigkeitsgründen,

möglichst klein zu halten, folgt die Kontur des Strömungskanals der gegebenen Innenkontur des vorderen Lagersterns des Verdichters. Die ursprüngliche Nasenkappe wird durch ein geeignetes Konturteil, das den Strömungskanal auf den Nabenradius der Störgeneratorscheibe reduziert, ersetzt. Die Störgeneratorscheibe wird über einen Werkzeugmaschinenspindel-antrieb im Zentralkörper des Störgenerators angetrieben. Dieser Motor kann wegen seiner geringen Abmessungen gut in der Zuströmung des Verdichters untergebracht werden. Die gewählte Spindel ist für eine Maximaldrehzahl von 18000 1/min in beiden Drehrichtungen bei einer Antriebsleistung von 23 kW ausgelegt. Die Begrenzung der Maximaldrehzahl auf 15000 1/min erlaubt den Einsatz von dauerfett- statt öldruckumlaufgeschmierten Wälzlagern. Aus Festigkeitsgründen wird die Drehzahl auf 9000 1/min reduziert. Der Zentralkörper mit dem Antriebsmotor wird im Störgeneratorkörper mit sechs Hohlrippen, die die Versorgungsleitungen für Strom und Kühlwasser führen, zum Außengehäuse hin abgestützt. Die konische Innenkontur des Außengehäuses sorgt zum einen für ein Höchstmaß an Steifigkeit und zum anderen für eine Beschleunigung der Strömung in Richtung Störgenerator, die Strömungsablösungen verhindert und zu einem langsameren Anwachsen der Gehäusegrenzschicht führt. Die ursprüngliche Nasenkappe des Verdichters verschließt den Zentralkörper auf der der Strömung zugewandten Seite.

Bei der Auslegung des Störgenerators sind die im Versuchsbetrieb auftretenden Kräfte und Momente durch eine Festigkeitsrechnung zu berücksichtigen. Die Kräfte auf die Stäbe der Störgeneratorscheibe in axialer Richtung durch die Blockage der Strömung sowie in Umfangsrichtung spielen dabei eine untergeordnete Rolle. Die Zentrifugalkräfte sind dafür erheblich, sie steigen mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit. Entsprechende Aufmerksamkeit verlangt die Restunwucht der Störgeneratorscheibe. Außerdem muß das Schwingungsverhalten der Bauteile beachtet werden. Dabei ist die Biege-Eigenfrequenz des Wellensystems, die Eigenfrequenz der Störstäbe sowie deren Flatterverhalten zu berücksichtigen.

3.3.1 Störgenerator-Scheibe

Während der Konzeption des Versuchsaufbaus zur Erzeugung rotierender Eintrittsstörungen zeigte Loistl (1996), daß der Einbau eines geeigneten Störgenerators aus konstruktiven Gründen nur in der Einlaufebene vor dem Versuchsverdichter möglich ist. Entsprechend ergibt sich eine Lauflänge der Störung bis zum Verdichtereintritt von ca. 65 cm (4 Rotor-Radien). Für die Erzeugung der Totaldruckstörung kommen am Rig212 aus Festigkeitsgründen nur radial angeordnete Stäbe und kein Stabgitter in Betracht. Ebenso müssen bei der Auslegung der Stabdicke und Stababstände Fragen der Festigkeit und der Fertigungsmöglichkeiten berücksichtigt werden. Abb. 3.4 zeigt die konstruktiven Details der ausgeführten Störgeneratorscheibe. Über einen 120°-Sektor wird die Strömung durch

Versperrung mit insgesamt 26 Stäbe gestört und damit ein sektorieller Totaldruckverlust erzeugt. Um eine homogene Spannungsverteilung innerhalb der Scheibe zu gewährleisten, ist eine gleichmäßig über den Umfang verteilte Randlast erforderlich. Entsprechend ist der Scheibenrand im ungestörten Sektor aufgedickt. Die Restunwucht läßt sich dann durch passende Wuchtgewichte in der dafür vorgesehenen Ringnut minimieren, die durch dynamisches Wuchten bestimmt werden.

Zur Auslegung des druckverlusterzeugenden Stabgitters wurden die systematischen Untersuchungen zu Turbulenz und Druckverlust hinter unterschiedlichen Störgittern von Roach (1987) genutzt. Danach beherrschen bei scharfkantig ausgeführten Stäben in einem Reynoldszahlbereich von $10^2 < Re_d < 10^4$ ähnliche Strömungsverhältnisse die Verlustentwicklung. Die empirisch ermittelten Koeffizienten A und B der Formel zur Bestimmung des Totaldruckverlustes über das Stabgitter

$$\frac{\Delta p_t}{q} = A \left(\frac{1}{\beta^2} - 1 \right)^B \quad (3.1)$$

ergeben sich nach Roach zu $A = 0,98$ und $B = 1,09$ und sind für den gesamten Drehzahlbereich des Verdichters gültig. Der Druckverlust und damit die Störintensität ist lediglich vom Staudruck der Siebanströmung q und der Gitterporösität β abhängig. Für die Gitterporösität gilt:

$$\beta = 1 - \frac{d}{M}, \quad (3.2)$$

wobei d die Stabdicke und M den Mittenabstand zweier benachbarter Stäbe mit rechteckigem Querschnitt darstellt (Abb. 3.5). Für $d = 5$ mm und $M = 10,16$ mm im Mittelschnitt ergibt sich der Auslegungs-Druckverlust in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl respektive der Zuströmgeschwindigkeit entsprechend Tab. 3.1:

Verdichterdrehzahl	60	70	80	86,7	93,3	100	[%] Auslegung
c_{ax} Verdichtereintritt	65	80	99	112	126	144	[m/s]
c_{ax} Störgenerator	51	63	78	88	99	114	[m/s]
Totaldruckverlust	4702	7088	10818	13900	17630	23124	[Pa]
	5,2	7,9	12	15,4	19,6	25,7	[%] Zuströmtotaldruck

Tab. 3.1 Auslegungsdruckverlust des Störgenerators, Zuströmtotaldruck 90000 Pa

Dieser Auslegungsdruckverlust nach Roach berücksichtigt jedoch nicht das Ausweichen der Strömung vor dem Störgenerator in den ungestörten Bereich. Der reale Totaldruckverlust ist kleiner. Jahnen (1998) verwendete drei Störsiebe mit 10, 20 und 30% Auslegungsdruckverlust bei Auslegungsdrehzahl des Verdichters. Auch das schwächste Störsieb zeigte dabei eine deutlich ausgeprägte, klar sektoriell begrenzte Totaldruckstörung im Verdichtereintritt.

Bei der MTU Aero Engines GmbH in München wurde der rechnerische Festigkeitsnachweis für die Störgeneratorscheibe mit einer FEM-Analyse geführt, das Schwingungsverhalten des Wellensystems des Störgenerators nachgerechnet und die Stäbe des Störsektors auf der Scheibe auf Flattergefahr überprüft. Diese Rechnung ergab die Notwendigkeit, für den Versuchsbetrieb mit eingebauten Störgenerator die maximale Drehzahl des Versuchsverdichter und damit die Zuströmgeschwindigkeit an den Störgeneratorstäben auf 93,3% Auslegungsdrehzahl, das entspricht 12930 1/min, zu reduzieren.

3.3.2 Modifikation des Einlaufkanals am Versuchsverdichter

Entsprechend Abb. 3.3 beschränken sich die Änderungen am Versuchsverdichter auf den Einbau einer neuen Gehäusekontur im Einlauf, die der Nabekontur des Verdichters folgt. Um ein zu starkes Anwachsen der Wandgrenzschichten zu verhindern, ist eine kontinuierlich beschleunigte Strömung vom Einlauf bis zum Verdichtereintritt notwendig. Eine vereinfachte Auslegung der neuen Einlaufkontur erfolgte durch eine eindimensionale, inkompressible Betrachtung von senkrecht auf der Nabekontur stehenden Strömungsquerschnitten und den entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten. Das Ergebnis dieser Auslegung wurde durch eine CFD-Nachrechnung bestätigt (Abb. 3.6). Die neue Gehäusekontur läßt sich wieder entfernen, so daß der Ursprungszustand wieder hergestellt werden kann.

Alle Referenzmessungen bei ungestörter Zuströmung wurden mit der geänderten Einlaufkontur durchgeführt. Abb. 3.7 zeigt den Versuchsaufbau für die Referenzmessungen. Dafür wurde eine Einlauflippe auf die äußere Einlaufkontur aufgesetzt und die Nabekontur stromauf mit der ursprünglichen Nasenkappe verschlossen. Ein Vergleich von Totaldruckmessungen über der Strömungskanalhöhe der ursprünglichen Einlaufkonfiguration sowie der modifizierten Einlaufkontur durch Martin (2000) weist für die aktuelle Konfiguration eine geringfügig dickere Grenzschicht an der Gehäusewand auf.

Abb. 3.8 zeigt das Ergebnis der durchgeführten Entwicklungsarbeiten, den fertig montierten Störgenerator vor dem Einbau am Verdichterprüfstand. Das Gerät erzeugt in der beschriebenen Konfiguration eine rotierende Totaldruckeintrittsstörung für den Hochdruckverdichter Rig212, die mit maximal 9000 1/min gleich- beziehungsweise gegensinnig zur Drehrichtung der Verdichterwelle umläuft. Der Verdichterprüfstand kann sowohl mit, als auch ohne den Störgenerator betrieben werden. Mit eingebautem Störgenerator ist die maximale Drehzahl des Versuchsverdichters auf 93,3% Auslegungsdrehzahl beschränkt.

4 Meßtechnik und Meßaufgaben

Die erforderliche Instrumentierung und Meßtechnik soll eine Beschreibung der Eintrittsstörung liefern und eine Bestimmung des Betriebspunkts des Verdichters im Kennfeld erlauben. Instationäre Strömungsphänomene an der Stabilitätsgrenze sollen erfaßt werden. Einen umfassenden Einblick in den Aufbau, die räumliche Zuordnung und die Verschaltung der eingesetzten Meßtechnik am Verdichterprüfstand gibt [Abb. 4.1](#). Eine detaillierte Beschreibung liefern Peters und Fottner (2000).

Zunächst wird die im Rahmen des Forschungsvorhabens erweiterte stationäre und instationäre Meßtechnik am Verdichterprüfstand beschrieben, um dann im Anschluß auf die Meßaufgaben und die jeweils notwendige Instrumentierung einzugehen.

4.1 Stationäre Meßtechnik

Die konventionelle Meßtechnik ([Abb. 4.1a](#)) dient der Bestimmung des stationären Betriebszustandes des Verdichters. Sie besteht aus Druckmeßumformern, PT100-Meßverstärkern, Thermoelement-Meßverstärkern sowie einem Drehzahlwandler. Die Meßumformer sind mit ihren zugehörigen Meßverstärkern auf Einsteckkarten integriert, die in 19“-Gehäuse mit Stromversorgung eingebaut werden. Insgesamt stehen 64 Meßkanäle, auf zwei 19“-Gehäuse verteilt und in einem Meßschrank zusammengefaßt, zur Verfügung. Alle Meßsignale werden einheitlich in einem Bereich von $\pm 10V$ verstärkt, um einstreusicher über zwei 30m lange Signalübertragungskabel zum im Leitstand befindlichen Meßwerterfassungs-PC geleitet zu werden.

Bei den Drucksensoren handelt es sich um piezoresistive Druckmeßumformer. Ein Referenz-Druckmeßumformer mißt hochgenau den Umgebungsdruck gegen eine Vakuumkammer, die sich rückseitig an die Meßmembran anschließt. Alle übrigen Drucksensoren sind Differenzdruckmeßumformer, die den anliegenden Druck gegen Umgebung oder einen anderen angeschlossenen Druck aufnehmen. Aufgrund des nicht exakt linearen Verlaufs der Spannung über dem anliegenden Druck ist eine Kalibrierung der Druckmeßumformer erforderlich. Die PT100 Meßverstärker zur Temperaturbestimmung sind in Dreileitertechnik ausgeführt. Der Spannungsabfall am Sensorwiderstand bestimmt den Temperaturwert und ändert sich linear mit der Temperatur. Eine Kalibrierung ist nicht erforderlich. Die Thermospannungen der NiCr-Ni Thermoelemente, die aufgrund der Materialpaarung an der Meßperle auftreten, werden mit einem speziellen Thermoelement-Verstärkerbaustein gemessen. Der Verlauf der NiCr-Ni Thermospannungen über der Meßtemperatur ist nicht linear, sondern progressiv. Durch Kalibrierung sowohl der Thermoelemente wie auch der Verstärker wird diese Abweichung ausgeglichen. Zur Bestimmung der Verdichterdrehzahl werden die von einem induktiven Drehzahlsensor kommenden Impulse frequenzlinear auf ein Spannungssignal skaliert. Der Sensor sitzt an der Antriebswelle des Verdichters. Auch hier kompensiert eine Kalibrierung

auftretende Abweichungen vom linearen Verlauf. Ergänzend stehen zwei reine Spannungseingänge für Stellgrößen wie beispielsweise die Verdichterdrosselstellung zur Verfügung.

4.2 Instationäre Meßtechnik

Entsprechend dem periodisch instationären Charakter rotierender Eintrittsstörungen und den hochgradig instationären Strömungsänderungen bei Annäherung und Überfahren der Pumpgrenze wird neben der konventionellen Sensorik eine hochfrequent abtastende, instationäre Meßtechnik (Abb. 4.1b) benötigt. Die Größenordnung der Abtastfrequenzen ergibt sich aus den Durchgangsfrequenzen der zu untersuchenden Strömungsphänomene an den Sonden. Gemäß dem Abtast-Theorem nach Shannon bzw. Nyquist (Hesselmann, 1987) muß die Abtastfrequenz mehr als doppelt so groß wie die höchste Signalfrequenz sein, damit die im Signal enthaltenen Informationen vollständig aufgelöst werden. Wichtig bei der Messung ist daher die Verwendung von analogen Anti-Aliasing-Filtern mit einer Tiefpaß-Grenzfrequenz, die entsprechend dem Abtast-Theorem unterhalb der halben Abtastfrequenz liegen muß, um eine Unterabtastung der auftretenden Signalverläufe und damit die Entstehung falscher Scheinfrequenzen zu vermeiden.

4.2.1 Hitzdrahtanemometrie

Zur instationären Messung der Strömungsgeschwindigkeit werden im Rig212 Hitzdrahtsonden eingesetzt. Für die Messung wird ein 5 µm dicker Wolfram-Draht elektrisch beheizt, so daß seine Temperatur erheblich über der Fluidtemperatur liegt. Bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten führt der Draht konvektiv unterschiedlich große Wärmeströme an das Fluid ab. Der Wärmestrom wird über Konstantregelung der Drahttemperatur (CTA – Constant Temperature Anemometry) eingestellt, die sich besonders für hochfrequente Messungen eignet, weil sich die thermische Trägheit des Drahtes nicht auf das Zeitverhalten der Meßkette auswirkt. Der Hitzdraht ist im Hitzdrahtanemometer als Teil einer Wheatstoneschen Brücke geschaltet. Ein schneller Regelverstärker gleicht über Spannungsveränderungen die sich durch einsetzende Temperaturveränderungen und damit einhergehenden Änderungen des Drahtwiderstandes verstimmende Wheatstonesche Brücke ab. Die Regelspannung kann als Meßsignal und Maß für die Strömungsgeschwindigkeit ausgewertet werden. Eine ausführliche Darstellung der Hitzdrahtanemometrie gibt Strickert (1974). Die eingesetzten DANTEC-Streamline-Anemometer erlauben eine Verstärkung und Offset-Korrektur des Ausgangssignals, um dieses optimal an den Spannungsbereich des A/D-Wandlereingangs der Meßwerterfassung anpassen zu können. Einstellbare analoge Tiefpaßfilter verhindern zudem Signal-Aliasing.

Hitzdrahtsonden mit nur einem Meßdraht können keine Strömungsrichtungsinformationen wiedergeben. Änderungen im Meßsignal lassen sich aber durchaus als Änderungen der Strömungsgeschwindigkeitskomponente quer zum Sondendraht interpretieren. Sie kommen

daher zur Detektion von „Störungen“ in dieser Geschwindigkeitskomponente zum Einsatz. Das aufgezeichnete Meßsignal wird zur weiteren Verarbeitung normiert und zu Frequenzanalysen herangezogen. Eine Kalibrierung ist daher nicht notwendig. X-Drahtsonden mit zwei Hitzdrähten hingegen erlauben nach geeigneter Kalibrierung Aussagen zu Betrag und Richtung der Strömung in einer Meßebe. Idealerweise werden Hitzdrahtsonden bei gleichbleibenden Strömungsbedingungen betrieben: Die Fluidichte in der Zuströmung des Versuchsaufbaus bleibt konstant und entspricht den Zuströmbedingungen bei der Kalibrierung. Anders sind die Verhältnisse am Verdichterprüfstand: Als Kalibriereinrichtung steht eine Freistrahldüse zur Verfügung (Progorovics, 1996), während der Kalibrierung entspricht der statische Druck dem Umgebungsdruck. Dagegen herrscht im Einlauf des laufenden Verdichters ein Unterdruck gegen die Umgebung, der mit steigender Drehzahl und damit steigendem Massendurchsatz zunimmt. Poengen (1989) macht in Abb. 4.2 den Einfluß der Dichte des Fluids auf den Wärmeübergang und damit auf das Meßsignal anschaulich. Daraus folgt, daß bei der Kalibrierung anstelle des Zusammenhangs zwischen den Meßspannungen an den Drähten U_1 und U_2 und der Strömungsgeschwindigkeit c besser die Massenstromdichte $MSD = \rho c$ als Funktion der Meßspannungen bestimmt wird. Die verwendeten X-Drahtsonden erlauben die Bestimmung des Strömungswinkels α in der Horizontalen. Für den Einsatz im Verdichtereintritt beschreibt α den absoluten Zuströmwinkel zu den Rotorscheufeln der ersten Stufe. Strömungskomponenten vertikal zur Meßebe, das heißt in radialer Richtung des Strömungskanals, werden nicht erfaßt. Es gilt:

$$\alpha, MSD = f(U_1, U_2) \quad . \quad (4.1)$$

Zur Bestimmung dieses funktionalen Zusammenhangs erfolgt eine Ausgleichsrechnung mit dem Verfahren der quadratischen Polynomapproximation nach Gauß. Bei der Kalibrierung der Hitzdrahtsonde mit der Freistrahalkalibriereinrichtung wird für verschiedene Massenstromdichten der Winkel in der Horizontalen in einem Bereich von $\pm 25^\circ$ variiert. Je mehr Meßpunkte in die Approximation einfließen, um so genauer werden die Koeffizienten a_α beziehungsweise a_{MSD} des Polynoms bestimmt. Anstelle der Spannungen als Definitionsgrößen für die Kalibrierfunktion werden auf den Wertebereich abgestimmte Kennzahlen k verwendet:

$$k_\alpha = 2 \frac{U_2 - U_1}{U_2 + U_1} \quad , \quad (4.2)$$

$$k_{MSD} = \frac{U_2 + U_1}{20} \quad . \quad (4.3)$$

Entsprechend ergeben sich nach Bestimmung der Kalibrierpolynom-Koeffizienten für den Winkel in der Horizontalen und für die Massenstromdichte folgende Kalibrierfunktionen mit dem gewählten Grad n des Polynoms:

$$\alpha = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n a_{\alpha} k_{\alpha}^{i-1} k_{MSD}^{k-1} \quad , \quad (4.4)$$

$$MSD = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n a_{MSD} k_{\alpha}^{i-1} k_{MSD}^{k-1} \quad . \quad (4.5)$$

Für die Genauigkeit der Messung darf sich die Totaltemperatur der Strömung nach Abgleich der HDA-Brücken nicht mehr ändern. Da im Prüfstand aus dem Freien angesaugt wird, kann die Totaltemperatur im Verdichtereintritt jedoch schwanken. Zusätzlich erfährt die Strömung durch den Störgenerator eine Energiezufuhr, die sich in einer Erhöhung der Totaltemperatur niederschlägt. Nach Joergensen (1996) läßt sich die am Hitzdraht gemessene Spannung U_{gemessen} mit den bekannten Temperaturen beim Abgleich $T_{t,\text{Abgleich}}$ und während der Messung $T_{t,\text{Messung}}$ sowie dem Überhitzungsverhältnis a korrigieren:

$$\begin{aligned} U_{\text{korrigiert}} &= \sqrt{\frac{T_{\text{Sensor}} - T_{t,\text{Abgleich}}}{T_{\text{Sensor}} - T_{t,\text{Messung}}}} U_{\text{gemessen}} \\ &= \sqrt{\frac{a}{a + \alpha_{\text{Abgleich}} (T_{t,\text{Abgleich}} - T_{t,\text{Messung}})}} U_{\text{gemessen}} \quad . \end{aligned} \quad (4.6)$$

Der Temperaturwiderstandskoeffizient des Sensors α_{Abgleich} bestimmt sich aus dem drahtspezifischen Koeffizienten α_{20° , der aus der Spezifikation des Hitzdrahtsensors bekannt ist:

$$\alpha_{\text{Abgleich}} = \frac{\alpha_{20^\circ}}{1 + \alpha_{20^\circ} (T_{t,\text{Abgleich}} - 20^\circ)} \quad . \quad (4.7)$$

Sind also die lokale Dichte und die Totaltemperaturdifferenz zwischen Abgleich und Messung bekannt und die Strömungskomponenten in vertikaler Richtung vernachlässigbar, so lassen sich die Strömungsgeschwindigkeit und der Strömungswinkel in der Horizontalen, also der Umfangsrichtung des Strömungskanals, aus der Kalibrierung bestimmen. Alle verwendeten X-Drahtsonden wurden entsprechend der hier vorgestellten Methode mit der Freistrahalkalibrierung kalibriert.

4.2.2 Kulite-Druckmeßtechnik

Der Einsatz der konventionellen pneumatischen Meßtechnik ist unter dem Einfluß rotierender Eintrittsstörungen nur noch eingeschränkt möglich. Entsprechend der Drehfrequenz der rotierenden Eintrittsstörung ändern sich die lokalen statischen Drücke und die Totaldrücke. Abhängig vom instationären Druckverlauf zeigen konventionelle pneumatische Druckaufnehmer im statischen Druck meist zu niedrige und im Totaldruck zu hohe Werte an (Weyer, 1973). Entsprechend wird eine instationäre Druckmeßtechnik erforderlich. Hochfrequent abtastende Druckmeßumformer der Firma Kulite arbeiten nach dem selben piezoresistiven Wirkprinzip wie konventionelle Drucksensoren. Kleinste Membranabmessungen erlauben die Positionierung des Sensors direkt am Rand der Strömung

beziehungsweise in der Strömung. Die dämpfenden Eigenschaften von Übertragungsstrecken entfallen. Die Wheatstonesche Brückenschaltung ist direkt in die Siliziummembrane eindiffundiert. Die Regelspannung wird verstärkt und kann als Meßsignal ausgewertet werden. Kulite-Druckaufnehmer sind über eine temperaturunabhängige Widerstandsschaltung in einem festgelegten Temperaturbereich temperaturkompensiert, das heißt, es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen anliegendem Druck und dem Spannungssignal des Sensors. Die am Versuchsverdichter zum Einsatz kommenden Kulites zur Bestimmung des statischen Drucks und des Totaldrucks sind als ‚sealed gage‘-Sensoren ausgeführt, der anliegende Druck wird als Differenzdruck gegen einen gekapselten Referenzdruck gemessen. Die WALCHER-Elektronik-Meßverstärker erlauben die stufenlose Einstellung eines Verstärkungsfaktors sowie eine Offset-Korrektur des Meßsignals, so daß auch hier das Ausgangssignal bestmöglich an den Eingangsbereich der nachfolgenden A/D-Wandlerkarte in der Meßwert-erfassung angepaßt werden kann, um so eine maximale Auflösung der Meßsignale zu erzielen. Nach Einstellung der optimalen Signalverstärkung wird jede Sensor-Verstärker-Kombination statisch kalibriert, das heißt, der Sensor in einem Druckbehälter mit verschiedenen Drücken beaufschlagt und so die eingestellte Verstärkung als Funktion der Ausgangsspannung des Verstärkers bestimmt. Als Anti-Aliasing Filter werden 8-polige Butterworth-Filter verwendet, die sich für jeden Kanal in 100 Hz Schritten bis zu einer maximalen Tiefpaßfrequenz von 50 kHz einstellen lassen.

4.2.3 Triggersignale

Triggersignale sind periodisch wiederkehrende Taktsignale, die eine zeitliche oder auch räumliche Zuordnung mehrerer gleichzeitig aufgenommener Signalquellen ermöglichen. Die Position des Verdichtertrotors wird über einen induktiven Abstandssensor aufgenommen, der ein Rechtecksignal auslöst, sobald eine Zählnut auf der Verdichterwelle den Sensor passiert. Außerdem ist auf Höhe der Störgeneratorscheibe in der Gehäusewand ein weiterer induktiver Sensor installiert, der schaltet, sobald die 26 Störgeneratorstäbe vorbeilaufen. Damit läßt sich feststellen, in welcher Position der Störgenerator im Vergleich zur erzeugten Eintrittstörung im Verdichtereintritt sowie zur Rotorwelle des Verdichters steht. Allerdings arbeitet dieser Schaltsensor nur bis zu einer Störgeneratordrehzahl von etwa 2000 1/min zuverlässig.

4.3 Stationäre und instationäre Meßwerterfassung

Die Spannungswerte der stationären Meßtechnik werden über zwei abgeschirmte Breitbandkabel zum stationären Meßwerterfassungs-PC im Leitstand übertragen und von einer 64-Kanal 16 bit A/D-Wandlerkarte im Bereich von ± 10 V digitalisiert. Die Verarbeitung und Speicherung übernimmt die Meßsoftware STATMESS (Peters, 1995): Im Rahmen eines Online-Monitorings während des Verdichterbetriebs wird der aktuelle Betriebspunkt graphisch im Verdichterkennfeld dargestellt sowie ausgewählte Meßkanäle angezeigt. Neben der Aufnahme einzelner Betriebspunkte ist kontinuierliches Messen transients Vorgänge mit

einer Abtastrate von 100 Hz pro Sensor möglich. Mit Hilfe einer D/A-Wandlerkarte werden von STATMESS bis zu drei Sondenverstellgeräte angesteuert. Traversiersonden lassen sich so programmgesteuert in der Höhe und der Winkelausrichtung verfahren.

Die analogen Meßsignale der instationären Meßtechnik werden von einer 16-Kanal 12 bit A/D-Wandlerkarte mit einer maximalen Abtastrate von 60 kHz pro Sensor gewandelt und in dem instationären Meßwerterfassungs-PC über dessen EISA-Bus direkt auf Festplatte geschrieben. Damit ist die maximale Meßzeit lediglich durch die Speicherkapazität der Festplatte beschränkt. Der Erfassungs-PC ist im Meßschrank am Prüfstand untergebracht, die Übertragungswege der Meßsignale sind entsprechend kurz. Der Spannungsbereich der instationären A/D-Wandlerkarte beträgt ± 5 V. Eine digitale Auflösung von 12 bit bedeutet, daß in diesem Spannungsbereich nur $2^{12}=4096$ Spannungswertstufen aufgelöst werden können. Um so wichtiger ist es daher, die Ausgangssignale der HDA- und Kulite-Meßverstärker möglichst optimal an den Eingangsspannungsbereich der Meßwerterfassungskarte anzupassen, um eine ausreichende Amplitudenauflösung des Spannungssignals zu erreichen. Die Ansteuerung der instationären Meßsoftware VPSINST erfolgt über einen von STATMESS ausgegebenen Spannungsimpuls und erlaubt damit zeitsynchrones Messen auf beiden Meßwerterfassungssystemen (Abb. 4.3).

4.4 Meßaufgaben und Instrumentierung

Die vorgestellte stationäre und instationäre Meßtechnik erlaubt die Bestimmung des Verdichterkennfelds, die Beschreibung der rotierenden Eintrittsstörung und die Bestimmung der Pumpgrenze des Verdichters. Entsprechend diesen Meßaufgaben ist eine geeignete Instrumentierung erforderlich. Eine Übersicht der verwendeten Meßpositionen und Meßebenen der Instrumentierung am Verdichterprüfstand zeigt Abb. 4.4. Die Bezeichnungen der Meßebenen orientieren sich an den Vorgaben aus dem Luftfahrttechnischen Handbuch Triebwerkstechnologie (2001).

4.4.1 Bestimmung des Verdichterkennfelds

Charakteristische Größen eines Turboverdichters sind das erreichte Druckverhältnis zwischen Austritts- und Eintrittstotaldruck in Abhängigkeit von dem durch den Verdichter geförderten Massenstrom sowie der isentrope Wirkungsgrad.

Für ihre Bestimmung reicht bei ungestörter Zuströmung die stationäre Meßtechnik aus. Der Eintrittstotaldruck (Ebene 1.1) wird unter Berücksichtigung des gemessenen Totaldruckverlusts des Verdichtereinlaufkanals (Martin, 2000) aus dem Totaldruck im Beruhigungsbehälter (Meßebene 14) bestimmt. Im Verdichteraustritt (Ebene 3.5c) stehen vier Totaldruckmeßkämme zur Verfügung. Zur Bestimmung des durchgesetzten Massenstroms werden die gemessenen Größen einer kalibrierten Meßdüse (Ebene 12) verwendet. Der Abblaseluftmassenstrom nach der dritten Stufe (Ebene 1.4) wird an einer Meßblende und die Abblasetemperatur mit einem Thermoelement bestimmt. Unter der Annahme adiabater

Zuströmung wird die Totaltemperatur im Verdichtereintritt der Totaltemperatur im Beruhigungsbehälter T_{t14} gleichgesetzt und dort mit PT100-Temperaturmeßwiderständen gemessen. Im Verdichteraustritt kommen vier Thermoelement-Meßkämme zum Einsatz. Um eine vergleichende Betrachtung des Betriebsverhaltens aus verschiedenen Messungen zu ermöglichen, die von der Eintrittstemperatur und dem Eintrittstotaldruck unabhängig sind, werden folgende dimensionsbehaftete Pseudokennzahlen eingeführt:

$$\text{Der reduzierte Massenstrom} \quad \dot{m}_{\text{red}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t,1.1}}}{p_{t,1.1}} \quad (4.8)$$

$$\text{und die reduzierte Drehzahl} \quad n_{\text{red}} = \frac{n}{\sqrt{T_{t,1.1}}} \quad (4.9)$$

Die Angabe einer relativen, reduzierten Drehzahl bezieht sich auf die reduzierte Auslegungsdrehzahl des Verdichters (13860 1/min unter INA-Bedingungen).

Zur Berechnung des isentropen Wirkungsgrads des Gesamtverdichters müssen der Abblaseluftmassenstrom \dot{m}_{abbl} sowie der Totaldruck $p_{t,\text{abbl}}$ und die Totaltemperatur $T_{t,\text{abbl}}$ in der Abblaseluftebene 3.3 berücksichtigt werden:

$$\eta_{\text{is, Verdichter}} = \frac{\dot{m}_{3.5} T_{t1.1} \left[\left(\frac{p_{t3.5}}{p_{t1.1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \dot{m}_{\text{abbl}} T_{t1.1} \left[\left(\frac{p_{t,\text{abbl}}}{p_{t1.1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\dot{m}_{3.5} (T_{t3.5} - T_{t1.1}) + \dot{m}_{\text{abbl}} (T_{t,\text{abbl}} - T_{t1.1})} \quad (4.10)$$

Eine detaillierte Darstellung der Auswertung der stationären Messungen am Rig212 bezüglich Verdichterkennfeld, Stufenkennfeld und Gittercharakteristiken geben Jahn und Peters (1996). Im weiteren bezeichnen Angaben der Verdichterdrehzahl immer die relative, reduzierte Drehzahl.

Für instationäre Messungen zur Bestimmung der Pumpgrenze erlaubt die Instrumentierung des Verdichters eine Messung des Totaldrucks nur im Übergangskanal (Meßebe 0) und nicht im Verdichtereintritt. Der Totaldruckverlust im Mittelschnitt über 150 mm Strömungslänge zwischen Meßebe 0 und 1.1 ist jedoch vernachlässigbar klein. Auch das Referenzkennfeld des Versuchsverdichters wird mit dem Totaldruck im Übergangskanal bestimmt. Dafür wird der Verdichter bei konstanter Verdichterdrehzahl betrieben und die Verdichterdrossel in immer kleineren Schritten geschlossen, bis an der Pumpgrenze die Strömung im Verdichter abreißt. Abb. 4.5 zeigt das Referenzkennfeld des Rig212 bei ungestörter Zuströmung.

Bei gestörter Zuströmung werden die Totaldrücke im Übergangskanal (Ebene 0) und Verdichteraustritt (Ebene 3.5b) mit jeweils einer Kulite-Totaldrucksonden gemessen. Zur Bestimmung des Druckverhältnisses eines Betriebspunkts werden die gemessenen Totaldrücke über eine Periode der Eintrittsstörung gemittelt. Entsprechend wird der reduzierte

Gesamtmassenstrom mit dem instationär gemessenen Totaldruck im Übergangskanal bestimmt. Eine konventionelle Totaldrucksonde im Übergangskanal sowie die konventionellen Totaldruckmeßkämme im Verdichteraustritt liefern lediglich einen qualitativen Eindruck der Totaldrücke. Bei gestörter Zuströmung kann die Strömung zwischen der Meßebeine im Beruhigungsbehälter und dem Verdichtereintritt infolge der Dissipation am Störgenerator nicht mehr als adiabat betrachtet werden. [Abb. 4.6](#) zeigt die gemessene Leistungsaufnahme des Störgeneratorantriebs in Abhängigkeit von der Störgeneratordrehzahl und der Verdichterdrehzahl respektive dem durchgesetzten Massenstrom. Mit steigender Störgeneratordrehzahl wie auch Verdichterdrehzahl steigt die erforderliche Antriebsleistung des Störgenerators an. Nimmt man nun an, daß unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgrades $\eta_{\text{Motor}} = 95\%$ (Herstellerangabe) die Antriebsleistung P_{Motor} ausschließlich in einen Temperaturanstieg des Fluids umgesetzt wird, läßt sich so die mittlere Totaltemperaturerhöhung ΔT_t bestimmen:

$$\Delta T_t = \frac{P_{\text{Motor}} \eta_{\text{Motor}}}{\dot{m} c_p} . \quad (4.11)$$

Diese liegt bei 93,3% Auslegungsdrehzahl des Verdichters und Maximaldrehzahl des Störgenerators bei 2,5 K. Die gemessene Totaltemperatur im Beruhigungsbehälter wird mit dem mittleren Totaltemperaturanstieg korrigiert und damit der reduzierte Massenstrom wie auch der isentrope Wirkungsgrad berechnet.

4.4.2 Beschreibung der rotierenden Eintrittsstörung

Die vom Störgenerator erzeugte rotierende Eintrittsstörung wird von der hochfrequenten Instrumentierung des Verdichters erfaßt. Dafür stehen im Übergangskanal (Ebene 0), Verdichtereintritt (Ebene 1.1) und Verdichteraustritt (Ebene 3.5b) je ein statischer Kulite-Drucksensor sowie im Übergangskanal und Austritt je eine Kulite-Totaldrucksonde zur Verfügung. Ergänzend ist der Einsatz einer kalibrierten X-Drahtsonde im Übergangskanal und Verdichtereintritt möglich. [Abb. 4.7](#) zeigt die ausgewählten Sonden beziehungsweise Sensoren und ihre konstruktive Integration in Strömungssonden und Sondenhalter. Die verwendeten X-Draht Hitzdrahtsonden lassen sich in ihren Sondenhaltern über der Strömungskanalhöhe verfahren. Für die instationär messenden Totaldrucksonden wird ein flacher Kulite-Sensor verwendet, der im Sondenkopf eingeklebt und dann strömungsgünstig verkleidet wird. Die Totaldrucksonden lassen sich ebenfalls über der Kanalhöhe traversieren. Die geometrische Auslegung der Sondenschäfte erfüllt die notwendigen Anforderungen zur Vermeidung von Flattern. Die statischen Kulite-Wanddrucksensoren werden konturbündig in entsprechende Einsätze im Verdichtergehäuse eingebaut.

Zur Darstellung der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung über den Umfang wird eine Periode der umlaufenden Eintrittsstörung an einer Sondenposition betrachtet. Streng

genommen entspricht dies allerdings nicht einer Traversierung über den Verdichterumfang, denn Umfangsinhomogenitäten im Strömungsfeld, die sich aus den festen Einbauten im Einlaufkanal wie den Rippen des vorderen Lagersterns ergeben, werden so nicht erfaßt. Stochastische Signalanteile, die der periodischen Eintrittsstörung überlagert sind, werden in der Auswertung durch eine Phasenmittelung (Ensemble Averaging) entfernt. Die Wirkungsweise der Phasenmittelung über typischerweise 150 Perioden entspricht einer Tiefpaßfilterung des Signals. Zur korrekten Phasenzuordnung wird bei niedrigen Umlaufgeschwindigkeiten das Signal des Störgenerator-Triggers genutzt. Bei hohen Umlaufgeschwindigkeiten reagiert der verwendete Triggersensor allerdings nicht mehr zuverlässig auf die umlaufenden Störgeneratorstäbe. Die Triggerung der Phasenmittelung erfolgt dann über die gemessene Umlauffrequenz des Störgenerators unter der Annahme, daß die Umlaufgeschwindigkeit und damit die Länge einer Phase konstant bleibt. Zusätzlich wird bei Verwendung der kalibrierten Hitzdrahtsonde in der Auswertung der Totaltemperaturanstieg durch den Störgenerator berücksichtigt. Zunächst wird aus den unkorrigierten Spannungswerten über die Sondenkalibrierung eine axiale Geschwindigkeitsverteilung über den Umfang bestimmt, die unter der vereinfachenden Annahme, daß die Dichte über den Umfang konstant bleibt, einer Massenstromverteilung über den Umfang entspricht. Die Verteilung der aus der Leistungsaufnahme des Störgenerators bestimmten mittleren Temperaturerhöhung über den Umfang erfolgt nun umgekehrt proportional zur Massenstromverteilung. Für Umfangssektoren mit geringem Massendurchsatz ergibt sich damit eine vergleichsweise hohe, lokale Totaltemperaturerhöhung durch den Störgenerator. Mit den lokalen Totaltemperaturen werden dann die Spannungssignale der X-Drahtsonde entsprechend Gl. 4.6 korrigiert.

4.4.3 Bestimmung der Pumpgrenze und Analyse des Pre-Stall-Verhaltens

Das Anfahren der Pumpgrenze und das Einsetzen des Rotating Stall führt durch das wechselnde Abreißen und Wiederanlegen der Strömung zu einer erheblichen mechanischen Belastung der Verdichterbeschaufelung. Die Versuche zur Bestimmung der Lage der Pumpgrenze werden daher mit der instationären Instrumentierung zur Kennfeldaufnahme entsprechend Kapitel 4.4.1 durchgeführt, die gleichzeitig zur Detektion von Stall-Vorläufern mit sechs gleichmäßig über den Umfang verteilten Eindrahtsonden im Verdichtereintritt (Ebene 1.1) ergänzt wird. Die dafür ausgewählten Sensoren und ihre Integration in Schnellwechsel-Sondenhalter zeigt [Abb. 4.8](#). Allerdings werden die Hitzdrähte bei Überschreiten der Pumpgrenze aufgrund der hohen Staudrücke bei hohen Verdichterdrehzahlen und der Staudruckschwankungen beim Strömungsabriß mechanisch sehr stark belastet und häufig zerstört. Die spezielle Konstruktion der Sondenhalter erlaubt daher ein Auswechseln von beschädigten Hitzdrahtsonden im laufenden Verdichterbetrieb. Die Versuchsdurchführung muß für einen Sondenwechsel nur kurzzeitig unterbrochen werden.

Die Ausrichtung des Sondendrahts erfolgt quer zur Zuströmung. Damit reagieren die Sonden auf Änderungen der Axialgeschwindigkeit im Verdichtereintritt. Die Auswertungsverfahren zur Analyse des Strömungsabrisßverhaltens werden in Kapitel 7.1 ausführlich erklärt. Die Bestimmung des Betriebspunktes im Verdichterkennfeld erfolgt durch die Auswertung der instationären Totaldrücke.

Die Lage der Pumpgrenze wie auch das Auftreten der verschiedenen Stall-Vorläufer ist nach Adamczyk et al. (1993) erheblich von den Schaufelspitzenpalten im Verdichter abhängig. Diese können sich im Betrieb bei konstanter Drehzahl verändern, wenn sich infolge von Temperaturänderungen im Fluid die Abmessungen von Stator beziehungsweise Rotor verändern. Für die Qualität und insbesondere die Vergleichbarkeit der durchgeführten Messungen ist daher das Erreichen eines thermischen Gleichgewichts vor dem Anfahren der Pumpgrenze wesentlich. Der Verdichter wird dabei auf seiner Drehzahllinie bis kurz vor die Pumpgrenze angedrosselt. Ändert sich bei konstanter Drosselstellung die Lage des Betriebspunktes im Kennfeld des Online-Monitorings nicht mehr, wird die instationäre Meßwerterfassung gestartet und die Drossel in kleinen Schritten geschlossen, bis die Strömung an der Verdichterbeschaufelung abreißt und sich eine rotierende Ablösung ausbildet. Im Anschluß wird die Drossel sofort kontinuierlich aufgefahren, bis nach Überwindung der unvermeidlichen Drosselhysterese die Stall-Zelle vollständig kollabiert und der Verdichter auf die stabile Drehzahllinie zurückgekehrt ist.

5 Bestimmung der gleich- und gegenseitig rotierenden Eintrittsstörungen

Ausführliche experimentelle Untersuchungen zu stationären Totaldruckeintrittsstörungen wurden von Jahnen (1998) am Rig212 durchgeführt. Eine stationäre Totaldruckstörung erzeugt ein Totaldruck- und Geschwindigkeitsdefizit in einem durch die Umfangsausdehnung des Störgenerators definierten Sektorwinkel. Entsprechend Abb. 2.2 führt die reduzierte Axialgeschwindigkeit im gestörten Bereich dort auch zu größeren relativen Zuströmwinkeln β_1 . Das statische Druckgefälle vom ungestörten in den gestörten Bereich der Strömung hinter dem Störgenerator verursacht außerdem eine Ausgleichsströmung in den gestörten Sektor und entsprechende Strömungswinkel an den Rändern des gestörten Sektors. Tritt eine Rotorschaukel in den gestörten Bereich ein, wird sie dort infolge der mitdrehenden Ausgleichsströmung vergleichsweise entlastet. Bewegt sie sich aus dem gestörten Bereich heraus, wird dort infolge der gegendrehenden Ausgleichsströmung die höchste Belastung erreicht. Bei geringer Umfangsausdehnung der Eintrittsstörung ist die Verweildauer einer Schaufelpassage im gestörten Sektor entsprechend kürzer. Die Strömung im Schaufelkanal wird weniger stark beeinflusst, die Wirksamkeit der Eintrittsstörung läßt damit nach. Überträgt man diese Überlegung auf eine rotierende Eintrittsstörung, müßte eine gleichsinnig drehende

Störung einen größeren Einfluß auf das Verdichterbetriebsverhalten haben, da sich durch die gleiche Drehrichtung von Störung und Rotor die Verweildauer einer Schaufelpassage im gestörten Bereich verlängert. Diese Hypothese wird schon in den Messungen von Longley et al. (1996) bestätigt und begründet die Schwerpunktsetzung auf Versuche mit gleichsinnig drehenden Eintrittsstörungen. Außerdem verfügen die meisten Turbostrahltriebwerke über gleichsinnig drehende Wellen, die damit die gleichsinnige Drehrichtung einer rotierenden Eintrittsstörungen für den Hochdruckverdichter festlegen. Aus konstruktiven Gründen ist nämlich die Niederdruckwelle in der Hochdruckwelle gelagert, bei gegenläufig drehenden Wellen wäre dann die Relativgeschwindigkeit in der Lagerung zu hoch.

5.1 Strömungsfeld im Übergangskanal

Für die Darstellung der rotierenden Eintrittsstörung werden Messungen im Übergangskanal (Meßebeine 0), 150 mm vor dem ersten Rotor, verwendet.

5.1.1 Darstellung der Eintrittsstörung im Mittelschnitt

Zur Beschreibung und Beurteilung der gleich- und gegensinnig drehenden Eintrittsstörung dienen Messungen mit einer Kulite-Totaldrucksonde und einer X-Drahtsonde im Mittelschnitt des Strömungskanals sowie einer Kulite-Wanddrucksonde am Gehäuse. Die dargestellte Umfangsverteilung der Eintrittsstörung ergibt sich aus der Phasenmittelung von 150 Umläufen der Eintrittsstörung. Der Betriebspunkt des Verdichters liegt jeweils in der Nähe der Pumpgrenze.

Für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung ist das Ergebnis der Auswertung für verschiedene Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ bei 60%, 80% und 93,3% Verdichterdrehzahl in Abb. 5.1a-c dargestellt. Über den abgewickelten Verdichtenumfang sind der relative Totaldruckverlust $(p_t - p_{t,\text{max}})/p_{t,\text{max}}$ sowie die Strömungsvektoren, die die jeweilige Strömungsgeschwindigkeit in Betrag und Richtung am Ort der Pfeilspitze beschreiben, aufgetragen.

Bei einem kleinen Drehzahlverhältnis von $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,1$ und einer entsprechend geringen Drehzahl der Eintrittsstörung entspricht das Bild der Störung weitgehend einer stationären Totaldruckstörung (Abb. 5.1a). Für alle Verdichterdrehzahlen ist über etwa 130° Umfangswinkel neben dem klar begrenzten Einbruch im Totaldruck ein zugehöriges Geschwindigkeitsdefizit festzustellen. Ebenso zeigen die Strömungsvektoren an den Rändern des gestörten Bereich infolge des statischen Druckunterschiedes als treibender Kraft in den gestörten Bereich, während die ungestörte Strömung in ihrer axialen Ausrichtung weitgehend unbeeinflusst bleibt. In der Abbildung sind auch die korrekten geometrischen Verhältnisse im über den Umfang abgewickelten Verdichtereinlauf von der Störgeneratorebene bis zum Verdichtereintritt sowie die Lage der Meßebeine dargestellt. Entsprechend ist der Durchgang der Störung schematisch eingetragen. Mit steigender Verdichterdrehzahl nimmt die

Strömungsgeschwindigkeit und damit der durch den Störgenerator erzeugte relative Totaldruckverlust von 2,5% bei 60% Auslegungsdrehzahl über 5,3% bei 80% Verdichterdrehzahl auf 8,1% bei 93,3% Auslegungsdrehzahl deutlich zu. Aus der Druckverteilung über den Umfang läßt sich, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, der Störparameter DC_{ϕ} für den kritischen Sektorwinkel 60° bestimmen. Der DC_{60° -Wert liegt für alle Drehzahlen mit Werten von 0,692 bis 0,717 auf etwa gleich hohem Niveau.

Abb. 5.1b zeigt die rotierende Eintrittsstörung für ein Drehzahlverhältnis von 0,3. Verglichen mit dem für die stationäre beziehungsweise langsam drehende Totaldruckstörung typischen Rechteckverlauf der Totaldruckverteilung über dem Umfang entspricht diese jetzt eher einer Sinuskurve. Der linke Ast des gestörten Bereichs in der Darstellung des Totaldruckverlustes weist dabei einen flacheren Verlauf auf. Eine Erklärung dafür findet sich in einer wesentlichen Eigenschaft der generierten rotierenden Eintrittsstörung. Diese stellt einen Bereich reduzierten Totaldrucks dar, der axial durch den Verdichter geschoben wird und dabei mit Ausnahme der zuvor beschriebenen Ausgleichsströmung an den Rändern des gestörten Sektors keine Umfangsgeschwindigkeitskomponente aufweist. Betrachtet man in einer Momentaufnahme den Einlaufkanal, so sieht man die Spur der Eintrittsstörung als einen Streifen reduzierten Totaldrucks und reduzierter Geschwindigkeit, der sich als Schraubenlinie durch den Einlaufkanal bewegt. Entsprechend ergibt sich bei steigender Störgeneratordrehzahl eine Ausgleichsströmung aus dem ungestörten Bereich hinter dem Störungsband. Dieser Auffüllvorgang des Defizitgebiets führt zu einem flacheren linken Rand im Totaldruckprofil der Eintrittsstörung. Eine klare Grenze zwischen gestörten und ungestörtem Sektor ist nicht eindeutig festzustellen. Die Geschwindigkeitsvektoren zeigen über einen breiten Winkelsektor Umfangskomponenten mit entsprechend großen Strömungswinkeln an den Rändern des gestörten Bereichs. Der maximale relative Totaldruckverlust liegt mit 2,4% bei 60% Auslegungsdrehzahl, 5,1% bei 80% und 7,5% bei 93,3% Auslegungsdrehzahl im Vergleich zu dem kleineren Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,1$ geringfügig niedriger. Die DC_{60° -Werte haben insgesamt abgenommen, sie steigen aber mit der Verdichterdrehzahl von 0,524 bei 60% Auslegungsdrehzahl auf 0,605 bei 93,3% Auslegungsdrehzahl an.

Dieses Bild verstärkt sich noch für eine Drehzahlverhältnis von 0,5 in Abb. 5.1c. Über den gesamten Umfang ist keine axial ausgerichtete und damit als ungestört zu bezeichnende Strömung mehr zu erkennen. Die DC_{60° -Werte sind mit 0,288 bei 60% Auslegungsdrehzahl, 0,398 bei 80% Verdichterdrehzahl und 0,500 bei 93,3% Auslegungsdrehzahl nun deutlich reduziert. Inwieweit der DC_{60° -Wert allerdings sinnvoll auf eine rotierende Eintrittsstörung anzuwenden ist, wird später in Kapitel 5.3 diskutiert. Der maximale Totaldruckverlust erreicht 2,1% bei 60% und 4,2% bei 80% Auslegungsdrehzahl, für 93,3% Auslegungsdrehzahl ergibt sich ein Anstieg auf 8,4%.

Für die gegenseitig drehende Eintrittsstörung ist ein spiegelverkehrtes, aber sonst gleichartiges Bild zu erwarten. Tatsächlich ergeben sich jedoch Unterschiede, wie die Darstellung der gegenseitig drehenden Eintrittsstörung in [Abb. 5.2a-c](#) wieder für verschiedene Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ zeigt. Bei geringer Störgeneratordrehzahl und einem Drehzahlverhältnis von $-0,1$ ([Abb. 5.2a](#)) ist die Verteilung des Totaldruckverlustes über den Umfang mit der langsam gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung vergleichbar. Innerhalb des gestörten Sektors ist das Totaldruckprofil insbesondere bei hoher Verdichterdrehzahl vergleichsweise flach. Die DC_{60° -Werte sind vergleichbar und liegen zwischen $0,675$ bei 60% und $0,737$ bei $93,3\%$ Verdichterdrehzahl. Bei höherer Störgeneratordrehzahl, das heißt $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,3$ ([Abb. 5.2b](#)), treten Unterschiede zur Darstellung der schneller drehenden gleichsinnigen Störung zutage. Der charakteristische, flachere Abfall des Totaldrucks auf der linken Seite der Störung läßt sich zumindest bei 60% und 80% Verdichterdrehzahl entsprechend spiegelverkehrt bei der gegenseitig drehenden Störung auf der rechten Seite erkennen. Allerdings unterscheiden sich im Zentrum der Störung das Totaldruckprofil wie auch die Verteilung der Geschwindigkeitsvektoren über den Umfang. Zwei in ihrer Ausdehnung in etwa gleiche Totaldruckminima verleihen dem Totaldruckprofil bei allen Verdichterdrehzahlen ein anderes Aussehen, als das der gleichsinnig drehenden Störung mit einem großen und einem kleinen Totaldruckminimum. Die DC_{60° -Werte zwischen $0,511$ und $0,646$ bleiben in einer ähnlichen Größenordnung.

Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,5$ ([Abb. 5.2c](#)) zeigt die gegenseitig drehende Eintrittsstörung einen im Vergleich gleichmäßigeren Totaldruckverlustverlauf. Wieder zeigt die rechte Seite der Störung einen flacheren Verlauf, korrespondierend zum spiegelverkehrten Verlauf bei umgekehrter Drehrichtung. Die DC_{60° -Werte für die einzelnen Verdichterdrehzahlen weichen relativ deutlich von den für die gleichsinnig drehende Störung bestimmten Werten ab und liegen für alle Verdichterdrehzahlen unter $0,390$. Die Auftragung der Strömungsvektoren über den Umfang zeigt im Zentrum des gestörten Bereichs für alle Verdichterdrehzahlen eine Ausgleichsbewegung aus dem Zentrum in zwei nebeneinander liegende, nahezu gleichberechtigte Defizitbereiche.

Generell zeigt die gegenseitig drehende Eintrittsstörung in ihren wesentlichen Eigenschaften, nämlich der Größenordnung des realisierten Druckverlustes und seinem flacheren Verlauf auf der rechten Seite die erwartete spiegelbildliche Darstellung der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung. Für die doch recht deutlichen Unterschiede im Detail lassen sich zwei Ursachen nennen. Zur Darstellung der Eintrittsstörung wird nicht das Strömungsfeld mit Strömungssonden in Umfangsrichtung vermessen, sondern lediglich die Messungen an einer Umfangsposition als repräsentativ für den Umfang angenommen. Der Einfluß der sechs Stützrippen des vorderen Lagersterns im Verdichtereinlauf wie auch der sechs Stützrippen des Störgenerators auf das Bild der Eintrittsstörung läßt sich daher nicht bestimmen. Die

Einbaupositionen der Strömungsmeßsonden im Übergangskanal befinden sich konstruktionsbedingt nicht genau zwischen zwei Stützrippen, sondern teilen den Winkel zwischen zwei Rippen im Verhältnis drei zu eins. Damit lassen sich die unterschiedlichen Darstellungen der gleich- und gegensinnig drehenden Störung durch die unterschiedlichen Einflüsse der Einbauten im Verdichtereinlauf auf die Strömung an den Einbaupositionen der Meßsonden erklären. Ein anderer Aspekt ist eine mögliche Stromaufwirkung des gestört angeströmten Verdichters, die sich für unterschiedliche Drehrichtungen der Eintrittsstörung unterschiedlich auswirken kann. Der Einfluß der Einbauten im Verdichtereinlauf wie auch die Wirkung der Verdichterströmung auf das Strömungsfeld im Einlauf kann mit der vorhandenen Verdichterinstrumentierung nicht abschließend geklärt werden. Die Aussagekraft insbesondere der Messungen zur Bestimmung des Einflusses der rotierenden Eintrittsstörung auf den Pumpgrenzenabstand wird dadurch allerdings nicht beeinträchtigt.

5.1.2 Traversiermessungen der Eintrittsstörung über der Strömungskanalhöhe

Um ein Gesamtbild des Strömungsfeldes im Verdichtereinlauf für triebwerknahe Drehzahlverhältnisse zu erhalten, wurde bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen das Strömungsfeld der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung für ein Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ mit einer Kulite-Totaldrucksonde und einer X-Drahtsonde über der Kanalhöhe vermessen. Die Auswertung dieser Versuche zeigt Abb. 5.3a-c für 60%, 80% und 93,3% Verdichterdrehzahl in einem Betriebspunkt auf der stationären Arbeitslinie, die für die Untersuchungen am Verdichterprüfstand entsprechend der Auslegungsrechnung definiert ist. Eine Phasenmittelung von 150 Umläufen der Eintrittsstörung ergibt wieder die Umfangsverteilung. Zur Darstellung des relativen Totaldruckverlustes $(p_t - p_{t,\text{max}})/p_{t,\text{max}}$ an Nabe und Gehäuse, wo keine Sondenmessungen mehr vorgenommen werden können, wird der Totaldruck zwischen den gemessenen Werten der wandnächsten Totaldrucksondenposition und dem gemessene statischen Wanddruck interpoliert. Bei der Darstellung des absoluten Strömungswinkels α bleibt der in der Messung nicht erfaßte Bereich des Strömungsquerschnitts an Nabe und Gehäuse frei. Das Verhältnis von Nabenradius zu Kanalhöhe ist zur Verbesserung der Übersichtlichkeit in der Darstellung um den Faktor 4 vergrößert.

Wie schon zuvor bei der Betrachtung im Mittelschnitt festgestellt, ergibt sich bei höheren Drehzahlverhältnissen für den Totaldruckverlust kein klar abgegrenzter, gestörter Bereich. Eine Lagezuordnung der Eintrittsstörung läßt sich daher eher über die Maximalwerte im absoluten Strömungswinkel bestimmen. Die Totaldruckverteilung über der Kanalhöhe weist für alle dargestellten Verdichterdrehzahlen keine großen Abweichungen auf und rechtfertigt damit die vereinfachte Betrachtung im Mittelschnitt. Der rechte Rand des gestörten Sektors mit seinem maximalen Strömungswinkel größer 16° ist ebenfalls über der Kanalhöhe weitestgehend konstant, während auf der linken Seite der Störung im gesamten

Drehzahlbereich zur Nabe hin abfallende Schiebewinkel auftreten. Die gemessenen Totaldruckverluste liegen geringfügig über den bei vergleichbarer Mittelschnittsauswertung in Kapitel 5.1.1 genannten Werten. Diese Diskrepanz erklärt sich aus den unterschiedlichen Betriebspunkten der Messungen. Die Vergleichsmessungen für verschiedene Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ erfolgten auf einem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze. Die Traversiermessungen wurden dagegen auf der stationären Arbeitslinie des Verdichters durchgeführt. Der höhere Massendurchsatz und die damit verbundene höhere Axialgeschwindigkeit führen dabei zu höheren Totaldruckverlusten am Störgenerator.

5.2 Vergleich der Eintrittsstörung mit experimentellen Triebwerksdaten (Larzac04)

Für eine vergleichende Betrachtung der beschriebenen rotierenden Eintrittsstörung im Einlauf des Rig212 wurden Meßdaten des Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerks Larzac04 C5 ausgewertet, das an der Triebwerkversuchsanlage des Instituts zum Einsatz kommt. Im Auslegungsfall beträgt die HDV-Drehzahl dieses Triebwerks 22560 U/min und die NDV-Drehzahl liegt bei 17500 U/min. Die Niederdruckwelle ist in der Hochdruckwelle gelagert, beide Wellen drehen gleichsinnig. Das Triebwerk ist zu Forschungszwecken mit einer umfangreichen instationären Instrumentierung, bestehend aus Kulite-Totaldrucksonden beziehungsweise Sondenkämmen sowie Kulite-Wanddrucksonden, ausgestattet. Drosseleinrichtungen für den Erstkreis und Zweitkreis erlauben das Anfahren instabiler Betriebszustände beider Verdichter. Versuchsaufbau, Instrumentierung und Meßtechnik werden bei Höss (1999) ausführlich beschrieben. Für eine Analyse rotierender Eintrittsstörungen stehen Messungen mit einem Kulite-Totaldrucksondenkamm im Austritt des Niederdruckverdichters zur Verfügung. Ein Totaldrucksensor liegt dabei 100 mm stromauf des Hochdruckverdichtereintritts auf Höhe des Mittelschnitts des HD-Verdichters. Wird das Triebwerk mit 80% HDV-Drehzahl gefahren, stellt sich bei Androsselung des Zweitkreises eine rotierende Ablösung im Fan ein, die nicht sofort zum Pumpen des Hochdruckverdichters führt und damit eine Phasenmittelung über wenigstens 50 Störungsumläufe erlaubt. Über eine FFT der instationären Meßdaten lassen sich die im Signal enthaltenen Drehfrequenzen der Eintrittsstörung sowie der HDV-Welle bestimmen und so das Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ zu 0,27 angeben. Die Bestimmung des DC_{60° -Wertes ist nicht möglich, da in den ausgewerteten Triebwerkmessungen kein statisches Drucksignal aus der NDV-Austrittsebene zur Verfügung stand, das zur Bestimmung des DC_ϕ -Parameters im HDV-Einlauf notwendig ist. In [Abb. 5.4](#) wird eine Messung am Rig212 bei ähnlicher Störungs- und Verdichterdrehzahl respektive ähnlichem Drehzahlverhältnis mit den Triebwerksdaten verglichen. Über den Verdichtenumfang ist der relative Totaldruckverlust $(p_t - p_{t,\text{max}})/p_{t,\text{max}}$ aufgetragen. Sowohl der Verlauf als auch die Größenordnung weisen eine gute Übereinstimmung auf.

Der Störgenerator für rotierende Eintrittsstörungen am Rig212 erzeugt demnach eine mit den realen Verhältnissen im Triebwerk vergleichbare Eintrittsstörung für den Hochdruckverdichter.

5.3 Diskussion der DC_{60° -Werte der Eintrittsstörung

Wie schon in Kapitel 2.4 erwähnt, wird zur Bewertung von Totaldruckeintrittsstörungen der Störparameter DC_φ verwendet und mit dem kritischen Sektorwinkel φ , im Falle des Rig212 sind das 60° , dem mittleren Totaldruck in der Referenzebene \bar{p}_t , dem mittleren Totaldruck in einem 60° -Sektor $\bar{p}_{t,60^\circ}$ sowie dem mittleren Staudruck \bar{q} bestimmt:

$$DC_{60^\circ} = \frac{|\bar{p}_t - \bar{p}_{t,60^\circ}|_{\max}}{\bar{q}} \quad (5.1)$$

Allerdings beschränkt sich bisher die Anwendung des DC-Wertes auf den Fall der stationären Totaldruckeintrittsstörung. Die Schaufelkanäle des Stators stehen dabei fest im gestörten beziehungsweise ungestörten Sektor, während die Schaufelkanäle des Rotors periodisch den gestörten beziehungsweise ungestörten Sektor durchlaufen. Dabei ist für den Einfluß auf das Verdichterbetriebsverhalten die Umfangsausdehnung der Eintrittsstörung entscheidend. Im Gegensatz dazu durchlaufen im Falle einer umlaufenden Eintrittsstörung sowohl die Stator- als auch die Rotorschaukeln den gestörten Sektor. In Abhängigkeit von der Drehrichtung und Drehgeschwindigkeit der Eintrittsstörung verändert sich auch die Verweildauer der einzelnen Schaufelpassagen im gestörten Sektor und damit wegen der Trägheit des Fluids der Einfluß auf die Strömung im Schaufelkanal. Für den Rotor läßt sich ein relativer Störungssektorwinkel $\varphi_{\text{Störung,rel}}$ bestimmen, der für eine gleichsinnig drehende Eintrittsstörung entsprechend der längeren Verweildauer im gestörten Sektor ansteigt:

$$\varphi_{\text{Störung,rel}} = \frac{\varphi_{\text{Störung}}}{\left(1 - \frac{n_{\text{Störung}}}{n_{\text{Verdichter}}}\right)} \quad (5.2)$$

Entsprechend läßt sich für eine gleichsinnig drehende Eintrittsstörung der kritische Sektorwinkel $\varphi_{\text{kritisch}}$ korrigieren, der für die kritische Verweildauer einer Schaufelpassage im gestörten Sektor steht:

$$\varphi_{\text{kritisch}} = 60^\circ \left(1 - \frac{n_{\text{Störung}}}{n_{\text{Verdichter}}}\right) \quad (5.3)$$

Für eine stationäre Eintrittsstörung bleibt der Wert für $\varphi_{\text{kritisch}}$ bei 60° , bei einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,5$ reduziert sich $\varphi_{\text{kritisch}}$ auf 30° . Für ein Drehzahlverhältnis von 1 erreicht $\varphi_{\text{kritisch}}$ dann den Wert 0° . Der Rotor dreht in diesem Fall mit der Geschwindigkeit der Eintrittsstörung mit und die Schaufelpassagen des Stators drehen

periodisch durch den gestörten und ungestörten Sektor. Dieser Zustand läßt an einen Verdichter mit Eintrittsleitrad denken. Unklar bleibt dabei, ob sich in dieser Konfiguration nicht der kritische Winkel des Rig212 verändert. Da die Umfangsausdehnung der rotierenden Eintrittsstörung nicht variiert werden kann, ist eine Überprüfung des kritischen Winkels für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 1$ oder kleiner auch nicht möglich. In Abb. 5.5 sind die DC_{60° -Werte für verschiedene Verdichterdrehzahlen dargestellt. Aufgetragen sind sowohl die konventionell definierten DC_{60° -Werte wie auch die mit dem modifizierten kritischen Winkel nach Gl. 5.3 berechneten $DC_{60^\circ, \text{mod}}$ -Werte über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$. Für die schnelldrehende gleichsinnige Eintrittsstörung liegen die $DC_{60^\circ, \text{mod}}$ -Werte über den konventionell definierten DC_{60° -Werten. Entsprechend bleiben die $DC_{60^\circ, \text{mod}}$ -Werte für die schnelldrehende gegensinnige Eintrittsstörung unter den korrespondierenden DC_{60° -Werten. Für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung ergibt sich ein Minimum im Verlauf der DC_{60° -Parameter für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,7$. Damit ließe sich für die Lage der Pumpgrenze bei diesem Drehzahlverhältnis ein vergleichsweise großer Pumpgrenzenabstand erwarten. Die gegensinnig drehende Eintrittsstörung zeigt ihr DC_{60° -Minimum bei einem Drehzahlverhältnis von $-0,5$. Wie die Bestimmung der Pumpgrenzenabstände für verschiedenen Drehzahlverhältnissen im folgenden Kapitel zeigen wird, eignen sich die vorgestellten DC_{60° -Parameter nicht zur Charakterisierung des Einfluß rotierender Eintrittsstörungen auf das stabile Verdichterbetriebsverhalten.

Die wesentlichen Eigenschaften der am Rig212 erzeugten gleich- und gegensinnig rotierenden Totaldruckeintrittsstörungen lassen sich damit wie folgt zusammenfassen: Die rotierende Totaldruckstörung stellt sich als Schraubenlinie über den Umfang dar, die sich axial durch den Verdichtereinlauf bewegt und so auf den Verdichtereintritt trifft. Die Totaldruckverteilung der rotierenden Eintrittsstörung ändert mit steigender Störgeneratordrehzahl ihr Aussehen. Aus dem mit einer stationären Totaldruckstörung vergleichbaren Rechteckverlauf entwickelt sich ein mit einer Sinusschwingung vergleichbarer Verlauf. Dabei nehmen mit steigender Verdichterdrehzahl das Geschwindigkeitsdefizit und der Totaldruckverlust im gestörten Bereich sowie die DC_{60° -Werte der Eintrittsstörung zu. Mit steigender Störgeneratordrehzahl nehmen die DC_{60° -Werte ab. Da ihre Anwendung an die Eigenschaften stationärer Eintrittsstörungen geknüpft ist, erscheint ihre Verwendung zur Beurteilung rotierender Eintrittsstörungen zunächst als nicht sinnvoll. Wie eine Gegenüberstellung von Messungen am Zweiwellentriebwerk Larzac04 zeigt, ist die am Rig212 erzeugte rotierende Totaldruckeintrittsstörung im Bereich triebwerksähnlicher, praxisnaher Drehzahlverhältnisse vergleichbar. Die gegensinnig drehende Eintrittsstörung zeigt im wesentlichen eine spiegelverkehrte Charakteristik des Totaldruckverlustverlaufs. Die Unterschiede im Vergleich der gleich- und gegensinnig drehenden Eintrittsstörung zeigen auch die

Schwierigkeiten einer durch Phasenmittelung an einer Position des Umfangs gewonnenen Umfangsdarstellung.

6 Betriebsverhalten bei rotierender Eintrittsstörung

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens unter dem Einfluß der gleich- und gegensinnig drehenden Eintrittsstörungen dient das Verdichterkennfeld bei ungestörter Zuströmung aus [Abb. 4.5](#) als Referenz. In einer Gasturbine wirken die Triebwerkskomponenten auf den Drosselzustand und die Drehzahl des Verdichters ein und bestimmen im stationären Fall seine stationäre Arbeitslinie. Für Betrachtungen des Pumpgrenzenabstands am Verdichterprüfstand wird die stationäre Arbeitslinie entsprechend der Auslegungsrechnung des Rig212 genutzt.

6.1 Einfluß der rotierenden Eintrittsstörung im stabilen Betriebsbereich

Im weiteren wird der Einfluß rotierender Eintrittsstörungen auf das Betriebsverhalten des Verdichters im stabilen Arbeitsbereich auf den stationären Drehzahllinien beschrieben.

6.1.1 Durchgang der Eintrittsstörung durch den Verdichter

Zur Beschreibung des Durchgangs der rotierenden Eintrittsstörung durch den Verdichter eignet sich ein Vergleich von Meßdaten im Eintritt (Meßebe 1.1) und Austritt (Meßebe 3.5), wie er für 93,3% Verdichterdrehzahl und ein Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ in [Abb. 6.1](#) dargestellt ist. Die Rohdaten der instationären Messungen sind mit einer Grenzfrequenz von 1500 Hz digital tiefpaßgefiltert, um so die mit signifikanten Amplituden im Signal enthaltenen Schaufelfrequenzen der ersten beziehungsweise letzten Stufe zu eliminieren, die sonst bei der Phasenmittelung der Eintrittsstörung das Ergebnis erheblich beeinträchtigen. Wie schon bei der Darstellung der Messungen im Übergangskanal (Meßebe 0) in Kapitel 5.1.2, 150 mm stromauf von Meßebe 1.1, wird für den Totaldruck an Gehäuse und Nabe der gemessene statische Wanddruck am Gehäuse angenommen und die Darstellung des Totaldrucks entsprechend interpoliert. Das Verhältnis von Nabenradius zu Kanalhöhe ist in der Ansicht der Verdichtereintrittsebene um den Faktor 4, im Austritt um den Faktor 8 vergrößert. Generell ist zu erwarten, daß der relative Totaldruckverlust über den Verdichter zurückgeht, denn der Verdichter ist bestrebt, durch eine erhöhte Energiezufuhr im gestörten Bereich ein über den Umfang homogenes statisches Druckniveau im Austritt zu erreichen. Dies führt zu einer Erhöhung der Totaltemperatur im gestörten Sektor im Verdichteraustritt. Für niedrige Verdichterdrehzahlen ergibt sich im Verdichteraustritt eine nur geringfügig inhomogene Totaldruckverteilung über den Verdichtenumfang. Ein definierter Durchgang der Eintrittsstörung ist nicht zuletzt infolge des ohnehin nur schwach ausgeprägten Totaldruckverlustes nicht erkennbar und daher auch nicht dargestellt. Bei mittleren und hohen Verdichterdrehzahlen beträgt der maximale prozentuale Totaldruckverlust über den Umfang

im Austritt nur mehr ein Drittel des Wertes im Verdichtereintritt. Führt man sich vor Augen, daß sich die rotierende Eintrittsstörung als Schraubenlinie axial durch den Verdichtereinlauf bewegt, wie in Kapitel 5.1 beschrieben, ist ein axialer Durchgang der Totaldruckstörung auch durch den Verdichter zu erwarten. Dies bedeutet, daß die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung entsprechend dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ im Verdichteraustritt entgegen der Drehrichtung des Verdichters gegenüber dem Verdichtereintritt versetzt erscheint. Tatsächlich erscheint die Totaldruckstörung im Verdichteraustritt innerhalb des Sektors der Eintrittsstörung im Verdichtereintritt. Das heißt, daß die rotierende Totaldruckeintrittsstörung innerhalb des Verdichters in Verdichterdrehrichtung versetzt wird. Auch ist die Umfangsausdehnung der Totaldruckstörung im Verdichteraustritt reduziert.

Die Abweichung des relativen Zuströmwinkels β_1 von dem bekannten Auslegungswinkel der Beschaukelung der ersten Rotorstufe ist in [Abb. 6.2](#) dokumentiert. Bei der Darstellung bleibt der in der Messung nicht erfaßte Bereich des Strömungsquerschnitts an Nabe und Gehäuse frei. Analog einer stationären, sektoriellen Totaldruckstörung ergeben sich die höchsten Belastungen am rechten Rand der Eintrittsstörung, wenn die Rotorschaukel den gestörten Sektor verläßt. Dabei ist die Fehlanströmung an der Nabe geringfügig höher. Da die Darstellung einer Momentaufnahme entspricht, die Eintrittsstörung aber mit dem Verdichter mitdreht, verweilt die einzelne Schaukel passage des Rotors entsprechend länger in dem Winkelsektor mit der größten Fehlanströmung. Eine genau Analyse der Belastung des ersten Verdichterlaufrads durch Bestimmung der Diffusionszahl nach Lieblein (1953, 1957) oder der de Haller-Zahl (de Haller, 1955) ist infolge fehlender instationärer Instrumentierung nach dem Laufrad (Ebene 2.1) nicht möglich.

6.1.2 Änderungen im Betriebspunkt des Verdichters

Um Veränderungen im Arbeitspunkt des Verdichters bei verschiedenen Störgeneratordrehzahlen festzustellen, wurde der Verdichter zunächst bei stillstehendem Störgenerator in einen stabilen Betriebspunkt auf der Arbeitslinie gefahren und dort thermisch stabilisiert. Dann wurde die Drehzahl des Störgenerators langsam gleich- beziehungsweise gegensinnig drehend auf 9000 U/min erhöht und dabei die Meßdaten der konventionellen stationären sowie hochfrequenten instationären Meßwerterfassung kontinuierlich aufgezeichnet. Die Reproduzierbarkeit der Meßdaten wurde durch Messungen mit langsam von 9000 U/min auf Null abbremsenden Störgenerator überprüft. Es zeigt sich, daß die unterschiedlichen Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ praktisch keinen Einfluß auf das Druckverhältnis des Verdichters haben. Dieses bleibt mit einer Schwankungsbreite von unter 0,25% nahezu konstant.

Generell gehen für ansteigende Störgeneratordrehzahlen die absoluten Massenströme im Verdichter zurück. Die prozentualen Änderungen des reduzierten Massenstroms, in dem die

Eintrittstotaltemperatur und der Eintrittstotaldruck berücksichtigt sind, zeigen das gleiche Bild und sind in [Abb. 6.3](#) für verschiedene gleich- und gegensinnig drehende Störgeneratordrehzahlen dargestellt. Der gemessene Rückgang ist für 60% Verdichterdrehzahl am ausgeprägtesten und beträgt bei einer Störgeneratordrehzahl, die der Verdichterdrehzahl entspricht, -1,0% für die gegensinnig drehende sowie -1,7% für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung. Bei mittlerer Verdichterdrehzahl (80% Auslegungsdrehzahl) liegt der prozentuale Rückgang im reduzierten Massenstrom bei -0,7% für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,75$ sowie -0,45% für ein Drehzahlverhältnis von +0,75. Bei 93,3% Auslegungsdrehzahl ergibt sich ein Defizit im reduzierten Massenstrom von -0,75% für den mit 65% Verdichterdrehzahl gegensinnig umlaufenden Störgenerator, während bei der mit gleicher Drehgeschwindigkeit umlaufenden gleichsinnigen Eintrittsstörung ein Rückgang von -1,1% gemessen wird. Die Lage des Betriebspunktes im Verdichterkennfeld ändert sich damit nur geringfügig. Das Saugverhalten des Verdichters wird demnach von der Störgeneratordrehzahl nur in geringem Maße beeinflusst.

Mit den Änderungen der Totaltemperaturen im Verdichtereintritt und Austritt ergeben sich jedoch Änderungen im isentropen Verdichtereffizienzgrad, der mit den Ebenenbezeichnungen nach LTH (Verdichtereintritt = Ebene 2, Verdichteraustritt = Ebene 3) wie folgt definiert ist:

$$\eta_{\text{is}} = \frac{\dot{m}_3 T_{t2} \left[\left(\frac{p_{t3}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \dot{m}_{\text{abbl}} T_{t2} \left[\left(\frac{p_{t,\text{abbl}}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\dot{m}_3 (T_{t3} - T_{t2}) + \dot{m}_{\text{abbl}} (T_{t,\text{abbl}} - T_{t2})} \quad (6.1)$$

Der Anstieg der Totaltemperatur im Verdichtereintritt wird, wie in Kapitel 4.4 beschrieben, indirekt aus der Leistungsaufnahme des Störgeneratorantriebs berechnet. Die Totaltemperatur im Verdichteraustritt bestimmt sich aus den gemessenen Temperaturen der Thermoelement-Meßkämme im Verdichteraustritt. Die mit dem Durchgang der Totaldruckstörung durch den Verdichter einhergehende umlaufende Totaltemperaturstörung im Verdichteraustritt kann dabei weder von den Thermoelementen noch von der stationären Meßwerterfassung zeitlich aufgelöst werden. Dasselbe gilt für die Temperaturbestimmung im Abblaseluftkanal. Dabei ergibt sich mit steigender Störgeneratordrehzahl ein für verschiedene Verdichterdrehzahlen unterschiedlich ausgeprägter, auf den Wirkungsgrad bei stehendem Störgenerator bezogener, Wirkungsgradanstieg des Gesamtverdichters, der bei 80% Verdichterdrehzahl immerhin +3,1% für die gegensinnig drehende sowie +2,9% für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung erreicht ([Abb. 6.4](#)). Bei niedriger Verdichterdrehzahl (60% Auslegungsdrehzahl) ist der Wirkungsgradanstieg deutlich weniger ausgeprägt. Für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung wird ein prozentualer Wirkungsgradanstieg von +1,4%, für die gleichsinnig drehende Störung ein Anstieg von +1,9% beobachtet. Bei 93,3% Verdichterdrehzahl ist der prozentuale Wirkungsgradanstieg mit +1,0% für die gleichsinnig drehende

und +0,4% für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung am geringsten ausgeprägt, wobei Drehzahlverhältnisse von $\pm 0,65$ erreicht werden. Generell drückt sich im Verdichtereffizienzgrad die Qualität der Energieumsetzung in der Beschauung aus. Fehlanströmungen der Verdichterschaukeln führen zu erhöhten Verlusten und damit höheren Temperaturen des Fluids. Der beobachtete Wirkungsgradanstieg im Vergleich zur stationären Eintrittsstörung läßt daher auf insgesamt verbesserte Zuströmbedingungen der Beschauung in dem komplexen Strömungsbild der schneller umlaufenden Störung schließen. [Abb. 6.5](#) zeigt den prozentualen Anstieg der Totaltemperatur im Verdichteraustritt (Meßebene 3.5c) für steigende Störgeneratordrehzahlen. Nach Gl. 6.1 zur Bestimmung des isentropen Verdichtereffizienzgrades wird man mit steigender Temperatur T_3 im Verdichteraustritt daher einen sinkenden Wirkungsgrad erwarten. Dem Temperaturanstieg im Austritt steht aber der Temperaturanstieg im Verdichtereintritt durch die Energiezufuhr des Störgenerators gegenüber. Wie Gl. 6.1 zeigt, kommt diesen Temperaturen bei der Wirkungsgradberechnung eine wesentliche Bedeutung zu. Schon eine geringfügige Fehlbestimmung führt daher zu einem deutlichen Fehler im Wirkungsgrad und kann den zuvor beschriebenen Trend umkehren.

6.2 Änderung des Pumpgrenzenabstands des Verdichters

Für die Beurteilung der Wirkung der Eintrittsstörung ist der Einfluß auf die Lage der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld wesentlich. Auf mehreren Drehzahllinien wurde daher bei verschiedenen Störgeneratordrehzahlen die Pumpgrenze angefahren, um die Änderung der Lage der Pumpgrenze im Vergleich zum ungestörten Verdichterbetrieb zu vermessen.

Zunächst soll das Ergebnis für die niedrigste gefahrene Verdichterdrehzahl (50% Auslegungsdrehzahl) mit Meßergebnissen von Longley et al. (1996) in Vergleich gebracht werden, die den Einfluß rotierender Eintrittsstörungen an einem langsam drehenden 4-stufigen Verdichter mit Eintrittsleitrad untersucht haben. In [Abb. 6.6](#) ist oben für das Rig212 die prozentuale Änderung des Pumpgrenzenabstand ΔSM , die sich auf die Arbeitslinie aus der Auslegungsrechnung bezieht, über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ aufgetragen. Ein negatives Vorzeichen des Drehzahlverhältnisses steht für gegensinnig drehende, ein positives Vorzeichen entsprechend für gleichsinnig drehende Eintrittsstörungen. Jeder Punkt repräsentiert eine Messung zur Bestimmung der Lage der Pumpgrenze durch Androsseln bis zum Auftreten einer rotierenden Ablösung. Diese Messungen werden zugleich zur Auswertung des Strömungsabrißverhaltens in Kapitel 7 genutzt. Der Bereich praxisnaher Drehzahlverhältnisse, wie sie in Mehrwellentriebwerken auftreten können, ist in der Abbildung hellgrau unterlegt. Bei den Ergebnissen von Longley et al. ist die Durchfließzahl ϕ_{Stall} , bei der es infolge Androsselung zum Strömungsabriß kommt, über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ aufgetragen. Die

gestrichelte Linie liegt auf Höhe der Durchflußzahl, bei der es im ungestörten Fall zum Strömungsabriß kommt. Der von Longley untersuchte Verdichter zeigt für gegensinnig drehende Eintrittsstörungen ab einem Drehzahlverhältnis von $-0,2$ für steigende Störgeneratordrehzahlen keine Änderungen in der Durchflußzahl ϕ_{Stall} . Am Rig212 führen dagegen ansteigende Störgeneratordrehzahlen ab einem Drehzahlverhältnis von $-0,45$ sogar zu einem im Vergleich zum ungestörten Referenzfall anwachsenden Pumpgrenzenabstand. Für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung ergeben sich sowohl am Rig212, als auch an Longleys Versuchsverdichter zwei deutliche Einbrüche in der Pumpgrenze, wovon der erste Einbruch bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ auch im Bereich triebwerksähnlicher Drehzahlverhältnisse liegt. Das zweite Verlustmaximum im Pumpgrenzenabstand liegt in vergleichbarer Größenordnung für das Rig212 bei einem Drehzahlverhältnis von $0,75$ und für Longleys Verdichter bei $0,7$. Der Verlust an Pumpgrenzenabstand von 100% bedeutet dabei, daß die Pumpgrenze auf der stationären Arbeitslinie zu liegen kommt. Das Betriebsverhalten des Rig212 bei Minimaldrehzahl mit seinen charakteristischen zwei Einbrüchen in der Pumpgrenze ist dem Longley-Verdichter demnach sehr ähnlich.

In [Abb. 6.7](#) sind die Veränderungen im Pumpgrenzenabstand ΔSM für alle gefahrenen Drehzahllinien von 50% bis $93,3\%$ Auslegungsdrehzahl über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ dargestellt. Da die maximale Störgeneratordrehzahl auf 9000 U/min begrenzt ist, reduzieren sich die maximal möglichen Drehzahlverhältnisse mit steigender Verdichterdrehzahl auf $\pm 0,7$ bei $93,3\%$ Auslegungsdrehzahl, die bei Verwendung des Störgenerators zugleich die maximal zulässige Verdichterdrehzahl darstellt. Da Rotating Stall durch das wechselnde Abreißen und Wiederanliegen der Strömung zu einer erheblichen mechanischen Belastung der Schaufeln des Verdichters führt, wurden nicht alle, aber charakteristische Ergebnisse insbesondere bei $93,3\%$ Auslegungsdrehzahl wiederholt, um die Reproduzierbarkeit der gemachten Aussagen zu bestätigen. Die Instrumentierung des Verdichters erlaubt nicht die Bestimmung des Betriebspunktes und damit der Lage der Pumpgrenze für die stationäre Totaldruckeintrittsstörung bei stehendem Störgenerator, also $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0$. Die hier zugehörige Änderung im Pumpgrenzenabstand kann als zwischen den Meßpunkten mit langsam gegensinnig beziehungsweise gleichsinnig zur Verdichterstelle drehenden Störgenerator ($n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = \pm 0,05$) liegend angenommen werden.

Bei niedrigen Verdichterdrehzahlen (50% und 60% Auslegungsdrehzahl) beeinflusst eine gegensinnig drehende Eintrittsstörung für triebwerksähnliche Drehzahlverhältnisse und hohe Verdichterdrehzahlen die Lage der Pumpgrenze nur gering und bringt für niedrige Drehzahlverhältnisse sogar eine deutliche Verbesserung. Die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung führt dagegen zu einem deutlichen Einbruch von mehr als 90% des Pumpgrenzenabstands des Verdichters bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$. Dies ist für den Anlaßvorgang eines Triebwerks von

Interesse, wenn der Niederdruckverdichter infolge der hochbelasteten vorderen Stufen ohnehin zur Ausbildung eines Schaufelspitzenstalls neigt und damit eventuell eine umlaufende Eintrittsstörung für den Hochdruckverdichter erzeugt. Im Bereich höherer gegensinniger Störgeneratordrehzahlen verbessert sich der Pumpgrenzenabstand im Vergleich zum ungestörten Referenzzustand sogar. Dagegen kommt es bei steigenden, gleichsinnigen Störgeneratordrehzahlen für ein Drehzahlverhältnis von 0,75 beziehungsweise 0,8 zu einem zweiten deutlichen Einbruch in der Pumpgrenze, bevor der Pumpgrenzenabstand wieder ansteigt. Nur wenig verschlechtert sich die Lage der Pumpgrenze dagegen für Drehzahlverhältnisse von 0,5/0,55.

Auch im mittleren Drehzahlbereich (70% und 80% Auslegungsdrehzahl) liegt der Verlust an Pumpgrenzenabstand bei triebwerksähnlichen Drehzahlverhältnissen für gegensinnig drehende Eintrittsstörungen niedriger. Der erste Einbruch in die Pumpgrenze für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung liegt bei einem Drehzahlverhältnis von 0,15/0,2 am Rande des für Triebwerke relevanten Drehzahlbereichs, während sich der auch hier festzustellende zweite Einbruch bei steigenden Störgeneratordrehzahlen geringfügig zu Drehzahlverhältnissen von 0,85 bei 70% und 0,75 bei 80% Auslegungsdrehzahl verschiebt. Für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung fallen Drehzahlbereiche auf, in denen der Verlust an Pumpgrenzenabstand besonders gering ausfällt. So für 70% Auslegungsdrehzahl bei Drehzahlverhältnissen von -0,2/-0,25, also im Bereich von Triebwerksverhältnissen, und -0,55/-0,6 sowie bei steigenden Störgeneratordrehzahlen mit Drehzahlverhältnissen oberhalb -0,8. Bei 80% Auslegungsdrehzahl ergibt sich ein Verlustminimum bei -0,5. Bei gleichsinnig drehender Eintrittsstörung liegt das Verlustminimum für beide Verdichterdrehzahlen bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$.

Im hohen Drehzahlbereich (86,7% und 93,3% Auslegungsdrehzahl) ergibt sich für triebwerksähnliche Drehzahlverhältnisse im Vergleich wieder ein Vorteil für gegensinnig drehende Eintrittsstörungen. Bei 93,3% Auslegungsdrehzahl fällt neben dem Verlustminimum für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,5/-0,6$ ein deutlich reduzierter Verlust im Pumpgrenzenabstand für ein triebwerksähnliches Drehzahlverhältnis von -0,3 auf, der vermindert so auch bei 86,7% Auslegungsdrehzahl erkennbar ist. Dagegen ergeben sich für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung wieder zwei deutliche Einbrüche im Pumpgrenzenabstand bei Drehzahlverhältnissen von 0,15 und 0,7. Im Bereich triebwerksähnlicher Drehzahlverhältnisse liegt zumindest bei der 93,3% Drehzahl der Verlust an Pumpgrenzenabstand deutlich über dem der gegensinnig drehenden Eintrittsstörung. Außerdem ist hier ein weiterer Einbruch in die Pumpgrenze bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ festzustellen. Dagegen findet sich bei 86,7% Auslegungsdrehzahl gerade bei diesem Drehzahlverhältnis ein Verlustminimum für den Pumpgrenzenabstand. Betrachtet man die Ergebnisse aller Verdichterdrehzahlen im Über-

blick, lassen sich die aufgezeigten Minima und Maxima über den Drehzahlbereich des Verdichters keinen festen Drehzahlverhältnissen $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ zuordnen.

Abb. 6.8 zeigt dagegen in gleicher Weise die prozentuale Änderung des Pumpgrenzenabstand ΔSM für alle gemessenen Drehzahllinien, jedoch diesmal über der absoluten Störgeneratordrehzahl aufgetragen. Der Wertebereich auf der x-Achse erstreckt sich entsprechend der maximalen Störgeneratordrehzahl von -150 Hz bis +150 Hz (= 9000 U/min). Für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung läßt sich der erste Einbruch im Pumpgrenzenabstand einer festen Störgeneratordrehzahl von ca. 30 Hz zuordnen. Das zweite Verlustmaximum des Pumpgrenzenabstands liegt zumindest für den mittleren und hohen Drehzahlbereich von 70% bis 93,3% Verdichterdrehzahl auf einer festen Frequenz von ungefähr 140 Hz. Für die niedrigen Verdichterdrehzahlen liegen die entsprechenden Störgeneratordrehzahlen deutlich niedriger bei 90 Hz beziehungsweise 110 Hz. Auf der Seite der gegensinnig drehenden Eintrittsstörungen lassen sich dagegen keine Minima oder Maxima Störgeneratordrehzahlen, die über mehrere Drehzahllinien konstant bleiben, zuordnen.

Die Ergebnisse der Untersuchung des Betriebsverhaltens bei rotierender Eintrittsstörung lassen sich wie folgt zusammenfassen: Bei einer Variation der Störgeneratordrehzahlen beziehungsweise Drehzahlverhältnisse verschieben sich die Betriebspunkte respektive die Drehzahllinien des Verdichters im stabilen Betriebsbereich nur geringfügig. Dem stehen deutliche Veränderungen des Pumpgrenzenabstands bei charakteristischen Drehzahlverhältnisse gegenüber. Während die gegensinnig drehende Eintrittsstörung den Pumpgrenzenabstand gegenüber dem stationären Fall nicht weiter reduziert, kommt es für bestimmte gleichsinnig drehende Drehzahlverhältnisse beziehungsweise Frequenzen zu erheblichen Verlusten an Pumpgrenzenabstand. Longley et al. nehmen an, daß die beiden Einbrüche in der Pumpgrenze für gleichsinnig rotierende Eintrittsstörungen durch die Anregung der charakteristischen Frequenzen von Modalwellen und Spikes als Stallvorläufer entstehen. Im Rahmen einer sorgfältigen Analyse der bei jedem Anfahren und Überschreiten der Pumpgrenze gewonnenen instationären Meßdaten soll nun versucht werden, diese Verlustmaxima des Pumpgrenzenabstands, die charakteristischen Frequenzen beziehungsweise Drehzahlverhältnissen zuzuordnen sind, zu erklären.

7 Strömungsabrißverhalten bei Überschreiten der Pumpgrenze

Aufgrund des kleinen Speichervolumens zwischen Verdichteraustritt und Verdichterdrossel tritt im Rig212 bei Überschreiten der Pumpgrenze immer eine rotierende Ablösung auf. Der in Kapitel 2.2 beschriebene Greitzer B-Parameter liegt für den Versuchsverdichter und seine Drossel bei $B = 0,149$. Da auch Verdichterpumpen immer eine rotierende Ablösung vorangeht, ist es für eine allgemein gültige Untersuchung des Strömungsabrißvorgangs

unerheblich, ob der Verdichter pumpt oder nur eine rotierende Ablösung ausbildet (Day, 1994a,b).

Der Beginn des Übergang vom stabilen Verdichterbetrieb in die ausgebildete Verdichterinstabilität wird im Englischen als Stall Inception bezeichnet.

7.1 Analyseverfahren zur Auswertung instationärer Meßdaten

Bei der Auswertung der instationären Meßdaten steht die Frage im Vordergrund, inwieweit durch Bestimmung charakteristischer Frequenzen und Amplituden, beziehungsweise Frequenz- und Amplitudenänderungen, die in Kapitel 2.2 beschriebenen Stall-Vorläufer Modalwelle beziehungsweise Spike detektiert werden können. Grundlage für die Auswertung sind Messungen mit einem Sensorfeld aus mehreren gleichmäßig über den Umfang verteilten, hochfrequent abgetasteten Sensoren im Verdichtereintritt. Im weiteren werden die wesentlichen Analyseverfahren kurz erklärt und ihre Wirkungsweise und Aussagekraft anhand eines künstlich erzeugten Modelldatensatzes gezeigt.

7.1.1 Darstellung des Zeitsignals

In einem ersten Schritt werden die Signale von sechs im Modelldatensatz simulierten Sensoren über der Zeitachse in Rotorumdrehungen aufgetragen. Stellt man dabei zusätzlich auf der Ordinate eine Abwicklung des Verdichtenumfangs und die jeweiligen Sondenpositionen dar, erhält man so ergänzend eine räumliche Darstellung. [Abb. 7.1](#) zeigt den Modelldatensatz, der sich aus einer Sägezahnschwingung an jeder Sondenumfangsposition zusammensetzt, deren Amplitude nach zwei Drittel der Zeit quadratisch ansteigt. Zusätzlich ist ein Hintergrundrauschen aufgeprägt und für die Bestimmung der Zeitachse wird eine Rotorfrequenz von 100 Hz angenommen. Aus der Phasenverschiebung zwischen den einzelnen Sensorsignalen läßt sich die Umlauffrequenz des simulierten Signals bestimmen. Sie liegt bei 40% der Rotorfrequenz, also bei 40 Hz.

7.1.2 Zeitliche FFT

1822 zeigte der französische Mathematiker Joseph de Fourier, daß sich jede periodische Funktion $x(t)$ in eine Reihe amplituden- und phasengewichteter harmonischer Schwingungen zerlegen läßt (Hesselmann, 1987). Das bedeutet in reeller Schreibweise

$$x(t) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cos(n\omega_0 t) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin(n\omega_0 t) \quad . \quad (7.1)$$

Diese Reihenentwicklung erlaubt in der Signalanalyse die Übertragung eines Zeitsignals in den Frequenzbereich. Bei der diskreten Fast-Fourier-Transformation (FFT) handelt es sich um einen zeitoptimierten Algorithmus zur Verarbeitung zeitdiskreter Signaldaten. Für die Fourier-Koeffizienten $X(f)$ gilt:

$$X(f) = F\{x(t)\} = \sum_{m=0}^{N-1} x(t) e^{-j\frac{2\pi}{N}mt} \quad (7.2)$$

Berechnet man die FFT des Zeitsignals eines Sensors für ein festgelegtes Zeitfenster mit N Werten und trägt das Frequenzspektrum auf, treten dominierende, periodische Signalanteile durch ihre höheren Amplitudenwerte hervor. Verschiebt man das Zeitfenster der FFT in regelmäßigen Abständen auf der Zeitachse und trägt die gefundenen Frequenzspektren als Wasserfalldiagramm auf, werden etwaige Amplituden- und Frequenzänderungen und damit auch nicht periodische, transiente Signaländerungen erkennbar (Abb. 7.2). Weicht die Form der Grundschwingung von einer reinen Sinusschwingung ab, wie es für die Sägezahn-schwingungen im Modelldatensatz der Fall ist, treten neben der ersten Harmonischen auch noch höhere Ordnungen der Schwingung in der Frequenzanalyse auf.

Die Anzahl der zeitdiskreten Signale N im Zeitfenster der FFT bestimmt die Frequenzauflösung, denn für die Anzahl der auflösbaren Frequenzen gilt:

$$n_f = \frac{N-1}{2} \quad (7.3)$$

Je kleiner also das Zeitfenster der FFT ist, desto geringer ist die Auflösung im Frequenzspektrum. Allerdings steigt mit einem kleinen Zeitfenster auch die Empfindlichkeit hinsichtlich transienter Signaländerungen bei der Darstellung im Wasserfall-Diagramm.

7.1.3 Umfangs-FFT

Die FFT ist in ihrer Anwendung nicht auf das Zeitsignal beschränkt. Der gleichmäßige Abstand in der Anordnung der Eindraht-Hitzdrahtsonden über den Umfang erlaubt, wie Abb. 7.3 zeigt, eine räumliche Analyse der Sensorwerte über den Umfang zu jedem diskreten Zeitpunkt. Man erhält die komplexen Fourier-Koeffizienten

$$X_{\text{Umfangs-FFT}} = f(t) \quad (7.4)$$

Mit sechs Sensoren am Umfang lassen sich entsprechend Gl. 7.3 zwei Harmonische des Frequenzspektrums auflösen. Die Auswertung erfolgt für jede Harmonische getrennt hinsichtlich Amplitudenverlauf und Phasenlage. Da jeder Zeitpunkt der Messung diskret und nicht über ein Zeitfenster verarbeitet wird, werden bei der Aneinanderreihung so transiente beziehungsweise nur kurzzeitig auftretende Phänomene erkennbar. Dabei werden die Amplitude und die fortlaufende Phase der den jeweiligen Zeitpunkt dominierende Harmonischen dargestellt. Konstante Phasenänderungsgeschwindigkeiten weisen auf Modalwellen hin und werden durch Geraden im Phasendiagramm erkennbar, aus deren Steigung sich die Umlauffrequenz ablesen läßt. Die Steigung der gestrichelten Linien repräsentiert die Rotorfrequenz als Referenz. Für gute Ergebnisse ist eine geeignete Tiefbeziehungsweise Bandpaßfilterung wesentlich, um Signalauschen oder auch die Rotor-

frequenz zu unterdrücken. McDougall et al. (1990) und Garnier et al. (1991) nutzen als erste die Umfangs-FFT zum Nachweis von Modalwellen in langsam und schnell drehenden Versuchsverdichtern.

7.1.4 Leistungsdichte-Spektrum (PSD)

Mit den komplexen Fourier-Koeffizienten der Umfangs-FFT als Zeitsignal kann das Leistungsdichtespektrum, im Englischen Power Spectral Density – PSD, wie von Tryfonidis et al. (1994) vorgeschlagen, berechnet werden. Zunächst wird die FFT der Fourier-Koeffizienten der Umfangs-FFT durchgeführt:

$$X(f) = F\{X_{\text{Umfangs-fft}}(t)\} \quad (7.5)$$

Mit $X(f)$ und seiner konjugierten $X(f)^*$ ist das Leistungsdichtespektrum definiert als

$$\text{PSD}(f) = \frac{X(f)X(f)^*}{N} \quad (7.6)$$

und dient als Maß für die Energieverteilung auf das Frequenzspektrum. Zur Darstellung transientser Signaländerungen wird, wie in [Abb. 7.4](#) gezeigt, das auszuwertende Zeitfenster auf der Zeitachse verschoben und die PSD als Wasserfalldiagramm aufgetragen. Da die PSD mit den komplexen Fourier-Koeffizienten der Umfangs-FFT berechnet wird, ist das Frequenzspektrum nicht zwingend symmetrisch. Die Amplituden der positiven Frequenzachse stehen für gleichsinnig umlaufende Wellen und Amplituden auf der negativen Frequenzachse dementsprechend für gegensinnig drehende Wellen. Stehende Wellen weisen gleiche Amplituden auf beiden Ästen der Frequenzachse auf. Im Gegensatz zum Frequenzspektrum der FFT des Zeitsignals werden umlaufende Wellen deutlich verstärkt wiedergegeben und der Einfluß stochastischer Signalstörungen minimiert.

Subtrahiert man die Amplituden der negativen Frequenzen der PSD von den Amplituden der positiven Frequenzen, erhält man die Differential Power Spectral Density – Diff.-PSD. Stehende Wellen verschwinden damit aus der Darstellung und gegensinnig drehende Wellen erhalten eine negative Amplitude ([Abb. 7.5](#)).

7.1.5 Energieinhalt umlaufender Wellen (TWE)

Integriert man die Amplituden der Diff.-PSD über das gesamte Frequenzspektrum, erhält man den Energieinhalt aller umlaufenden Wellen, im Englischen Travelling Wave Energy – TWE für das jeweilig zugrunde liegende Zeitfenster ([Abb. 7.6](#)):

$$\text{TWE} = \int_{f=0}^{\infty} \text{PSD}(f)df \quad (7.7)$$

Tryfonidis et al. (1994) zeigen an einer Reihe von langsam- und schnell drehenden Versuchsverdichtern, daß die über der Zeit aufgetragenen Werte der TWE durch Definition eines

Amplitudengrenzwerts zur Früherkennung eines unmittelbar bevorstehenden Strömungsabbrisses genutzt werden können. Schränkt man das Integrationsintervall auf ein bestimmtes Frequenzband ein, lassen sich so gezielt Amplitudenänderungen zum Beispiel der Rotorfrequenz oder im Frequenzbereich von Modalwellen darstellen und damit auch Aussagen zur Natur von Stall-Vorläufern treffen.

7.2 Versuchsdurchführung zur Bestimmung des Strömungsabrißverhaltens

Zur Analyse des Strömungsabrißverhaltens werden sechs im Verdichtereintritt (Meßebene 1.1) gleichmäßig über den Umfang verteilte Eindraht-Hitzdrahtsonden verwendet. Die Sondendrähte sind quer zur Verdichterachse orientiert und reagieren damit empfindlich auf Änderungen in der Axialgeschwindigkeit der Zuströmung. Die Einbauhöhe liegt 3 mm von der Gehäusewand entfernt am Rand der Gehäusegrenzschicht auf 90% Schaufelhöhe des ersten Rotors, eine halbe Schaufelsehnenlänge stromauf der Schaufelvorderkante. Das Überfahren der Pumpgrenze führt bei mittleren und hohen Verdichterdrehzahlen zu schlagartigen Geschwindigkeits- und damit Staudruckänderungen in der Strömung. Die sich ergebenden hohen mechanischen Belastungen der 5 µm dünnen Hitzdrähte führen zu häufigen Sondendefekten. Eine Kalibrierung der Eindraht-Hitzdrahtsonden ist daher zu aufwendig, aber auch nicht unbedingt notwendig. Da die Messungen immer in einem stabilen Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze beginnen, wird die mittlere Meßspannung der ersten halben Sekunde des Datensatzes als Null-Lage definiert und damit eine Offsetkorrektur für alle Sonden vorgenommen. Hat sich nach Überfahren der Pumpgrenze eine rotierende Ablösung vollständig ausgebildet, wird für jeden Sensor der Maximalausschlag zur Normierung des Signals herangezogen. Während der Messung werden alle SONDENSINNUNGEN mit jeweils 60 kHz Abtastrate aufgezeichnet. Für die hier dargestellten Ergebnisse sind die Meßdaten, soweit nicht anders erwähnt, mit 1000 Hz Eckfrequenz digital tiefpaßgefiltert und auf 6 kHz Abtastrate reduziert. Im Rahmen der Auswertung wurden auch andere Tiefpaßeinstellungen sowie Bandpaßfilter mit unterschiedlichen Eckfrequenzen erprobt, mit denen sich jedoch in der Interpretation insbesondere hinsichtlich der Detektion von Modalwellen keine weitergehenden Ergebnisse erzielen ließen.

7.3 Strömungsabriß bei ungestörter Zuströmung

Das Zeitsignal der sechs Hitzdrahtsonden im Verdichtereintritt bei Überschreiten der Pumpgrenze zeigt [Abb. 7.7](#). Das Unterschreiten eines Amplitudengrenzwerts an einem der sechs Sensoren definiert als Beginn des Strömungsabbrisses den Nullpunkt auf der Zeitachse, aufgetragen in Rotorumdrehungen. Exemplarisch ist jeweils eine Messung bei niedriger (60%), mittlerer (80%) und hoher Verdichterdrehzahl (93,3% Auslegungsdrehzahl) dargestellt. Im gesamten Drehzahlbereich erfolgt der Übergang in die rotierende Ablösung abrupt innerhalb von zwei Rotorumdrehungen. Modalwellen in Form einer langwelligen Sinus-

schwingung sind im Zeitraum vor dem Strömungsabriß nicht erkennbar, als Stall-Vorläufer läßt sich jeweils ein Spike identifizieren. Wird dieser im Zeitsignal erkennbar, beträgt seine Umlaufgeschwindigkeit bei niedriger Verdichterdrehzahl 62% Rotorfrequenz. Diese steigt auf 73% Rotorfrequenz bei hoher Drehzahl an. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Signalamplituden mit steigender Verdichterdrehzahl erheblich zunehmen und damit ein entstehender Strömungsabriß auch früher im Zeitsignal sichtbar wird. Die Umfangsausdehnung der ausgebildeten rotierenden Ablösung nimmt mit der Verdichterdrehzahl leicht zu, entsprechend sinkt deren Umlaufgeschwindigkeit leicht von 46% Rotorfrequenz bei 60% Auslegungsdrehzahl auf 43% Rotorfrequenz bei 93,3% Drehzahl ab.

Abb. 7.8 zeigt das Ergebnis der zeitlichen FFT einer Hitzdrahtsonde aus dem Sondenfeld im Verdichtereintritt für 60%, 80% und 93,3% Auslegungsdrehzahl. Die Amplituden des Frequenzspektrums sind über der Zeit in Rotorumdrehungen aufgetragen. Der Moment des Strömungsabrisse liegt bei null Rotorumdrehungen. Aus dem relativ stark verrauschten Frequenzspektrum tritt die Rotorfrequenz deutlich hervor. Daneben sind keine weiteren charakteristischen Amplituden erkennbar. Auch höhere Ordnungen der Rotorfrequenz, im reduzierten Frequenzbereich der Abbildung nicht dargestellt, sind nicht feststellbar. Zum Einsetzen der rotierenden Ablösung hin zeigen sich auch keine Amplitudenanstiege. Der unmittelbar bevorstehende Strömungsabriß ist daher nicht zu erkennen.

Bei der Umfangsauswertung des Sondenfelds mittels der Umfangs-FFT werden die Amplituden und Phasenlagen der zwei dominierenden Harmonischen über der Zeit aufgetragen. In Abb. 7.9 werden bei 60% Auslegungsdrehzahl auch aufgrund der geringen Signalamplituden in beiden Harmonischen keine konstant ansteigenden Phasenlagen erkennbar. Bei Stallbeginn (0 Rotorumdrehungen) steigen die Amplituden beider Harmonischen deutlich an. Hat sich die Rotating Stall-Zelle bei +2 Rotorumdrehungen formiert, wird ihre konstante Phasengeschwindigkeit als gerade Linie im Phasendiagramm der ersten Harmonischen erkennbar. Bei mittlerer Drehzahl (80% Auslegung) erscheint im Phasendiagramm der ersten Harmonischen abschnittsweise die Rotorfrequenz als dominierende Schwingung, bis sie bei Beginn des Strömungsabrisse durch die Umlauffrequenz der rotierenden Ablösung mit entsprechend deutlich höherer Amplitude ersetzt wird. Dasselbe Bild findet sich bei 93,3% Auslegungsdrehzahl, hier ist lediglich die erste Harmonische dargestellt. Wieder markiert ein deutlicher Amplitudenanstieg den einsetzenden Strömungsabriß. Auch bei Einsatz eines Tiefpaßfilters mit einer Eckfrequenz unterhalb der Rotorfrequenz oder bei Betrachtung eines größeren Zeitabschnitts lassen sich keine Anzeichen für modale Aktivität im Strömungsfeld des Verdichters detektieren.

In der Diff.-PSD (Abb. 7.10) wird das differentielle Leistungsdichtespektrum über der Zeit in Rotorumdrehungen aufgetragen. Die Frequenzen und Amplituden umlaufender Wellen werden deutlich sichtbar. Dabei sind die Amplituden der zweiten Harmonischen generell eine

Größenordnung kleiner als die Amplituden der ersten Harmonischen, in der immer die Rotorfrequenz dominiert. Diese wird bei mittlerer und hoher Verdichterdrehzahl auch in der zweiten Harmonischen sichtbar. Bei 93,3% Auslegungsdrehzahl zeigt die Rotorfrequenz in der ersten Harmonischen einen deutlichen Amplitudenanstieg über der Zeit, der allerdings gerade vor Einsetzen des Strömungsabrisse wieder einbricht. Wie auch eine Ausschnittvergrößerung der Amplitude zeigt, sind neben der Rotorfrequenz keine weiteren charakteristischen Frequenzen erkennbar, die beispielsweise einer Modalwelle zuzuordnen wären. Dies gilt für den gesamten Drehzahlbereich des Verdichters. Abb. 7.11 soll als Detailaufnahme das abrupte Einsetzen des Stalls in der Darstellung der Diff.-PSD demonstrieren. Neben der dominierenden Frequenz der rotierenden Ablösung explodiert förmlich das gesamte Frequenzspektrum einschließlich der Rotorfrequenz.

Die Darstellung des Energieinhalts aller umlaufenden Wellen, der TWE, über der Zeit in Abb. 7.12 beschränkt sich zunächst bewußt auf die Energie umlaufender Wellen unterhalb der Rotorfrequenz. Über der Zeit lassen sich hier im gesamten Drehzahlbereich Amplitudenschwankungen, aber keine Amplitudenanstiege beobachten, die auf das Anwachsen einer Modalwelle innerhalb des Frequenzbandes unterhalb der Rotorfrequenz hindeuten. Die Amplitude der TWE im Frequenzband von 90 bis 110% Rotorfrequenz und 93,3% Auslegungsdrehzahl liegt um eine Größenordnung über der Amplitude des restlichen Frequenzspektrums unterhalb der Rotorfrequenz. Der schon in der Diff.-PSD erkennbare Amplitudenanstieg der Rotorfrequenz wird deutlich sichtbar, ebenso allerdings auch der Einbruch der Amplitude vor Stallbeginn. Generell läßt sich der Anstieg mit der zunehmenden Häufigkeit von Störungen der Verdichterströmung infolge kurzzeitiger, lokaler Strömungsabrisse in einzelnen Schaufelpassagen erklären, die jedoch sofort wieder ausgeglichen werden und daher noch nicht zu einem schnell anwachsenden Spike führen. Da ein lokaler Strömungsabriß mit einer Kanal-Teilversperrung zunächst an eine Schaufelteilung gebunden bleibt, wird eine ansteigende Häufigkeit dieses Ereignisses durch eine Amplitudenerhöhung auf der Rotorfrequenz in der Diff.-PSD und damit auch der TWE erkennbar.

Die Verwendung einer breiten Palette von Analyseverfahren unterstreicht damit die schon bei Betrachtung der Zeitverläufe der Sensorsignale getroffene Feststellung. Das Rig212 zeigt im gesamten Drehzahlbereich keinerlei modale Aktivitäten, eine rotierende Ablösung wird ausschließlich über Spikes eingeleitet.

Mangels instationärer Meßsonden zwischen den Verdichterstufen kann eine axiale Zuordnung des beginnenden Stalls zu einer Verdichterstufe nicht mit letzter Sicherheit erfolgen. Ein Vergleich der Sensor-Zeitsignale in Verdichterein- und austritt zeigt den beginnenden Stall immer erst im Eintritt und läßt die Aussage zu, daß im gesamten Drehzahlbereich nicht die hinteren Verdichterstufen für den Strömungsabriß verantwortlich sind, obwohl diese wegen

der Stufenabstimmung zumindest bei Auslegungsdrehzahl höher belastet werden. Auch Walbaum (1999) stellt in seinen detaillierten Rotating Stall-Messungen an einem schnelldrehenden 6-stufigen Axialverdichter die erste Stufe als Entstehungsort des Strömungsabrisses fest. Dies wird auch für das Rig212 angenommen. Der Strömungsabriß hat dabei seinen Ursprung an der Spitze der Rotorschaukeln (Jahnen, 1998).

7.4 Strömungsabriß bei rotierender Eintrittsstörung

Bei Bestimmung der Pumpgrenze in Kapitel 6.2 war der Verdichter mit den bereits beschriebenen sechs Hitzdrahtsonden im Verdichtereintritt instrumentiert, die eine Analyse des Strömungsabrisses erlauben. Entsprechend wurden alle Versuche auf jeder Drehzahllinie ausgewertet. Für den niedrigen, mittleren und hohen Drehzahlbereich des Verdichters werden exemplarisch Versuche bei 60%, 80% und 93,3% Auslegungsdrehzahl betrachtet.

Die dem Strömungsfeld im Verdichtereinlauf aufgeprägte, rotierende Eintrittsstörung wird in den Signalen der Hitzdrahtsonden erkennbar. Abb. 7.13 zeigt beispielhaft das Annähern und Überschreiten der Pumpgrenze bei 80% Auslegungsdrehzahl und einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,15$ im Zeitsignal. Eine Tiefpaßfilterung mit 100 Hz Eckfrequenz verdeutlicht die Umlaufperiode der Eintrittsstörung, deren Umfangsposition über der Zeit in der Abbildung grau hinterlegt ist. Im niedrigen Verdichterdrehzahlbereich lassen sich im Vorfeld der einsetzenden rotierenden Ablösung kleine Störungen beobachten, die jedoch wieder ausgedämpft werden. Abb. 7.14a zeigt dies exemplarisch für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,2$ und $n_{\text{Verdichter}} = 60\%$ Auslegungsdrehzahl. 13 Rotorumdrehungen vor Ausbildung der rotierenden Ablösung verschwindet eine Störung erst kurz, bevor sie einmal um den Umfang gelaufen ist. Verglichen mit höheren Verdichterdrehzahlen dauert der Übergang in den Rotating Stall mit etwa vier Rotorumdrehungen relativ lang. Bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,3$ (Abb. 7.14b) veranlaßt der Signalausschlag des Hitzdrahtsensors an der 300°-Umfangsposition den Auswertalgorithmus, den Zeitpunkt des Beginns des Strömungsabrisses zu setzen, obschon auch diese stark ausgeprägte Initialstörung noch einmal deutlich gedämpft wird. Erst zwei Rotorumdrehungen später kann man tatsächlich von einer umlaufenden rotierenden Ablösung sprechen. Demgegenüber sind im mittleren Verdichterdrehzahlbereich Störungen im Vorfeld des Strömungsabrisses, die wieder gedämpft werden, nicht auszumachen. Abb. 7.15a zeigt, wie für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ ein erster Signalausschlag zwei Rotorumdrehungen vor der rotierenden Ablösung an der 240°-Umfangsposition erkennbar wird und sich dann stetig vergrößert. Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,75$ bestimmt die nun vergleichsweise schnell drehende Eintrittsstörung den Zeitbereich vor dem Strömungsabriß (Abb. 7.15b). Der Übergang in die Instabilität erscheint bei 80% Verdichterdrehzahl deutlich härter, als bei niedrigeren Drehzahlen. Die rotierende Ablösung zeigt etwa zwei Rotorumdrehungen nach ihrer Ausbildung den höchsten Signalausschlag. Bei höheren Verdichterdrehzahlen ist der

Ausgangspunkt des Rotating Stall nur etwa eineinhalb Rotorumdrehungen vor Ausbildung der rotierenden Ablösung erkennbar. [Abb. 7.16](#) gibt darüber hinaus einen Eindruck von der rotierenden Eintrittsstörung bei wachsender Störgeneratordrehzahl. Die periodische Eintrittsstörung überlagert etwaige Stall-Vorläufer und erschwert eine Interpretation der Zeitsignale. Tatsächlich scheint die Initialstörung des Strömungsabrisses aus dem Signaltal der umlaufenden Eintrittsstörung hervorzugehen. Dies liegt auch nahe, wenn man das Maximum der Fehlanströmung bei Austritt der Rotorschaukeln aus dem gestörten Bereich bedenkt. Im Zeitsignal ist der Strömungsabriß unter Einfluß der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung dem Abrißverhalten bei ungestörter Zuströmung ähnlich. Die Zeitspannen vom Auftreten einer Initialstörung bis zur Ausbildung der rotierenden Ablösung sind weiterhin kurz und auch nicht von der Störgeneratordrehzahl abhängig. Modale Aktivitäten werden aber vielleicht von der umlaufenden, gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung überlagert. Dies erfordert eine detaillierte Untersuchung im Frequenzbereich.

Eine Anregung von Modalwellen durch eine gegenläufig drehende Eintrittsstörung wird nicht erwartet. Den Strömungsabriß für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ zeigt [Abb. 7.17](#) für 60%, 80% sowie 93,3% Verdichterdrehzahl. Auch hier wird bei niedriger Verdichterdrehzahl der sanftere Übergang in den Rotating Stall, der vier Rotorumdrehungen vor Ausbildung der Rotating Stall Zelle beginnt, deutlich. Demgegenüber bildet sich die rotierende Ablösung bei hoher Verdichterdrehzahl binnen eineinhalb Rotorumdrehungen aus. Im Zeitsignal lassen sich damit zwischen gleich- und gegensinnig drehender Eintrittsstörung keine Unterschiede im Strömungsabrißverhalten des Verdichters erkennen. Die Drehrichtung der Eintrittsstörung hat keinen Einfluß.

Das Ergebnis der FFT des Zeitsignals von Sensor 6 aus dem Hitzdrahtsonden-Array im Verdichtereintritt für verschiedene Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ zeigt [Abb. 7.18](#). Die Fenstergröße der FFT beträgt 1 s, das sind etwa 185 Rotorumdrehungen. Die Frequenzauflösung ist entsprechend hoch und die im Signal enthaltenen Frequenzamplituden treten klar hervor. Die Darstellung soll das vielfältige Frequenzspektrum, das die Eintrittsstörung verursacht, verdeutlichen. Die Amplitude für jedes Drehzahlverhältnis ist jeweils auf die maximale Amplitude normiert, der Betriebspunkt des Verdichters liegt für jeden ausgewerteten Datensatz direkt an der Pumpgrenze. Die Harmonischen der Eintrittsstörung sind durchnummeriert. Ebenso markiert ist die 1. Harmonische der Rotorfrequenz (RF1), die bei ca. 185 Hz liegt, und – soweit erkennbar – auch die 2. Harmonische (RF2) bei ca. 370 Hz. Die Veränderung in der Amplitudenverteilung der verschiedenen Ordnungen der Eintrittsstörung mit ansteigender Störgeneratordrehzahl unterstreicht die in Kapitel 5.1 gemachte Feststellung, daß sich die Form der Störung über den Umfang mit dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ ändert. Innerhalb dieses Frequenzspektrums müssten nun charakteristische Frequenzen beziehungsweise Frequenz- und Amplitudenänderungen

gefunden werden, um beispielsweise Modalwellen als Stall-Vorläufer detektieren zu können. In der Auswertung interessieren dabei insbesondere die Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ in Tab. 7.1, bei denen es zu deutlichen Einbrüchen in der Pumpgrenze kommt.

$n_{\text{Verdichter}}$	$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$		
60%	0,20-0,25		0,75-0,80
80%	0,15-0,20		0,7-0,80
93,3%	0,15	0,45	0,65-0,7

Tab. 7.1: Drehzahlverhältnisse mit deutlichem Einbruch in der Pumpgrenze

Abb. 7.19 gibt einen Überblick über die Frequenzspektren der FFT für verschiedene Verdichter- und Störgeneratordrehzahlen. Auf der Zeitachse ist ein Zeitraum von 500 Rotorumdrehungen vor dem Strömungsabriß bis zum Moment des Strömungsabrisses aufgetragen. Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ und $n_{\text{Verdichter}} = 60\%$ ist die 1. Ordnung der Eintrittsstörung deutlich erkennbar, während die höheren Ordnungen und die Rotorfrequenz sich wenig aus dem Hintergrundrauschen abheben. Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,75$ verteilt sich dagegen die Eintrittsstörung über mehrere Ordnungen. In beiden Fällen bleibt der zeitlich unmittelbar folgende Strömungsabriß unbemerkt. Weder kommt es zu einem Anstieg der Amplituden auf den Ordnungen der Eintrittsstörung noch auf der Rotorfrequenz. Auch die Entstehung eines bis dahin im Frequenzspektrum nicht vorhandenen Signals kann nicht beobachtet werden. Ein ähnliches Bild zeigt sich für 80% Verdichterdrehzahl. Auch hier tritt bei niedriger Störgeneratordrehzahl die 1. Ordnung der Eintrittsstörung deutlich hervor, während sich bei einem höheren Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ mehrere Ordnungen der rotierenden Störung zeigen. Auch bei 80% Auslegungsdrehzahl lassen sich in der zeitlichen FFT keine Vorzeichen der bevorstehenden Strömungsablösung erkennen. Mit steigender Verdichterdrehzahl erhöht sich der Massendurchsatz und damit die Axialgeschwindigkeit der Zuströmung. Da der Totaldruckverlust am Störgenerator und damit die Signalamplitude der Eintrittsstörung mit der Axialgeschwindigkeit der Zuströmung ansteigt, vergrößert sich der Signal-Rauschabstand mit steigender Verdichterdrehzahl. Dementsprechend treten bei 93,3% Verdichterdrehzahl die Ordnungen der Störgeneratorfrequenz am deutlichsten hervor. Die dargestellten Frequenzspektren der FFT eines Hitzdrahtsensors stehen dabei exemplarisch für die Auswertungsergebnisse aller durchgeführten Messungen. Das komplexe Frequenzspektrum der Eintrittsstörung wird sauber aufgelöst, darüber hinaus sind signifikante Änderungen in Amplitude und Frequenz nicht erkennbar.

Dasselbe Bild zeigt sich für die gegenläufig drehende Eintrittsstörung, die in Abb. 7.20 beispielhaft bei 80% Verdichterdrehzahl für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ und $-0,7$ dargestellt ist und den direkten Vergleich mit der Darstellung der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung bei 80% Verdichterdrehzahl erlaubt. Auch hier geht der Verdichter zum Zeitpunkt Null auf der

Zeitachse in den Rotating Stall, ohne daß im Vorfeld eine Veränderung im Sondersignal festzustellen ist.

In der Umfangsauswertung des Hitzdraht-Sondenfelds mittels Umfangs-FFT lassen sich die dominierenden Frequenzen und ihre Amplituden analysieren. Abb. 7.21 zeigt die Umfangs-FFT bei 60% Auslegungsdrehzahl und einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,2$. Zeitpunkt Null markiert den Strömungsabriß auf der Zeitachse in Rotorumdrehungen. In der 1. Harmonischen ist im Phasendiagramm abschnittsweise die umlaufende Phase der Eintrittsstörung erkennbar, während nach dem Strömungsabriß die Rotating Stall-Zelle dominiert. In der 2. Harmonischen sind dagegen vor dem Einsetzen der rotierenden Ablösung Abschnitte mit der 2. Ordnung der Eintrittsstörung ($2 \cdot 20\% = 40\%$ Verdichterdrehzahl), wie auch der Rotorfrequenz erkennbar. Beide Harmonische zeigen keinen Anstieg der Signalamplituden vor dem Strömungsabriß. Bei 80% Verdichterdrehzahl (Abb. 7.22) ist in der 1. Harmonischen der Umfangs-FFT die Eintrittsstörung deutlich erkennbar, bis sie mit dem Strömungsabriß durch die Umlaufgeschwindigkeit der ausgebildeten Rotating Stall Zelle ersetzt wird. In der 2. Harmonischen tritt wiederum in kurzen Abschnitten die 2. Ordnung der Eintrittsstörung (40% Verdichterdrehzahl) auf, die im Rotating Stall durch die Rotorfrequenz abgelöst wird. In beiden Harmonischen ist ein Anwachsen der Amplituden wieder erst im Moment des Strömungsabrisses erkennbar. Das gleiche Verhalten zeigt sich bei Betrachtung eines Datensatzes mit gegenläufig drehendem Störgenerator, exemplarisch dargestellt für beide Harmonische die 1. Harmonische für ein Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ (Abb. 7.23). Vor dem Strömungsabriß ist die gegenläufig rotierende Eintrittsstörung mit ihrer negativen Steigung im Phasendiagramm zu sehen, auf die wieder nach dem Strömungsabriß die gleichsinnig drehende Phasengeschwindigkeit der Rotating Stall-Zelle folgt. In Abb. 7.24 werden die Ergebnisse der Umfangs-FFT bei 93,3% Verdichterdrehzahl analysiert. Wie in Abb. 7.24a beispielhaft gezeigt, treten für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,2$ in dem Zeitabschnitt kurz vor dem Strömungsabriß in der 1. und 2. Harmonischen durchgehend jeweils die 1. beziehungsweise die 2. Ordnung der rotierenden Eintrittsstörung auf. Im weiteren werden nur noch die 1. Harmonischen betrachtet. Mit steigender Drehzahl des Störgenerators, zu sehen in Abb. 7.24b für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ und in Abb. 7.24c für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,65$, vergleichmäßig sich die Phasengeschwindigkeit weiter und wird zu einer durchgehenden Geraden. Diese Beobachtung ist ein Ergebnis der dann annähernd sinusförmigen Formgebung der Eintrittsstörung über den Umfang. Abb. 7.25 zeigt noch einmal für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung mit einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ die negative Phasengeschwindigkeit der Eintrittsstörung vor der rotierenden Ablösung. In keinem der beschriebenen Datensätze der Umfangs-FFT läßt sich ein Amplitudenanstieg vor dem Strömungsabriß feststellen. Die 1. und 2. Ordnung der Störgeneratorfrequenz sowie die

Umlauffrequenz des Verdichterrrotors sind die dominierenden Phasen in der Auswertung der 1. und 2. Harmonischen.

In der Diff.-PSD wird das Leistungsdichtespektrum über der Zeit aufgetragen. Die Frequenzen, Amplituden und Drehrichtungen umlaufender Wellen werden deutlich sichtbar. Abb. 7.26 stellt die Diff.-PSD für verschiedene Störgeneratordrehzahlen bei 60% Verdichterdrehzahl dar. Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ ist neben der Wasserfalldarstellung der 1. und 2. Harmonischen auch eine Ansicht lediglich der Amplituden über der Frequenz gezeigt. Deutlich sind in der 1. Harmonischen die 1. Ordnung der Eintrittsstörung und die 4. Ordnung, die der Rotorfrequenz entspricht, als gleichsinnig drehend sowie die 5. Ordnung als gegendrehend erkennbar, während die 2. und 3. Ordnung verborgen bleiben. In der 2. Harmonischen sind die Amplituden eine Größenordnung kleiner. Es dominiert die 2. Ordnung. Im Wasserfalldiagramm sind keine deutlichen Amplitudenanstiege erkennbar. Dasselbe Bild ergibt sich für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,75$. Im gezeigten Frequenzspektrum sind keine erwähnenswerten Amplitudenanstiege der Eintrittsstörung auszumachen. Für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,5$ läßt sich allenfalls ein leichter Anstieg auf der Rotorfrequenz in beiden Harmonischen feststellen, wie er auch bei Messungen mit ungestörter Zustromung beobachtet werden kann. Für diese Störgeneratordrehzahl fällt der Einbruch in die Pumpgrenze entsprechend Abb. 6.7 besonders gering aus. Abb. 7.27 beleuchtet die Verhältnisse bei 80% Verdichterdrehzahl und Drehzahlverhältnissen von $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,2$ und $0,7$. Die Amplituden der Eintrittsstörung in ihren verschiedenen Ordnungen dominieren das Frequenzspektrum, aber auch bei 80% Verdichterdrehzahl können keine signifikanten Amplitudenanstiege auf den charakteristischen Frequenzen beobachtet werden.

Abb. 7.28 zeigt die Ergebnisse der Diff.-PSD bei 93,3% Verdichterdrehzahl und verschiedenen Drehzahlverhältnissen $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$. Die Störgeneratordrehzahlen in der linken Spalte entsprechen dabei einem vergleichsweise geringen Verlust an Pumpgrenzenabstand, die Drehzahlverhältnisse in der rechten Spalte stehen dagegen für einen deutlichen Einbruch der Pumpgrenze. Amplitudenanstiege lassen sich allenfalls in den 2. Harmonischen der rechten Spalte feststellen, wobei die Amplituden generell eine Größenordnung unter denen der 1. Harmonischen liegen. Bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ steigt auch die Amplitude der 1. Harmonischen leicht an. Dies wird in der folgenden, noch zu diskutierenden TWE-Analyse noch deutlicher. Die Rotorfrequenz ist neben der Eintrittsstörung und ihren höheren Ordnungen kaum mehr erkennbar. Bei dieser linearen Amplitudendarstellung und den hohen Amplitudenwerten der Eintrittsstörung bleiben eventuell vorhandene andere Frequenzen mit geringer Amplitude unentdeckt. Abb. 7.29 stellt daher die Ergebnisse der Diff.-PSD bei 93,3% Verdichterdrehzahl auf einer logarithmischen Amplitudenachse dar. Zur Berechnung des Logarithmus' müssen die Amplitudenwerte so angehoben werden, daß keine negativen Amplituden auftreten. Entsprechend bleibt die Darstellung der Amplituden nicht quantifiziert.

Zumindest die Rotorfrequenz tritt nun in allen Auswertungen deutlich zutage. Daneben erscheint beispielsweise für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,15$ in der 2. Harmonischen eine höhere Ordnung der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung mit einer negativen Amplitude vermeintlich gegendrehend. Schon Grauer (1999) beobachtete diesen Effekt, der keinen physikalischen, sondern einen mathematischen Hintergrund hat, und mit der Anzahl der über den Umfang zur Verfügung stehenden Sonden zusammenhängt. [Abb. 7.30](#) stellt exemplarisch die Diff.-PSD bei 93,3% Verdichterdrehzahl für eine gegenläufig drehende Eintrittsstörung mit einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ dar. Die der Drehrichtung des Verdichterrisors entgegengesetzte Bewegung der Eintrittsstörung drückt sich in der negativen Amplitude aus. Dabei wird ein Anstieg der Störungsamplitude in der 1. Harmonischen deutlich. Dieser Amplitudenanstieg läßt sich für 93,3% Verdichterdrehzahl bei einigen Störgeneratordrehzahlen beobachten. Diese sind jedoch nicht an Auffälligkeiten im Verlust von Pumpgrenzenabstand verbunden. Eine Zuordnung zu Phänomenen wie Stall-Vorläufern und damit eine Erklärung dieser Amplitudenanstiege ist für die gegenläufig drehende Eintrittsstörung nicht möglich.

In der TWE-Analyse werden die Amplituden der Diff.-PSD über das Frequenzspektrum integriert. Man erhält damit den Energieinhalt aller umlaufender Wellen über der Zeit. Die Energieinhalte der 1. und 2. Harmonischen werden dabei addiert. [Abb. 7.31](#) zeigt für das Verdichterbetriebsverhalten bei 60% und 80% Verdichterdrehzahl das Ergebnis der TWE-Analyse für höhere Störgeneratordrehzahlen. Während für das Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,7$ kein signifikanter Amplitudenanstieg über der Zeit zu beobachten ist, wird für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,75$ bei beiden Verdichterdrehzahlen ein Amplitudenanstieg vor Stallbeginn erkennbar. Für 80% Verdichterdrehzahl erfolgt dieser kontinuierlich ab etwa 50 Rotorumdrehungen vor dem Strömungsabriß, während bei 60% Verdichterdrehzahl eher ein Sprung in der Amplitude zu beobachten ist. Eine mögliche Erklärung kann das vermehrte Auftreten von Spikes mit hoher Umlaufgeschwindigkeit sein, die jedoch ausgedämpft werden und damit noch nicht zur Ausbildung einer Rotating Stall-Zelle führen. Schon bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,8$ ist der Amplitudenverlauf vor Ausbildung der rotierenden Ablösung wieder unauffälliger. Am Beispiel des Datensatzes für 93,3% Verdichterdrehzahl und ein Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ soll in [Abb. 7.32](#) die Aufteilung der TWE-Werte über der Zeit auf einzelne Frequenz- respektive Drehzahlbereiche diskutiert werden. Zuoberst ist die TWE-Analyse über das gesamte Frequenzspektrum dargestellt. In den folgenden 10 TWE-Diagramme wird der Frequenzbereich von 0 bis 110% Rotorfrequenz so aufgeteilt, daß der jeweilige Frequenzbereich eines TWE-Diagramms sich mit dem Bereich des folgenden TWE-Diagramms zu 50% überlappt. Der kontinuierliche Anstieg der TWE auf der Störgeneratorfrequenz (45% Rotordrehzahl) ist in den zugehörigen TWE-Diagrammen deutlich erkennbar. In anderen Frequenzbereichen liegen die TWE-Amplituden um mehrere

Größenordnungen niedriger. Allein auf der Rotorfrequenz ist das Niveau der TWE-Amplituden erhöht, ohne daß es zu einem Amplitudenanstieg über der Zeit kommt. Das Ansteigen der TWE-Werte wird nun in [Abb. 7.33](#) im Zusammenhang mit der TWE-Analyse bei anderen Drehzahlverhältnissen $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ betrachtet. Entsprechend der aus [Abb. 6.7](#) bekannten Darstellung des Verlustes an Pumpgrenzenabstand finden sich in der linken Spalte Drehzahlverhältnisse mit kleinem Verlust sowie in der rechten Spalte Drehzahlverhältnisse mit großem Verlust. Bei niedrigen Drehzahlverhältnissen $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,05$ und $0,15$ läßt sich aus dem Verlauf der TWE-Werte nicht auf einen bevorstehenden Strömungsabriß schließen. Am deutlichsten ist ein Anwachsen der Amplitude wie zuvor beschrieben für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ festzustellen. Ein zugehörige Einbruch in der Pumpgrenze ist auch bei 93,3% Verdichterdrehzahl feststellbar. Die Umlauffrequenz entspricht in etwa der Geschwindigkeit der ausgebildeten Rotating Stall Zelle und läßt sich eventuell einer Modalwelle als Stall-Vorläufer zuordnen, die durch die rotierende Eintrittsstörung angeregt wird. Ähnlich läßt sich die ansteigende TWE-Amplitude bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,65$ mit dem Vorhandensein von Spikes erklären, die jedoch in den letzten 25 Rotorumdrehungen vor dem Strömungsabriß noch ausgedämpft werden können. Allerdings kann man auch bei Betrachtung der Verläufe der TWE-Werte für die Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,3$ und $0,55$ von tendenziell ansteigenden Amplituden sprechen. Ein absoluter Vergleich der Zahlenwerte ist nicht sinnvoll, da jeder einzelne Datensatz mit Hitzdrahtsensordesignal zur Auswertung wie in Kapitel 7.1 beschrieben individuell offsetkorrigiert und normiert werden muß.

Die typischen Ergebnisse der TWE-Analyse für eine gegenläufige Eintrittsstörung mit einem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$ zeigt [Abb. 7.34](#) für 80% beziehungsweise 93,3% Verdichterdrehzahl. Infolge der gegenläufigen Drehrichtung erscheinen die Amplituden der Eintrittsstörung mit negativem Vorzeichen. Während für 80% Verdichterdrehzahl die negativen TWE-Werte zum Einsetzen der Ablösung hin zurückgehen, steigen sie für 93,3% Verdichterdrehzahl entsprechend der schon bei der Diff.-PSD gemachten Beobachtung an. Entgegen der Beobachtung bei der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung läßt sich hier jedoch für 93,3% Verdichterdrehzahl kein Zusammenhang zum Verlust an Pumpgrenzenabstand bei dem jeweiligen Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ feststellen.

Die detaillierte Analyse des Strömungsabrisses unter dem Einfluß rotierender Eintrittsstörungen führt zu folgenden wesentlichen Ergebnissen: Wie schon bei ungestörter Zuströmung entsteht der Strömungsabriß innerhalb von maximal zwei Rotorumdrehungen aus einem schnell umlaufenden Spike. Die rotierende Eintrittsstörung dominiert in den Meßwerten sowohl in den Auswertungen der Zeitsignale wie auch in den frequenzbezogenen Auswertungen. Das Amplitudenniveau steigt mit der Verdichterdrehzahl deutlich an, da

aufgrund der steigenden Axialgeschwindigkeiten am Störgenerator der Totaldruckverlust und damit die an den Hitzdrahtsonden gemessenen Geschwindigkeitsschwankungen wachsen. Wie in Kapitel 6.2 beschrieben, lassen sich Maxima im Verlust an Pumpgrenzenabstand charakteristischen Frequenzen zuordnen. Bei niedrigen und mittleren Verdichterfrequenzen finden sich auf diesen Frequenzen keine eindeutigen Amplitudenanstiege, die als Anregung von Stallvorläufern interpretiert werden können. Es ist dabei möglich, daß infolge Überlagerung einer vergleichsweise kleinen Stallvorläuferamplitude durch die Störgeneratoramplitude etwaige Stallvorläufer mit der eingesetzten Meßtechnik nicht erkannt werden können. Bei 93,3% Verdichterfrequenz kann der Amplitudenanstieg in der Diff.-PSD und TWE-Analyse bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ eventuell durch die Existenz einer modalen Anregung des Verdichtersystems, einer Modalwelle, erklärt werden. Entsprechend können dem Amplitudenanstieg bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,65$ Spikes als Vorläufer des Strömungsabrisses zugeordnet werden.

Die Meßdaten der Hitzdrahtsonden werden zur Auswertung offsetkorrigiert und normiert. Damit lassen sich jedoch die Zahlenwerte der Amplituden unterschiedlicher Messungen nicht mehr vergleichen. Ein Amplitudenanstieg ist, wie gezeigt, auf charakteristischen Frequenzen, nur schwer auszumachen. Immerhin besteht aber die Möglichkeit, daß das absolute Niveau der Amplituden im Vergleich zu Messungen bei anderen Störgeneratordrehzahlen stark abweicht. Darüber können hier keine Aussagen getroffen werden. Es soll nun im weiteren versucht werden, die Existenz von Modalwellen als Eigenfrequenzen des Verdichtersystems auf andere Weise in einer Simulationsrechnung sowie experimentell zu belegen.

8 Eigenfrequenzen des Verdichtersystems

Wird ein schwingungsfähiges System durch äußere periodische Einwirkungen zum Schwingen angeregt und entspricht die Erregerfrequenz einer Eigenfrequenz des angeregten Schwingungssystems, kommt es zu Resonanz. Die Dämpfung der Erregerfrequenz versagt. Resonanzverhalten ist von mechanischen Schwingungssystemen her bekannt und die genaue Kenntnis der Eigenfrequenzen von mechanischen Bauteilen ist für die Berechnung der Festigkeit von größter Wichtigkeit. Auch bei der Verwendung von Schwingkreisen in der Elektrotechnik spielen Eigenfrequenzen eine wichtige Rolle. Betrachtet man nun den Verdichter mit seinen luftführenden Zu- und Ableitungen, der Drosseleinrichtung sowie dem zwischen Verdichteraustritt und Drosseleintritt liegende Volumen als ein schwingungsfähiges, gasdynamisches System, wird diesem durch den Störgenerator die Frequenz der rotierenden Eintrittsstörung aufgeprägt. Läßt sich für bestimmte Störgeneratordrehzahlen eine verstärkte Interaktion zwischen dem Strömungsfeld der Eintrittsstörung und dem Strömungsfeld des Verdichters nachweisen, kann die Umlauffrequenz der Eintrittsstörung als Eigenfrequenz des Verdichtersystems betrachtet werden. In der Literatur werden Modalwellen als gas-

dynamische Eigenfrequenzen des Verdichtersystems bezeichnet, wie sie anhand eines Verdichtermodells von Moore und Greitzer (1986) theoretisch vorhergesagt werden. Ein Hinweis auf Eigenfrequenzen des Verdichtersystems sind die gemessenen Einbrüche in der Pumpgrenze bei charakteristischen Drehzahlverhältnissen beziehungsweise Frequenzen, die im Kapitel 6.2 ausführlich diskutiert werden. Ein signifikanter Verlust an Pumpgrenzenabstand läßt sich als Resonanzverhalten interpretieren. Allerdings ist zu klären, ob als Ursachen für die Änderungen der Lage der Pumpgrenze nicht genauso gut die lokalen Strömungsbedingungen, also die Umfangsverteilung der Zuströmwinkel und die Verweildauer der Schaufeln in den gestörten und ungestörten Umfangssektoren, in Frage kommen.

8.1 Numerische Modellierung des Verdichterbetriebsverhaltens

Moore und Greitzer haben ein zweidimensionales Verdichtermodell entwickelt, das in Form eines partiellen Differentialgleichungssystem die Durchströmung eines Verdichters auch im instationären Betriebsbereich in Axial- und Umfangsrichtung beschreibt. Für den mathematischen Ansatz werden die einzelnen Verdichterkomponenten idealisiert betrachtet. Abb. 8.1 zeigt die schematische Darstellung des Verdichtungssystems. Der Verdichter befindet sich in einem Strömungskanal und arbeitet als ‚actuator disk‘. Das heißt, es wird nicht zwischen den einzelnen Schaufelgittern oder Verdichterstufen unterschieden. Stromauf vor dem Eintrittsleitrad liegt die Einlaufdüse und der Einlaufkanal mit konstantem Querschnitt. Stromab mündet der Austrittskanal ebenfalls konstanten Querschnitts in einen Luftsammler, das Plenum. Infolge der Größe des Plenums sind in ihm die Strömungsgeschwindigkeiten und Beschleunigungen vernachlässigbar klein. Hinter dem Luftsammler wird der Luftmassenstrom durch die Drossel in die Umgebung zurückgeführt. Gegenüber der Ausdehnung des Plenums sind die Volumen im Verdichter sowie Eintrittskanal, Austrittskanal und Drosselkanal klein. Alle Variablen werden dimensionslos betrachtet.

Das betrachtete System soll im Vergleich zum Umgebungsdruck nur kleine Druckerhöhungen aufweisen. Die auftretenden Machzahlen sind klein, die Strömung wird als inkompressibel angenommen. Lediglich das Fluid im Plenum ist kompressibel und übernimmt so quasi die Funktion einer Gasfeder. Außerdem verfügt der Verdichter über ein hohes Nebenverhältnis, so daß radiale Strömungskomponenten vernachlässigt werden können. Nur die letzte Annahme wird von dem Versuchsverdichter Rig212 erfüllt.

Für den Druckaufbau über den Verdichter läßt sich die dimensionslose Druckkenngröße

$$\Psi = \frac{p_s - p_t}{\rho U^2} \quad (8.1)$$

mit dem statischen Druck im Plenum p_s , dem Totaldruck in der Umgebung p_t , der Dichte ρ sowie der Umfangsgeschwindigkeit U bilden. Drei partielle Differentialgleichungen stellen das Verdichtersystem dar, eine ausführliche Herleitung findet sich bei Jahnen (1992).

Folgende Gleichung beschreibt den dynamischen Druckanstieg über den Verdichter:

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \psi_c(\Phi - Y_{00}) - mY_\xi + \frac{1}{2\alpha}(2Y_{\xi 00} + Y_{000}) \quad (8.2)$$

Dabei ist Ψ die Druckkenngröße als Funktion der dimensionslosen Zeit ξ , Ψ_c die ungestörte Verdichtercharakteristik, Φ der gemittelte Durchfluß und Y das Störpotential der Geschwindigkeit. Die tiefgestellten Indices des Störpotential bezeichnen dessen Ableitungen nach der Zeitkoordinate ξ oder der Umfangskoordinate Θ .

Durch Integration über den Umfang erhält man den umfangsgemittelten, dynamischen Druckanstieg über den Verdichter:

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_c(\Phi - Y_{00}) d\theta \quad (8.3)$$

Die Massenbilanz über das Plenum beschreibt folgende Gleichung, die den Greitzer B-Parameter und die Drosselfunktion F_T enthält:

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{l_c 4B^2} [\Phi(\xi) - F_T^{-1}(\Phi)] \quad (8.4)$$

Die Ableitungen höherer Ordnung nach der Zeit- und Umfangskoordinate erschweren einen einfachen numerischen Lösungsansatz. Hu und Fottner (1995) vereinfachen das Modell so, daß nur noch Ableitungen erster Ordnung auftreten. Eine ausführliche Herleitung findet sich bei Müller (1998). Es ergeben sich damit die folgenden drei Hauptgleichungen:

Für den dynamischen Druckanstieg über den Verdichter:

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \psi_c(\Phi + g) - \left(m + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \frac{1}{2} (1 - K_G) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \quad (8.5)$$

Für den umfangsgemittelten, dynamischen Druckanstieg über den Verdichter:

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\psi_c(\Phi + g) - \frac{1}{2} (1 - K_G) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \right] d\theta \quad (8.6)$$

Für die Massenbilanz über das Speichervolumen:

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{1_c 4B^2} \left[\Phi(\xi) - F_T^{-1}(\Phi) \right] . \quad (8.7)$$

Das Störpotential ist auf seinen axialen Anteil g reduziert. Die Ableitungen erster Ordnung der Zeit- und Umfangskoordinate lassen sich mit einem einfachen Zeitschrittverfahren berechnen. Hu und Fottner ergänzen außerdem das Verdichtermodell um einen Störgenerator zur Erzeugung rotierender Eintrittsstörungen entsprechend Abb. 8.2. Damit erweitern sich die Gleichungen für den dynamischen Druckanstieg über den Verdichter um den Einfluß eines Störanteils ε der Axialgeschwindigkeit im Eintritt:

$$\Psi'(\xi) + 1_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \psi_c(\Phi + \varepsilon + g) - \left(m + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \frac{1}{2} (1 - K_G) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 - \underbrace{1_c \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta}}_{\text{Eintrittsstörung}} \quad (8.8)$$

und

$$\Psi'(\xi) + 1_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\psi_c(\Phi + \varepsilon + g) - \left(m + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{1}{2} (1 - K_G) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \right] d\theta + \underbrace{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[-1_c \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] d\theta}_{\text{Eintrittsstörung}} . \quad (8.9)$$

Die Druckkenngröße Ψ' beschreibt den Druckaufbau von der Einlaufebene I hinter dem Störgenerator bis zum Plenum:

$$\Psi' = \frac{p_s - p_{II}}{\rho U^2} = \Psi + \frac{\Delta p_{t-II}}{\rho U^2} . \quad (8.10)$$

Und für die Form der aufgeprägten Totaldruckstörung Δp_{t-II} wird eine Sinusfunktion gewählt:

$$\Delta p_{t-II} = |\Delta p_{t-II}| \left[1 - \sin(\theta - \omega \xi) \right] . \quad (8.11)$$

ω steht für das Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ und damit für die Umlaufgeschwindigkeit der Eintrittsstörung.

Mit den gefundenen Gleichungen lassen sich der Betriebspunkt bei Einsetzen von Verdichterinstabilität, also die Lage der Pumpgrenze, sowie die Form der auftretenden Verdichterinstabilität, also rotierende Ablösung oder Verdichterpumpen, untersuchen. Das

Modell gibt außerdem Einblick in das transiente Verhalten bei Übergang in die Instabilität, während des instabilen Betriebs und bei Rückkehr in den stabilen Betriebsbereich. Grundlage der Betriebspunktbestimmung ist eine vorgegebene Verdichtercharakteristik Ψ_c , die den Druckaufbau und Durchsatz auch jenseits der Pumpgrenze bei Quasi-Abwesenheit von Rotating Stall und Pumpen beschreibt. Moore und Greitzer wie auch Hu und Fottner nehmen hierfür idealisiert eine kubisch-achsensymmetrische Charakteristik entsprechend Abb. 8.3 an, deren Verlauf folgender Bestimmungsgleichung genügt:

$$\psi_c(\Phi) = \psi_{c0} + H \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] . \quad (8.12)$$

Ψ_{c0} stellt dabei die Druckkenngröße für einen mittleren Durchfluß $\Phi = 0$ dar, H und W als Geometrie Größen legen den weiteren Verlauf der Verdichtercharakteristik fest. Zur Anpassung des Verdichtermodells an das Rig212 läßt sich diese Charakteristik modifizieren. Der rechte Ast der Ψ_c -Kurve mit negativer Steigung entspricht der Primärcharakteristik des Verdichters und läßt sich daher durch eine gemessene Drehzahllinie abbilden. Für Ψ_{c0} schlagen Koff und Greitzer (1984) eine Korrelation mit der Anzahl der Verdichterstufen N vor:

$$\psi_{c0} = 0,1 N . \quad (8.13)$$

Die zur Simulation des Betriebsverhaltens des Rig212 veränderte Verdichtercharakteristik zeigt Abb. 8.4. Auf dem quadratischen Verlauf der Drossellinie $F_T = f(\Phi_T)$ muß jeder stabile Betriebspunkt des Verdichters liegen.

In Abb. 8.1 und Abb. 8.2 sind neben dem Modellaufbau die in den jeweils betrachteten Querschnitten auftretenden Durchflußzahlen respektive Axialgeschwindigkeiten und ihre Umfangsverteilung aufgetragen. Die Geschwindigkeitsverteilung in der Einlaufebene I ist im ungestörten Modell zunächst homogen. Dem Geschwindigkeitsprofil im Verdichtereintritt (Ebene 0) wird eine in der Amplitude kleine Initialstörung der Axialgeschwindigkeit g überlagert, die sich durch den Verdichter fortpflanzt. Im stabilen Verdichterbetrieb, wenn der Betriebspunkt auf der negativen Charakteristensteigung liegt, läuft diese Geschwindigkeitsstörung mit etwa 40% Verdichterdrehzahl in Drehrichtung des Verdichters um. Zur Simulation des Übergangs in die Instabilität wird der Verdichter ausgehend von einem stabilen Betriebspunkt auf dem rechten Ast der Verdichtercharakteristik mit konstanter Drosselschließgeschwindigkeit androsselt.

Abb. 8.5 zeigt die Entstehung einer rotierenden Ablösung im modellierten Rig212 bei ungestörter Zuströmung. Im Bereich negativer Steigung, also dem rechten Ast der Verdichtercharakteristik, wird der Einfluß der Geschwindigkeitsstörung g gedämpft. Bei Erreichen des Scheitelpunkts der Charakteristik infolge Androsselung, das heißt Verschieben der Drossellinie nach links, versagt die Dämpfung. Die Initialstörung der Axial-

geschwindigkeit wird im Bereich positiver Charakteristikensteigung angefacht und es bildet sich ein quasi-stabiler Betriebspunkt mit einer rotierenden Ablösung auf der Drossellinie aus. Dieser verschiebt sich bei weiterem Schließen der Drossel auf der Tertiärcharakteristik. Zum Vergleich ist die Lage der Tertiärcharakteristik aus Messungen am Rig212 markiert. Das Druckniveau liegt demnach in der Simulation deutlich höher und läßt sich durch sinnvolle Modifikationen an der Verdichtercharakteristik Ψ_c auch nicht weiter absenken. Die umlaufende Geschwindigkeitsstörung g beschreibt die Existenz einer Modalwelle als Eigenschwingung des Verdichtersystems, die zum Zeitpunkt der Entwicklung des Moore-Greitzer-Modells experimentell noch nicht nachgewiesen war.

In Abb. 8.6 ist exemplarisch das Plenumvolumen V und damit der Greitzer B-Parameter entsprechend Gl. 2.2 erheblich vergrößert. Bei Androsselung des Verdichters kommt es daher zur Ausbildung von Verdichterpumpen mit Rückströmung. Es stellt sich kein stabiler Betriebspunkt mehr ein, stattdessen arbeitet der Verdichter nach einem Einschwingvorgang auf einem Pumpzyklus.

Unter dem Einfluß einer Eintrittsstörung ist der homogenen Geschwindigkeitsverteilung im Einlauf wie auch stromab im Verdichter ein Störanteil ε der Eintrittsstörung überlagert, der entsprechend der Umfangsgeschwindigkeit und Drehrichtung des simulierten Störgenerators umläuft. Da die zuvor genannten Annahmen, in deren Rahmen das Verdichtermodell gültig ist, vom Rig212 nur unzureichend erfüllt werden, stehen im weiteren nicht exakte Aussagen zur Lage des Betriebspunktes beziehungsweise der Pumpgrenze und damit zur quantitativen Vorhersage des Verlust an Pumpgrenzenabstand im Vordergrund. Vielmehr geht es wie auch im Experiment um die Zuordnung von Veränderungen in der Lage der Pumpgrenze zu charakteristischen Drehzahlverhältnissen $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$.

Zur Simulation einer rotierenden Totaldruckstörung wird nun entsprechend Gl. 8.11 eine in der Amplitude den Messungen entsprechende, sinusförmige Totaldruckverlustverteilung simuliert. Abb. 8.7 zeigt die Ergebnisse der Rechnungen für Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ von 0,1 und 0,4. Zu Beginn der Simulation befindet sich der Verdichterbetriebspunkt auf der ungestörten Verdichtercharakteristik Ψ_c . Innerhalb weniger Zeitschritte verlagert sich infolge der aufgeprägten Totaldruckstörung der Betriebspunkt auf eine gestörte Betriebscharakteristik mit niedrigeren Durchflüssen und reduziertem Druckaufbau. Bei einem niedrigen Drehzahlverhältnis von 0,1 kann ein wesentlich weiterer Betriebsbereich abgedeckt werden. Der Übergang in die Tertiärcharakteristik, die rotierende Ablösung, findet erst bei einer niedrigeren Durchflußzahl statt, als für die deutlich schneller drehende Eintrittsstörung mit $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,4$. Allerdings bleibt in dieser Darstellung des Verdichterkennfelds der exakte Zeitpunkt beziehungsweise Betriebspunkt, ab dem der Verdichter irreversibel instabil wird, unklar. Um hier ein numerisch exaktes Ergebnis zu erhalten, müßte die Rechnung für jeden einzelnen Drosselschritt neu gestartet werden, um zu

überprüfen, ob das Betriebsverhalten sofort in einer rotierenden Ablösung endet. Um den damit verbundenen erheblichen Rechenaufwand zu vermeiden, genügt aber auch eine Betrachtung der Änderung der Durchflußzahl. Während des transienten Übergangs vom stabilen Verdichterbetrieb in die quasi-stabile rotierende Ablösung liegt der Betriebspunkt des Verdichters nicht auf der Drossellinie. Es kommt daher zu vergleichsweise großen Veränderungen der Durchflußzahl ϕ mit der Zeit ξ . Überschreitet $d\phi/d\xi$ einen vorgegebenen Grenzwert, wird dieser Moment als Übergang in den instabilen Verdichterbetrieb definiert und so die Durchflußzahl ϕ_{Stall} zum Zeitpunkt des Strömungsabrisse bestimmt. Die Ergebnisse einer numerischen Parametervariation zur Bestimmung von ϕ_{Stall} in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ sind in [Abb. 8.8](#) dargestellt. Hohe Werte für ϕ_{Stall} bedeuten einen vergleichsweise frühen Strömungsabriß bei niedrigem Drosselgrad, also eine besonders starke Beeinträchtigung der Pumpgrenze. Für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung ändern sich die Durchflußzahlen im Moment des Strömungsabriß vergleichsweise wenig. Der Verdichter wird bei einem Drehzahlverhältnis von -0,4 am frühesten instabil und arbeitet für Drehzahlverhältnisse von -0,1 bzw. -0,2 am stabilsten. Auf der Seite der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung ergibt sich dagegen ein deutlicher Einbruch in die Pumpgrenze für Drehzahlverhältnisse von 0,35 bis 0,45, während die Durchflußzahlen ϕ_{Stall} für Drehzahlverhältnisse größer 0,6 in der Größenordnung der gegensinnig drehenden Eintrittsstörung liegen. Das Verdichtersystem zeigt demnach ein Resonanzverhalten bei Anregung mit einer rotierenden Eintrittsstörung um $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,4$. Dies entspricht auch der Umlaufgeschwindigkeit einer ausgebildeten rotierenden Ablösung im Verdichtermodell. Zum Vergleich liegen die im Rig212 gemessenen Rotating Stall-Geschwindigkeiten zwischen 43% bis 46% der Verdichterdrehzahl. Die Umlaufgeschwindigkeit der im stabilen Betrieb gedämpften Geschwindigkeitsstörung g , aus der sich bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze die Rotating Stall Zelle entwickelt, liegt ebenfalls bei einem Drehzahlverhältnis um 0,4. Anschaulich wird klar, daß es bei Überlagerung der Geschwindigkeitsstörung g mit der Eintrittsstörung ε für ähnliche Phasengeschwindigkeiten beider Geschwindigkeitskomponenten zu einem frühzeitigen Strömungsabriß in der Simulation kommt.

Dieses Resonanzverhalten entspricht in einem weiten Drehzahlbereich des Verdichters nicht den experimentellen Beobachtungen zur Änderung im Pumpgrenzenabstand aus [Abb. 6.7](#). Das Vorhandensein von zwei Einbrüchen in die Pumpgrenze bei niedrigen und hohen Drehzahlverhältnissen wird durch das Verdichtermodell nicht wiedergegeben. Der bei 93,3% Auslegungsdrehzahl gemessene dritte Einbruch in die Pumpgrenze bei einem mittleren Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$ deckt sich dagegen mit der Simulation. Der Verlust an Pumpgrenzenabstand bei diesem Drehzahlverhältnis kann daher mit der Existenz und Anfachung einer Modalwelle erklärt werden. Der Verlust an Pumpgrenzenabstand bei

kleineren Drehzahlverhältnissen wird dagegen in der Simulation nicht erfaßt. Der Einbruch in der Pumpgrenze bei höheren Drehzahlverhältnissen liegt in der Größenordnung von Umlaufgeschwindigkeiten von Spikes als Vorläufer des Strömungsabbrisses. Diese können aufgrund ihres hochgradig dreidimensionalen Charakters von dem auf der Existenz von Modalwellen aufbauenden, zweidimensionalen Verdichtermodell jedoch gar nicht wiedergegeben werden.

8.2 Experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen des Verdichtersystems

Im Verdichtereintritt kommt es zu einer Interaktion zwischen dem Strömungsfeld der rotierenden Eintrittsstörung einerseits und dem Strömungsfeld des Verdichters andererseits. Dies führt zu einer Änderung der Amplituden der umlaufenden Geschwindigkeitsstörung, die von dem Hitzdrahtsondenfeld im Verdichtereintritt gemessen wird. Zur Untersuchung des Strömungsabrißverhaltens wurde für jedes Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ eine Messung durchgeführt, bei der durch Androsselung des Verdichters die Pumpgrenze überfahren wurde. Bei der Analyse der Hitzdrahtsondensignale im Verdichtereintritt mit dem im vorherigen Kapitel vorgestellten Diff.-PSD-Verfahren interessierte die Amplitudenentwicklung des Signalspektrums bei Annäherung an die Pumpgrenze. Alternativ wird nun der Verdichter zur experimentellen Bestimmung einer Anfachung des Geschwindigkeitsfeldes im Verdichtereintritt in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis auf einen stabilen, thermisch ausgeglichenen Betriebspunkt in der Nähe der Pumpgrenze angedrosselt. Dann wird die Messung gestartet und der Störgenerator langsam aus dem Stillstand auf seine Maximaldrehzahl von 150 Hz, respektive 9000 U/min, sowohl gleichsinnig, als auch gegensinnig drehend, beschleunigt. Die Spannungen an den nicht kalibrierten Eindraht-Hitzdrahtsonden werden für die Auswertung lediglich offset-korrigiert. Abb. 8.9 zeigt die Durchführung des Experiments in der Diff.-PSD: Die Energie der umlaufenden Wellen ist auf der Hochachse über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ und der Zeitachse aufgetragen. In dem gezeigten Beispiel wird der Störgenerator bei 93,3% Verdichterdrehzahl aus dem Stillstand kontinuierlich auf seine Maximaldrehzahl beschleunigt. Die Darstellung der Amplitude der Diff.-PSD über der Drehzahl erlaubt eine Zuordnung von Maxima beziehungsweise Minima in der Amplitude der umlaufenden Welle auf der Störgeneratorfrequenz zu dem jeweiligen Drehzahlverhältnis. Ein deutlicher Anstieg läßt sich als eine verstärkte Interaktion zwischen Eintrittsstörung und Verdichterströmung in der Verdichtereintrittsebene, also als Resonanzverhalten des Verdichtersystems interpretieren.

Für den mittleren Drehzahlbereich des Verdichters sind in Abb. 8.10 die Amplituden der Diff.-PSD über dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ aufgetragen. Zur besseren Verständlichkeit zeigen die für die gleich- und gegensinnig rotierende Eintrittsstörung entgegengesetzten Amplituden in die gleiche Richtung nach unten. Die Darstellung wird

ergänzt durch die schon aus [Abb. 6.7](#) bekannte Auftragung der Änderung im Pumpgrenzenabstand ΔSM über dem Drehzahlverhältnis, um etwaige Übereinstimmungen zu verdeutlichen. Bei der gegensinnig drehenden Eintrittsstörung fällt für 70% und 80% Verdichterfrequenz ein Amplitudenminimum für ein Drehzahlverhältnis von $-0,55/-0,5$ auf, bei dem sich nahezu kein Verlust an Pumpgrenzenabstand im Vergleich zum ungestörten Betrieb feststellen läßt. Zu höheren Störgeneratorfrequenzen steigt die Amplitude der Diff.-PSD dann stark an. Für die gleichsinnig drehende Eintrittsstörung zeigen sich dagegen zwei ausgeprägte Amplitudenmaxima. Das eine Maximum liegt bei 0,85 für 70% Verdichterfrequenz und 0,75 für 80% Verdichterfrequenz und entspricht damit einem gemessenen deutlichen Pumpgrenzeinbruch. Das andere Amplitudenmaximum der Diff.-PSD für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ knapp unter 0,4 findet keine Entsprechung im Verlauf des Verlust an Pumpgrenzenabstand. Im Gegenteil arbeitet der Verdichter hier unter dem Einfluß der gleichsinnig rotierenden Eintrittsstörung vergleichsweise sehr stabil.

Ein ähnliches Bild zeigt sich in [Abb. 8.11](#) für hohe Verdichterfrequenzen. Die Amplituden der Diff.-PSD liegen für die gegensinnig drehende Eintrittsstörung deutlich unter den Werten der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung. Für 86,7% Verdichterfrequenz können zwei Amplitudenmaxima bei Drehzahlverhältnissen von 0,4 und 0,7 festgestellt werden, von denen letzteres wieder eine Entsprechung im Verlust an Pumpgrenzenabstand findet. Auch in diesem Fall arbeitet der Verdichter dagegen im Drehzahlbereich der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,4$ am stabilsten. Dafür findet sich der deutliche Einbruch in die Pumpgrenze für ein Drehzahlverhältnis von 0,15 im Amplitudenverlauf der Diff.-PSD nicht wieder. Dies gilt auch für die Meßergebnisse bei 93,3% Verdichterfrequenz. In diesem Fall gibt es jedoch eine deutliche Übereinstimmung zwischen dem Amplitudenmaximum der Diff.-PSD bei $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,4$ und einem deutlichen Verlust an Pumpgrenzenabstand. Ein Anwachsen der Diff.-PSD Amplitude bei höheren Drehzahlverhältnissen ist nur schwach erkennbar. Ein Maximum liegt möglicherweise bei Störungsfrequenzen, die mit dem Störgenerator nicht mehr gefahren werden können. Aber auch hier ist eine Übereinstimmung zwischen Amplitudenverlauf und Einbruch in die Pumpgrenze feststellbar.

Der Verlust an Pumpgrenzenabstand bei kleineren Drehzahlverhältnissen um $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,2$ wird weder in der Simulation noch in der Auswertung der Diff.-PSD erfaßt und kann daher nicht als Resonanzantwort des Verdichtersystems interpretiert werden. Daher kommen hierfür die lokalen Strömungsbedingungen, also die Zuströmwinkeländerungen über den Umfang und die Verweildauer der Schaufeln in den jeweils belastenden und entlastenden Sektoren des Verdichtersumfangs, als Erklärung in Frage. Wie in Kapitel 5.1 ausführlich dargelegt, ändern sich die Eigenschaften der rotierenden Eintrittsstörung bei

kleinen Drehzahlverhältnissen mit steigender Drehzahl der Eintrittsstörung erheblich. Außerdem ist der erste Einbruch in die Pumpgrenze entsprechend [Abb. 6.8](#) an eine feste Frequenz gekoppelt, das heißt von der Umlaufgeschwindigkeit der Eintrittsstörung und nicht vom Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ abhängig. Dies gilt auch für das Strömungsbild der Eintrittsstörung. Der zweite Einbruch in der Pumpgrenze bei hohen Drehzahlverhältnissen um $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,7$ liegt in der Größenordnung des Auftretens von Spikes als Vorläufer des Strömungsabrisses. Diese können im Verdichtermodell nicht wiedergegeben werden, führen aber zumindest in der Diff.-PSD zu einem Amplitudenanstieg, der sich mit den gemessenen Einbrüchen in der Pumpgrenze deckt.

Dafür zeigen Simulation, der gemessene Verlust an Pumpgrenzenabstand und die Diff.-PSD Analyse für eine hohe Verdichterdrehzahl von 93,3% der Auslegungsdrehzahl eine deutliche Übereinstimmung bei einem Drehzahlverhältnis um 0,4. Hier wird eine Modalwelle als Eigenfrequenz des Verdichtersystems angeregt und führt zu einem deutlichen Einbruch in der Pumpgrenze. Die Existenz von Modalwellen läßt sich aus der Übereinstimmung von Modellrechnung und Diff.-PSD Analyse auch für niedrige Drehzahlen annehmen. Allerdings beeinträchtigen hier die Modalwellen offensichtlich die Stabilität des Verdichters nicht.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Der zuverlässige Betrieb von Turbostrahltriebwerken hängt wesentlich vom stabilen Betriebsverhalten der Triebwerksverdichter ab. Der stabile Betriebsbereich des Verdichters wird durch die Pumpgrenze, an der die Strömung in der Beschaukelung abreißt, begrenzt. Der Festlegung des Pumpgrenzenabstands als Sicherheitsabstand zwischen stationärer Arbeitslinie des Verdichters und Arbeitsgrenze kommt in der Triebwerksauslegung besondere Bedeutung zu. Im Zusammenspiel der Triebwerkskomponenten kann der Betriebspunkt der Verdichter bei Beschleunigungs- (HDV) oder Abbremsvorgängen (NDV beziehungsweise Fan) in Richtung Pumpgrenze wandern. Eintrittsstörungen, die die homogene Zuströmung der Verdichter beeinträchtigen, verschieben dagegen die Pumpgrenze in Richtung Arbeitslinie. Rotierende Eintrittsstörungen entstehen aus dem Zusammenspiel der Niederdruck- und Hochdruckverdichterkomponente in einem Mehrwellentriebwerk, wenn eine rotierende Ablösung im Niederdruckverdichter als umlaufende Totaldruckstörung auf den Hochdruckverdichter trifft.

Zur Untersuchung dieser Form einer instationären Eintrittsstörung wurde der 5-stufige Hochdruckverdichter Rig212 aus der Entwicklung des RB199-Triebwerks ausgewählt. Ein neuartiger Störgenerator zur Erzeugung einer gleich- oder gegensinnig zur Verdichterwelle umlaufenden sektoriellen Totaldruckstörung wurde entwickelt und im Einlauf des Verdichters integriert. Parallel zur Entwicklung des Versuchsaufbaus wurde die konventionelle, stationäre

sowie hochfrequent abtastende, instationäre Meßtechnik so ausgebaut, daß die instationäre Eintrittsstörung sowie instationäre Strömungsphänomene erfaßt werden konnten.

Die rotierende Eintrittsstörung zeigt bei niedrigen Störgeneratordrehzahlen das Bild einer stationären, sektoriellen Totaldruckstörung und weist einen klar begrenzten, gestörten Bereich in der Verdichterzuströmung, ähnlich einer Rechteckschwingung, auf. Mit steigender Störgeneratordrehzahl verändert sich die Totaldruckverteilung über dem Umfang und wird mit einer Sinusschwingung vergleichbar. Die gegensinnig drehende Eintrittsstörung ähnelt im wesentlichen der spiegelverkehrten gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung. Ein Vergleich mit zur Verfügung stehenden Meßdaten aus dem Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerk Larzac04 zeigt eine gute Übereinstimmung im Bereich realistischer, triebwerkähnlicher Drehzahlverhältnisse $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$.

Im stabilen Arbeitsbereich verändert sich die Lage des Betriebspunkts im Kennfeld für unterschiedliche Störgeneratordrehzahlen und Drehrichtungen nur wenig. Für die Triebwerksauslegung wird allerdings deutlich, daß für gleichsinnig drehende Wellen bei Auftreten einer rotierenden Ablösung im Niederdruckverdichter mit einem erheblich reduzierten Pumpgrenzenabstand des Hochdruckverdichters zu rechnen ist. Für charakteristische Störgeneratordrehzahlen beziehungsweise Drehzahlverhältnisse kommt es zu erheblichen Verlusten an Pumpgrenzenabstand. Der erste Einbruch liegt bei einer gleichsinnigen Umlauffrequenz des Störgenerators von etwa 30 Hz, der zweite Einbruch bei einer Frequenz von etwa 140 Hz. Ein drittes Verlustmaximum, das jedoch nur bei hoher Verdichterdrehzahl beobachtet werden konnte, liegt bei einem Drehzahlverhältnis von 0,45, das sind etwa 100 Hz. Für diese Einbrüche in der Pumpgrenze sollten im weiteren Verlauf der Arbeit Erklärungen gefunden werden.

Eine gründliche Analyse der instationären Strömungsvorgänge bei Annäherung an die Pumpgrenze (Stall Inception) ohne Eintrittsstörung weist das Rig212 als einen typischen, hochbelasteten Hochdruckverdichter aus, an dem ausschließlich Spikes als Stall-Vorläufer beobachtet werden können und keine Modalwellen festzustellen sind. Auch unter dem Einfluß rotierender Eintrittsstörungen ließen sich keine Modalwellen nachweisen. Allerdings kann das komplexe Frequenzspektrum der Eintrittsstörung und ihre vergleichsweise hohen Amplituden möglicherweise aufkommende, umlaufende Phänomene überdecken. Eine Anregung von Stall-Vorläufern und ein damit verbundener Verlust an Pumpgrenzenabstand konnte aus der Stall Inception Analyse nicht abschließend belegt werden.

Eine numerische Untersuchung des Verdichterbetriebsverhaltens unter dem Einfluß rotierender Eintrittsstörungen nach Hu und Fottner (1995) zeigt einen einzelnen Einbruch in die Pumpgrenze als Resonanzantwort auf eine Modalwelle als Eigenfrequenz des Verdichtersystems für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$. Die experimentelle Analyse der Eigenfrequenzen des Verdichtersystems unter Zuhilfenahme von Verfahren aus der Analyse des

Strömungsabrißverhaltens stimmt mit der Simulation überein und zeigt darüber hinaus eine zweite Anregung für ein Drehzahlverhältnis von 0,7.

Der zuvor genannte erste Einbruch in der Pumpgrenze bei etwa 30 Hz wird weder in der Simulation noch in der experimentellen Auswertung erfaßt und ist daher keine Resonanzantwort des Verdichtersystems. Stattdessen sind die lokalen Strömungsbedingungen wie Zuströmwinkeländerungen und die Verweildauer der Schaufeln in den jeweils belastenden und entlastenden Sektoren verantwortlich. Der zweite Einbruch in der Pumpgrenze bei etwa 140 Hz liegt in der Größenordnung des Auftretens von Spikes als Vorläufer des Strömungsabrisse, die in der Eigenfrequenzsimulation physikalisch nicht erfaßt sind, aber als zweite Anregungsfrequenz im Experiment nachgewiesen werden. Die Anregung einer Modalwelle als Eigenfrequenz des Verdichtersystems führt lediglich bei hoher Verdichterdrehzahl zu einem dritten deutlichen Einbruch in der Pumpgrenze. Die Existenz von Modalwellen läßt sich aus der Übereinstimmung von Modellrechnung und Experiment auch für niedrigere Verdichterdrehzahlen annehmen. Allerdings beeinträchtigen hier die Modalwellen die Stabilität des Verdichtersystems nicht.

Der Störgenerator zur Simulation rotierender Eintrittsstörungen im Verdichtereinlauf des Rig212 hat sich in dem hier beschriebenen Forschungsvorhaben bewährt. Die vorgestellten Untersuchungen wurden in einem Drehzahlbereich bis 9000 U/min durchgeführt. Die Festigkeitsauslegung der Störgeneratorscheibe erlaubt jedoch einen Betrieb des Störgenerators mit 100% Verdichterdrehzahl, das heißt maximal 14000 U/min. Eine Erweiterung des Drehzahlbereichs ist mit relativ geringfügigen Modifikationen durchführbar, zumal der Antriebsmotor Leistungsreserven aufweist. Dies ermöglicht eine erweiterte Untersuchung von anregbaren Eigenfrequenzen des Verdichtersystems, wie sie beispielsweise theoretisch von Tryfonidis et al. (1996) in Form von kompressiblen Modalwellen, die unter anderem mit Verdichterdrehzahl umlaufen, beschrieben werden. Die hochfrequent abtastende Instrumentierung des Versuchsverdichters wurde insbesondere auf die Untersuchung der instationären Strömungsvorgänge bei Überschreiten der Pumpgrenze ausgelegt. Für weiterführende Untersuchungen mit dem vorhandenen Versuchsaufbau ist eine Erweiterung dieser vorhandenen instationären Meßtechnik sinnvoll: Die geringen Axialspalte zwischen Lauf- und Leiträdern erschweren eine Instrumentierung mit Totaldrucksonden. Eine Zwischenstufeninstrumentierung mit statischen Kulite-Sonden erlaubt jedoch eine begrenzte Analyse des Durchgangs der rotierenden Eintrittsstörung durch den Verdichter. Darüber hinaus erscheint eine instationäre Temperaturmessung in der Strömung mit Kaltdrahtsonden sinnvoll. So lassen sich der Totaltemperaturanstieg durch den Störgenerator im Verdichtereintritt sowie der Temperaturanstieg durch die veränderte Schaufelbelastung im Verdichteraustritt quantifizieren und eine Umfangsverteilung der Temperaturänderung

bestimmen. Die sechs gleichmäßig über den Verdichterumfang verteilten Eindraht-Hitzdrahtsonden im Verdichtereintritt, die der Analyse des Übergangs in die Verdichterinstabilität bei Überschreiten der Pumpgrenze dienen, erwiesen sich in der Versuchspraxis als wenig haltbar. Sie sollten durch statische Kulite-Sonden ersetzt werden, die zudem über einen deutlich höheren Rauschabstand bei zugleich vergrößertem Frequenzbereich verfügen. Generell erfordert der Einsatz von kalibrierten X-Drahtsonden einen erheblichen Auswertungsaufwand, um die gegenüber der Kalibrierung veränderten Drücke und Temperaturen im Verdichtereinlauf zu berücksichtigen. Eine Verwendung im Verdichteraustritt scheidet daher aus. Alternativ bietet sich der Einsatz einer richtungsempfindlichen, mit mehreren Kulite bestückten Drucksonde an, wie sie beispielsweise von Walbaum (1999) erfolgreich verwendet worden ist. Darüber hinaus ist eine Erweiterung der Meßstellen in Verdichtereintritt und Austritt über den Umfang empfehlenswert, um den Fehler, der durch lediglich eine als repräsentativ angenommene Umfangsmeßposition entsteht, zu minimieren.

Die beschriebenen Erweiterungen der Instrumentierung sind geeignet, kombinierte Eintrittsstörungen zu untersuchen. Eine stationäre, sektorielle Totaldruck-Eintrittsstörung wird im Verdichter nicht vollständig aufgefüllt. Sie führt außerdem durch die erhöhte Umlenkung und damit Energiezufuhr im gestörten Sektor zu einer sektoriellen Totaltemperaturerhöhung im Verdichter. Entsprechend einer realen Triebwerkskonfiguration, in der der Niederdruckverdichter unter dem Einfluß einer stationären Totaldruckstörung eine rotierende Ablösung ausbildet, läßt sich an dem Versuchsaufbau eine stationäre, sektorielle Druck- sowie Temperaturstörung einer rotierenden Eintrittsstörung überlagern. Damit fände die Arbeit von Jahnen (1998), der den Einfluß von stationären Drall- und Totaldruck-Eintrittsstörungen untersucht hat, sowie die Untersuchung rotierender Eintrittsstörungen in der vorliegenden Arbeit eine konsequente Fortführung.

10 Literaturverzeichnis

- Adamczyk, J.J., Celestina, M.L., Greitzer, E.M.
The Role of Tip Clearance in High Speed Fan Stall
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp 28-39, 1993
- Aulehla, F.
Intake Swirl – A Major Disturbance Parameter in Engine/Intake Compatibility
ICAS/AIAA, ICAS 82-4.8.1, 1982
- Bernhard, D.
Untersuchungen zum Einfluß kombinierter Drall- und Totaldruck-Eintrittsstörungen auf das Stabilitätsverhalten von Turbostrahltriebwerken
Dissertation Universität der Bundeswehr München, 1999
- Camp, T.R., Day, I.J.
A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp 393-401, 1998
- Chue, R., Hynes, T.P., Greitzer, E.M., Tan, C.S., Longley, J.P.
Calculations of Inlet Distortion Induced Compressor Flowfield Instability
International Journal Heat and Fluid Flow, Vol. 10, Nr. 3, Sept. 1989
- D'Andrea, R., Behnken, R.L., Murray, R.M.
Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injection
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp 742-752, 1997
- 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 No. 2, 1978
- Day, I.J.
Stall Inception in Axial Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp 1-9, 1993a
- Day, I.J.
Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp 40-47, 1993b
- Day, I.J., Freeman, C.
The Unstable Behavior of Low and High Speed Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, pp 194-201, Vol. 116, 1994a
- Day, I.J.
Axial Compressor Performance during Surge
AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, Nr. 3, pp 329-336, 1994b
- Day, I.J.
The Fundamentals of Stall and Surge in Axial Compressors
VKI Lecture Series "Unsteady Flow in Turbomachines", 1996
- Day, I.J., Breuer, T., Escuret, J., Cherrett, M., Wilson, A.
Stall Inception and the Prospects of Active Control in Four High Speed Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp 18-27, 1999

- De Haller, P.
Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal
VDI-Berichte Bd. 3, 1955
- Emmons, H.W., Pearson C.F., Grant, H.P.
Compressor Surge and Stall Propagation
Transactions of the ASME, Vol. 77, pp 455-469, 1955
- Epstein, A.H., Ffowcs Williams, J.E., Greitzer, E.M.
Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines
AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 5, Nr. 2, pp 204-211, 1986
- Escuret, J.F., Garnier, V.H.
Stall Inception Measurements in a High-Speed Multi-Stage Compressor
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp 690-696, 1996
- Freeman, C., Wilson, A., Day, I.J., Swinbanks, M.A.
Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp 637-647, 1998
- Gabler, R.
Betriebsverhalten von Wellenleistungsgasturbinen bei Verdichterinstabilitäten und Methoden zur Restabilisierung
Dissertation, Technische Universität München, 1998
- Garnier, V.H., Epstein, A.H., Greitzer, E.M.
Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp 290-302, 1991
- Grauer, F.
Entwicklung einer Pumpgrenzwarnung für mehrstufige, hochbelastete Axialverdichter
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 7 Nr. 355, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999
- Greitzer, E.M.
Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model, Part II: Experimental Results and Comparison
ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp 190-217, 1976
- Gysling, D.L., Greitzer, E.M.
Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aeromechanical Feedback
ASME Paper 94-GT-292, 1994
- Haynes, J.M., Hendricks, G.J., Epstein, A.H.
Active Stabilisation of Rotating Stall in a Three-Stage Axial Compressor
ASME Journal of Turbomachinery, Vol 116, pp 226-239, 1994
- Herpel, T.
Untersuchungen zum dynamischen Leistungsverhalten von Turbostrahltriebwerken unter Berücksichtigung instationärer Verdichterströmungen nahe der Stabilitätsgrenze
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 7 Nr. 286, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996
- Hesselmann, N.
Digitale Signalverarbeitung
Vogel Verlag, Würzburg, 1987
- Hildebrandt, T.
CFD-Rechnung: Geschwindigkeitsverteilung im modifizierten Einlaufkanal, 1999

- Hynes, T.P., Chue, R., Greitzer, E.M., Tan, C.S.
Calculation of Inlet Distortion Induced Compressor Flowfield Instability
AGARD CP 400, Paper 7, München, 1986
- Hynes, T.P., Greitzer, E.M.
A Method for Assessing Effects of Inlet Flow Distortion on Compressor Stability
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp 371-379, 1987
- Höss, B.
Zum Einfluß von Eintrittsstörungen auf das dynamische Leistungsverhalten von Turbostrahltriebwerken unter besonderer Berücksichtigung instabiler Verdichterströmungen
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1999
- Höss, B., Leinhos, D.C., Fottner, L.
Stall Inception in the Compressor System of a Turbofan Engine
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp 32-44, 2000
- Hoying D.A.
Stall Inception in a Multistage High Speed Axial Compressor
AIAA 93-2386, 1993
- Hu, J., Fottner, L.
Calculations of Effects of Rotating Inlet Distortion on Flow Instabilities in Compression Systems
ASME Paper 95-GT-196, 1995
- Hu, J., Fottner, L.
Numerical Simulation of Active Suppression of Rotating Stall in Axial Compression Systems
Journal of Thermal Science Vol. 5, Nr. 4, pp 231-242; 1996
- Hu, J., Peters, T., Fottner, L.
Numerical Simulation of Flow Instabilities in High Speed Compressors
Journal of Thermal Science, Vol. 8, Nr. 1, pp 23-31, 1999
- Jahnen, W.
Untersuchung der Entstehung und der Ausbildung von Rotating Stall in einer Axialverdichterstufe
Diplomarbeit, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1992
- Jahnen, W., Peters, T.
Auswertung der stationären Messungen am 5-stufigen RB199 HD-Verdichter Rig212 bezüglich Verdichterkennfeld, Stufenkennfeld und Gittercharakteristiken bei ungestörter und gestörter Zuströmung
Institutsbericht, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1996
- Jahnen, W., Peters, T., Fottner, L.
An Experimental Flow Investigation of an HP Five-Stage Compressor Exhibiting Rotating Stall due to Distorted Inlet Flow Conditions
Proceedings of the 8th international Symposium for Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity in Turbomachines, Stockholm, Schweden, 1997
- Jahnen, W.
Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluß von Eintrittsstörungen
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1998

- Jahnen, W., Peters, T., Fottner, L.
Stall Inception in a 5-Stage HP-Compressor with increased Load due to Inlet Distortion
ASME Paper 99-GT-440, 1999
- Janes Aeroengines
Jane's Publishing Company Limited, London, 1998
- Joergensen, F.E.
The Computer-Controlled Constant-Temperature Anemometer. Aspects of Setup, Probe Calibration, Data Acquisition and Data Conversion
Meas. Sci. Technol., Vol. 7, pp 1378-1387, 1996
- Koff, S.G., Greitzer, E.M.
Stalled Flow Performance for Axial Compressors – I: Axisymmetric Characteristic
ASME-Paper 84-GT-93, 1984
- Künkler, H., Tönskötter, H.
Zum Einfluß stationärer Temperatur- und Druckstörungen auf die Strömungsverhältnisse in einem installierten, vielstufigen Strahltriebwerkverdichter
Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung ZFW, Heft 6, pp 360-378, 1979
- Lawless, P.B., Kim, K.H., Fleeter, S.
Spatial Domain Characterization of Abrupt Rotating Stall Initiation in an Axial Flow Compressor
AIAA 93-2238, 1993
- Leinhos, D.C.
Aktive Stabilisierung der Verdichterströmung in einem Zweikreis-Turbostrahltriebwerk
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 7 Nr. 448, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003
- Leinhos, D.C., Scheidler, S., Fottner, L.
Active Stabilization of a Low Pressure Compressor in a Turbofan Engine with Constant Air Injection
AIAA 2001-3312, 2001a
- Leinhos, D.C., Schmid, N.R., Fottner, L.
The Influence of Transient Inlet Distortions on the Instability Inception of a Low Pressure Compressor in a Turbofan Engine
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp 1-8, 2001b
- Leinhos, D.C., Scheidler, S., Fottner, L., Grauer, F., Hermann, J., Mettenleiter, M., Orthmann, A.
Experiments in Active Stall Control of a Twin-Spool Turbofan Engine
ASME GT-2002-30002
- Lieblein, S., Schwenk, F.C., Broderick, R.L.
Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loading in Axial-Flow-Compressor Blade Elements
NACA Research Memorandum, RM E53D01, 1953
- Lieblein, S.
Analysis of Experimental Low-Speed Loss and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades
NACA Research Memorandum, RM E57A28, 1957

- Loistl, C.
Konzeption eines Störgenerators zur Erzeugung rotierender Eintrittsstörungen im Verdichtereintritt
Diplomarbeit, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1996
- Longley, J.P., Shin, H.-W., Plumley, R.E., Silkowski, P.D., Day, I.J., Greitzer, E.M., Tan, C.S., Wisler, D.C.
Effects of Rotating Inlet Distortion on Multistage Compressor Stability
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp 181-188, 1996
- Luftfahrttechnisches Handbuch (LTH)
Triebwerkstechnologie
CD-ROM, LTH-Koordinierungsstelle: IABG-WA42, Ottobrunn, Mai 2001
- Ludwig, G.R., Nenni, J.P., Arendt, R.H.
Investigation of Rotating Stall in Axial Flow Compressors and the Development of a Prototype Control System
Technical Report USAF-APL-TR-73-45, 1973
- Ludwig, G.R., Nenni, J.P.
Tests of an Improved Rotating Stall Control System on a J-85 Turbojet Engine
ASME Paper 80-GT-17, 1980
- Martin, J
Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Kennfeldmessungen am Versuchsverdichter bei ungestörter Zuströmung
Studienarbeit, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 2000
- McDougall, N.M., Cumpsty, N.A., Hynes, T.P.
Stall Inception in Axial Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp 116-125, 1990
- Meyer W.
Untersuchungen zum Einfluß von Einlaufdrallstörungen auf das stationäre Betriebsverhalten von Turbostrahltriebwerken
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1988
- Methling, F.-O., Preute, R., Stoff, H.
The Onset of Aerodynamic Instability in a 3-Stage Transonic Compressor
RTO-AVT Symposium, Braunschweig, 2000
- Moore, F.K., Greitzer, E.M.
A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compressor Systems, Part I: Development of Equations, Part II: Application
ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp 68-97, pp 231-239, 1986
- Müller, N.
Numerische Untersuchungen des Betriebsverhaltens des Versuchsverdichters Rig212 bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze mit dem Greitzer-Moore-Verdichtermodell
Diplomarbeit, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1998
- Paduano, J.D., 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
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp 48-56, 1993

- Pazur, W.
Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Einfluß von Eintrittsdrallstörungen auf das Betriebsverhalten von Flugtriebwerksverdichtern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1991
- Peters, T.
Konzeption und Aufbau einer Kennfelderfassung für den Axialverdichter Rig212
Diplomarbeit, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, August 1995
- Peters, T., Fottner, L.
A Coupled Steady-Unsteady-State Data Acquisition System for the Investigation of Rotating Inlet Distortions at a Multistage Compressor Test Facility
Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, Proceedings of the 15th Bi-Annual Symposium, Florenz, 2000
- Peters, T., Bürgener, T., Fottner, L.
Stall Inception in a 5-Stage HP-Compressor under the Influence of Rotating Inlet Distortion
Proceedings of the 4th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Florenz, 2001a
- Peters, T., Bürgener, T., Fottner, L.
Effects of Rotating Inlet Distortion on a 5-Stage HP-Compressor
ASME Paper GT-300, 2001b
- Peters, T., Fottner, L.
Effects of Co- and Counterrotating Inlet Distortions on a 5-Stage HP-Compressor
ASME Paper GT-2002-30395, 2002
- Poensgen, C.A.
Ein Verfahren zur Vermessung der instationären, dreidimensionalen Strömungsvektoren in Turbomaschinen
Mitteilung 89-01 des Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen Aachen, Juli 1989
- Poensgen, C.A.
Hitzdrahtmessungen in der Grundlagenforschung für Turbomaschinen, Vorlesungsunterlagen
Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen Aachen, WS 1989/1990
- Poensgen, C.A., Gallus, H.E.
Rotating Stall in a Single Stage Axial Flow Compressor
ASME Paper 94-GT-210, 1994
- Preute, R.
Experimentelle Untersuchung der aerodynamischen Instabilität in einem mehrstufigen, transonischen Verdichter
Dissertation, Ruhruniversität Bochum, 2001
- Progorovics, A.
Aufbau und Inbetriebnahme einer Freistrahalkalibriervorrichtung für Hitzdraht- und pneumatische Strömungsrichtungssonden
Diplomarbeit, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1997
- Reid, C.
The Response of Axial Flow Compressors to Intake Flow Distortion
ASME Paper 69-GT-29, 1969
- Roach, P.E.
The Generation of Nearly Isotropic Turbulence by Means of Grids
Heat and Fluid Flow, Vol. 8 Nr. 2, Juni, 1987

Schäffler, A.

Aerodynamische Instabilität in mehrstufigen Axialverdichtern
MTU-Berichte, Heft 25, 1979

Schäffler, A., Miatt, D.C.

Experimental Evaluation of Heavy Fan-High-Pressure Compressor Interaction in a Three-Shaft Engine, Part I: Experimental Setup and Results, Part II: Analysis of Distortion and Fan Loading
ASME Paper 85-GT-173/222, 1985

Schmid, N.R., Leinhos, D.C., Fottner, L.

Steady Performance Measurements of a Turbofan Engine with Inlet Distortions Containing Co- and Counter-Rotating Swirl from an Inlet Diffuser for Hypersonic Flight
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp 379-385, 2001

Spakovszky, Z.S., Weigl, H.J., Paduano, J.D., van Schalkwyk, C.M., Suder, K.L.,
Bright, M.M.

Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion, Part II: Circumferential Distortion
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp 510-524, 1999

Strickert, H.

Hitzdraht- und Hitzfilmanemometrie
VEB Verlag Technik, Berlin, 1974

Suder, K.L., Hathaway, M.D., Thorp, S.A., Strazisar, A.J., Bright, M.M.

Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp 14–23, 2001

Tryfonidis, M., Etchevers, O., Paduano, J.D., Epstein, A.H., Hendricks, G.J.

Pre-Stall Behavior of several High-Speed Compressors
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp 62-80, 1995

Walbaum, M.

Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 7 Nr. 352, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999

Weigl, H.J., Paduano, J.D., Fréchette, A.G., Epstein, A.H., Greitzer E.M., Bright, M.M.,
Strazisar, A.J.

Active Stabilization of Rotating Stall in a Transonic Single Stage Axial Compressor
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, 625-636, 1998

Weyer, H.

Bestimmung der zeitlichen Druckmittelwerte in stark fluktuierender Strömung insbesondere in Turbomaschinen
Dissertation, DFVLR Porz Wahn, 1973

11 Abbildungen

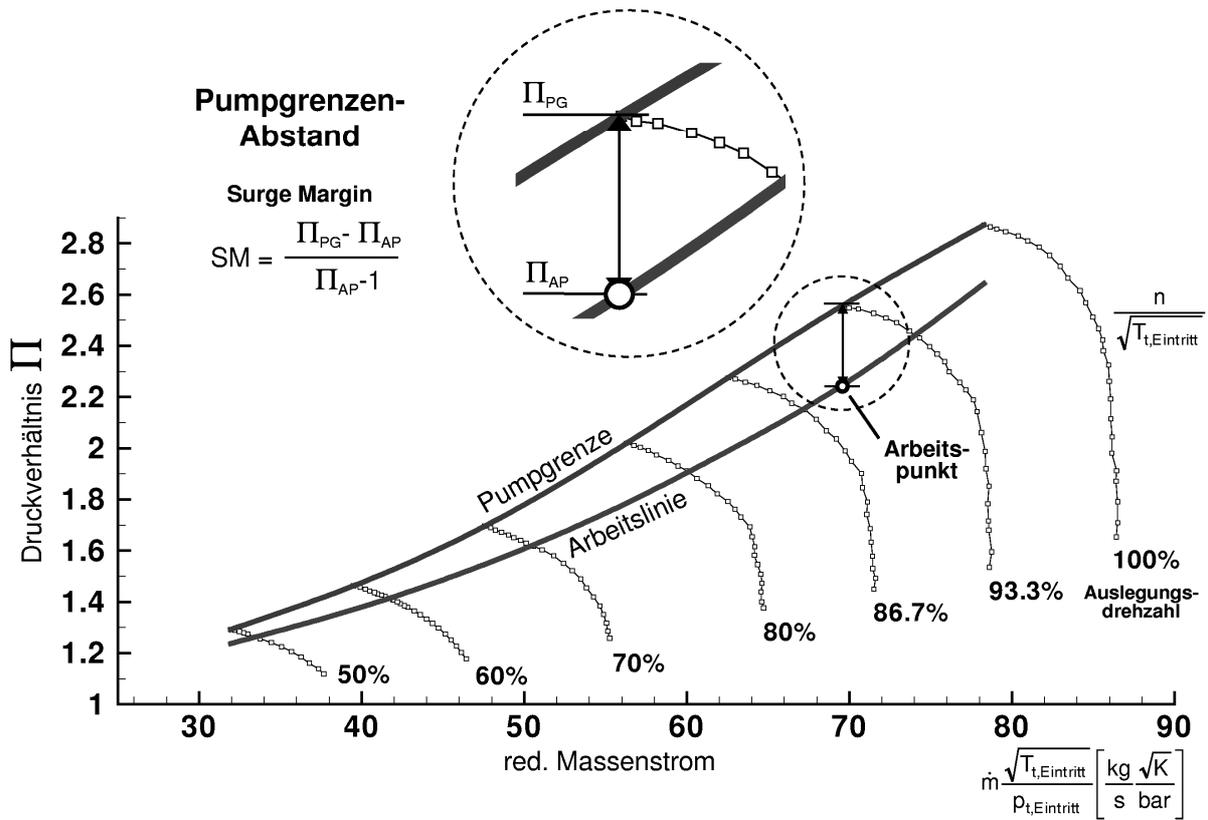


Abb. 2.1 Verdichterkennfeld mit Pumpgrenze und stationärer Arbeitslinie

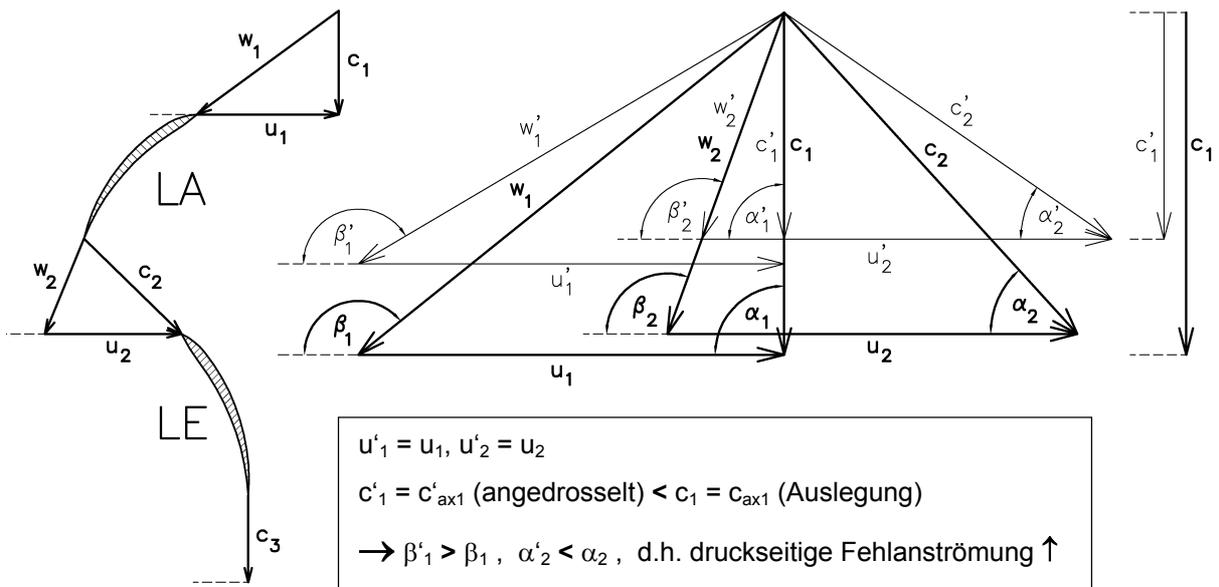


Abb. 2.2 Schaufelplan einer Verdichterstufe mit axialer Zu- und Abströmung, Geschwindigkeitsdreiecke bei verschiedenen Zuströmgeschwindigkeiten

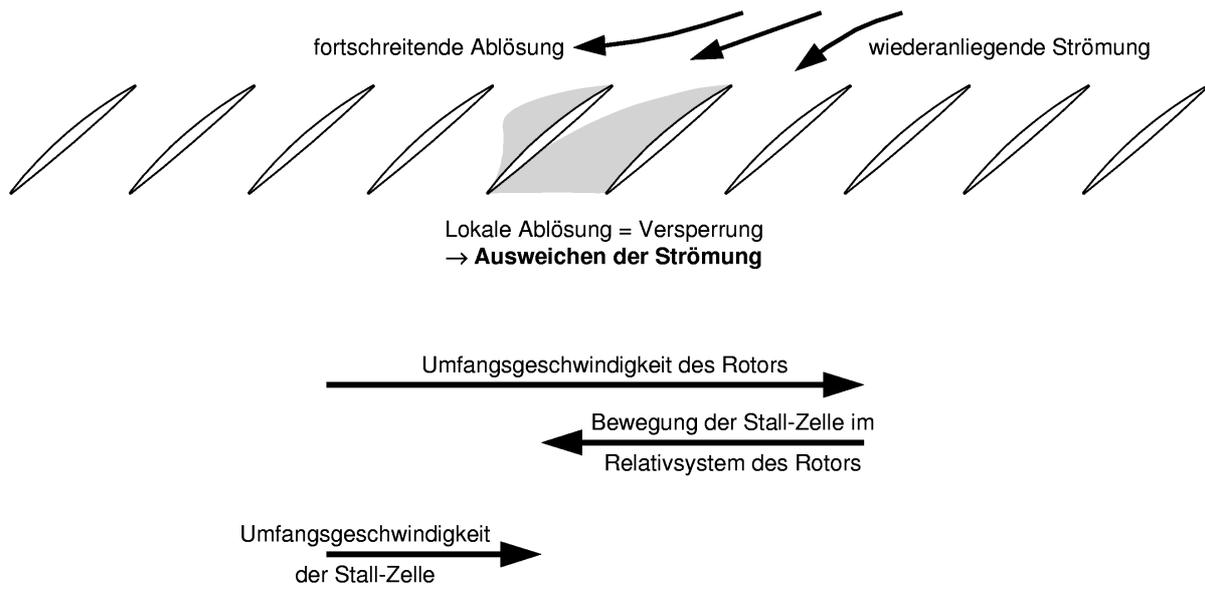


Abb. 2.3 Entstehung und Bewegungsrichtung einer rotierenden Ablösung

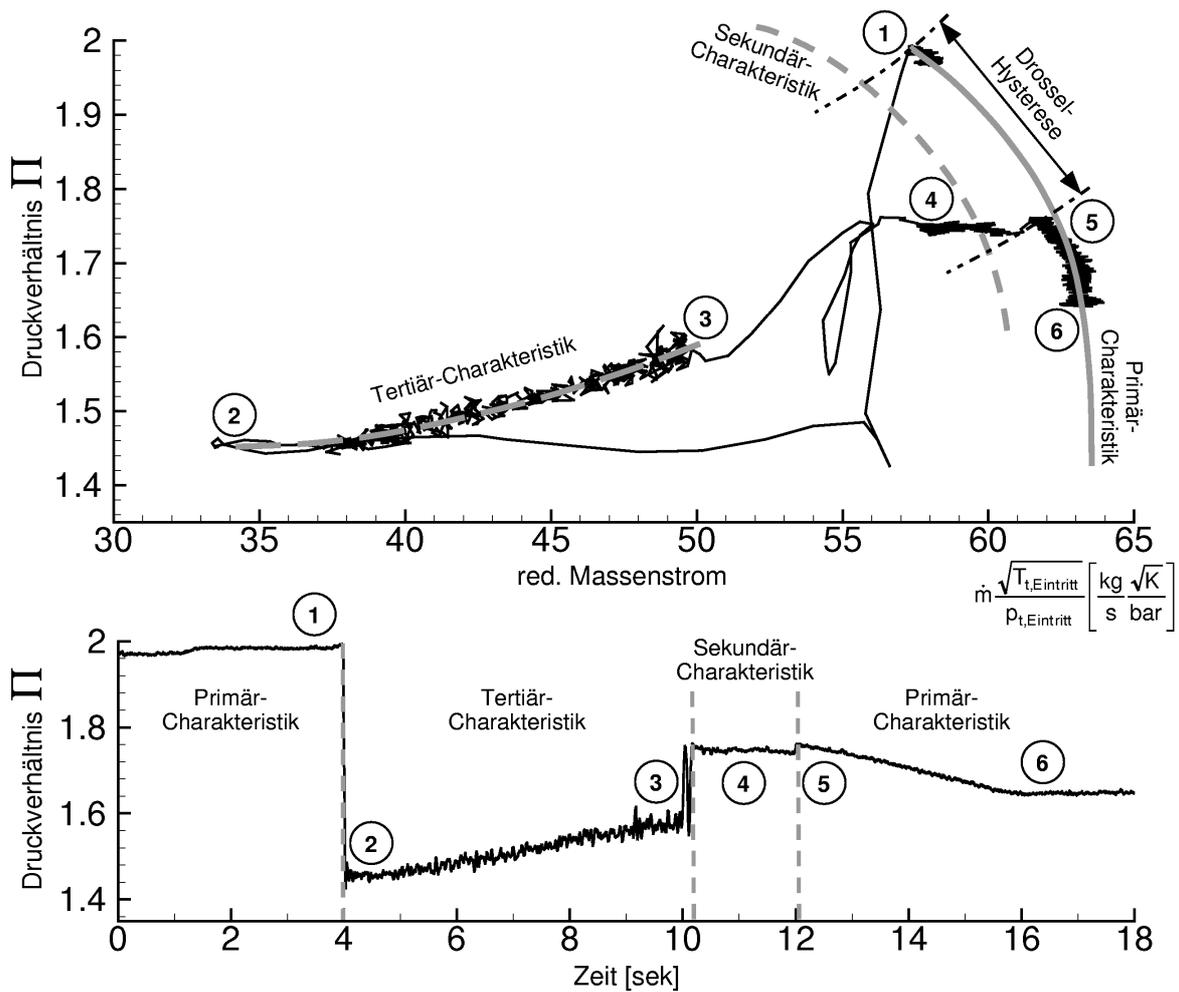


Abb. 2.4 Übergang in und Rückkehr aus dem Rotating Stall am Beispiel des Rig212

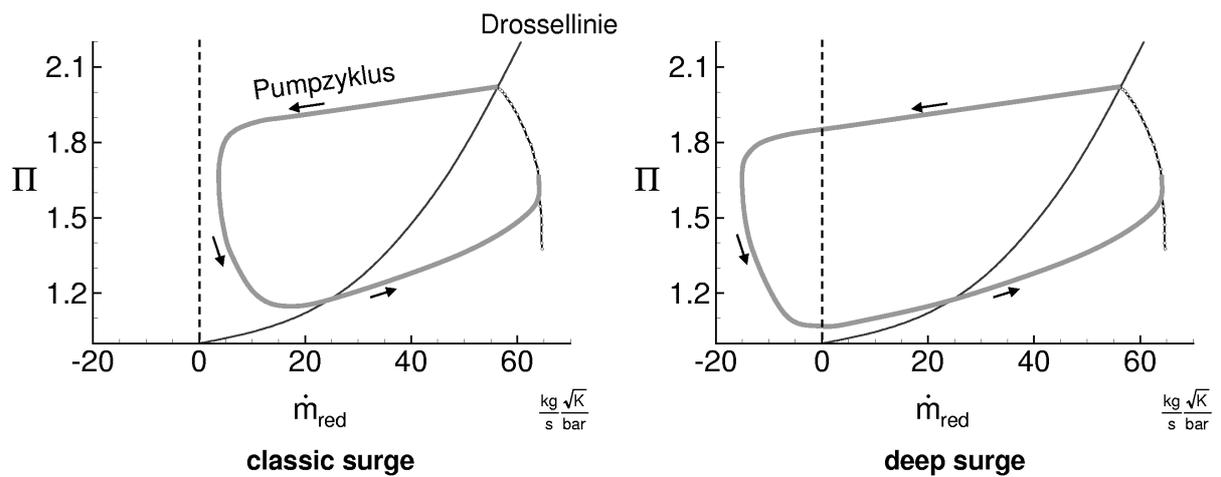


Abb. 2.5 Erscheinungsformen des Verdichterpumpens

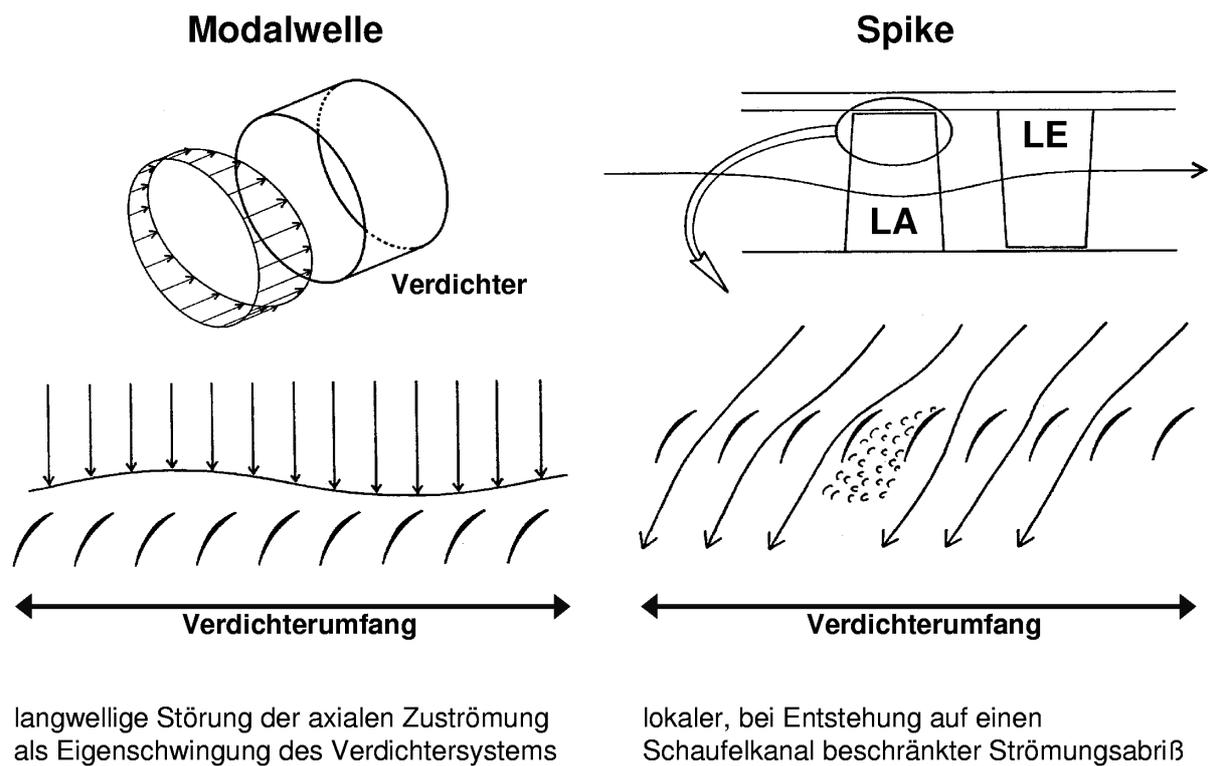


Abb. 2.6 Erscheinungsformen von Stall-Vorläufern nach Day, 1996

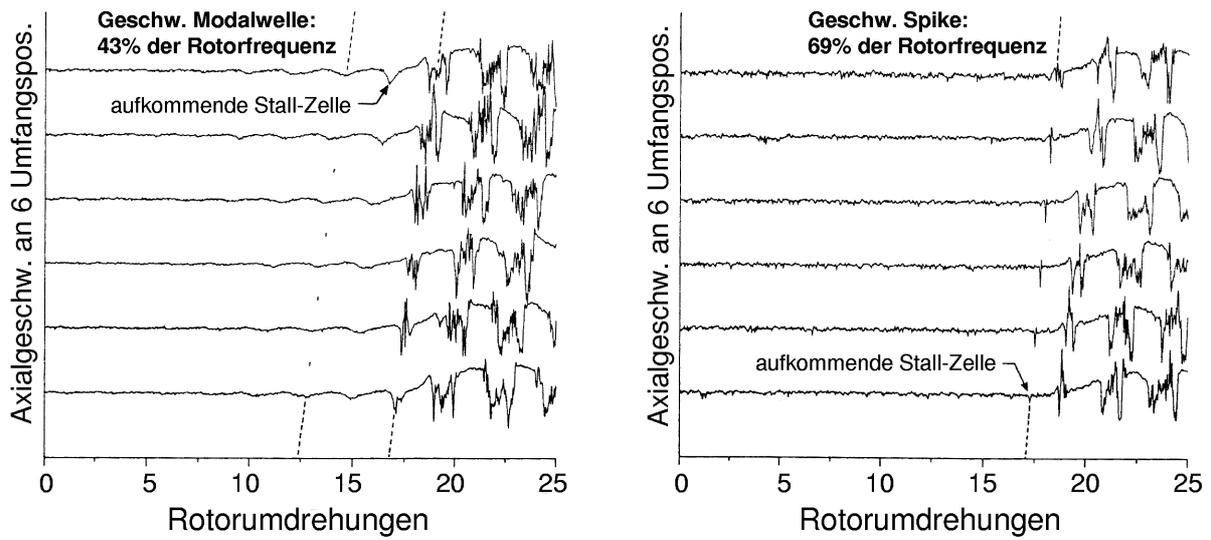


Abb. 2.7 Modalwelle und Spike in einem einstufigen Verdichter-Rig: Deverson Compressor nach Day, 1993a

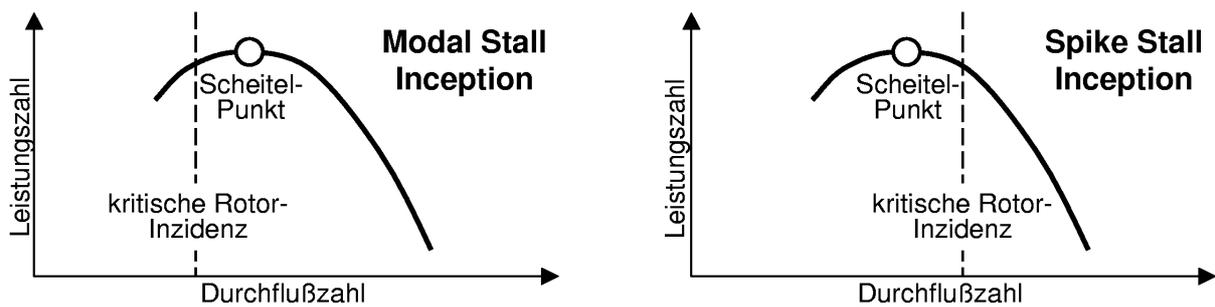
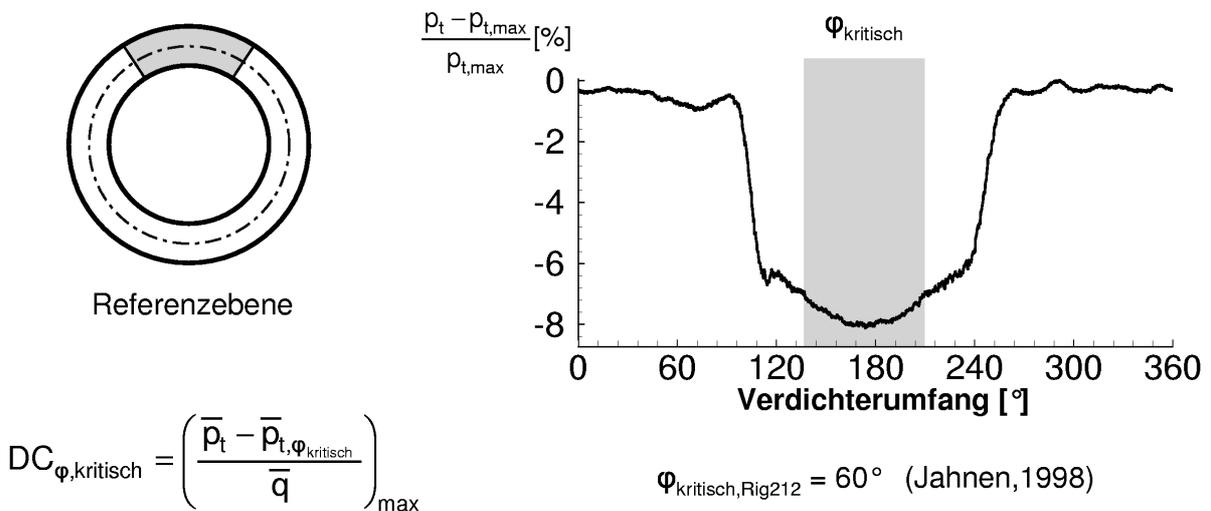


Abb. 2.8 Stufenkennfelder zur Unterscheidung des Auftretens von Modalwellen bzw. Spikes nach Camp und Day, 1998



$$DC_{\varphi,kritisch} = \left(\frac{\bar{p}_t - \bar{p}_{t,\varphi_{kritisch}}}{\bar{q}} \right)_{max}$$

Abb. 2.9 Definition des Distortion Coefficient DC_φ zur Bewertung von Totaldruck-Eintrittsstörungen

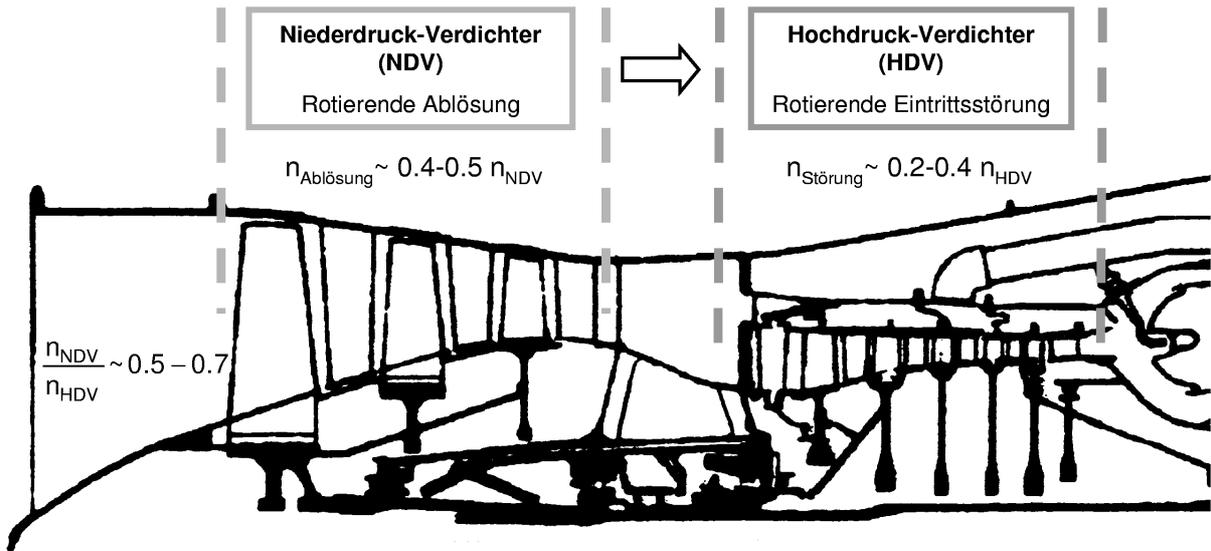


Abb. 2.10 Entstehung von rotierenden Eintrittsstörungen in den Verdichtern eines Zweiwellen-Zweikreis-Triebwerks

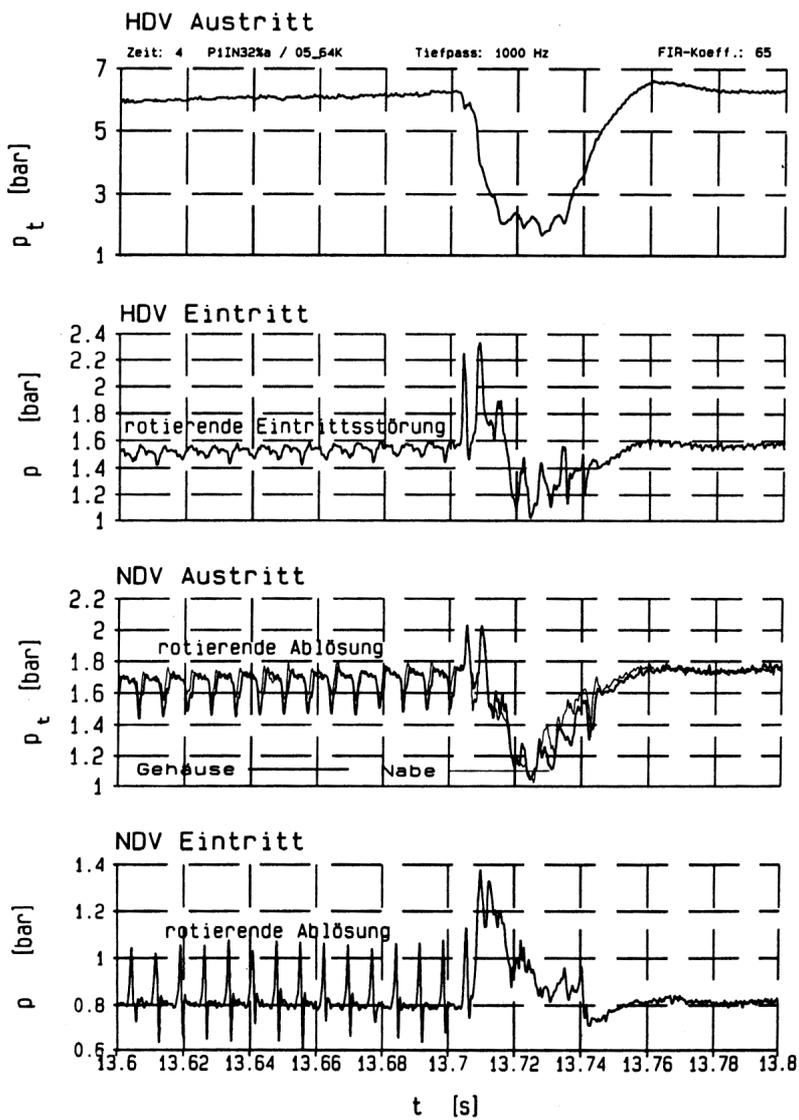
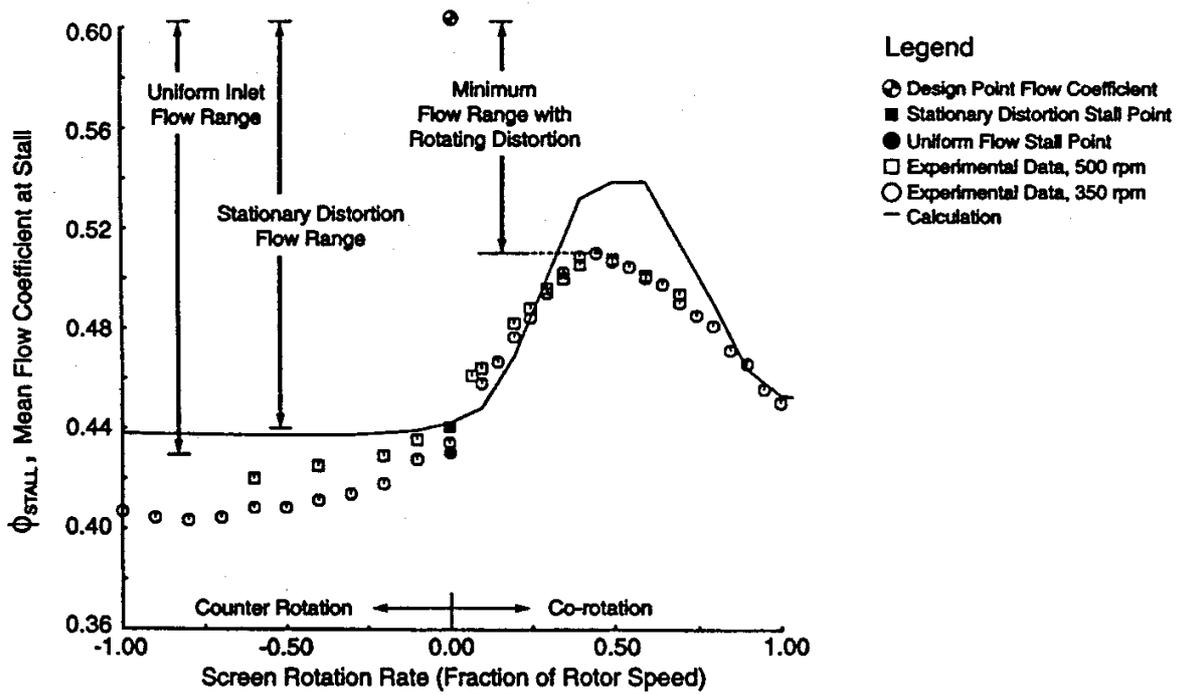
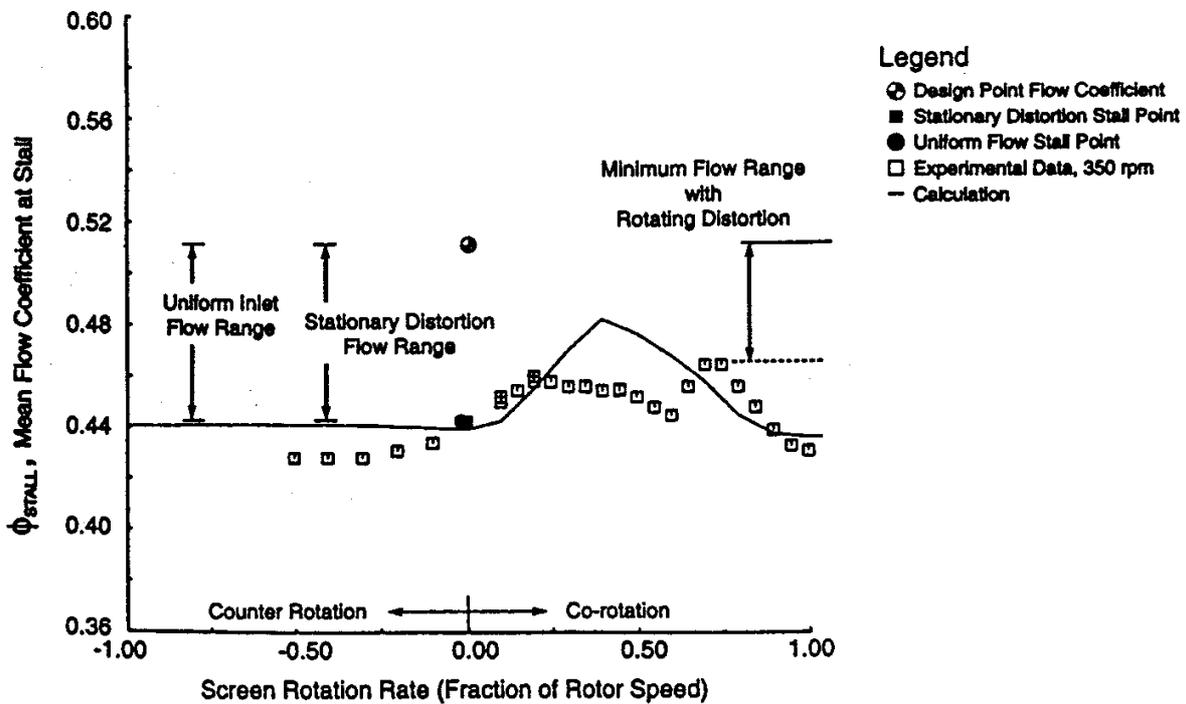


Abb. 2.11 Rotierende Eintrittsstörung im Triebwerk Larzac04 (Herpel, 1996)



a) Modalwelle als Stall-Vorläufer: Ein einzelner Einbruch im Pumpgrenzenabstand



b) Spike als Stall-Vorläufer: Zwei Einbrüche im Pumpgrenzenabstand

Abb. 2.12 Einfluß der Umlaufgeschwindigkeit rotierender Eintrittsstörungen auf die Durchflußzahl bei Strömungsabriß (Longley et.al., 1996)

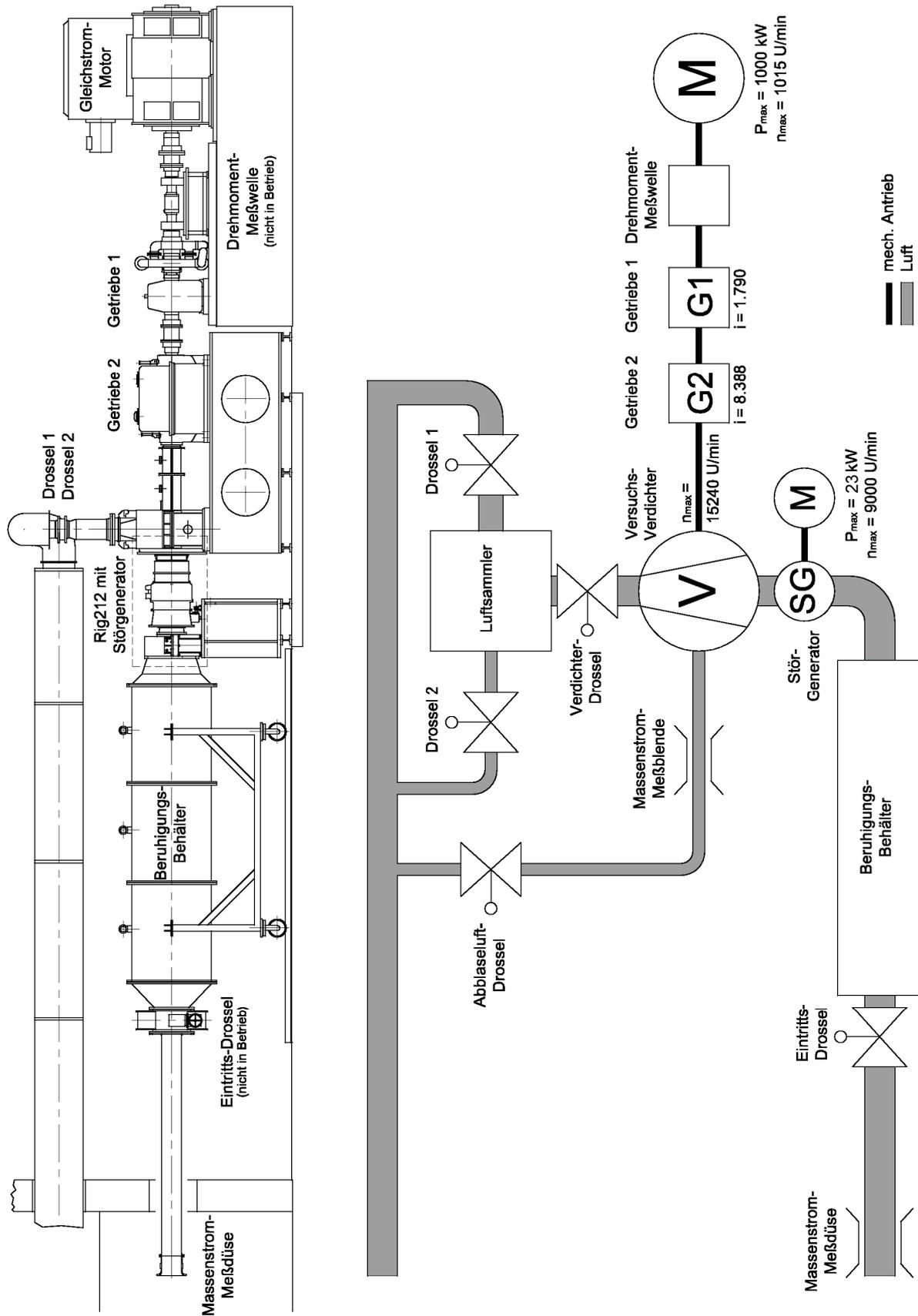
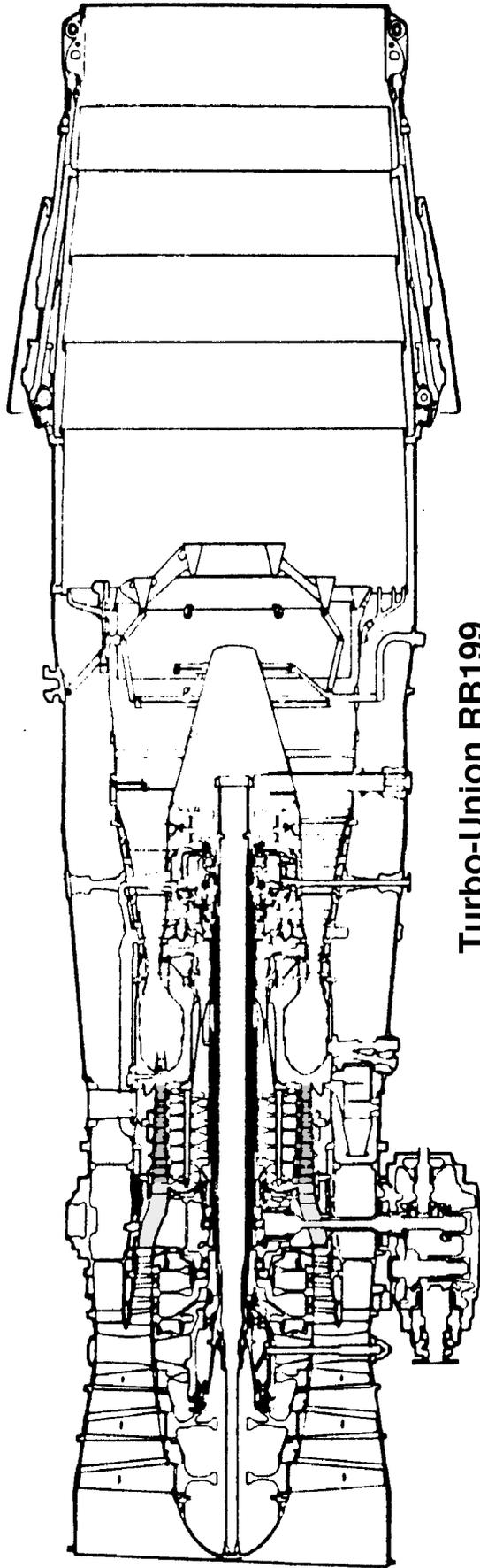


Abb. 3.1 Seitenansicht und Anlagenschema Verdichterprüfstand mit Rig212



Turbo-Union RB199

Auslegung Rig212: (INA 1013 mbar, 288 K)

Massenstrom: 4.68 kg/s

Abblasung nach 3. Stufe: 0.14 kg/s

Druckverhältnis: 2.87

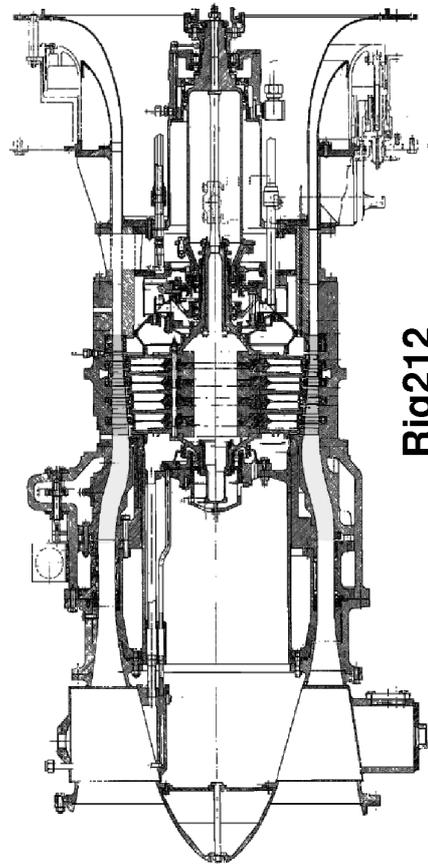
Drehzahl: 13860 U/min

Stufe

	I	II	III	IV	V
C_{ax} / U_m	0.54	0.51	0.49	0.48	0.48
$\Delta h_t / U_m^2$	0.75	0.78	0.80	0.78	0.76
α_1 (°)	90	90	90	90	90

Rotordaten (DCA-Profil)

	I	II	III	IV	V
Schaufelzahl	87	105	119	131	139
Sehnenlänge (mm) im Mittelschnitt	16.7	14.9	13.5	12.2	11.5
Staffelungswinkel (°) im Mittelschnitt	49.0	49.5	50.7	51.8	53.2
Umlenkung (°) im Mittelschnitt	8.9	10.9	11.4	12.4	12.0
Schaufelspitzenpalt (% der Sehnenlänge)	2.4	2.7	3.3	3.7	3.9
Axialspalt (% der Sehnenlänge)	21.5	20.5	18.1	15.7	19.9
Aspect Ratio	1.75	1.73	1.69	1.59	1.61
Nabenverhältnis	0.84	0.86	0.87	0.89	0.90
max. Schaufeldicke (mm) im Mittelschnitt	1.37	1.47	1.50	1.49	1.48



Rig212

Abb. 3.2

5-stufiger HD-Versuchsverdichter Rig212 und Triebwerk RB199

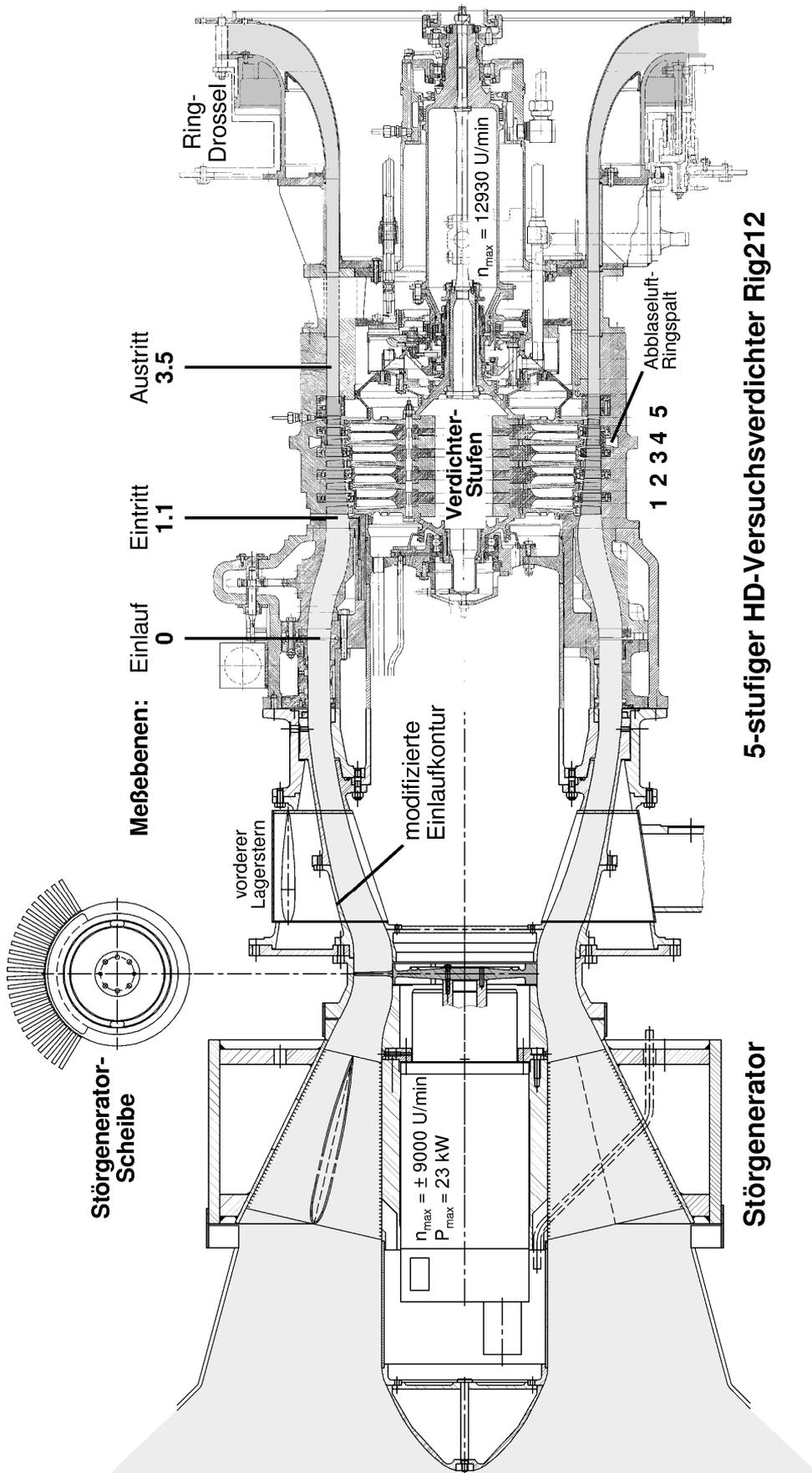


Abb. 3.3 Versuchsanordnung Rig212 mit Störgenerator für rotierende Eintrittsstörungen

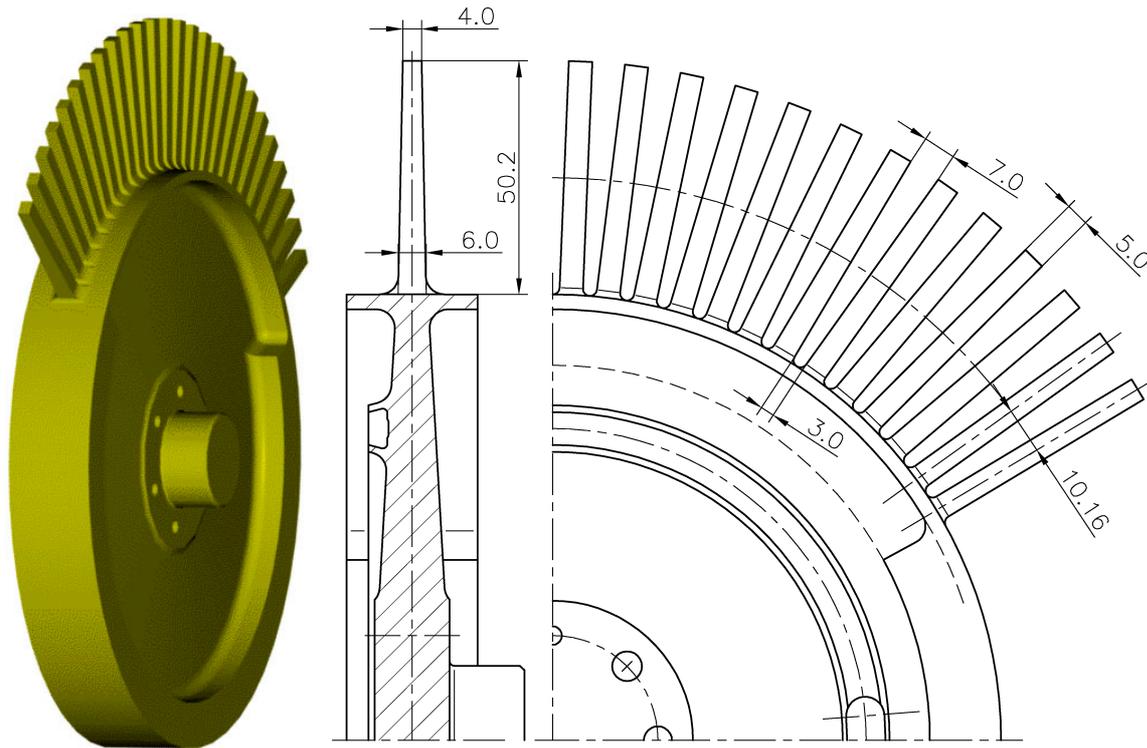


Abb. 3.5 Detail Störgeneratorscheibe: Dimensionierung des Stabgitters

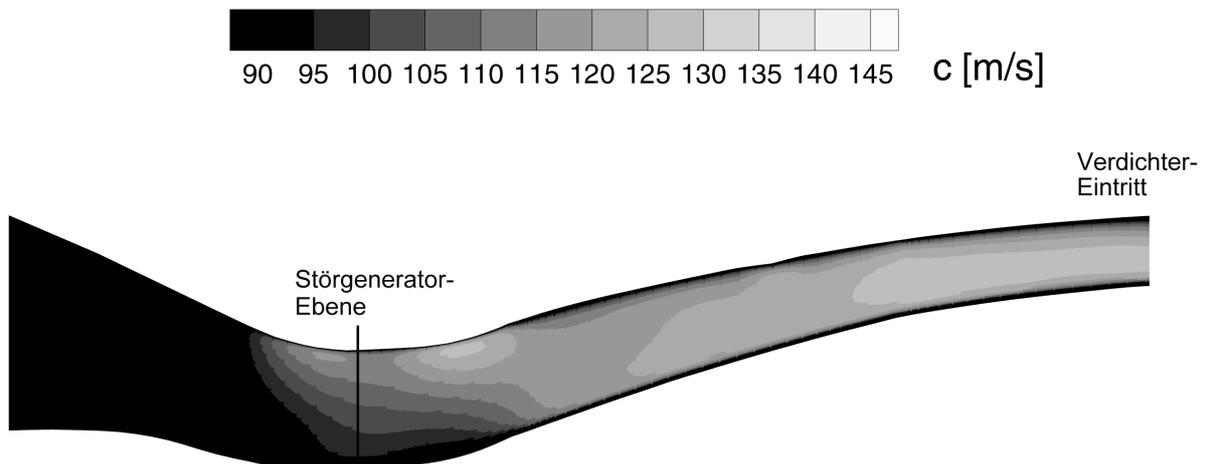


Abb. 3.6 Geschwindigkeitsverlauf im modifizierten Einlaufkanal, CFD-Rechnung (Hildebrandt, 1999)

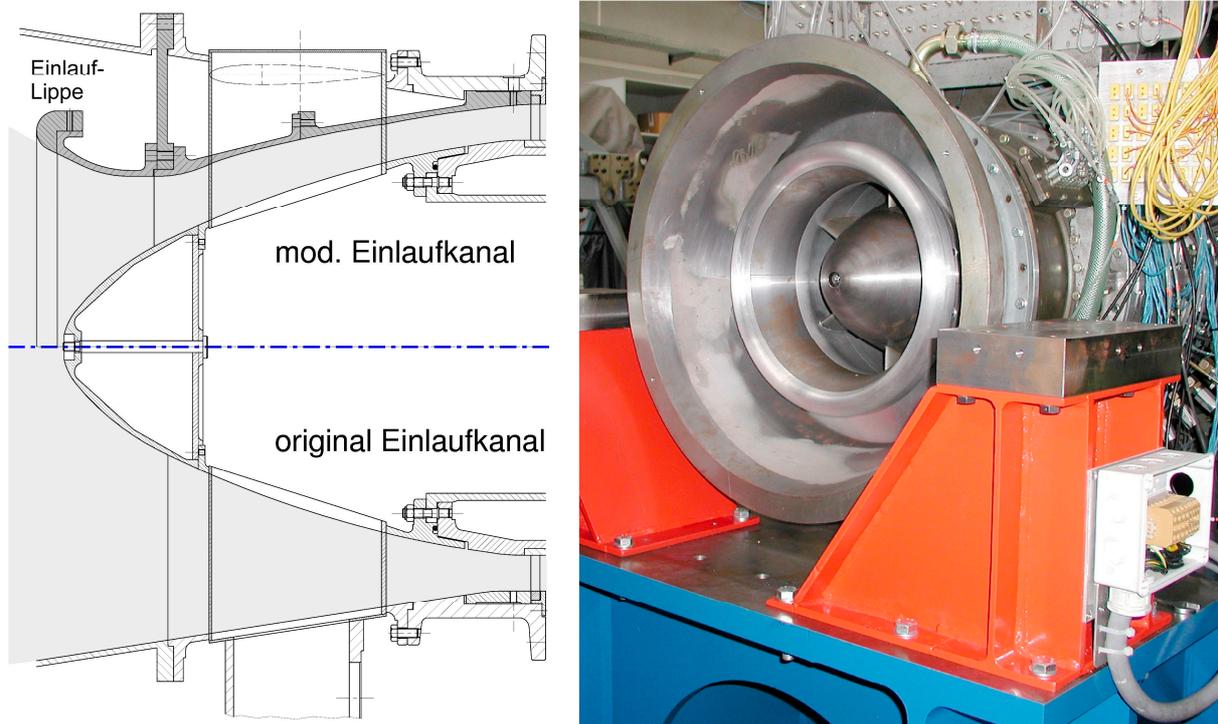


Abb. 3.7 Modifizierter Einlaufkanal des Versuchsverdichters,
Konfiguration für die Referenzmessungen bei ungestörter Zustromung



Abb. 3.8 Störgenerator vor dem Einbau am Verdichterprüfstand

stationäre Meßtechnik

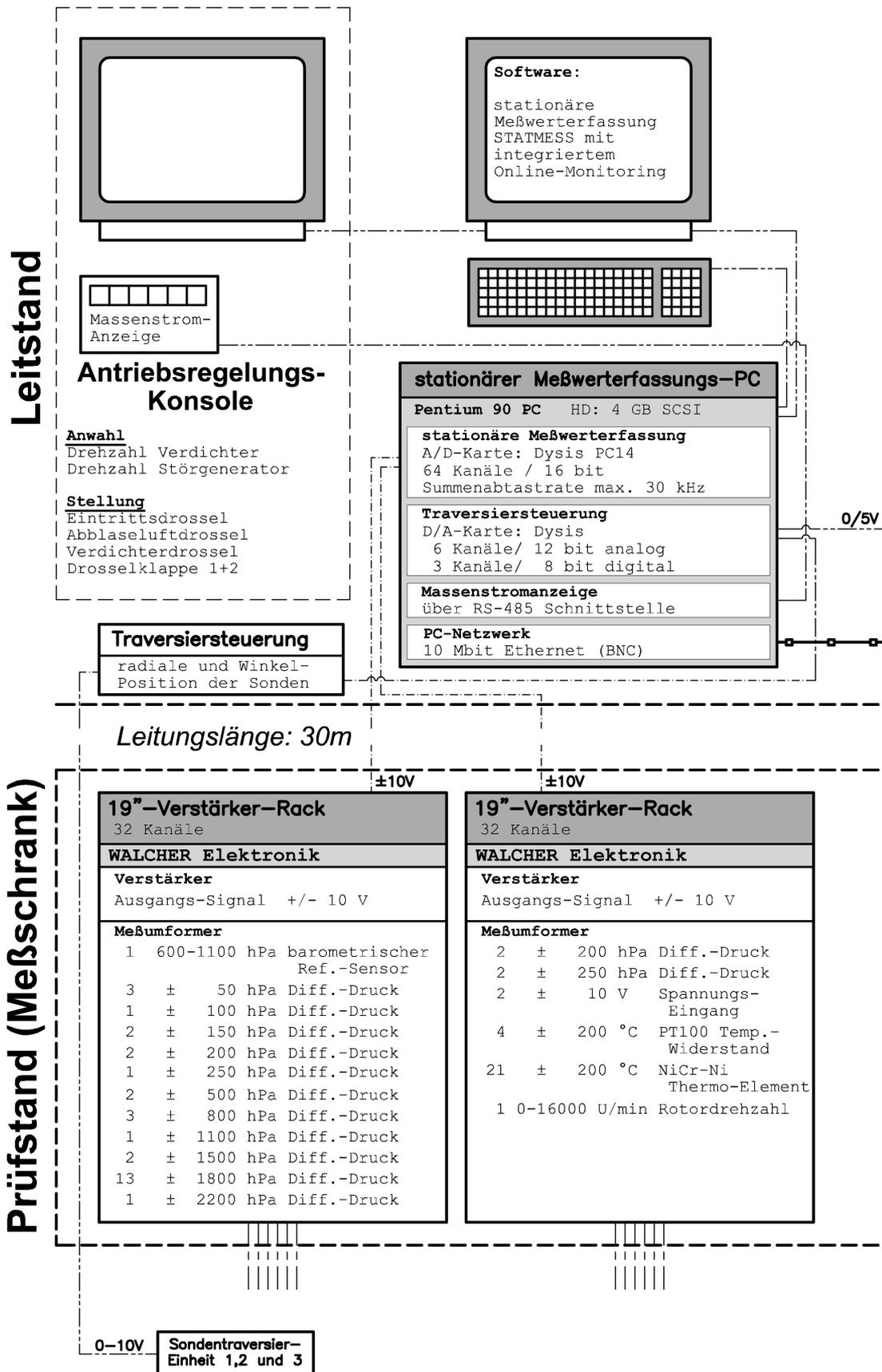


Abb. 4.1a Aufbau der stationären, langsam abtastenden Meßtechnik

instationäre Meßtechnik

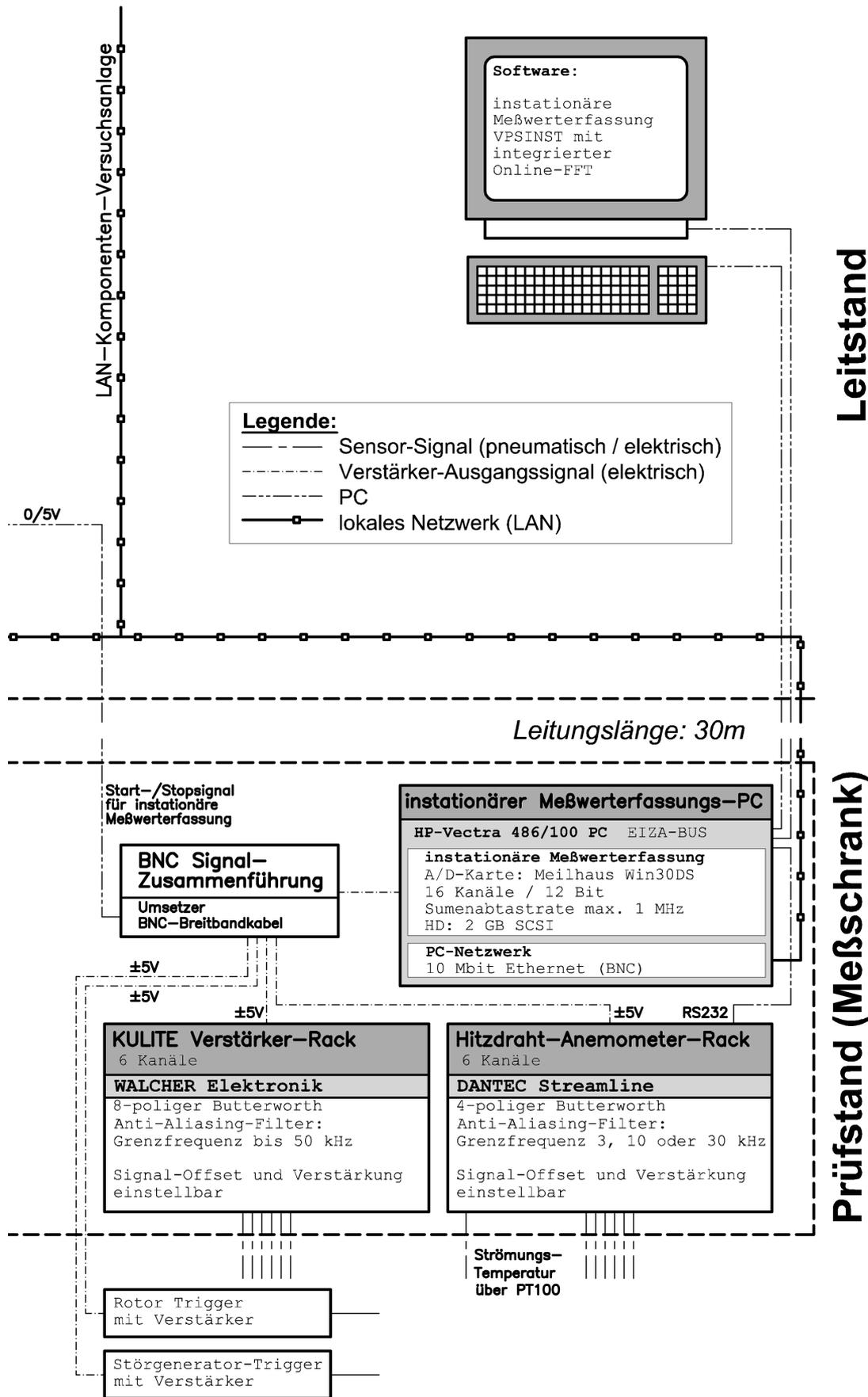


Abb. 4.1b Aufbau der instationären, hochfrequent abtastenden Meßtechnik

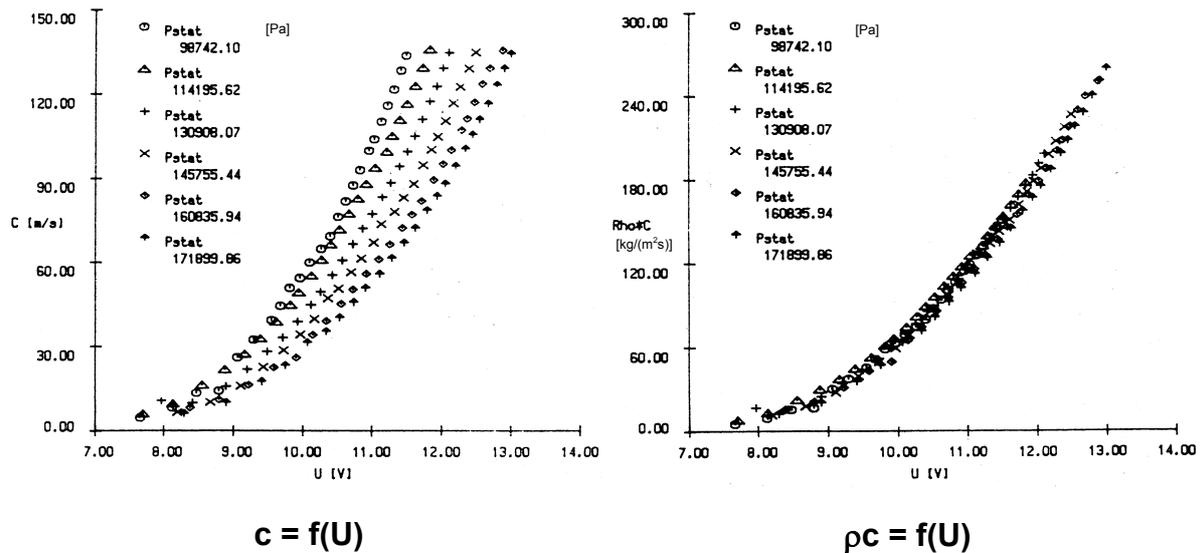


Abb. 4.2 Einfluß der statischen Drücke des Fluids bei konstanter Temperatur auf die Kalibrierkurve einer Hitzdrahtsonde (Poensgen, 1989)

<u>STATMESS</u>	<u>VPSINST</u>
<i>stationäre Meßwerterfassung Verdichterprüfstand</i>	<i>instationäre Meßwerterfassung Verdichterprüfstand</i>
<p>Online-Monitoring:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Anzeige des Betriebspunkts im Verdichterkennfeld • Laufanzeige von bis zu drei Meßkanälen 	<p>Online-Echtzeit-FFT:</p> <ul style="list-style-type: none"> • graphische Darstellung des Frequenzspektrums eines Meßkanals
<p>Meßmöglichkeiten:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Einzel-Betriebspunkt über einen zuvor festgelegten Zeitraum mit arithmetischer Mittelung der Meßwerte bei max. Summen-Abtastrate (30 kHz) • beliebig lange Meßsequenzen mit fixer Abtastrate (100 Hz/Kanal) mit bzw. ohne Ansteuerung von VPSINST 	<p>Meßmöglichkeiten:</p> <ul style="list-style-type: none"> • beliebig lange Meßsequenzen bei fixer Abtastrate (60 kHz/Kanal) • Ansteuerung (ein/aus) durch STATMESS
<p>Steuermöglichkeiten:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Ansteuerung von bis zu drei Sonden-Traversiergeräten (radial/axial) für Feldmessungen 	

Abb. 4.3 Einsatzmöglichkeiten der Meßwerterfassungsprogramme STATMESS und VPSINST

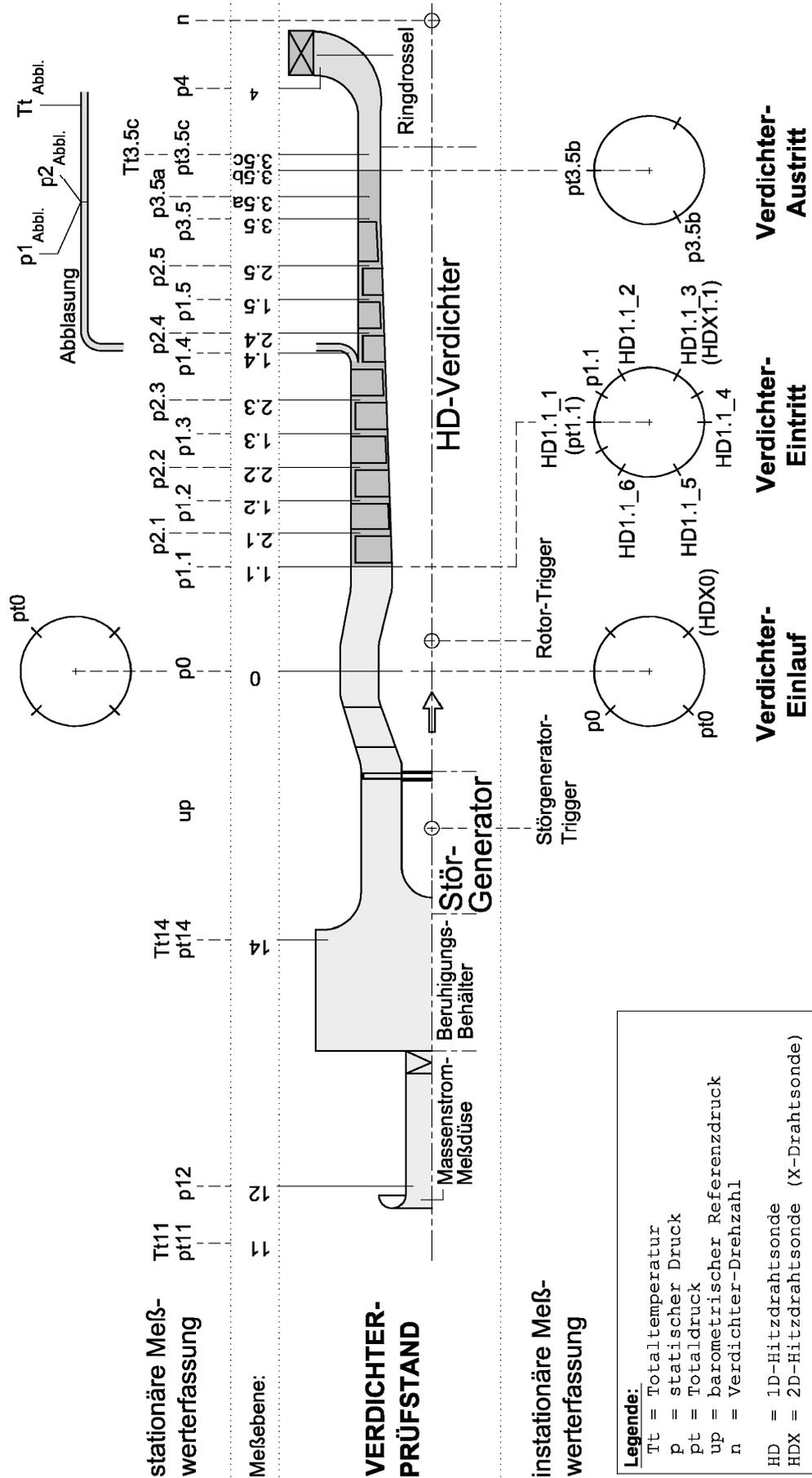


Abb. 4.4 Instrumentierung des Versuchsaufbaus

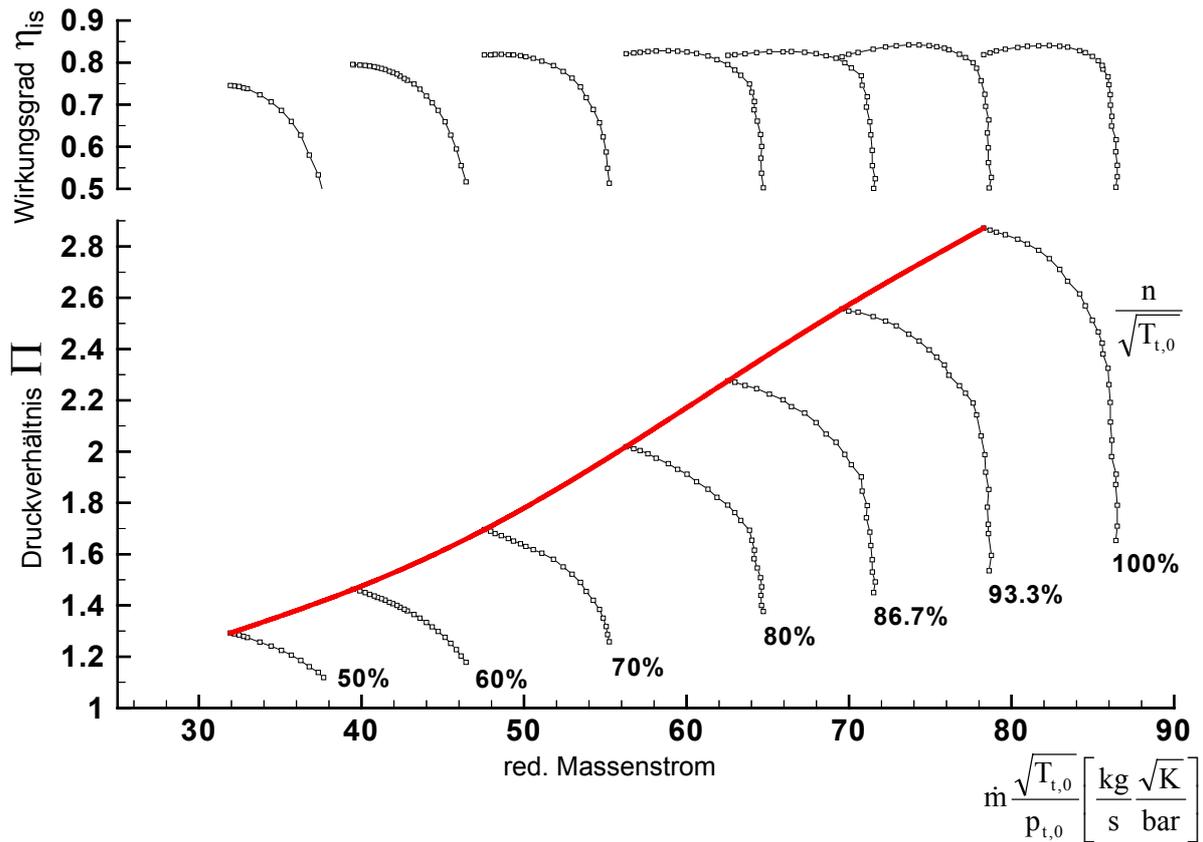


Abb. 4.5 Verdichterkennfeld des Rig212 bei ungestörter Zuströmung (Referenz-Kennfeld)

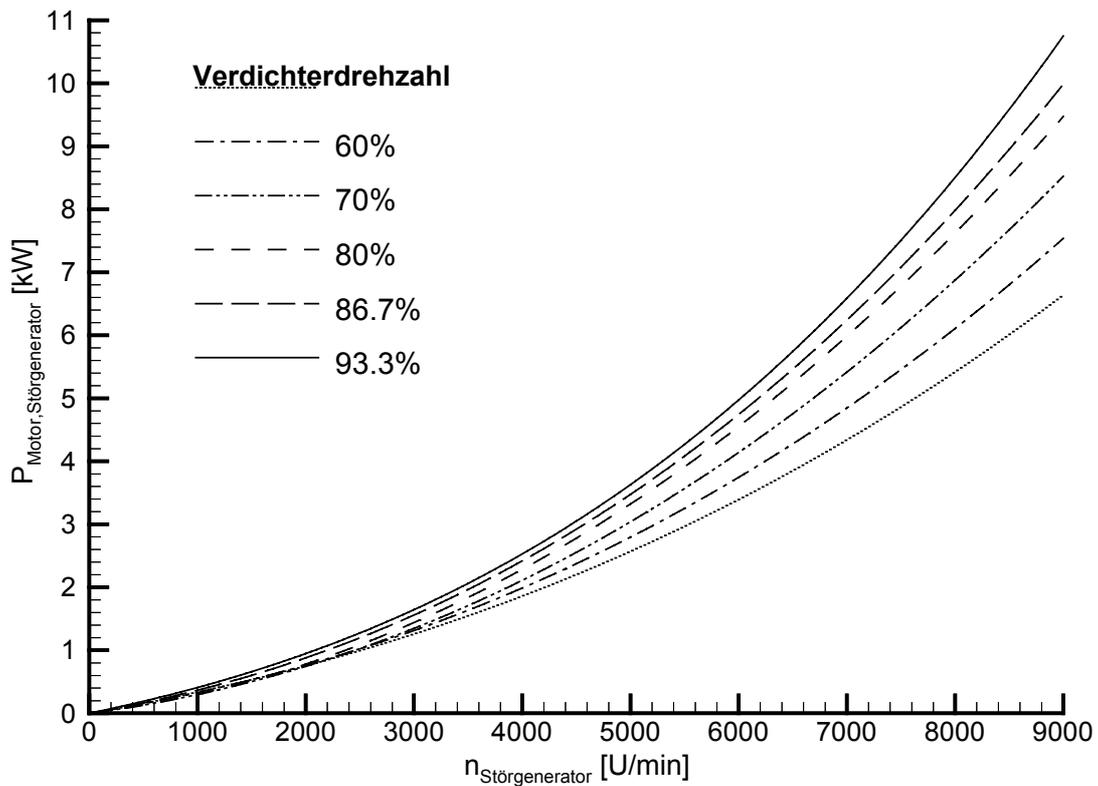
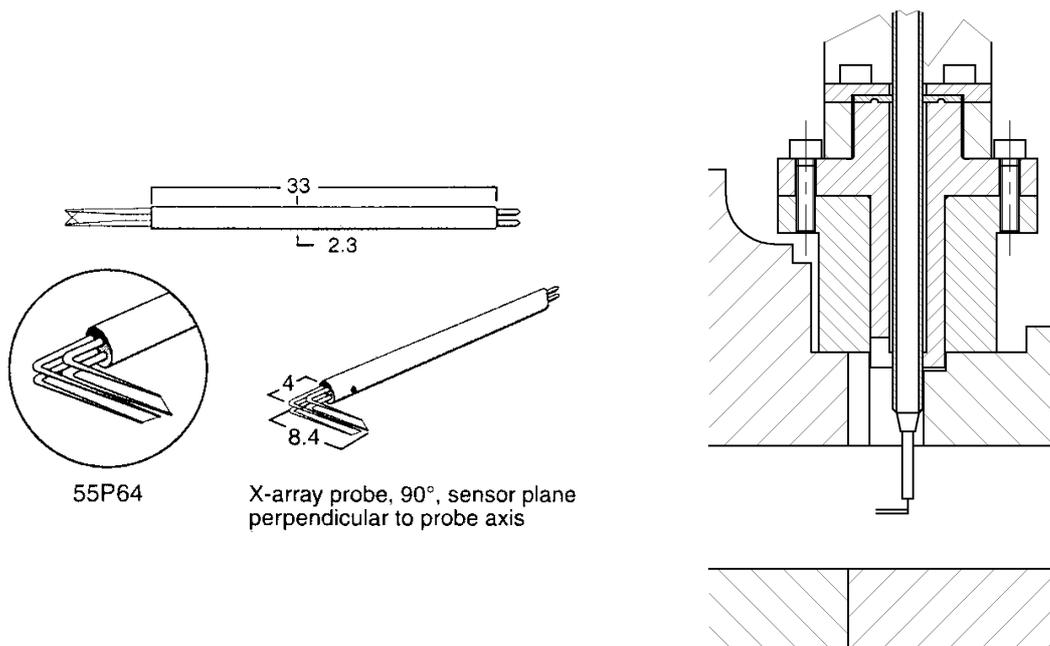


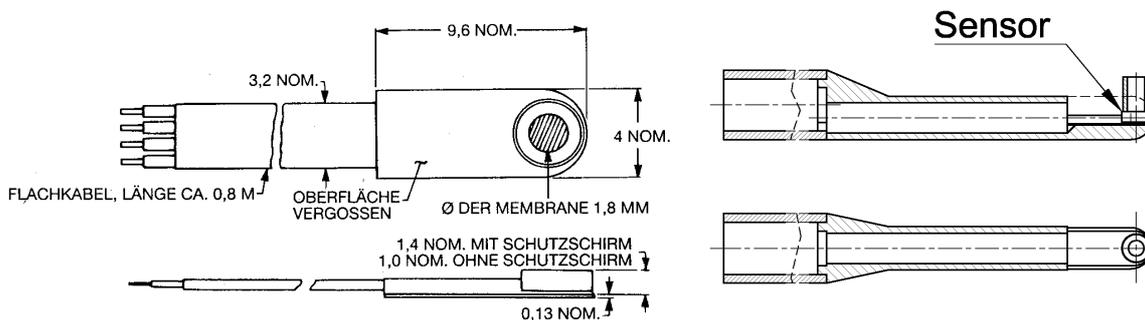
Abb. 4.6 Gemessene Leistungsaufnahme des Störgeneratorantriebs bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen



55P64

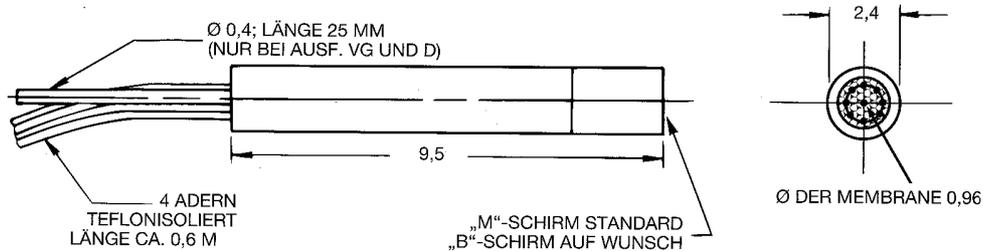
X-array probe, 90°, sensor plane perpendicular to probe axis

a. DANTEC X-Drahtsonde Typ 55P64 und Sondenhalter



Sensor

b. KULITE Sensor Typ LQ-125 und Totaldrucksondenkopf



c. KULITE Sensor Typ XCQ-093/XCW-093, wandbündig als statische Drucksonde eingebaut

Abb. 4.7 Instationäre, hochfrequent abtastende Sensoren und ihre konstruktive Integration in Strömungssonden bzw. Sondenhalter

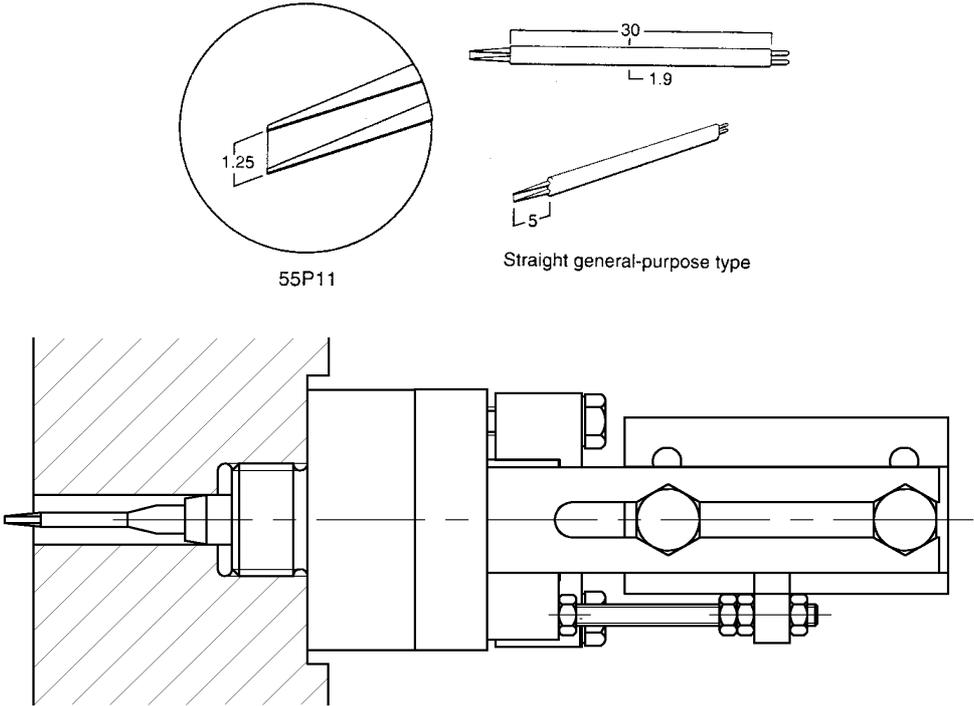


Abb. 4.8 DANTEC Eindrahtsonde Typ 55P11 und Schnellwechsel-Sondenhalter

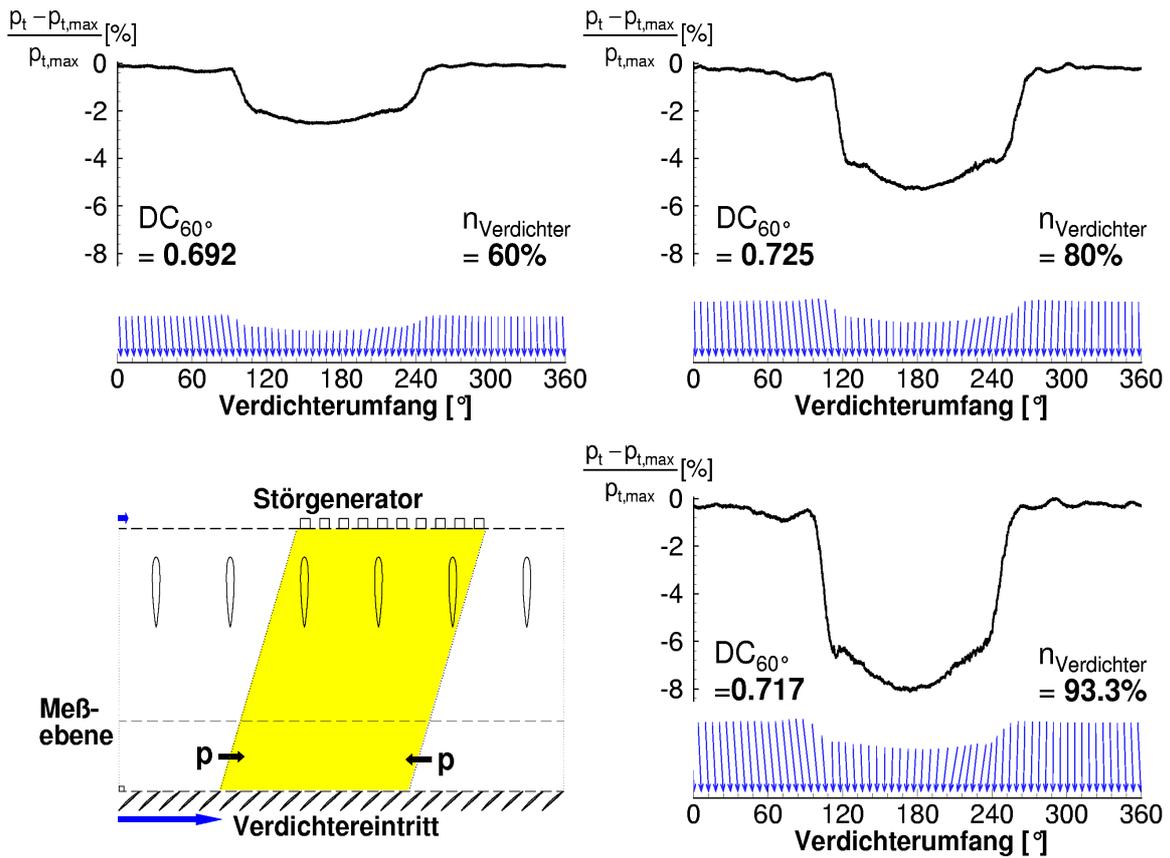


Abb. 5.1a Gleichsinnig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,1$

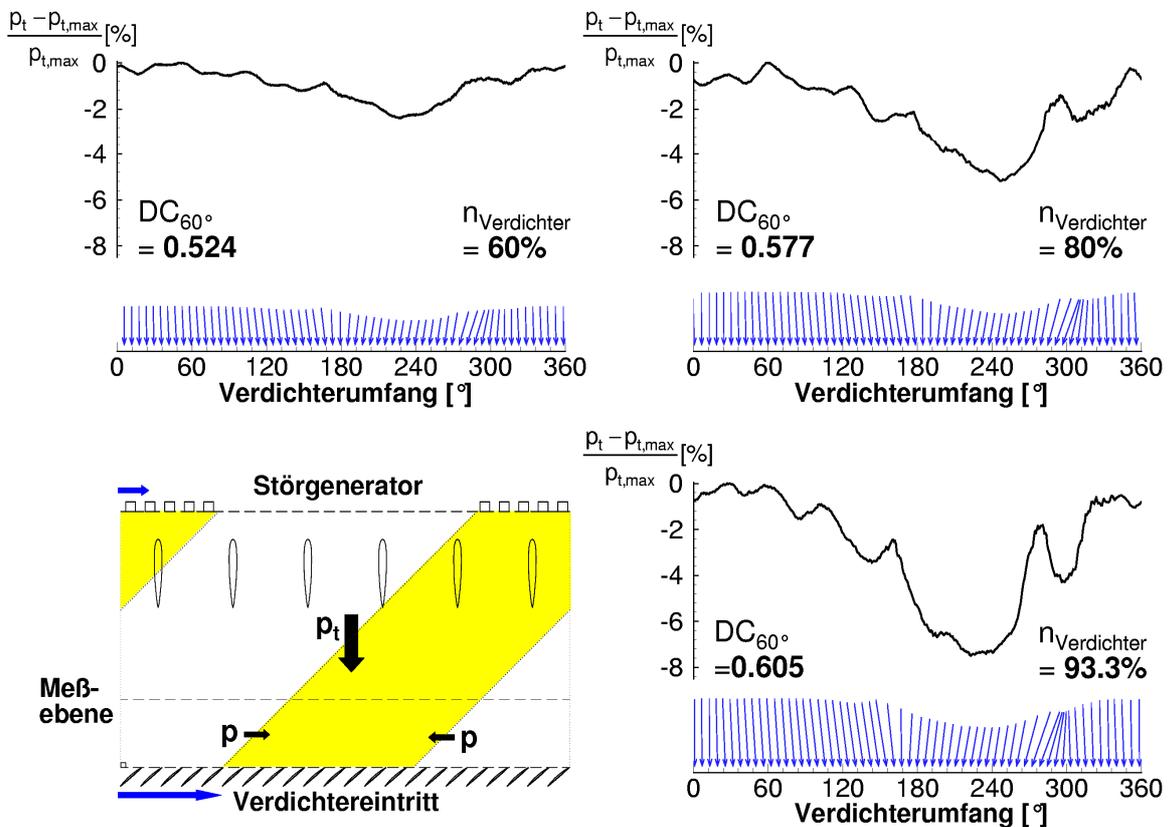


Abb. 5.1b Gleichsinnig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,3$

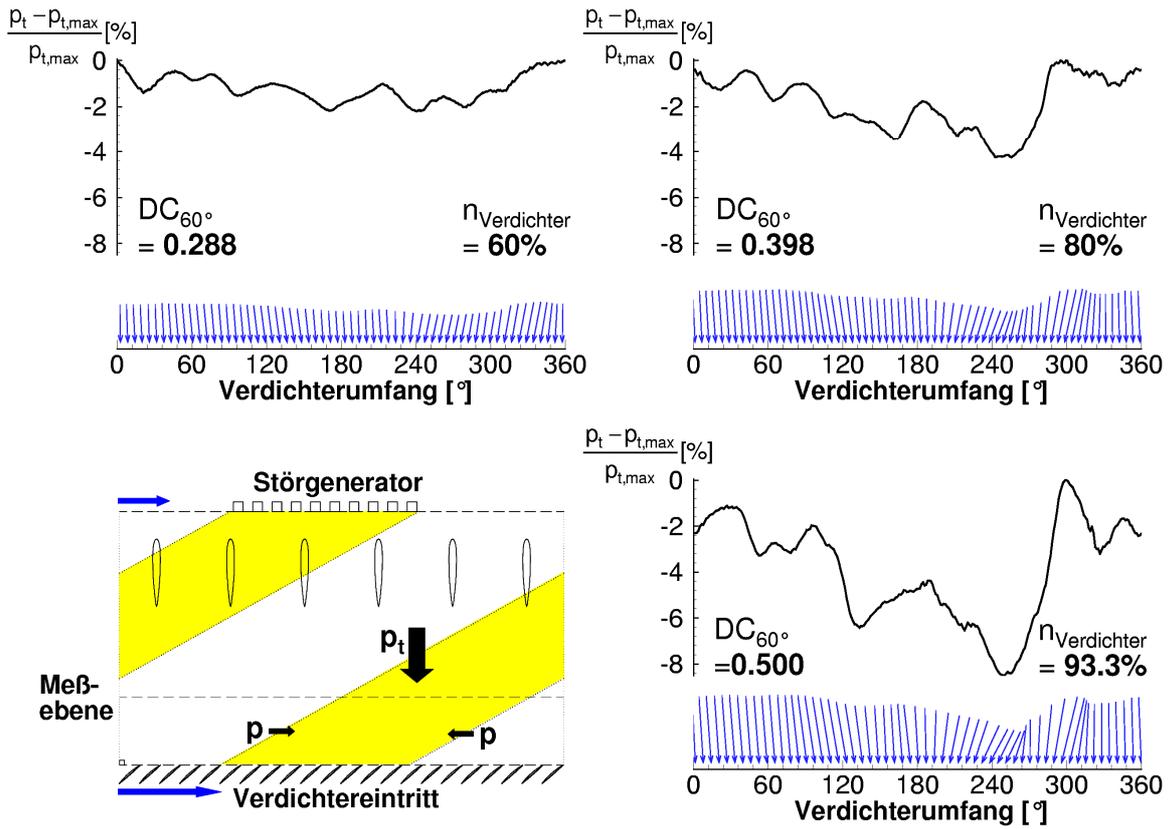


Abb. 5.1c Gleichsinnig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,5$

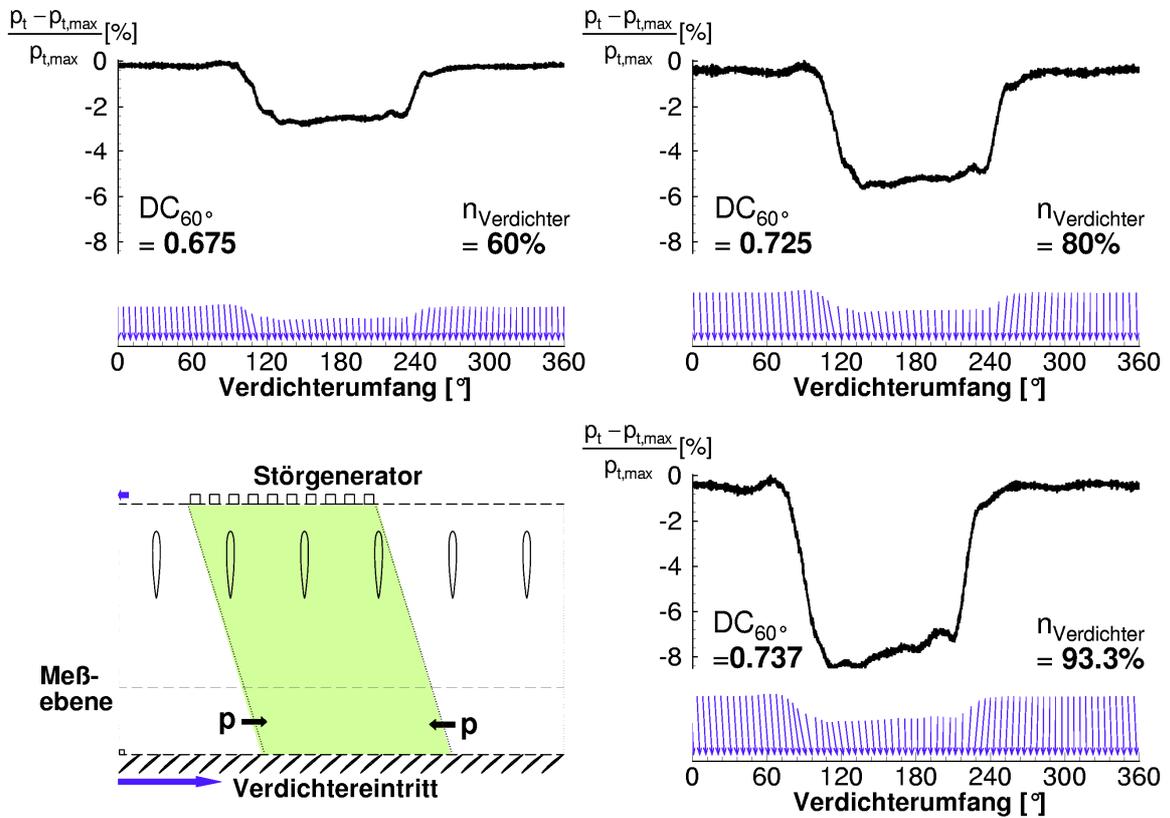


Abb. 5.2a Gegensinnig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,1$

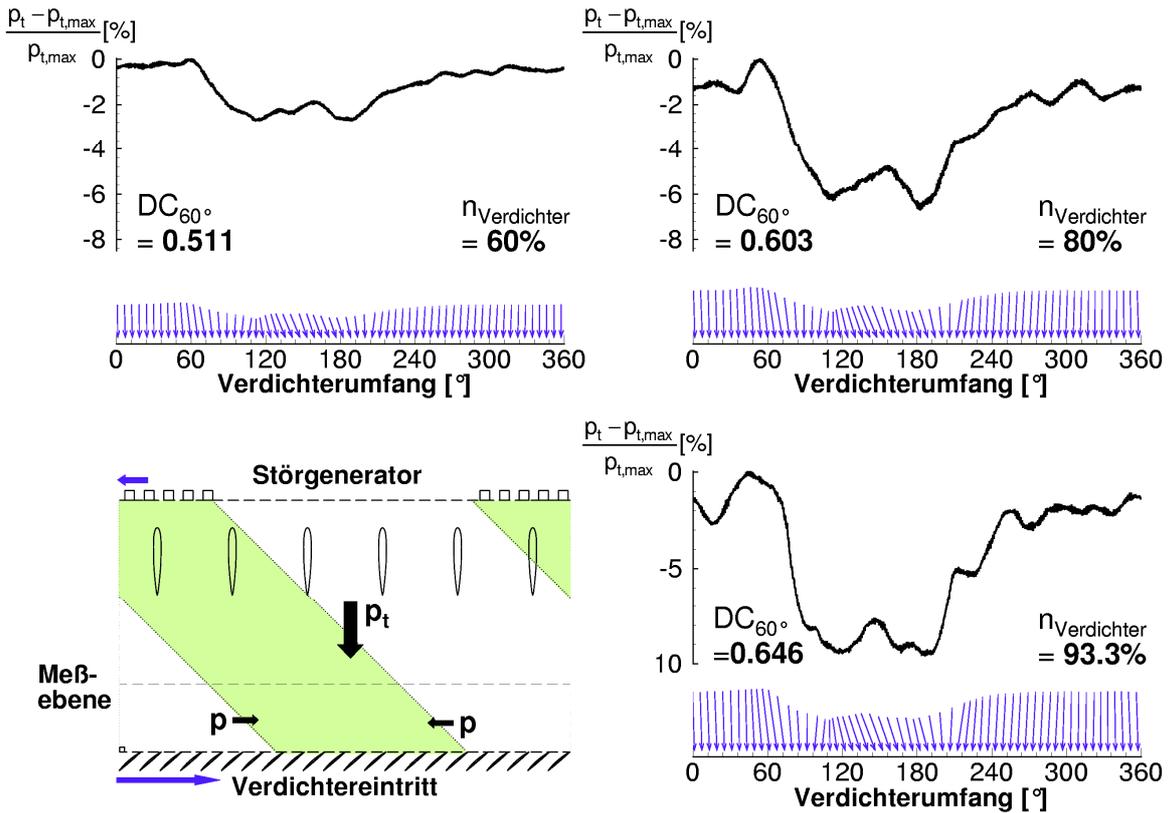


Abb. 5.2b Gegenseitig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{Störung}/n_{Verdichter} = -0,3$

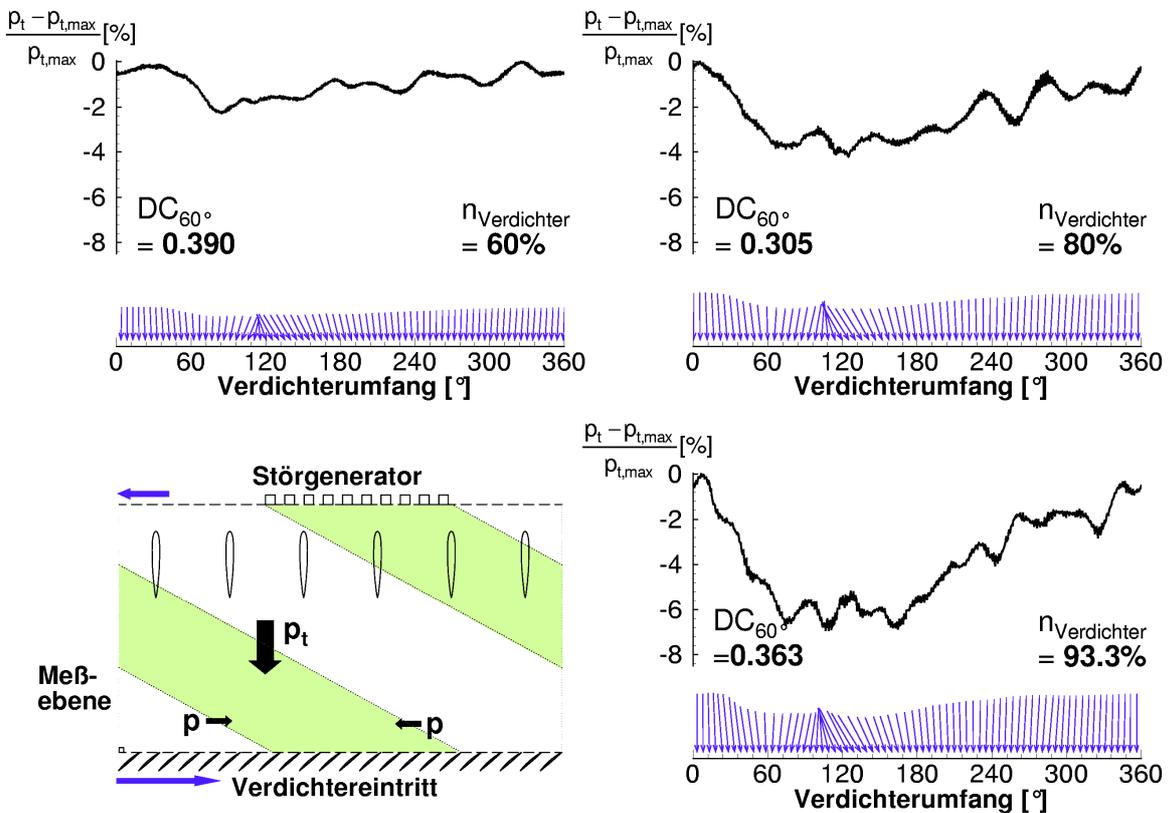
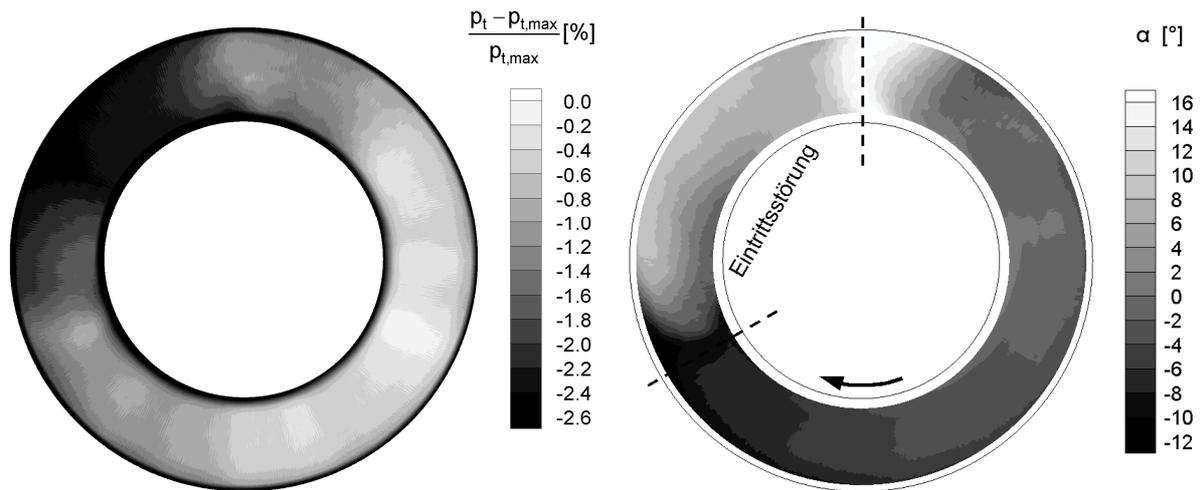
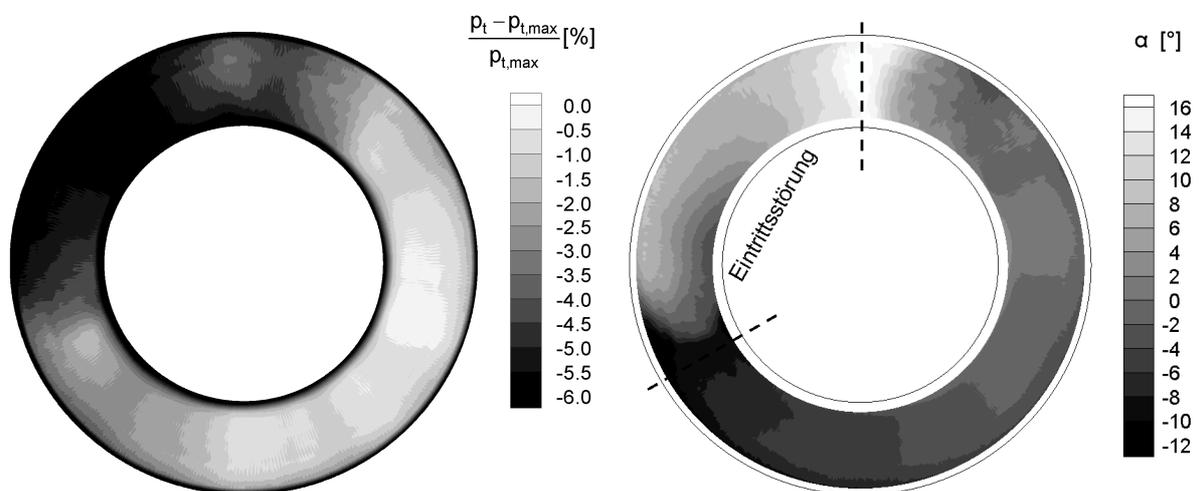


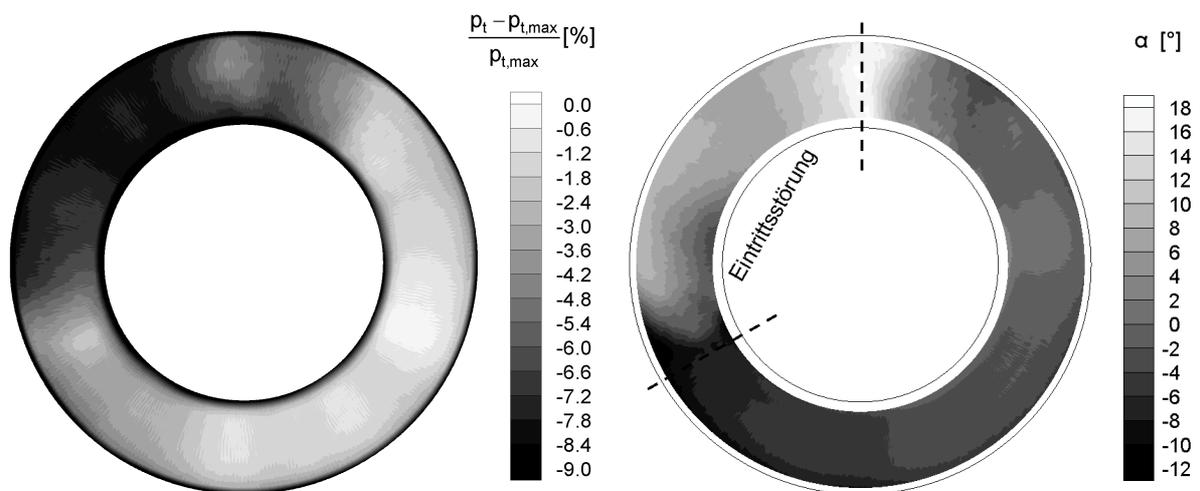
Abb. 5.2c Gegenseitig drehende Eintrittsstörung, Betriebspunkt Nähe Pumpgrenze, $n_{Störung}/n_{Verdichter} = -0,5$



a) Traversiermessung **60%** Verdichterdrehzahl, rel. Totaldruckverlust und Strömungswinkel



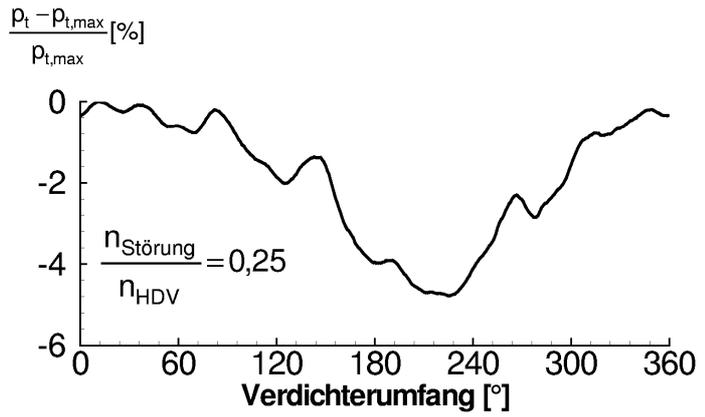
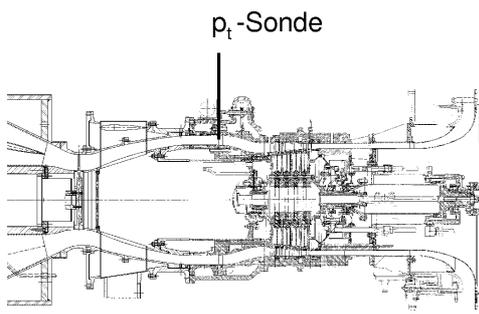
b) Traversiermessung **80%** Verdichterdrehzahl, rel. Totaldruckverlust und Strömungswinkel



c) Traversiermessung **93,3%** Verdichterdrehzahl, rel. Totaldruckverlust und Strömungswinkel

Abb. 5.3 Gleichsinnig drehende Eintrittsstörung: $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ im Übergangskanal (Ebene 0), Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie

Rig212



Larzac04

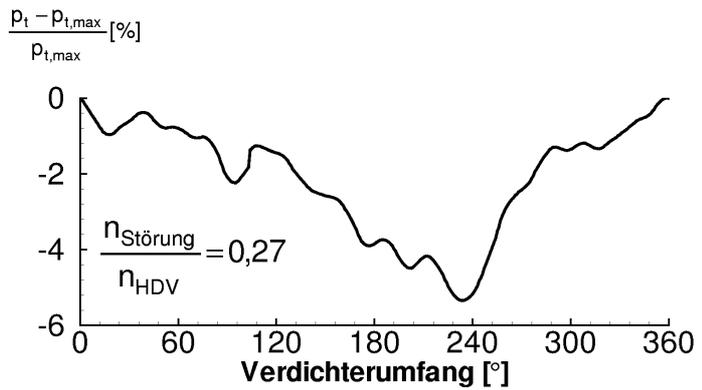
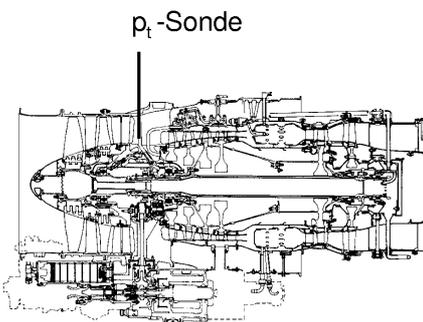


Abb. 5.4 Vergleich der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung Rig212 – Larzac04, 80% (HDV-) Drehzahl

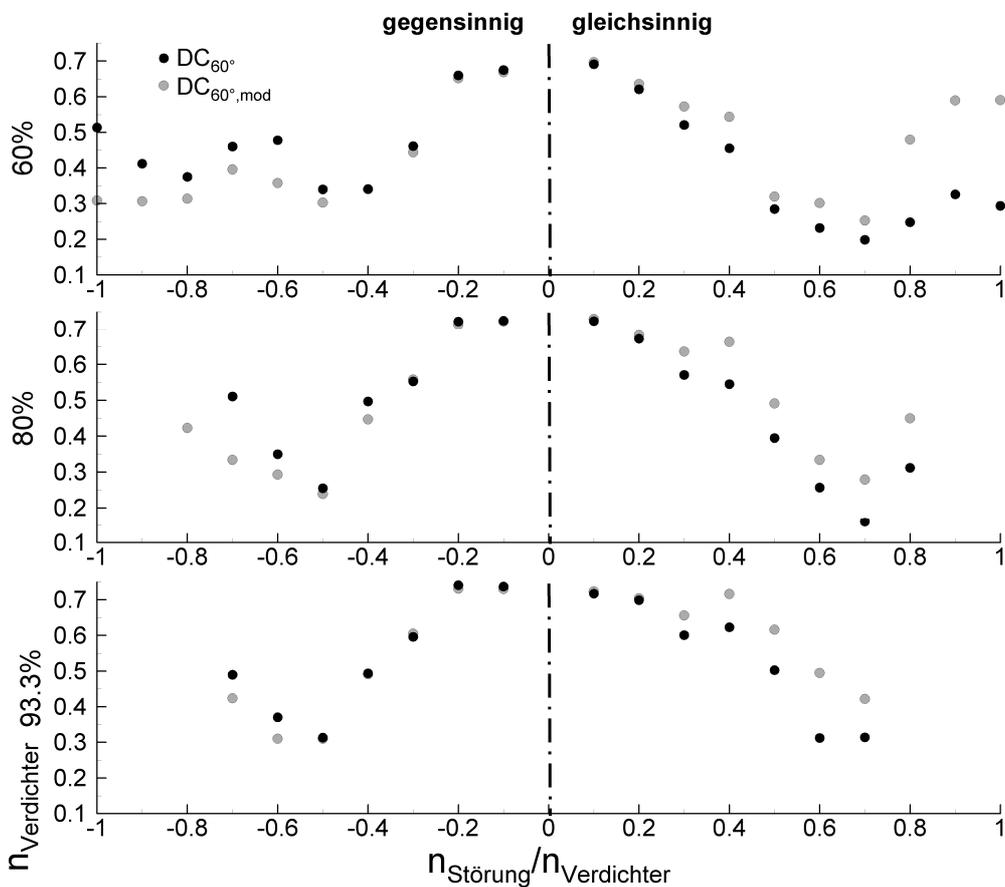
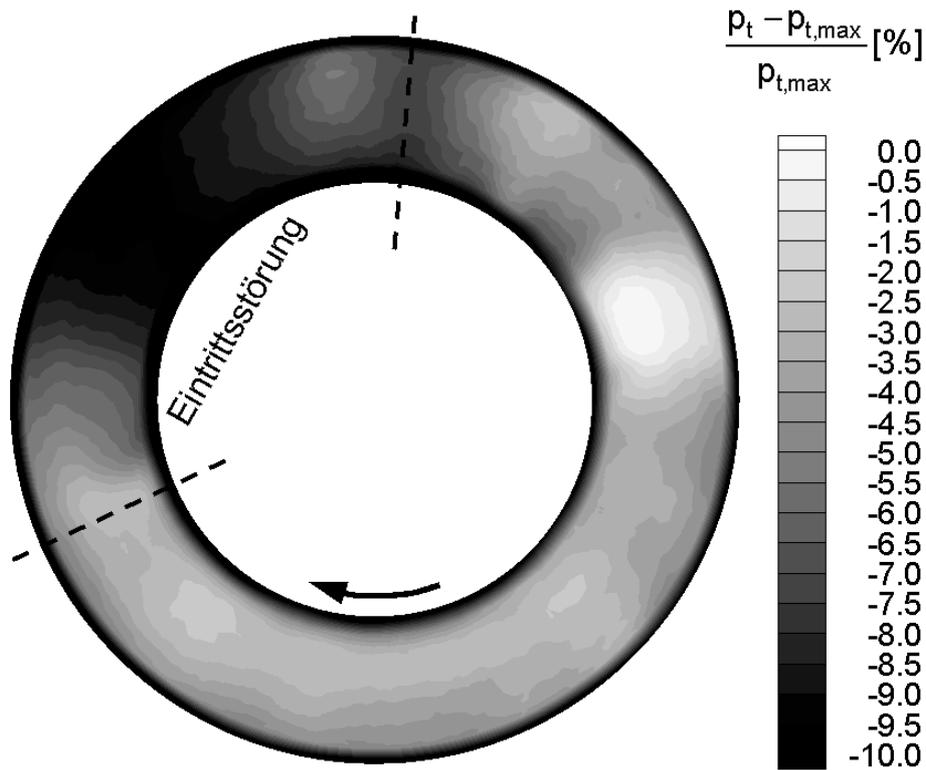
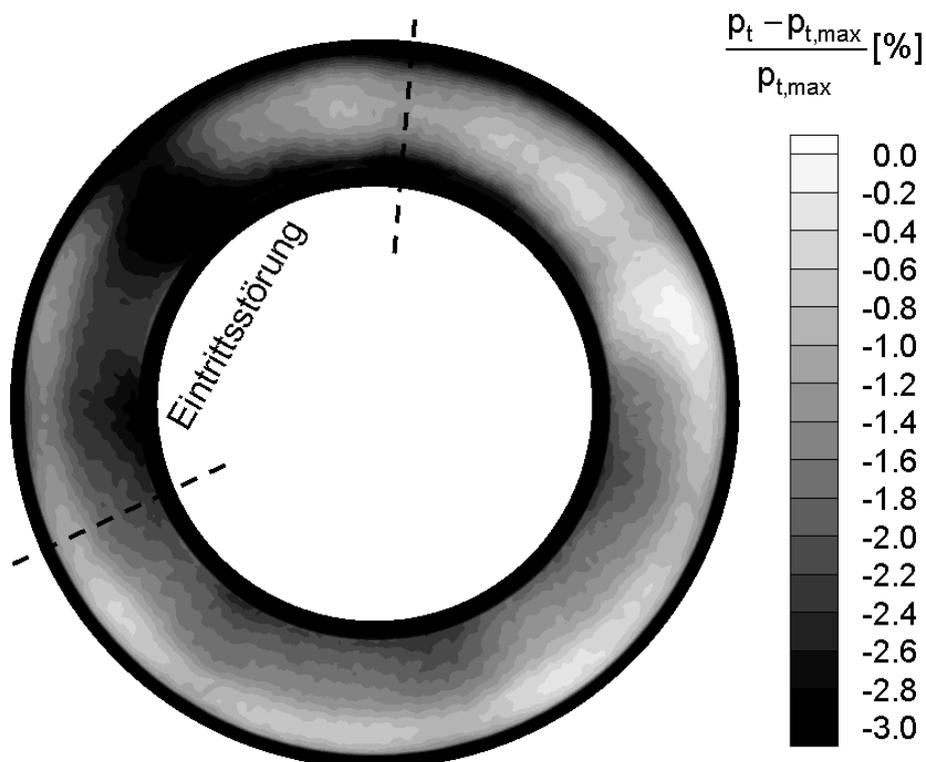


Abb. 5.5 DC_{60°}-Werte für verschiedene Verdichter- und Störgeneratordrehzahlen



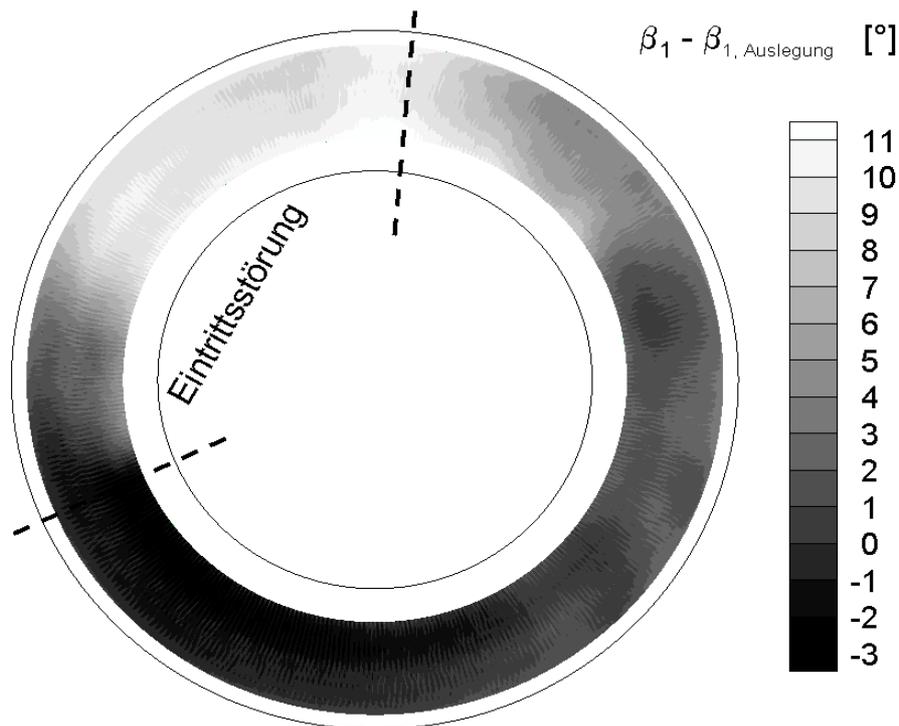
rel. Totaldruckverlust bei **93,3%** Drehzahl im Verdichtereintritt (**Ebene 1.1**)



rel. Totaldruckverlust bei **93,3%** Drehzahl im Verdichteraustritt (**Ebene 3.5c**)

Abb. 6.1

Durchgang der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$ durch den Verdichter, Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie



Zuströmwinkeländerung bei 93,3% Drehzahl im Verdichtereintritt (Ebene 1.1)

Abb. 6.2 Zuströmwinkeländerung Laufrad 1. Stufe der gleichsinnig drehenden Eintrittsstörung $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,25$, Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie

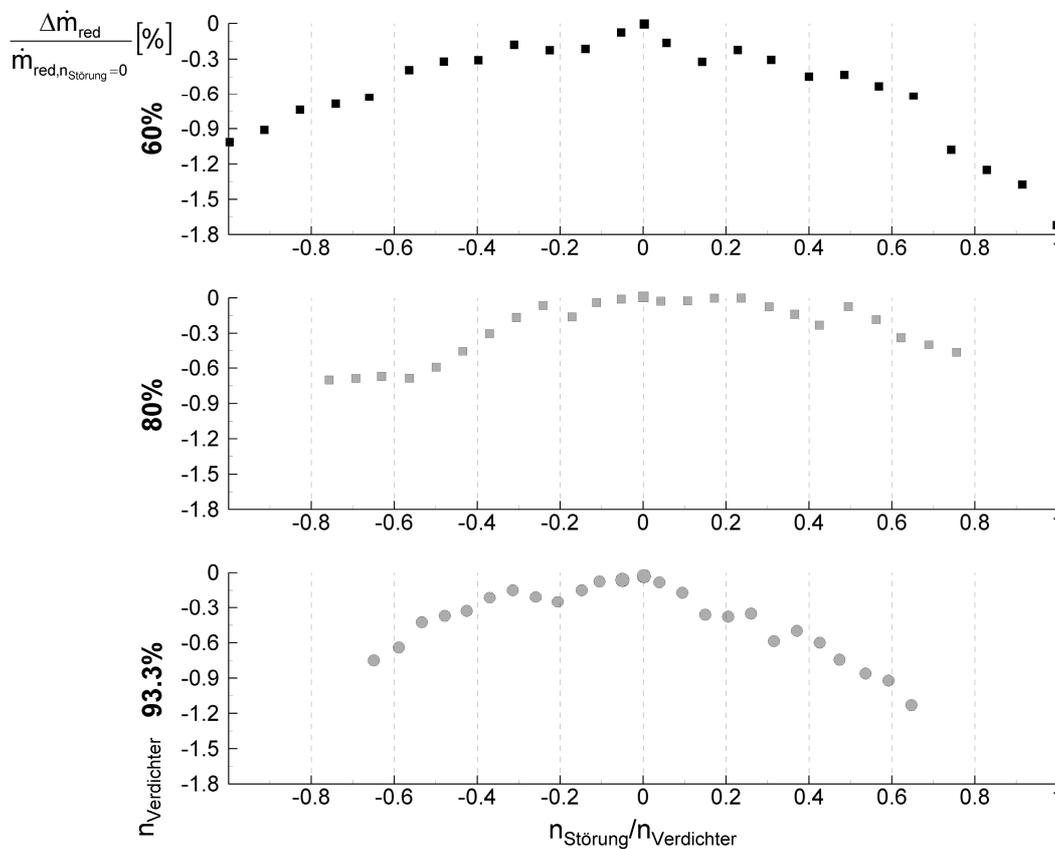


Abb. 6.3 Änderung des reduzierten Massenstroms mit dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$, Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie

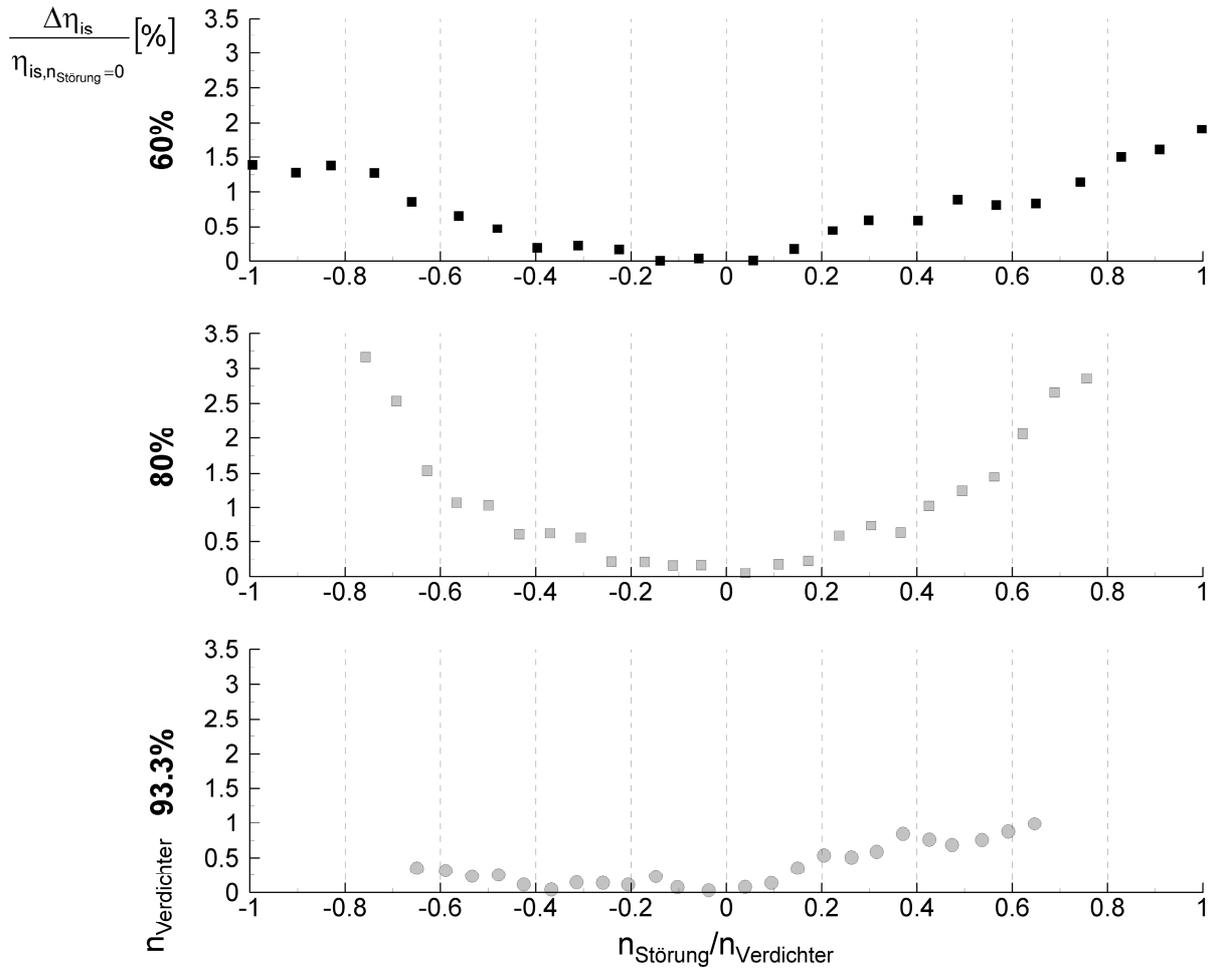


Abb. 6.4 Änderung des isentropen Verdichterwirkungsgrads mit dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$, Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie

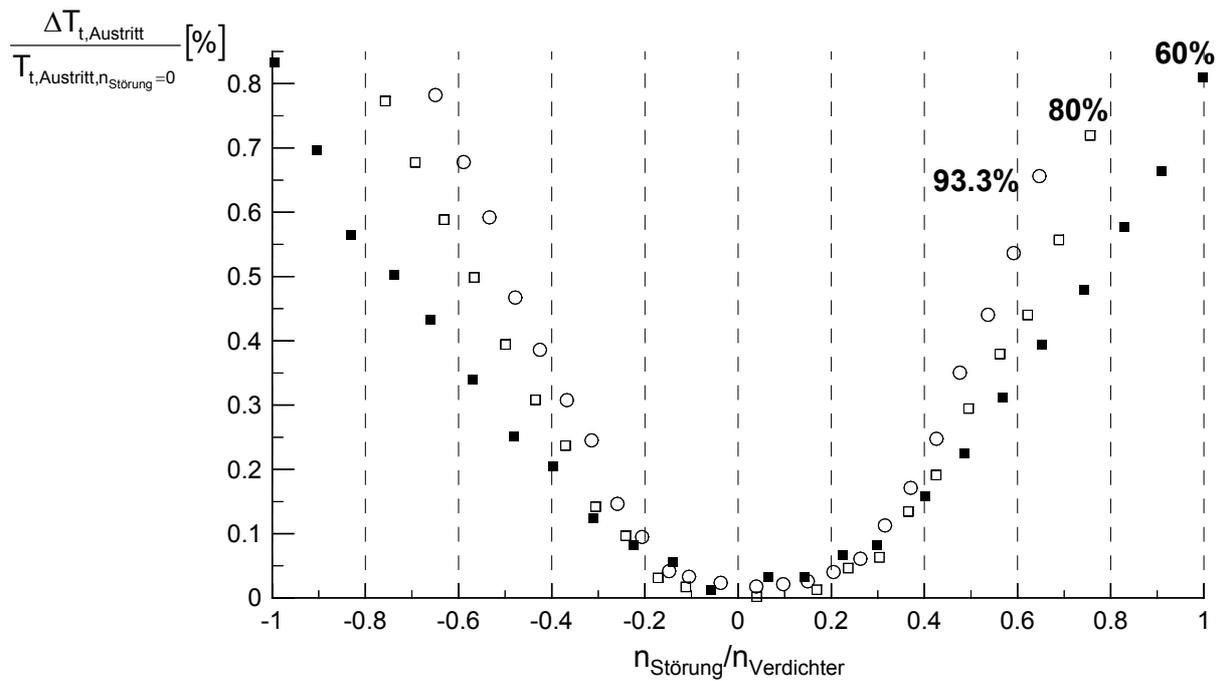


Abb. 6.5 Änderung der Totaltemperatur im Verdichteraustritt mit dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$, Betriebspunkt auf stationärer Arbeitslinie

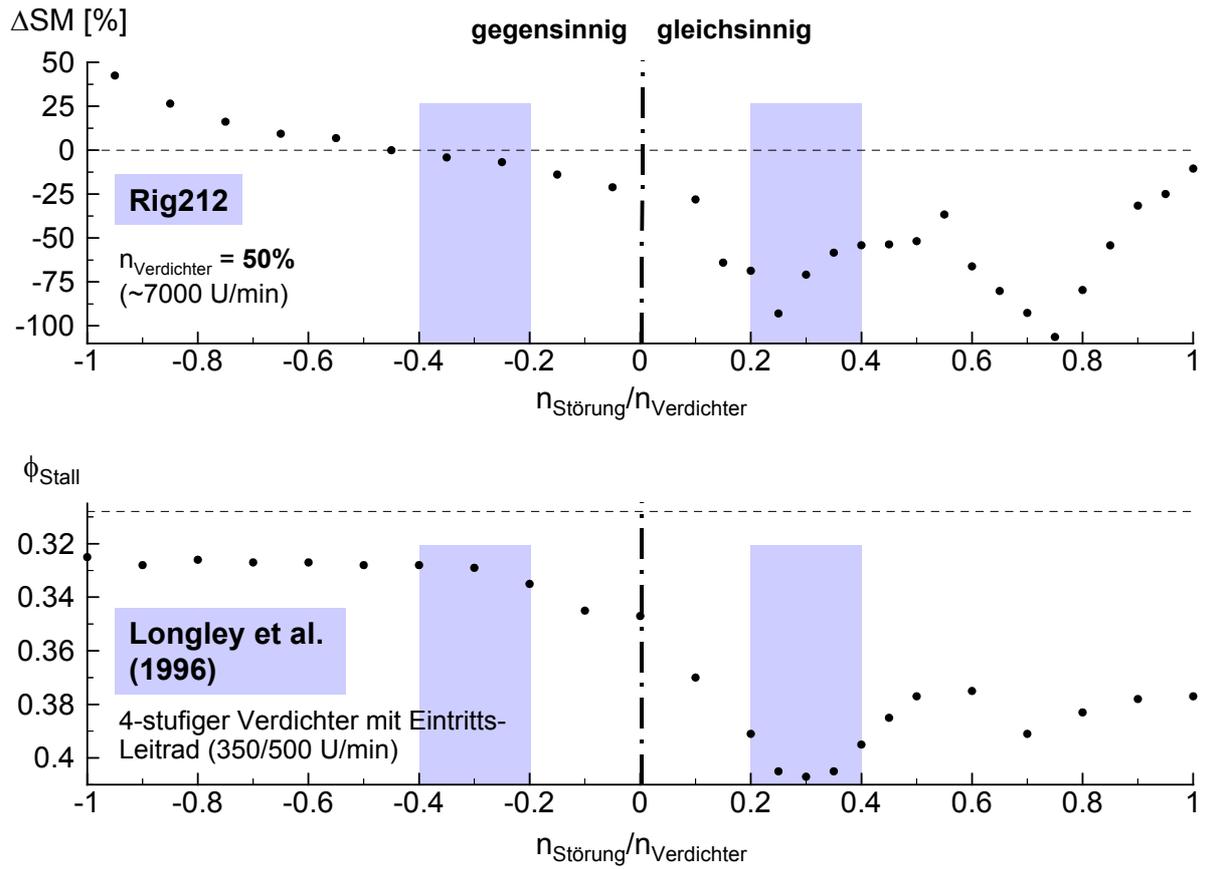


Abb. 6.6 Vergleich der Änderung des Pumpgrenzenabstands ΔSM am Rig212 bei 50% Auslegungsdrehzahl mit Messungen von Longley et al. (1996)

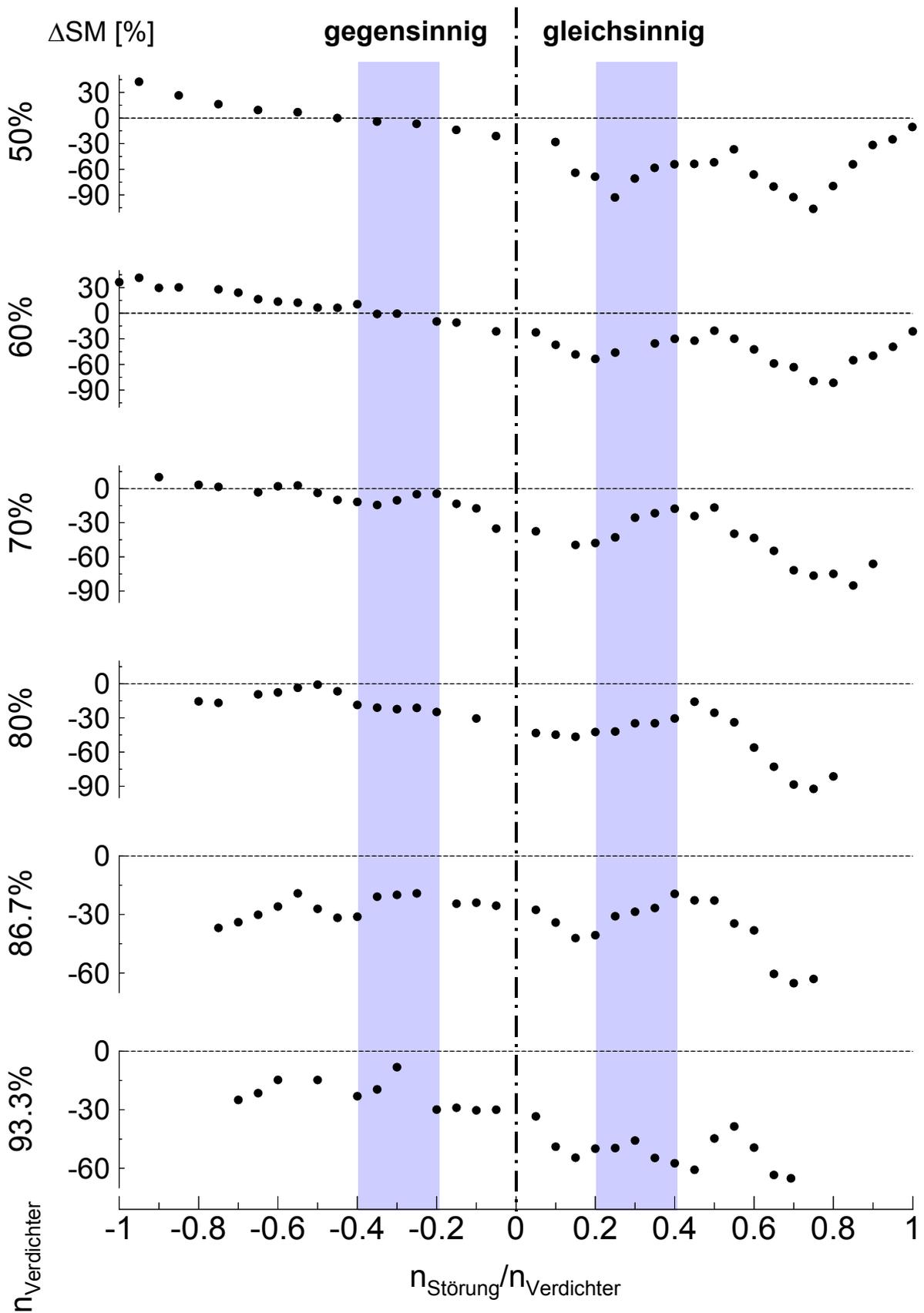


Abb. 6.7 Änderung des Pumpgrenzenabstands ΔSM mit dem Drehzahlverhältnis $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$

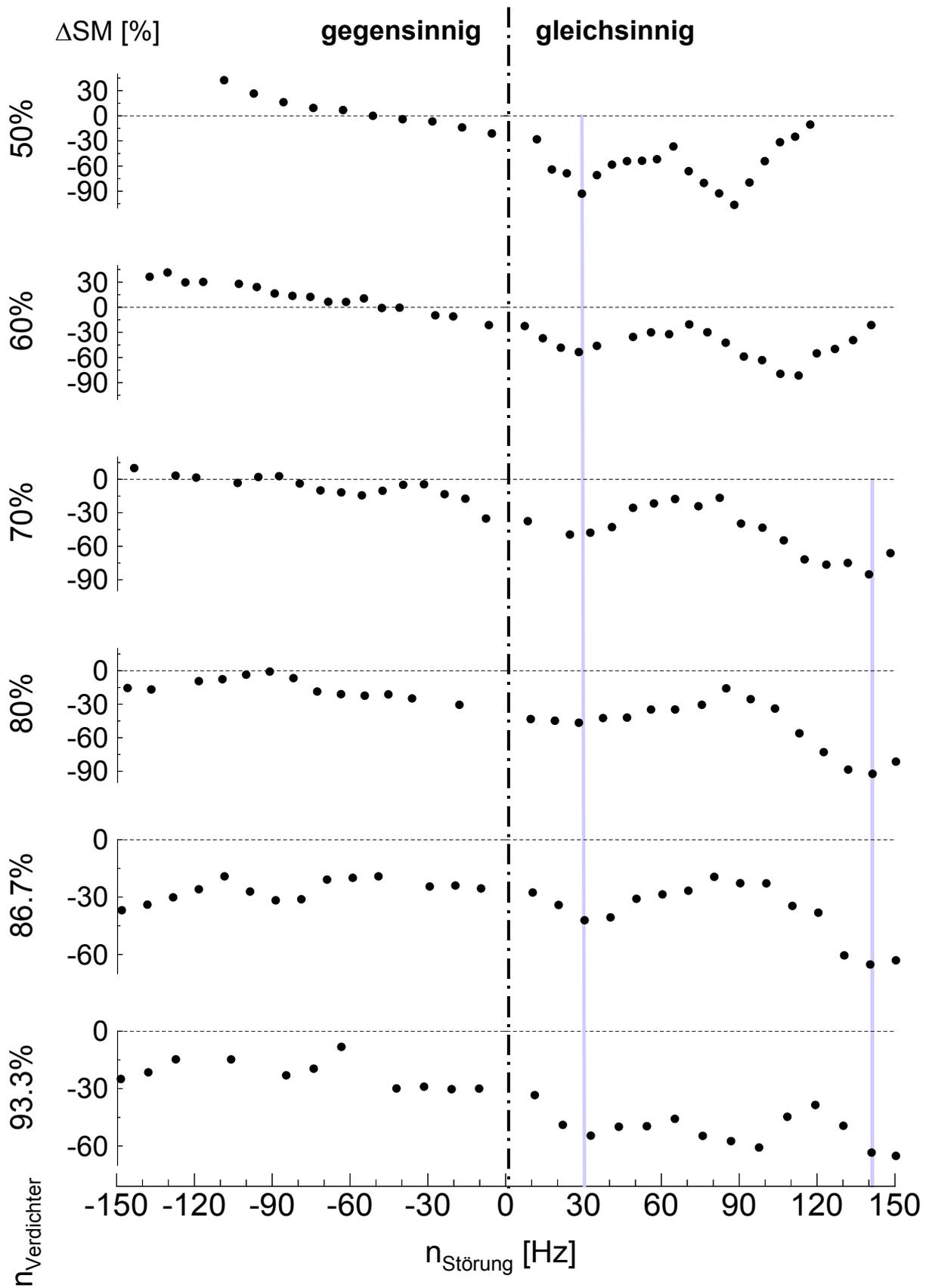


Abb. 6.8 Änderung des Pumpgrenzenabstands ΔSM mit der Störgeneratordrehzahl $n_{Störung}$

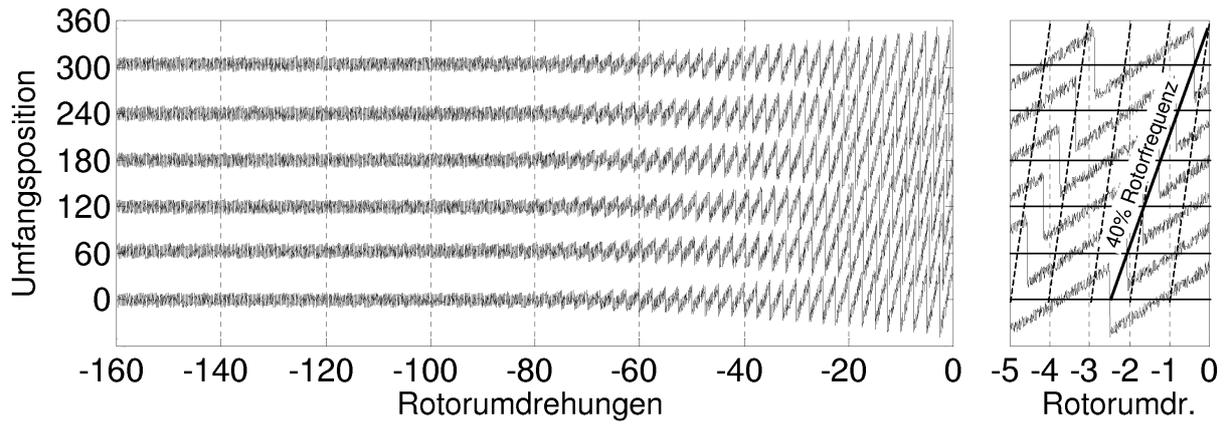


Abb. 7.1 Sensor-Zeitsignale des Modelldatensatzes

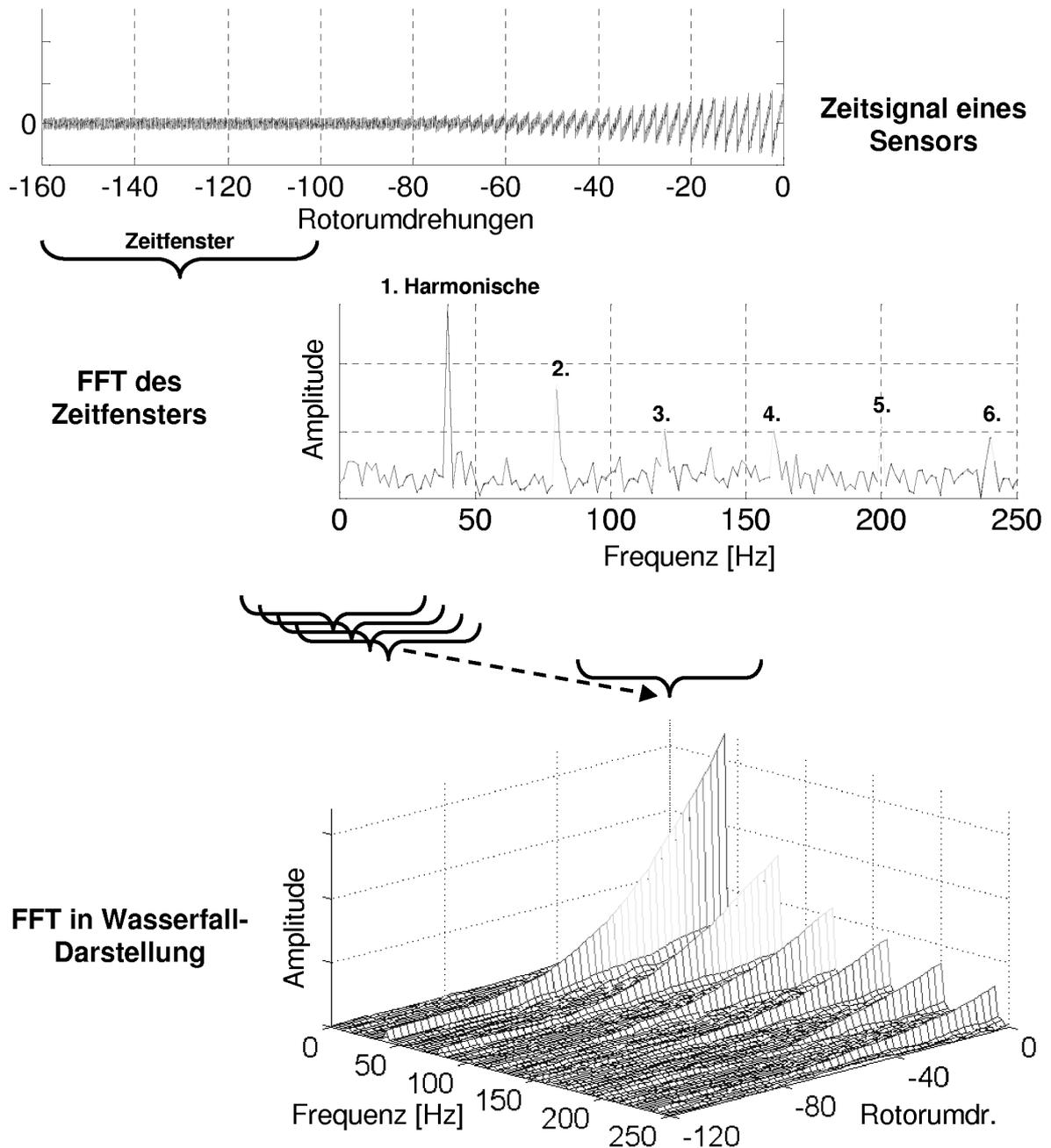


Abb. 7.2 FFT des Zeitsignals eines einzelnen Sensors des Modelldatensatzes

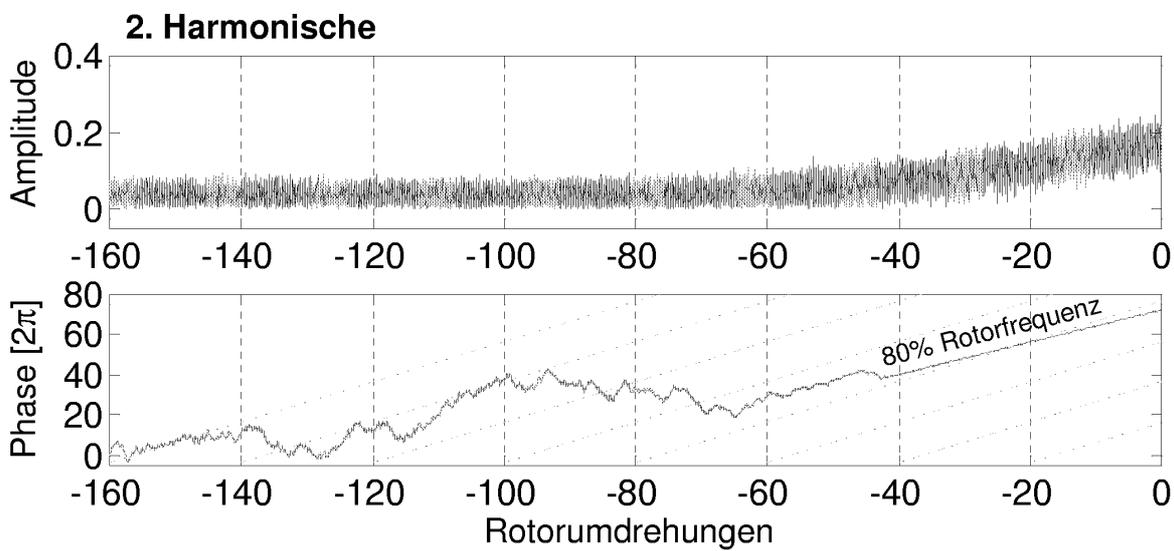
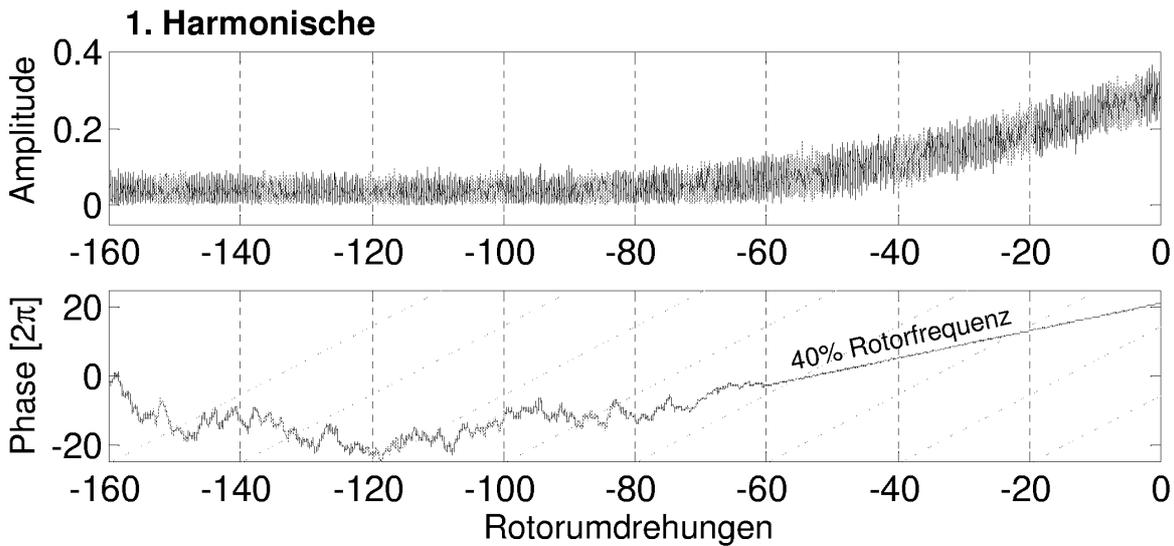
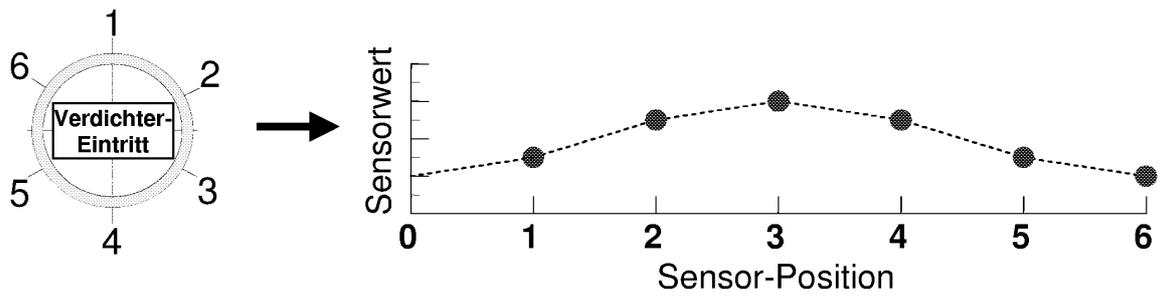
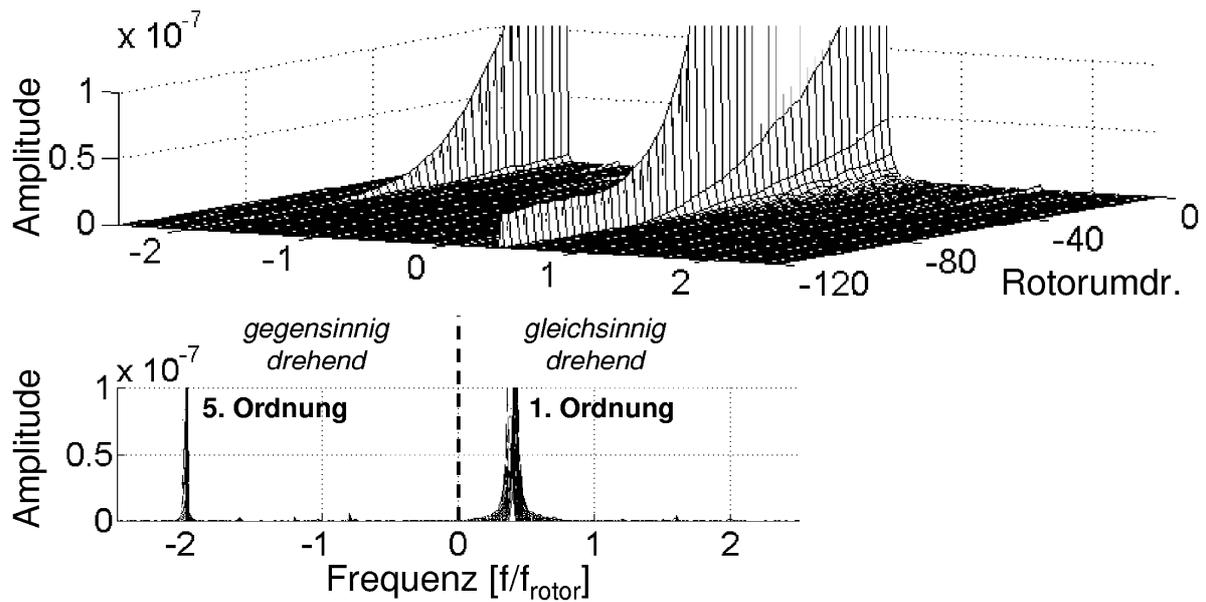


Abb. 7.3 Umfangs-FFT der Zeitsignale des Modelldatensatzes

1. Harmonische



2. Harmonische

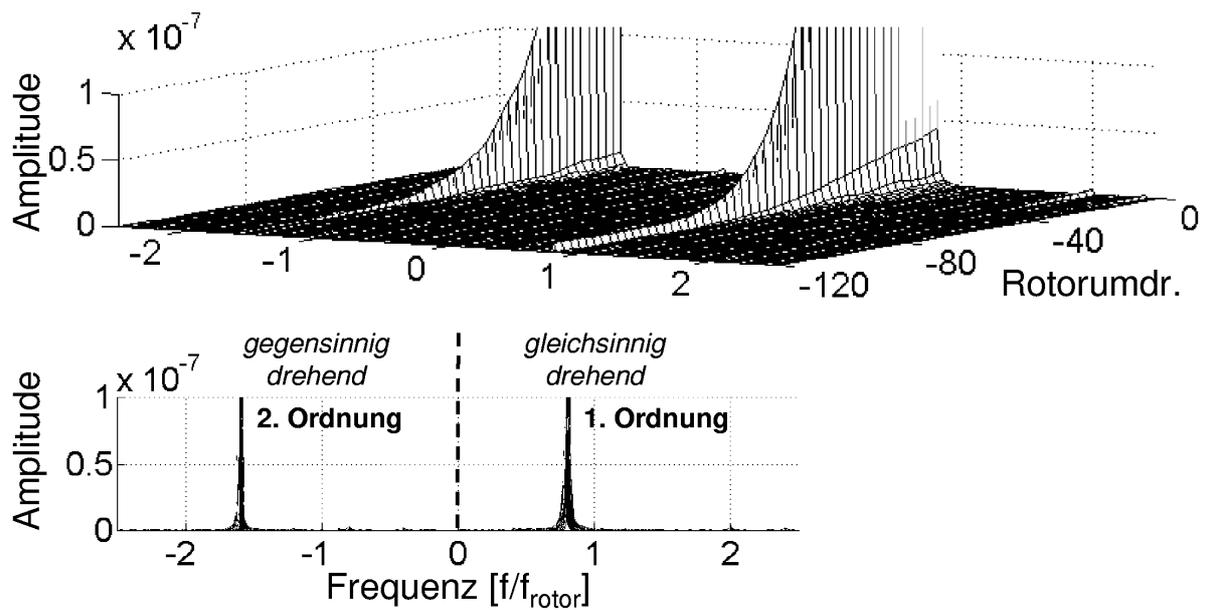
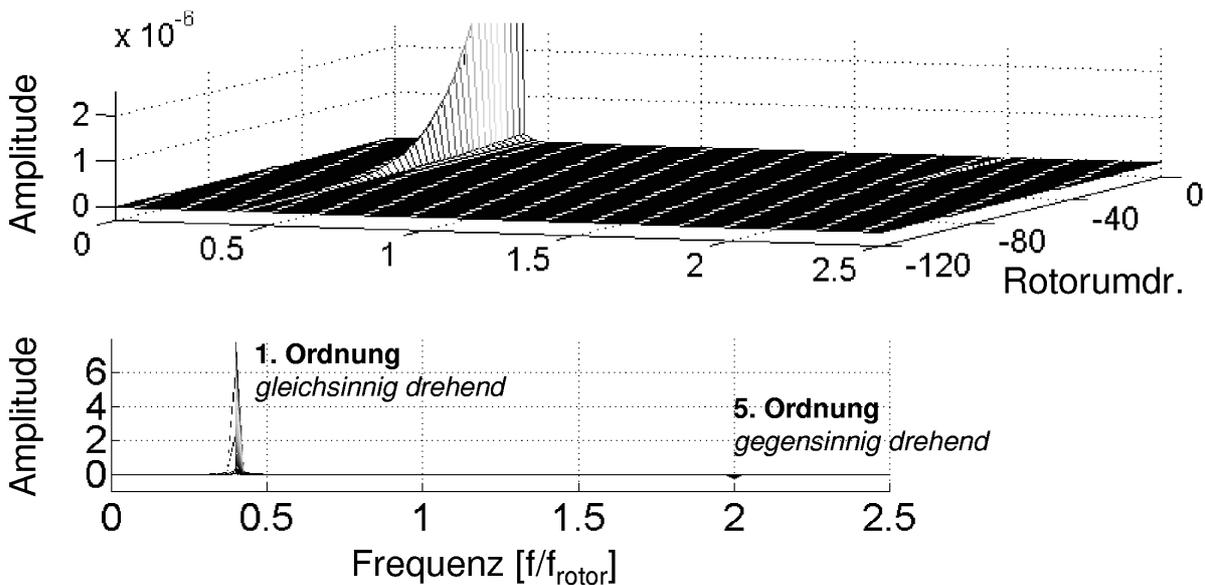


Abb. 7.4 Leistungsdichtespektrum (PSD – Power Spectral Density) des Modelldatensatzes

1. Harmonische



2. Harmonische

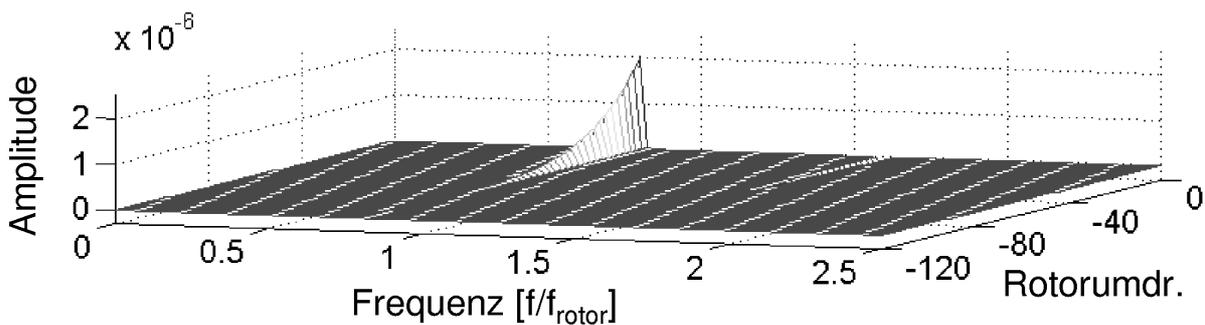


Abb. 7.5 Differential-PSD des Modelldatensatzes

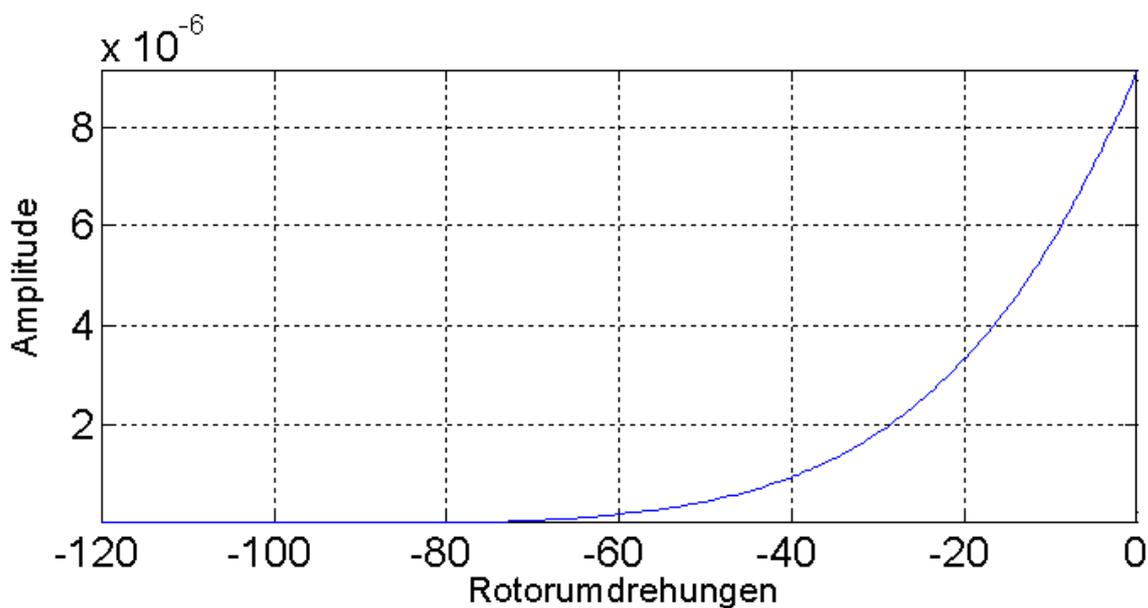
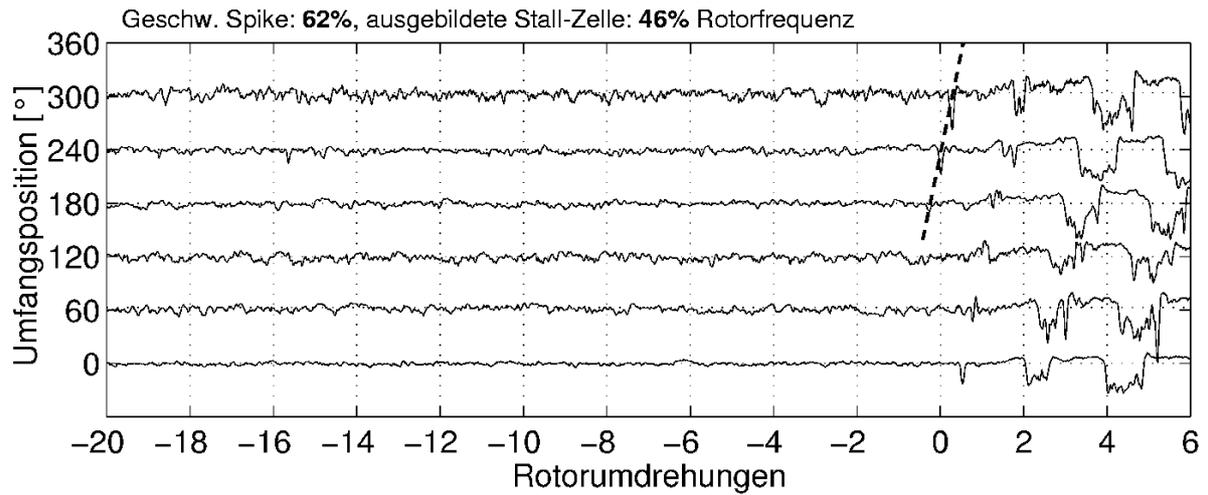
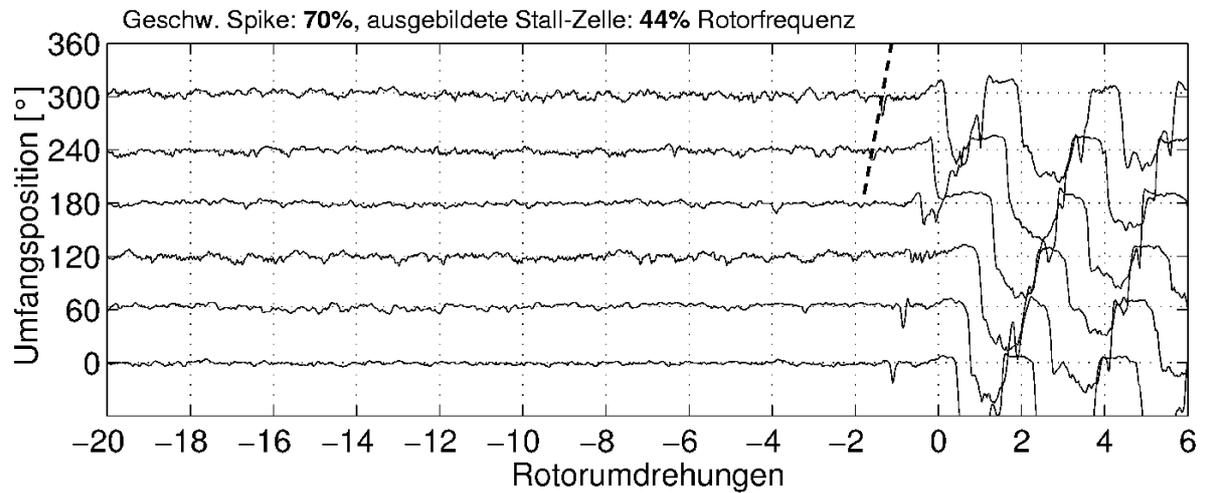


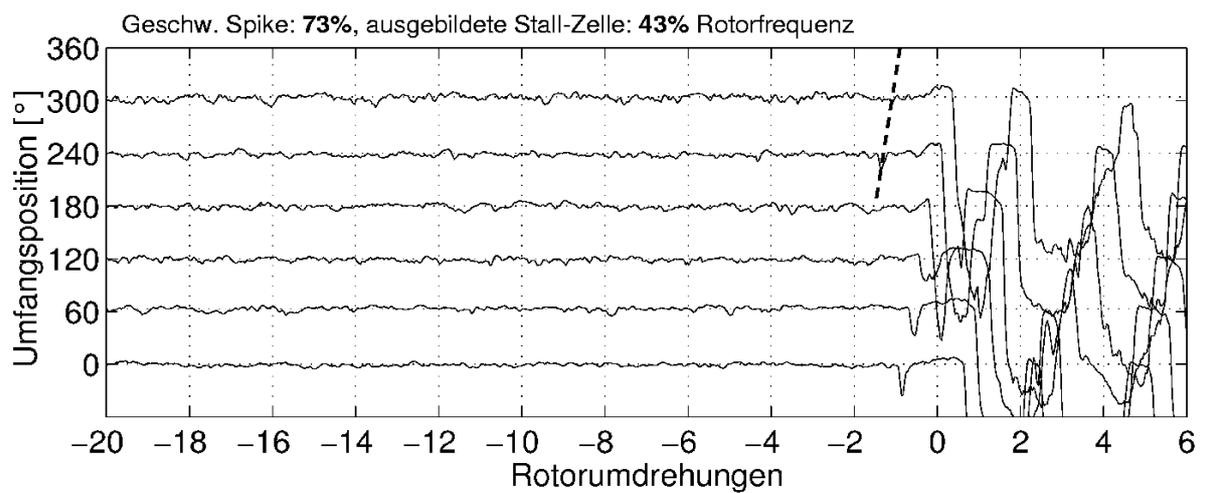
Abb. 7.6 Energie der umlaufenden Wellen (TWE – Travelling Wave Energy) des Modelldatensatzes



a) bei **60%** Auslegungsdrehzahl

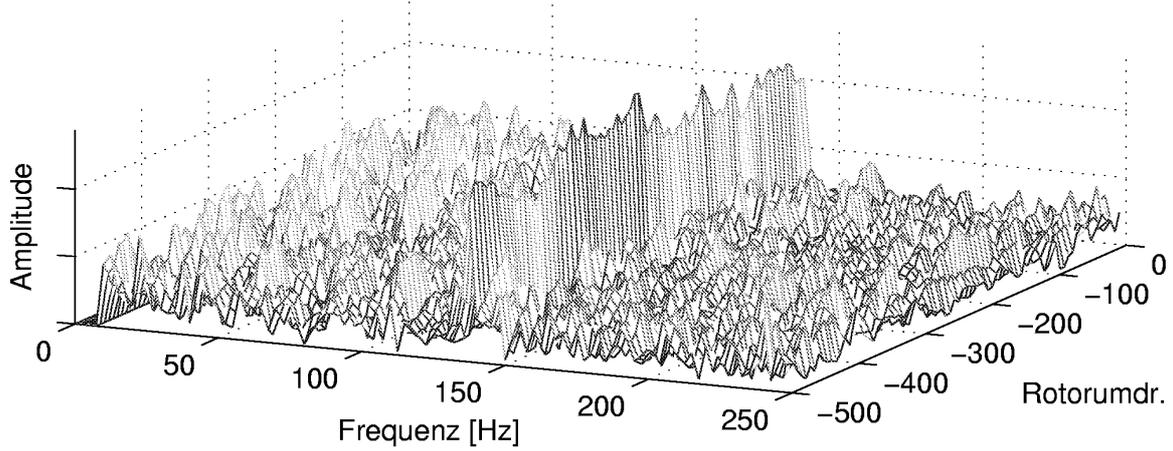


b) bei **80%** Auslegungsdrehzahl

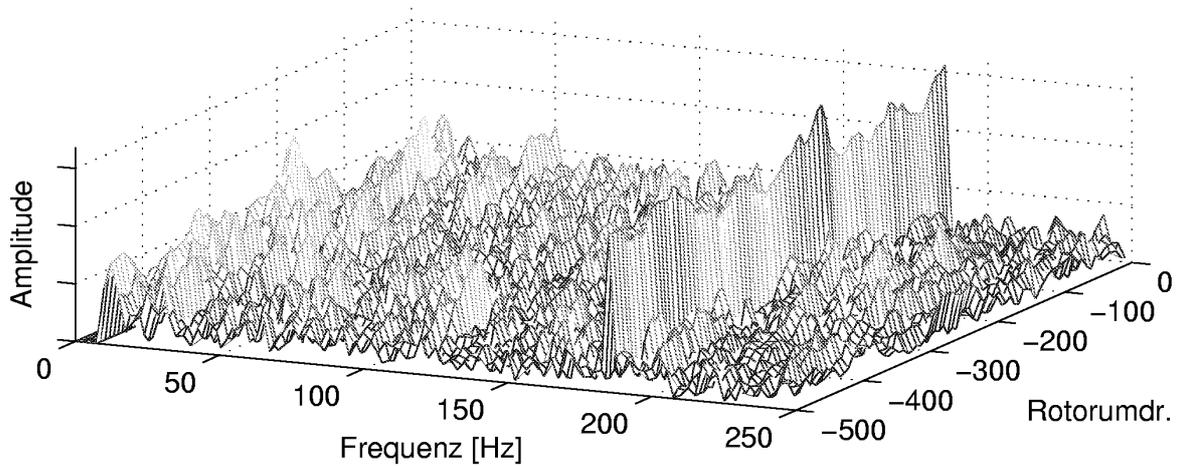


c) bei **93,3%** Auslegungsdrehzahl

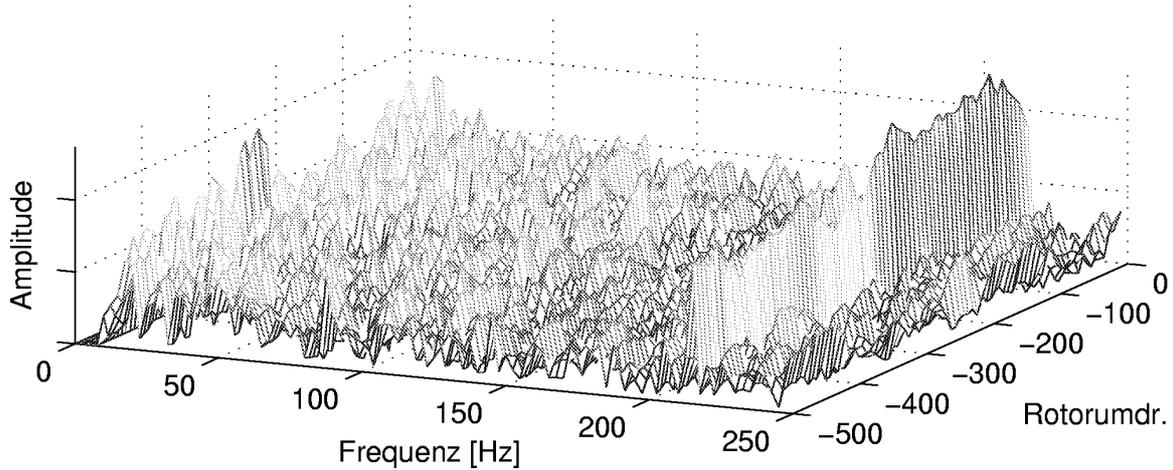
Abb. 7.7 Strömungsabrißverhalten bei ungestörter Zuströmung anhand des Zeitsignals der Eindraht-HD-Sondensignale im Verdichtereintritt



a) bei 60% Auslegungsdrehzahl, Rotorfrequenz = 139 Hz

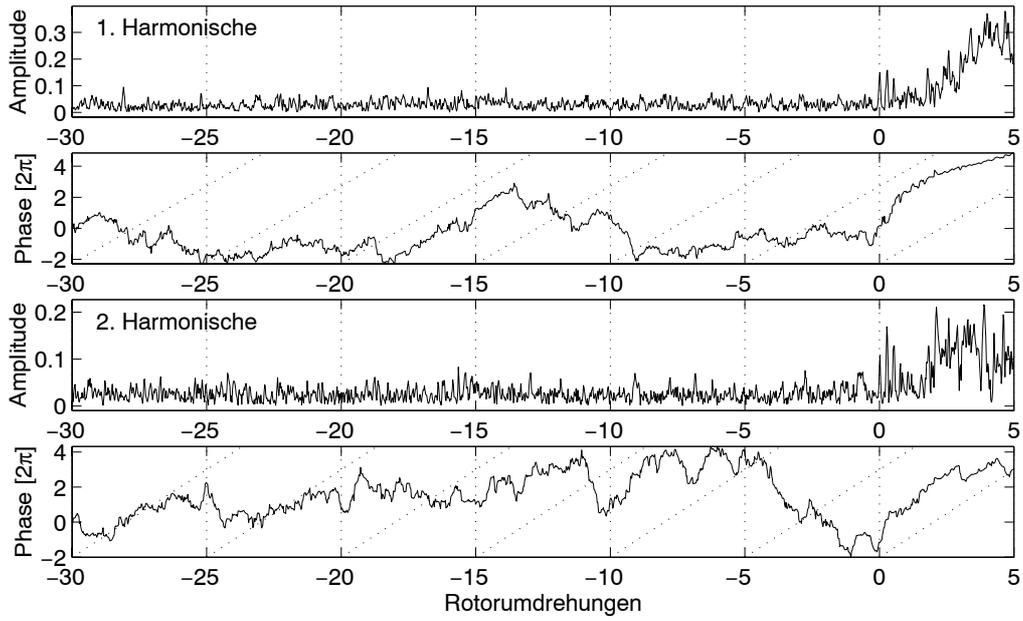


b) bei 80% Auslegungsdrehzahl, Rotorfrequenz = 185 Hz

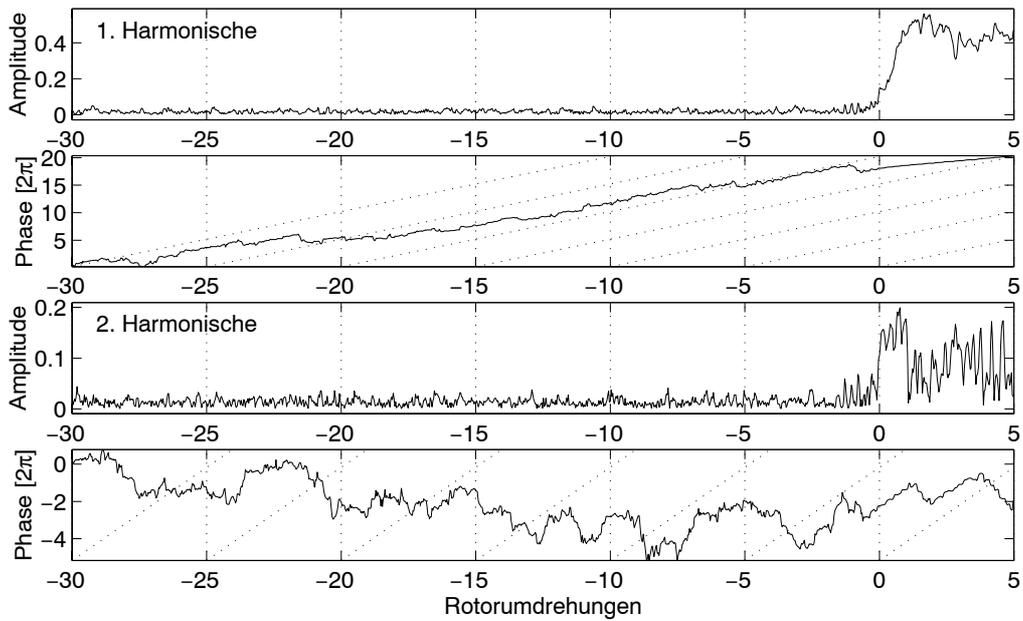


c) bei 93,3% Auslegungsdrehzahl, Rotorfrequenz = 216 Hz

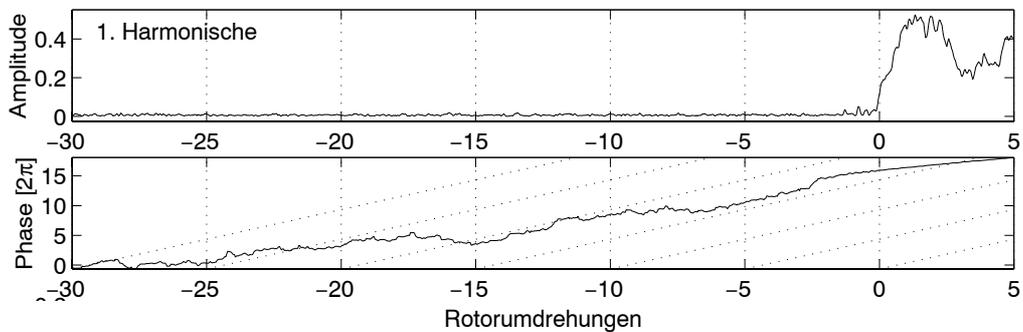
Abb. 7.8 Zeitliche FFT einer Hitzdrahtsonde im Verdichtereintritt bei ungestörter Zuströmung



a) bei 60% Auslegungsdrehzahl



b) bei 80% Auslegungsdrehzahl



c) bei 93,3% Auslegungsdrehzahl

Abb. 7.9 Umfangs-FFT bei ungestörter Zuströmung

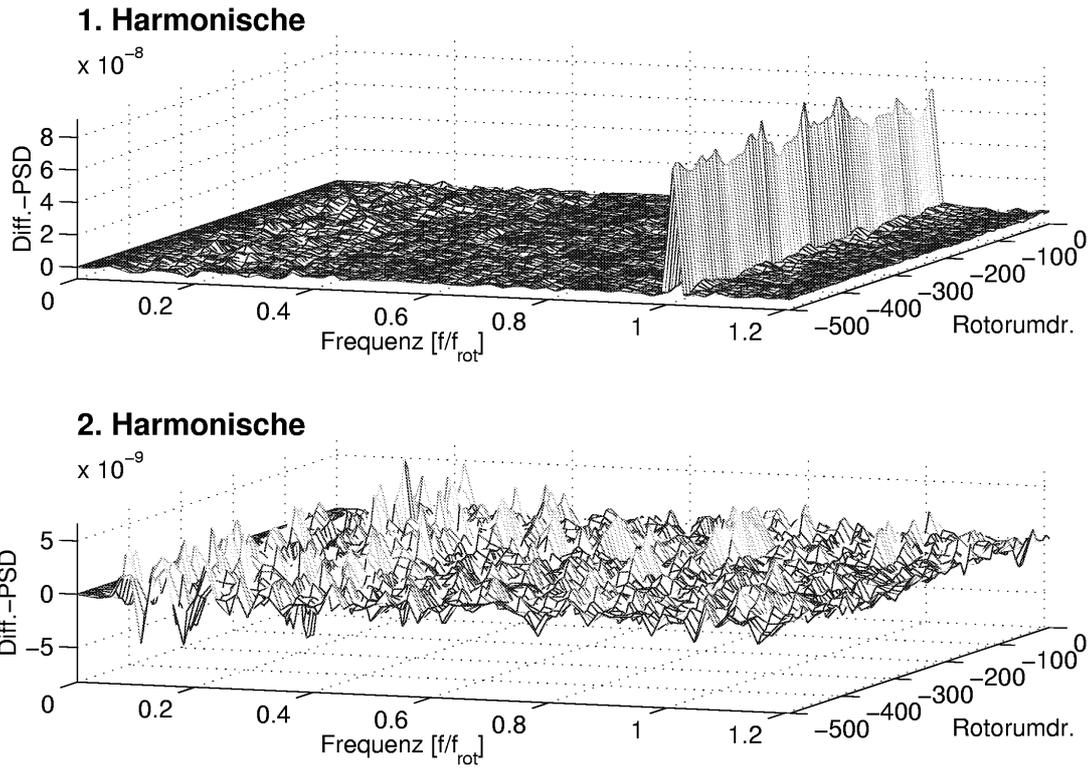


Abb. 7.10a Diff.-PSD bei ungestörter Zuströmung, **60%** Auslegungsdrehzahl

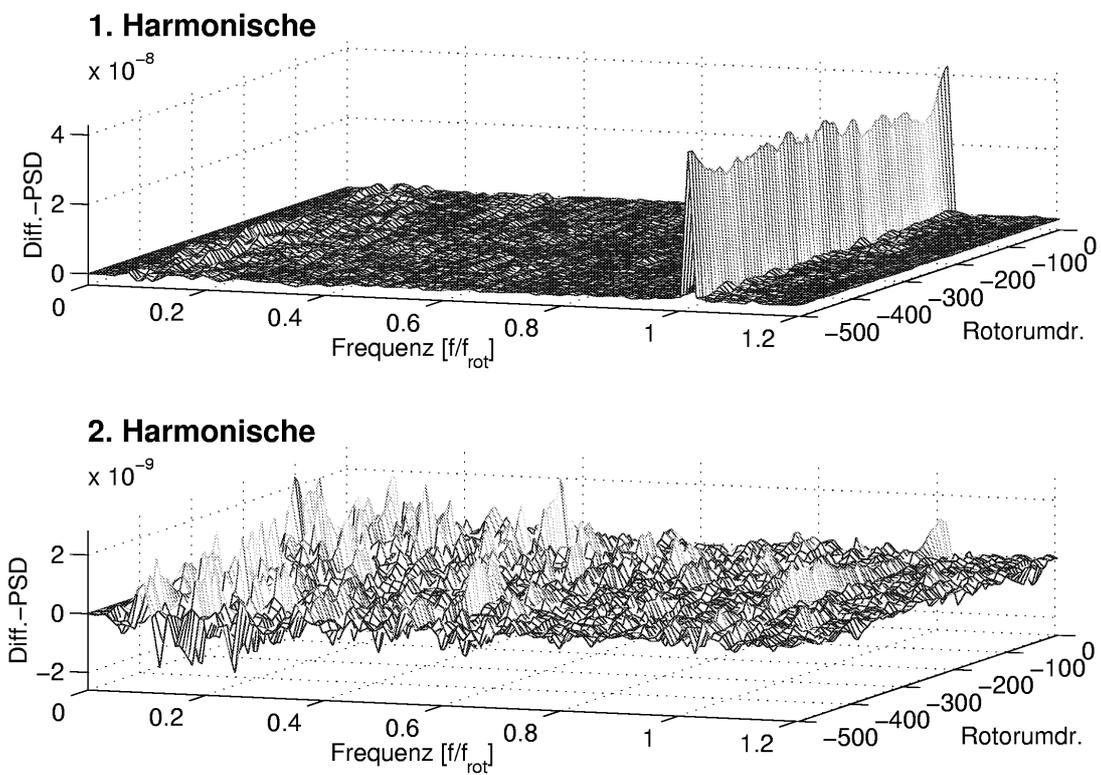


Abb. 7.10b Diff.-PSD bei ungestörter Zuströmung, **80%** Auslegungsdrehzahl

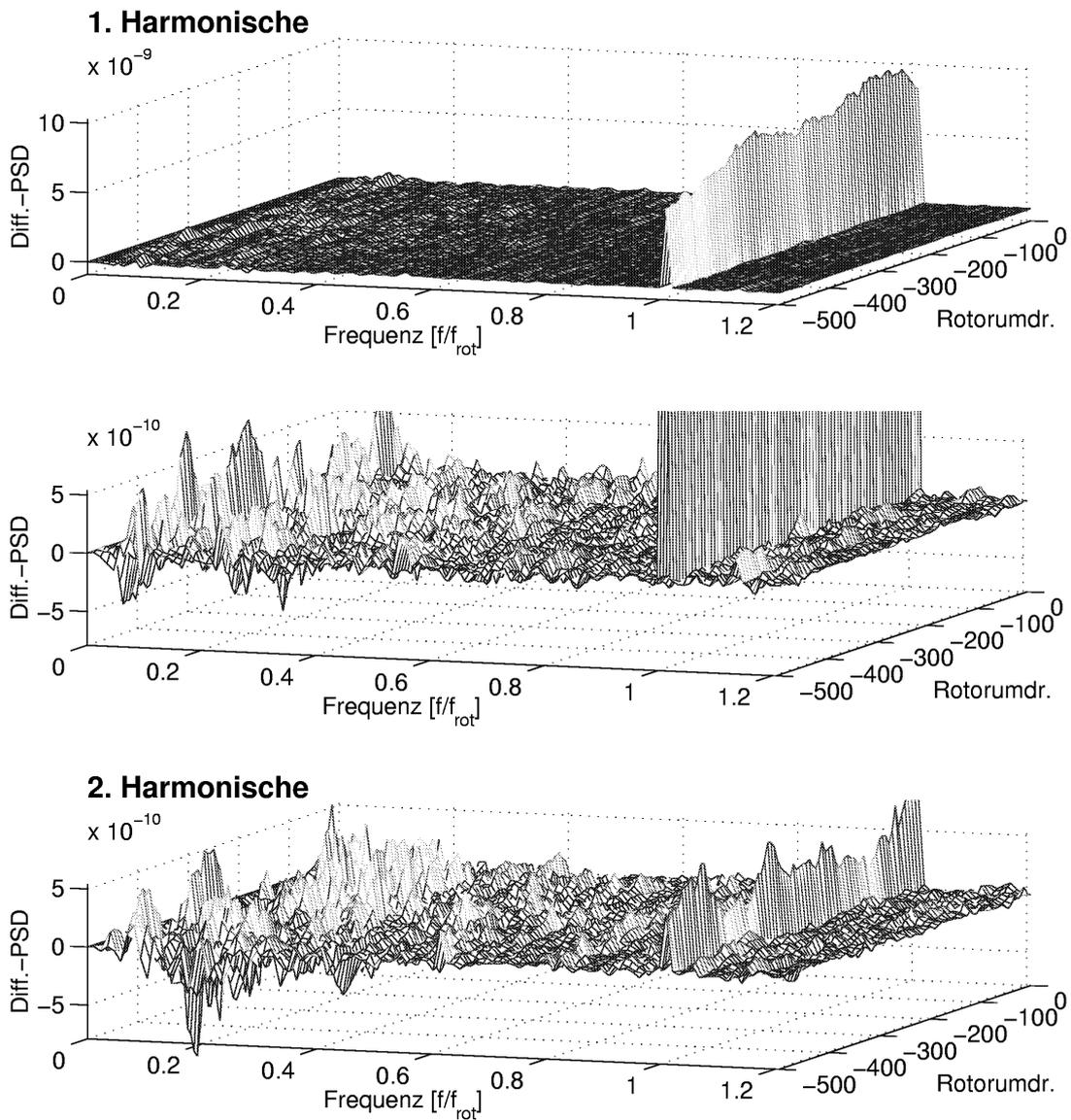


Abb. 7.10c Diff.-PSD bei ungestörter Zuströmung, **93,3%** Auslegungsdrehzahl

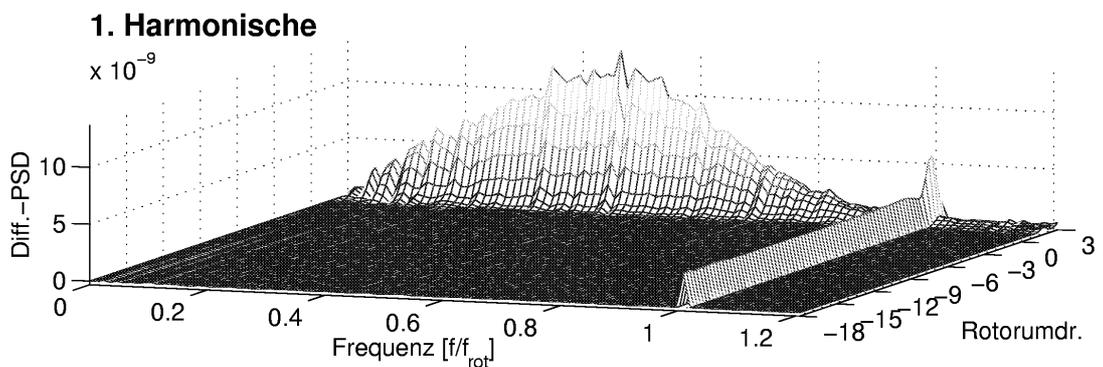
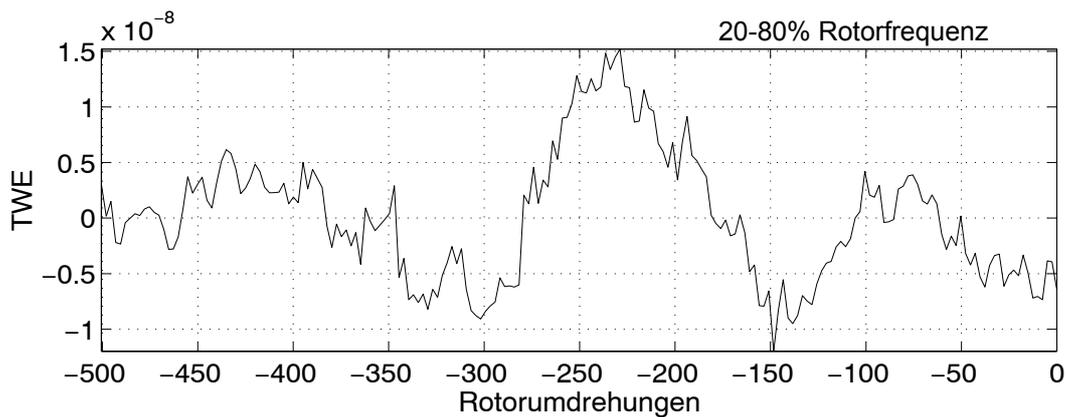
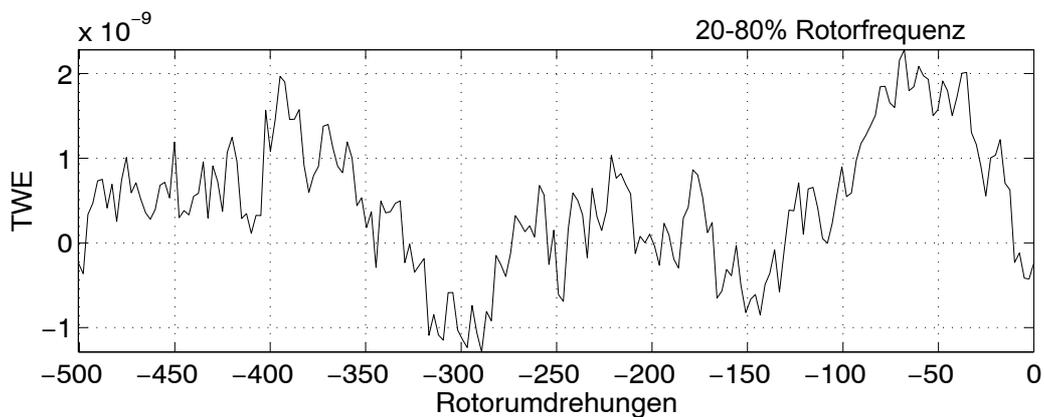


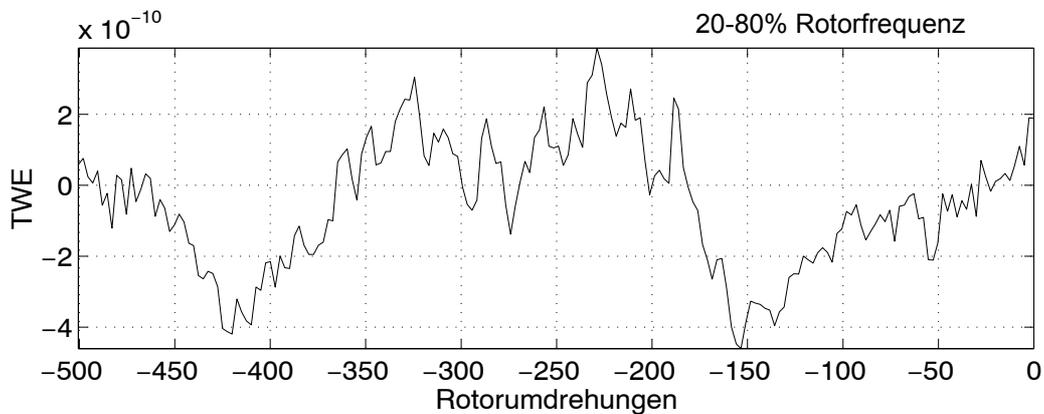
Abb. 7.11 Schnell anwachsende rotierende Ablösung in der Diff.-PSD bei ungestörter Zuströmung (**93,3%** Auslegungsdrehzahl)



a) bei 60% Auslegungsdrehzahl



b) bei 80% Auslegungsdrehzahl



c) bei 93,3% Auslegungsdrehzahl

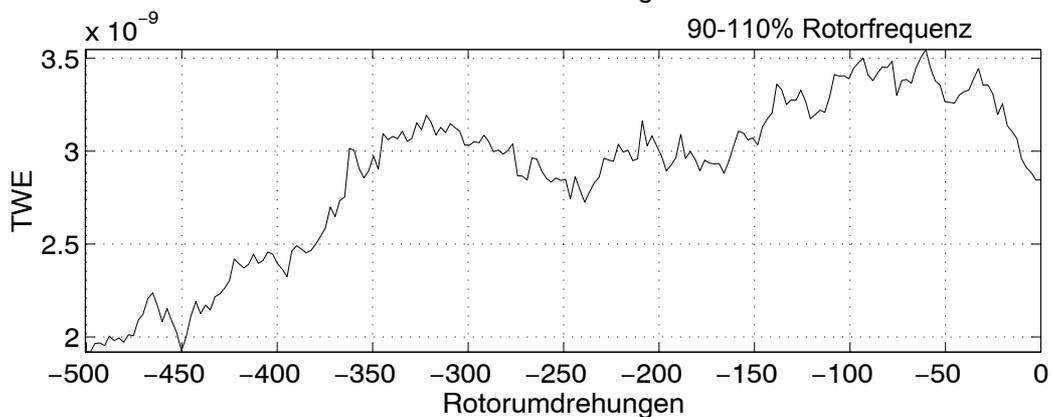


Abb. 7.12 TWE bei ungestörter Zuströmung

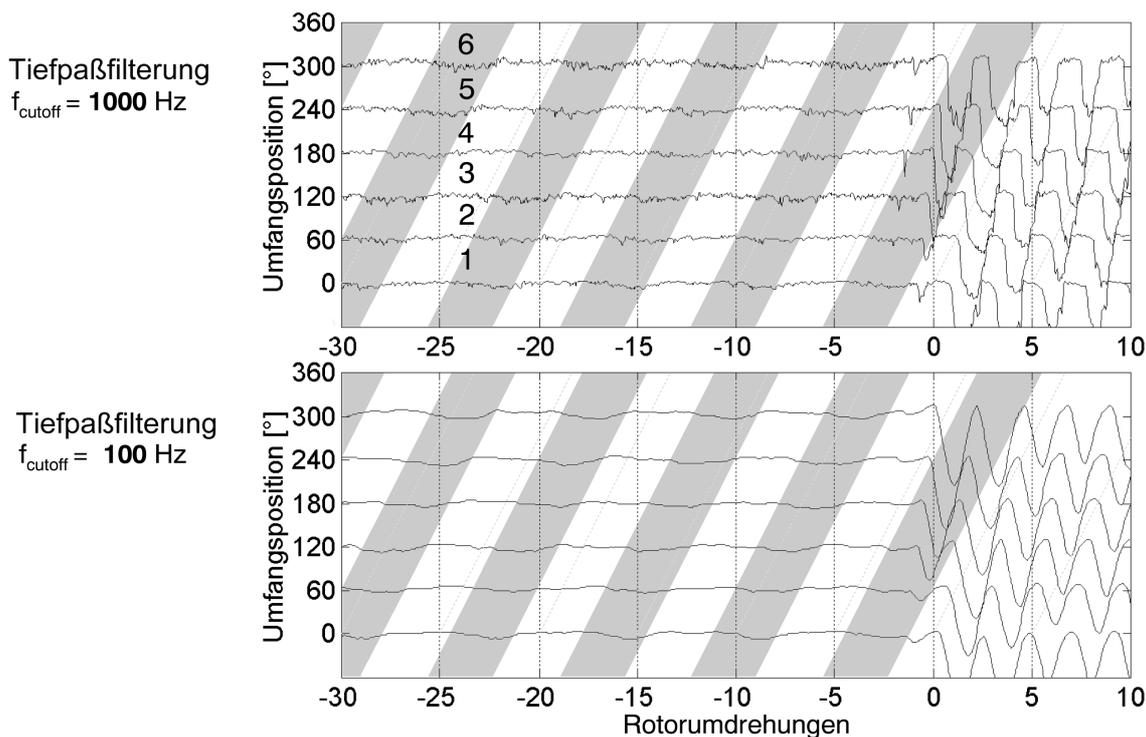


Abb. 7.13 Zeitsignal der Eindraht-HD-Sondensignale bei Strömungsabriß, verschiedene Tiefpaß-Eckfrequenzen, 80% Verdichterdrehzahl, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,15$

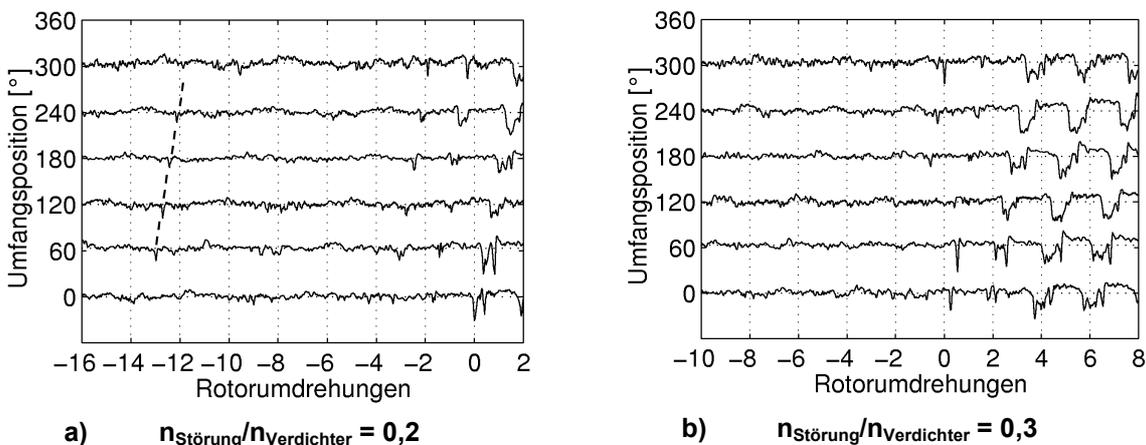


Abb. 7.14 Strömungsabrißverhalten bei 60% Verdichterdrehzahl

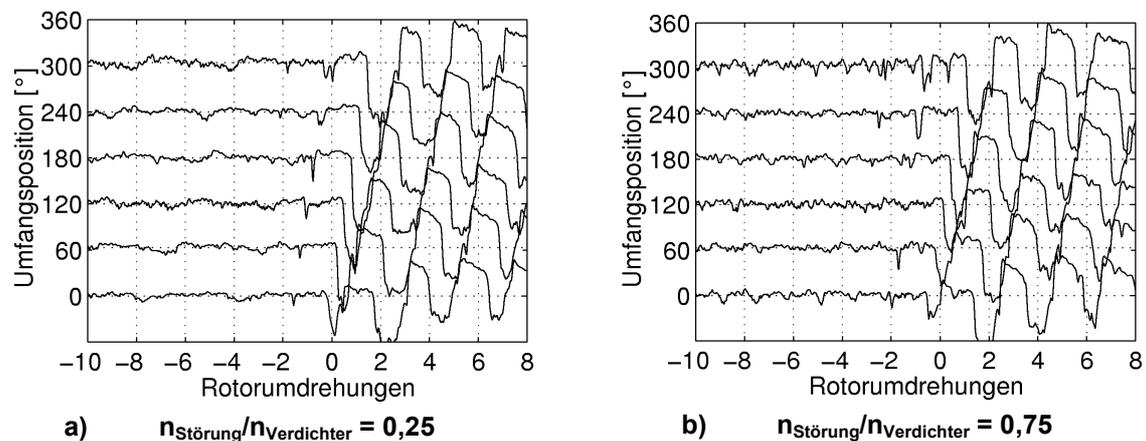


Abb. 7.15 Strömungsabrißverhalten bei 80% Verdichterdrehzahl

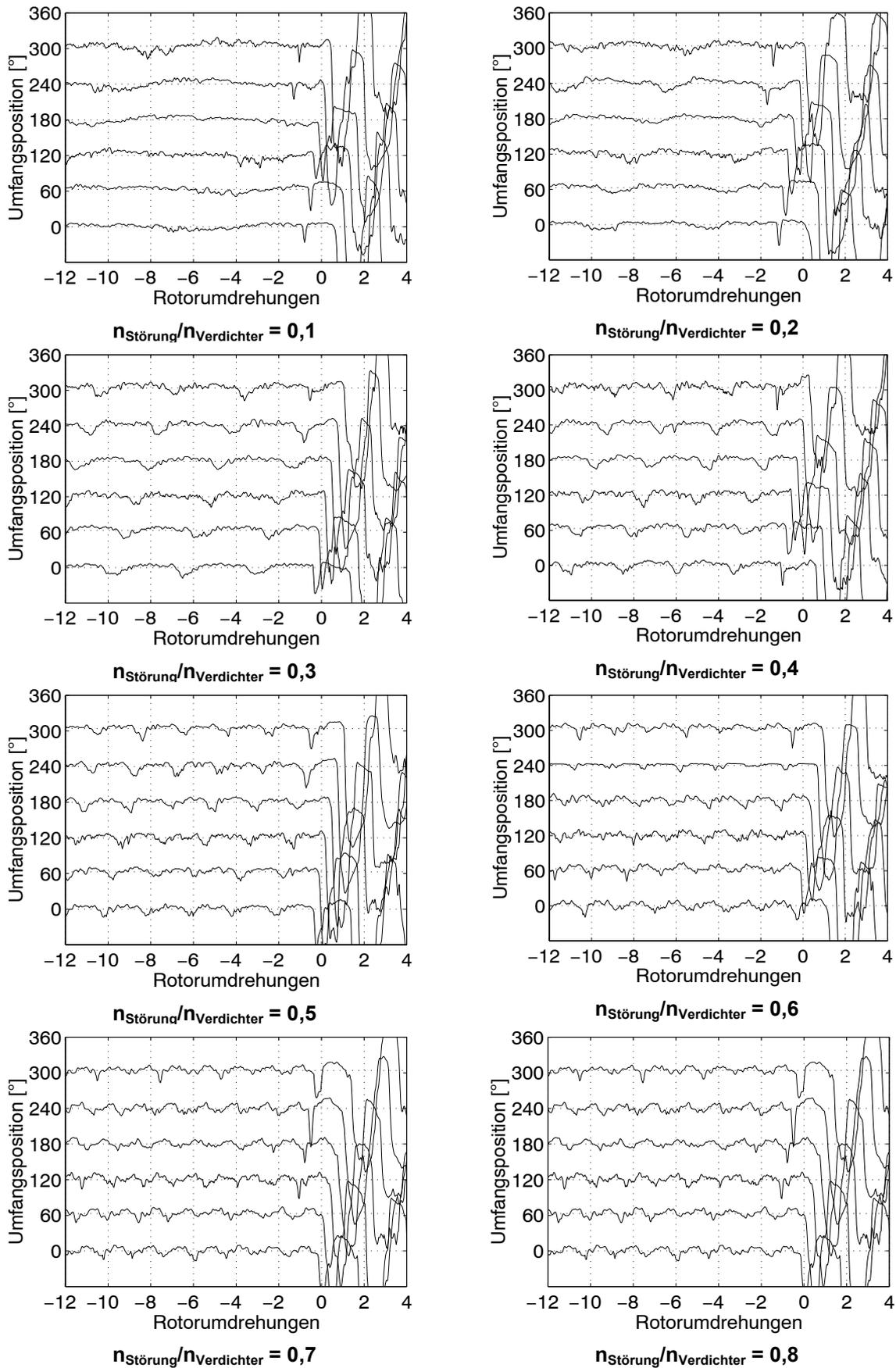


Abb. 7.16 Strömungsabrißverhalten bei 93,3% Verdichterdrehzahl

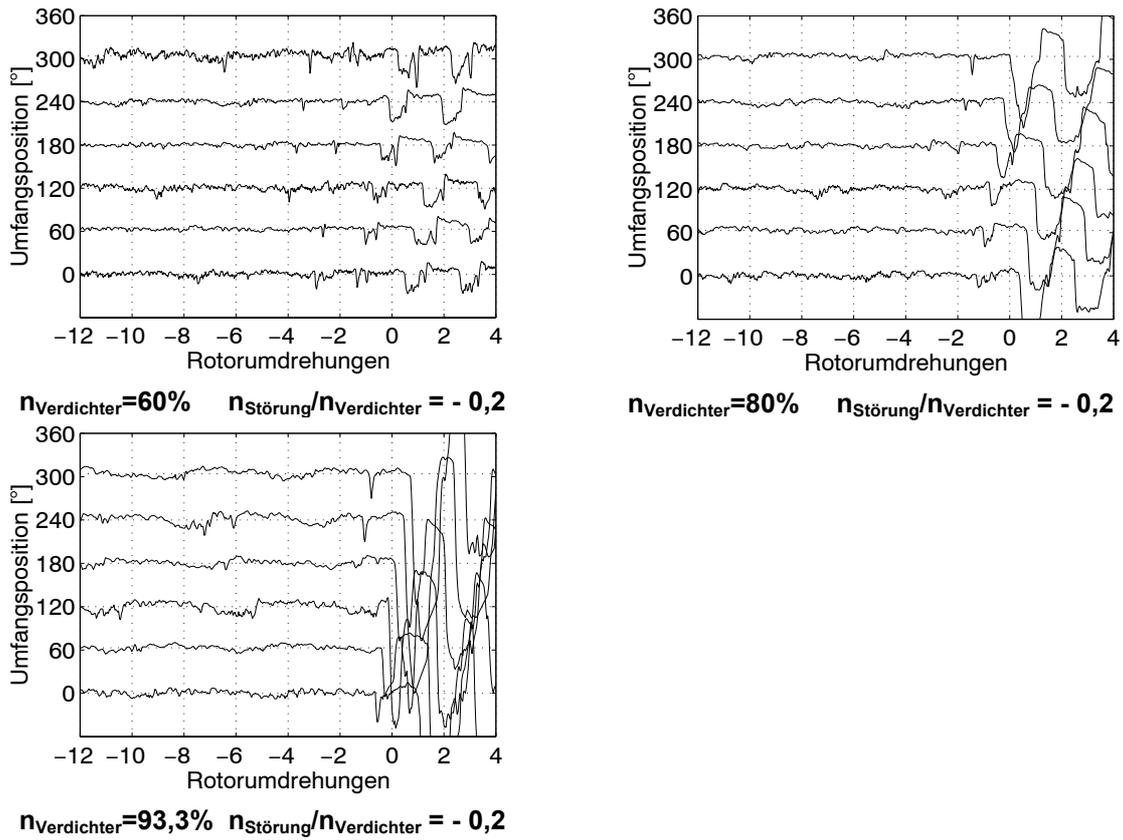


Abb. 7.17 Strömungsabrießverhalten bei gegenläufiger Eintrittsstörung

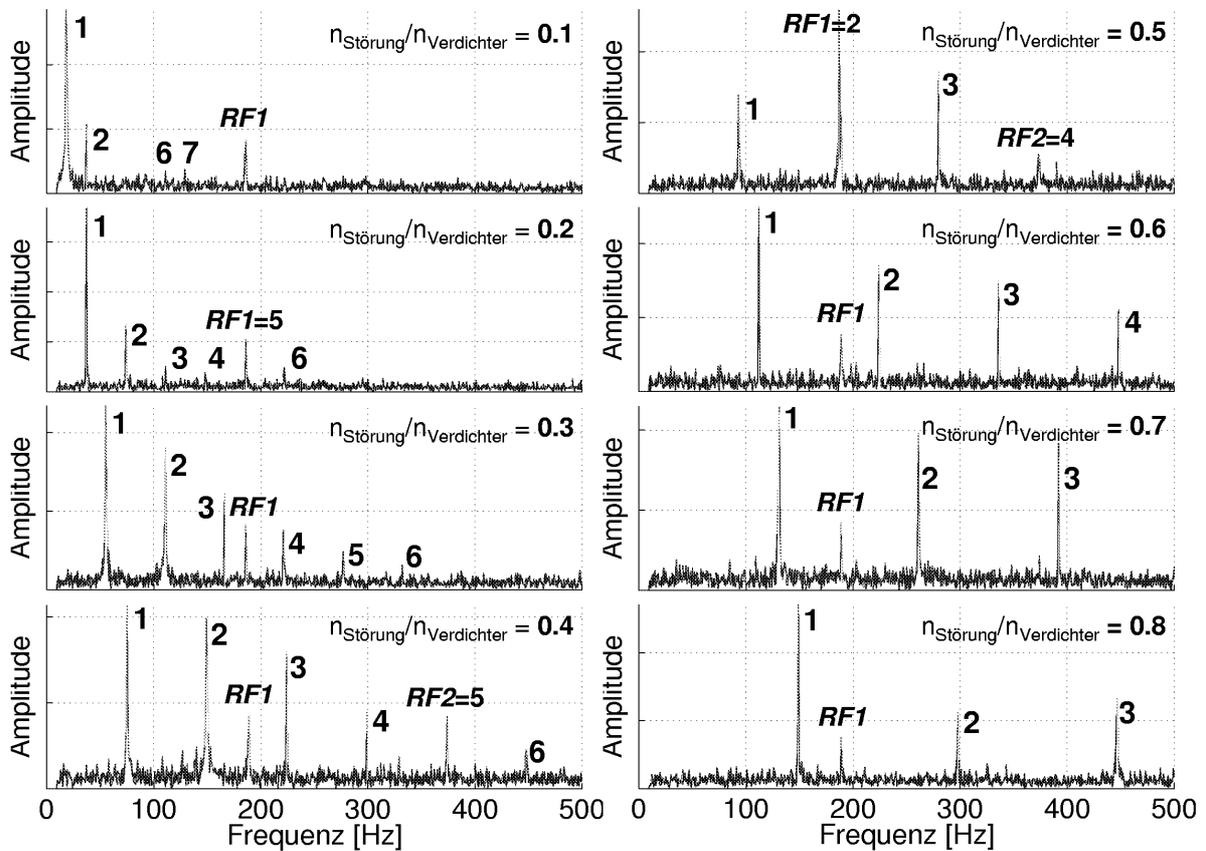


Abb. 7.18 Frequenzspektren der FFT von Sensor 6 (1D-Hitzdrahtsonde) im Verdichtereintritt bei 80% Verdichterdrehzahl

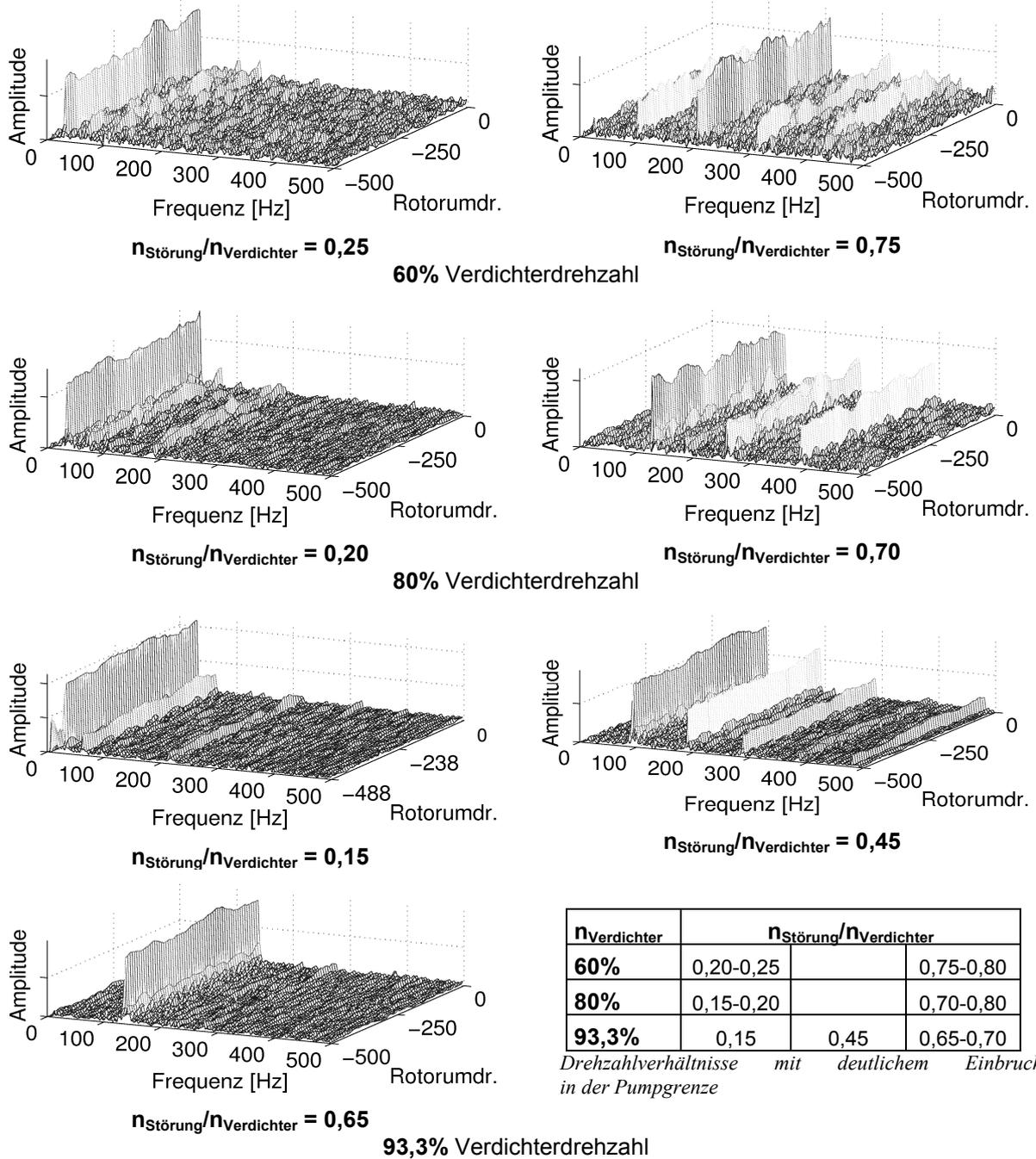


Abb. 7.19 Frequenzspektren der FFT von Sensor 6 (1D-Hitzdrahtsonde) bei Annäherung an die Pumpgrenze, **60%, 80%, 93,3%** Verdichterdrehzahl

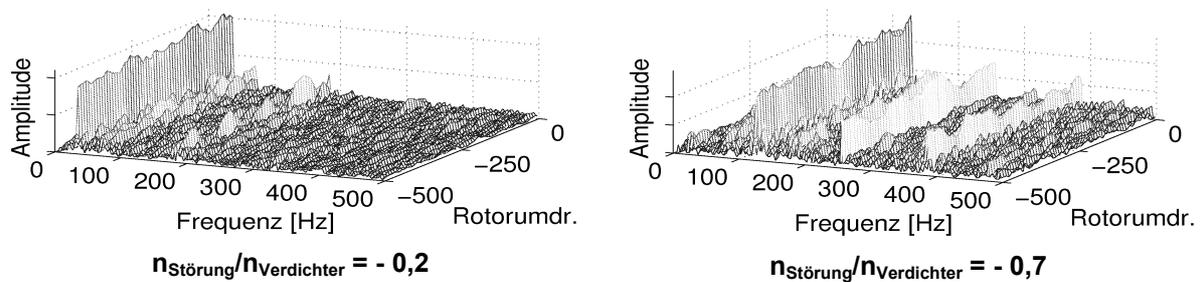


Abb. 7.20 Frequenzspektren der FFT von Sensor 6 (1D-Hitzdrahtsonde) bei Annäherung an die Pumpgrenze. **80%** Verdichterdrehzahl, gegenläufige Eintrittsstörung

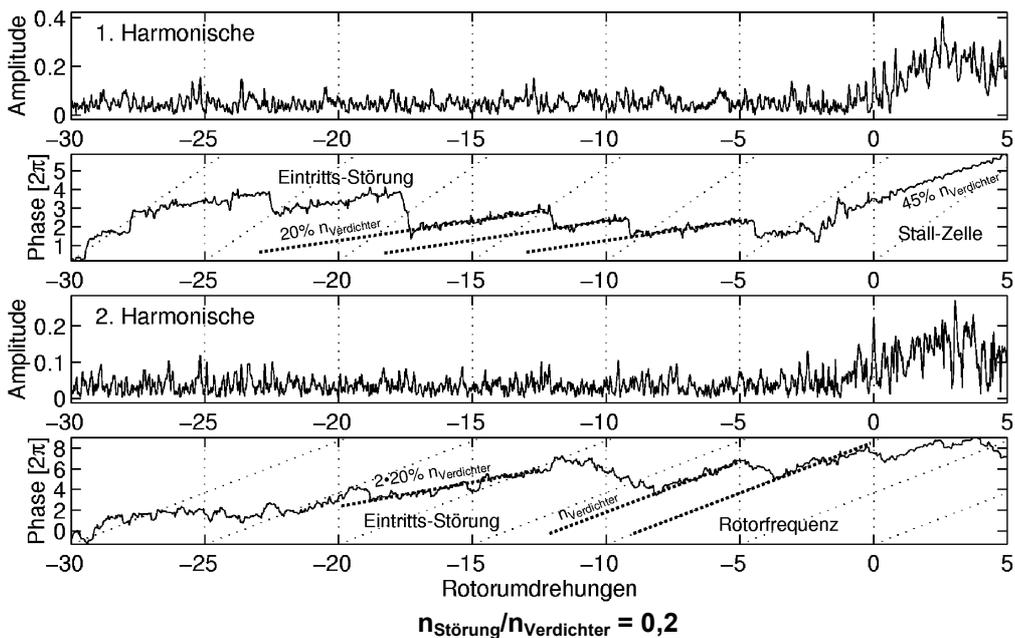


Abb. 7.21 Umfangs-FFT bei 60% Verdichterdrehzahl

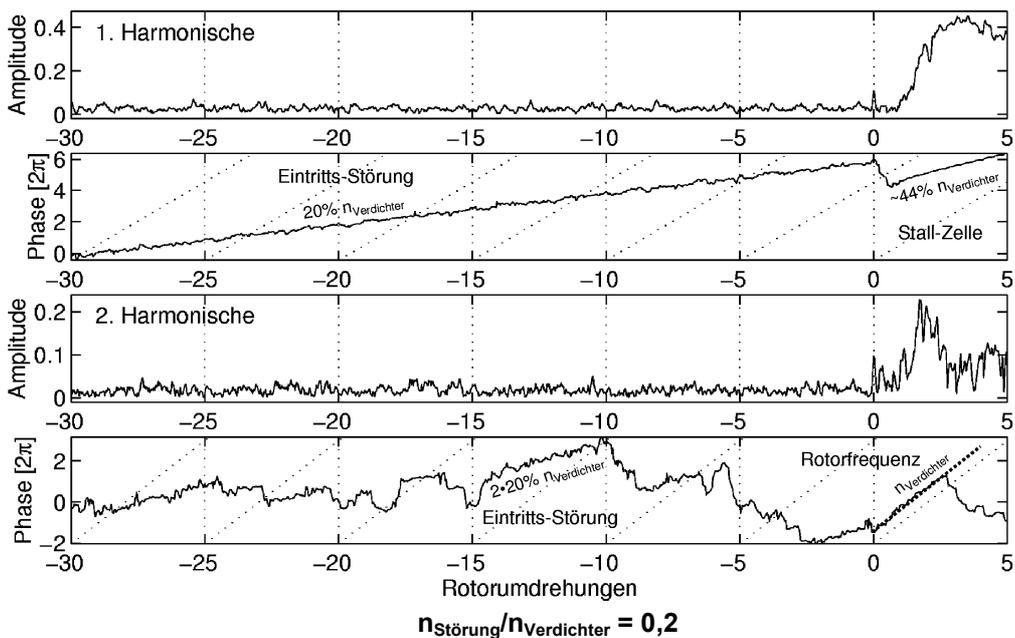


Abb. 7.22 Umfangs-FFT bei 80% Verdichterdrehzahl

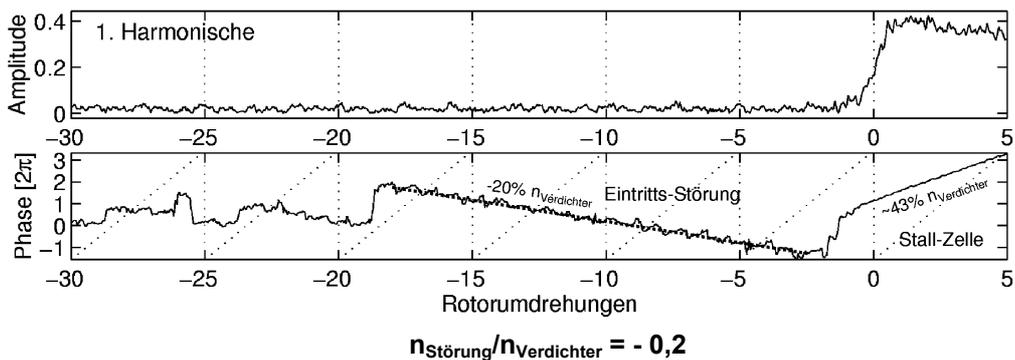
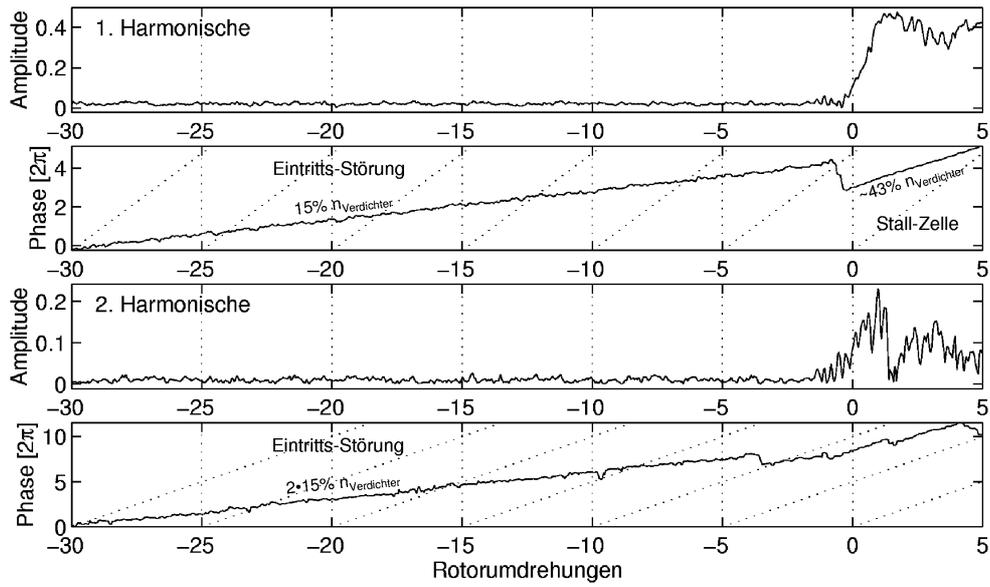
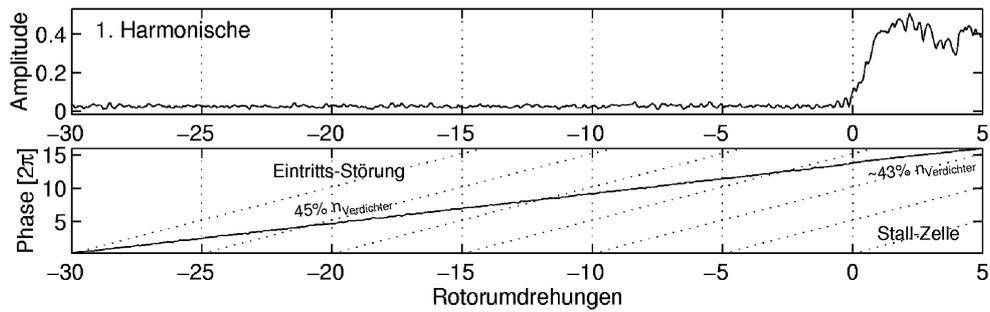


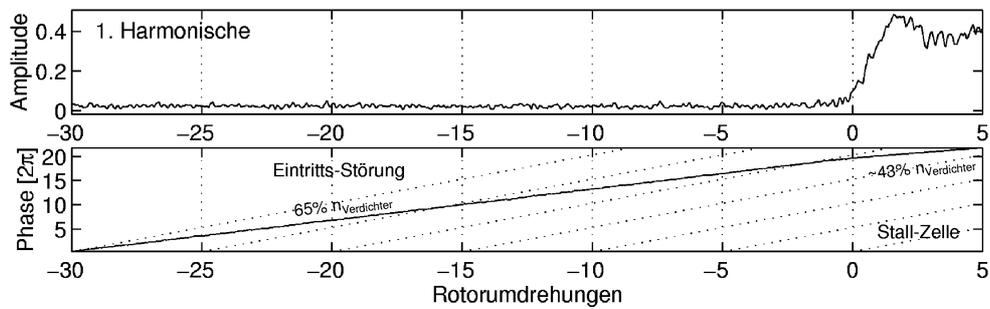
Abb. 7.23 Umfangs-FFT bei 80% Verdichterdrehzahl, gegenläufige Eintrittsstörung



a) $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,20$

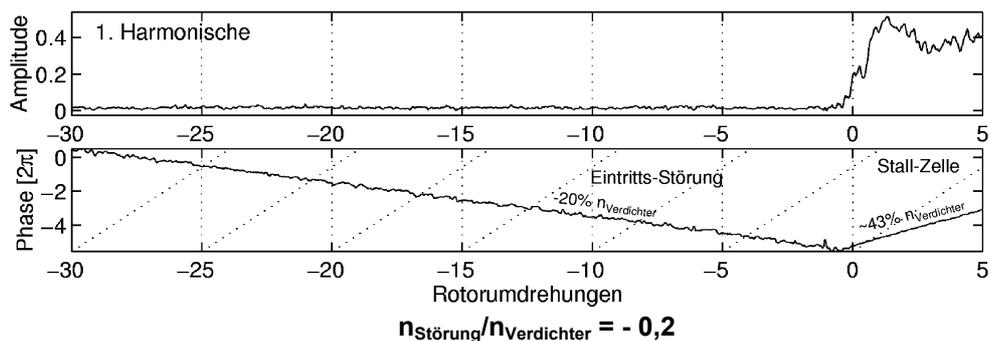


b) $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$



c) $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,65$

Abb. 7.24 Umfangs-FFT bei 93,3% Verdichterdrehzahl



$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$

Abb. 7.25 Umfangs-FFT bei 93,3% Verdichterdrehzahl, gegenläufige Eintrittsstörung

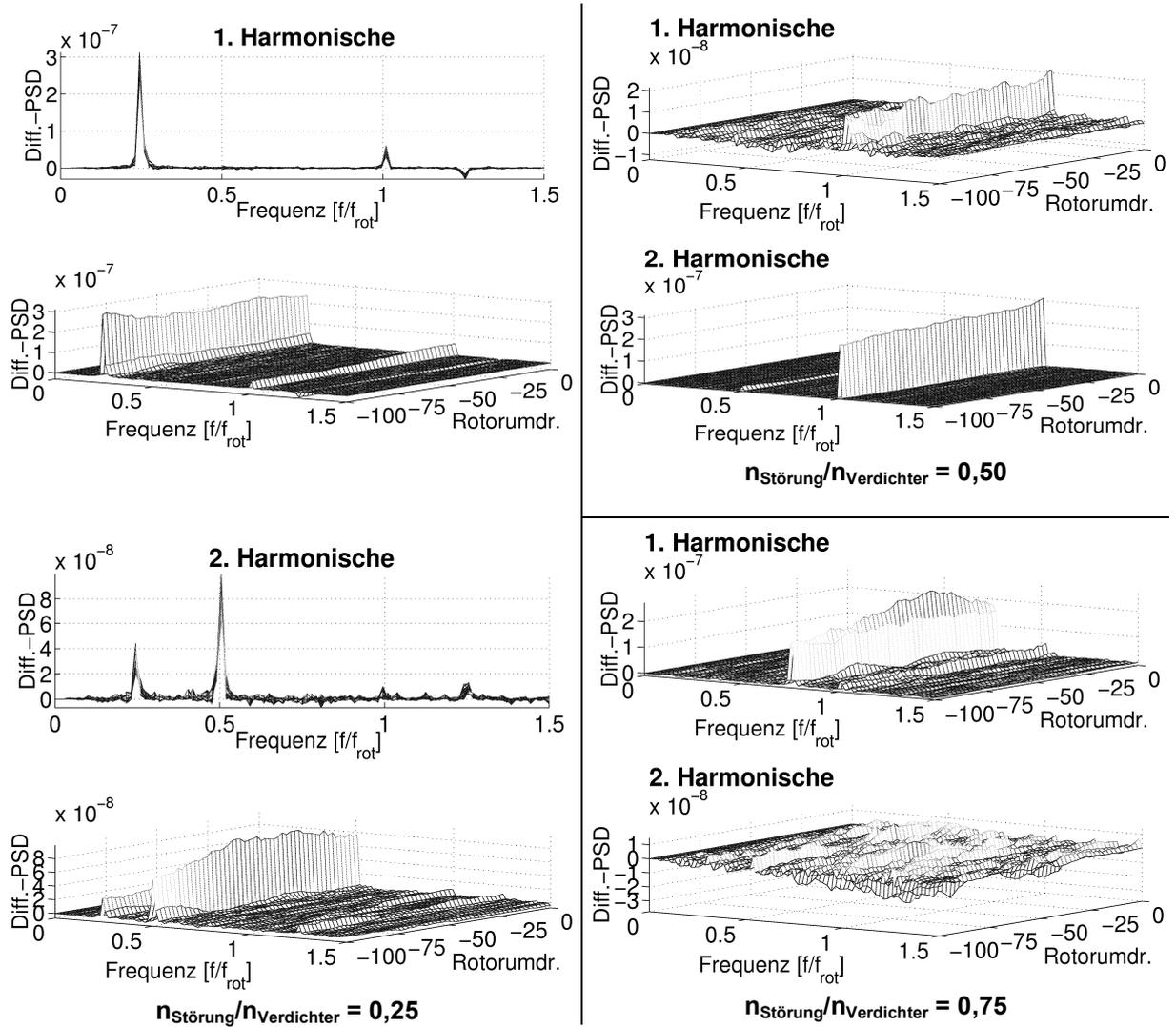


Abb. 7.26 Diff.-PSD bei 60% Verdichterdrehzahl

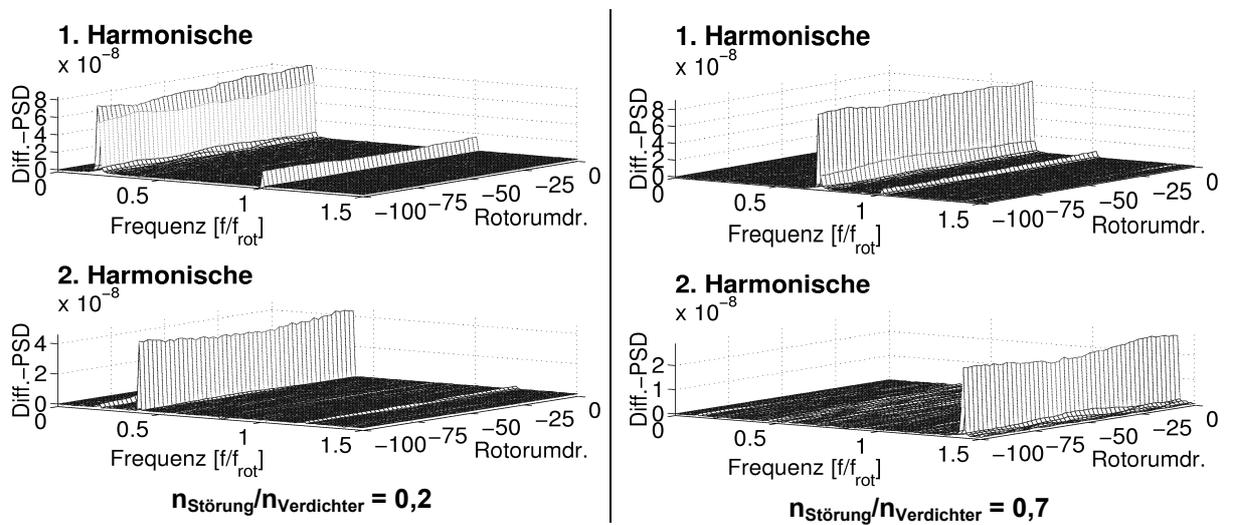
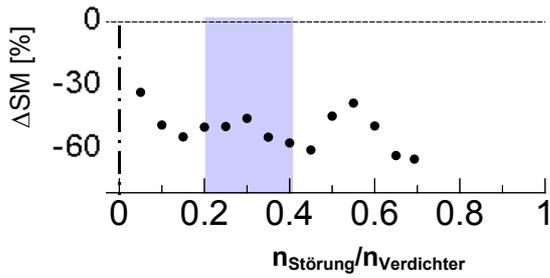
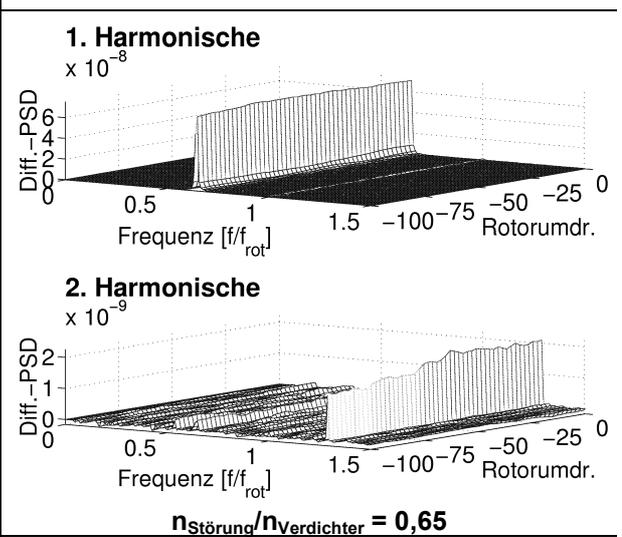
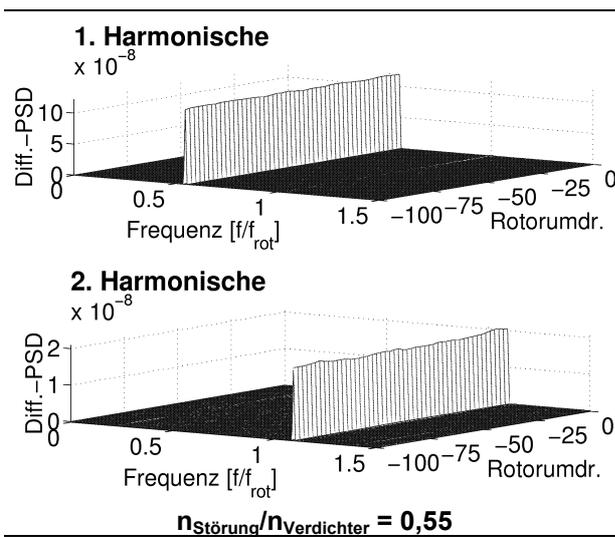
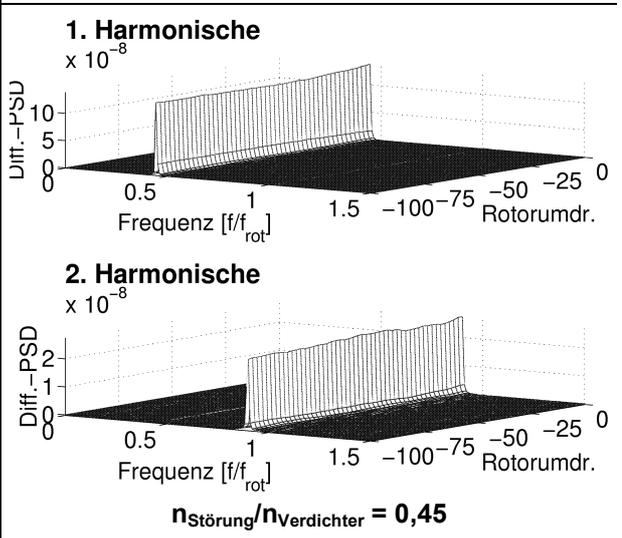
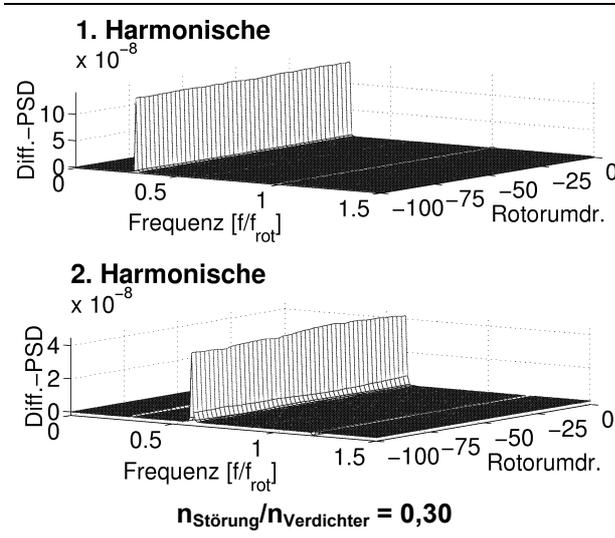
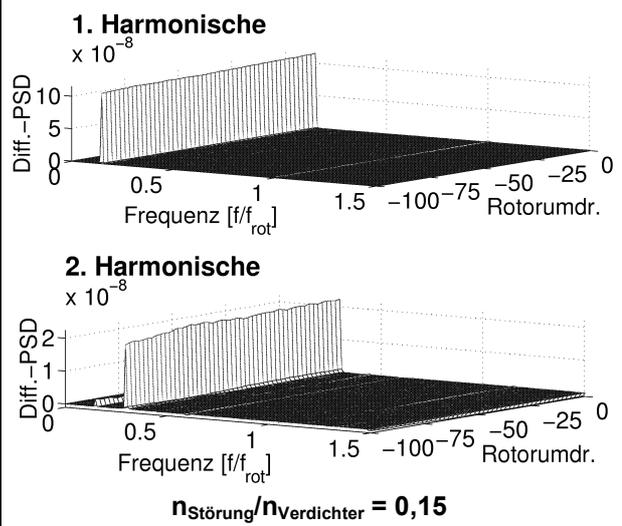


Abb. 7.27 Diff.-PSD bei 80% Verdichterdrehzahl



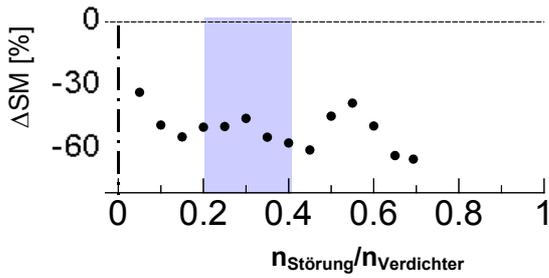
Änderung des Pumpgrenzenabstands ΔSM mit dem Drehzahlverhältnis $n_{Störung}/n_{Verdichter}$, gleichsinnig drehende Eintrittsstörung, $n_{Verdichter}=93,3\%$ Auslegungsdrehzahl
vgl. Abb. 6.7



Verlust an Pumpgrenzenabstand **klein**

Verlust an Pumpgrenzenabstand **groß**

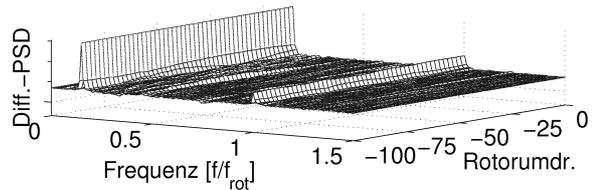
Abb. 7.28 Diff.-PSD bei 93,3% Verdichterdrehzahl



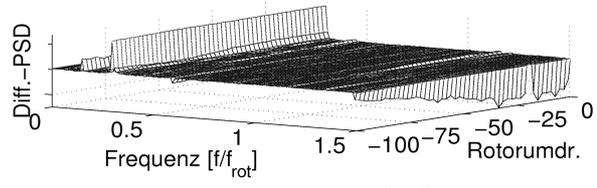
Änderung des Pumpgrenzenabstands ΔSM mit dem Drehzahlverhältnis $n_{Störung}/n_{Verdichter}$, gleichsinnig drehende Eintrittsstörung, $n_{Verdichter}=93,3\%$ Auslegungsdrehzahl

vgl. Abb. 6.7

1. Harmonische

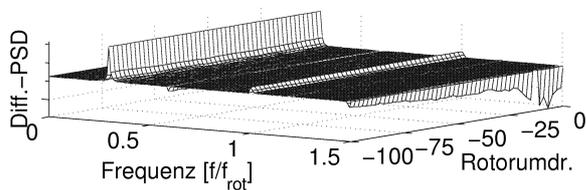


2. Harmonische

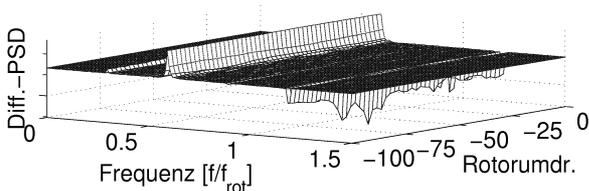


$n_{Störung}/n_{Verdichter} = 0,15$

1. Harmonische

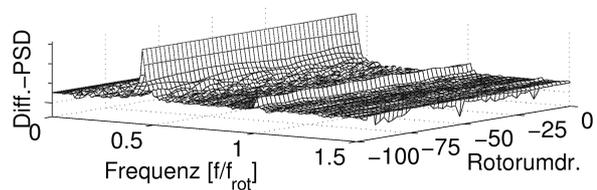


2. Harmonische

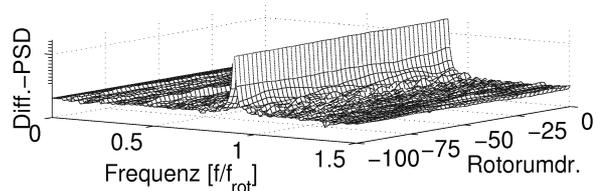


$n_{Störung}/n_{Verdichter} = 0,30$

1. Harmonische

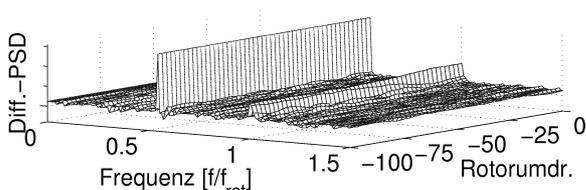


2. Harmonische

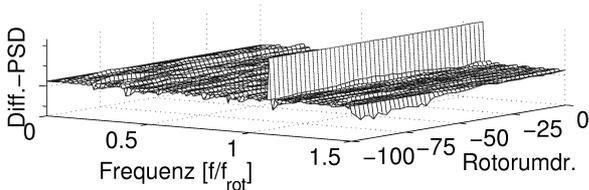


$n_{Störung}/n_{Verdichter} = 0,45$

1. Harmonische

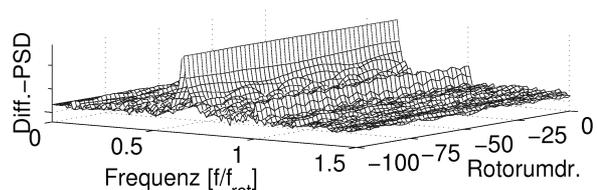


2. Harmonische

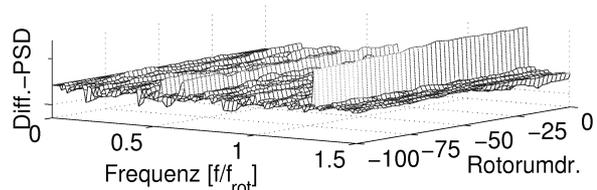


$n_{Störung}/n_{Verdichter} = 0,55$

1. Harmonische



2. Harmonische



$n_{Störung}/n_{Verdichter} = 0,65$

Verlust an Pumpgrenzenabstand **klein**

Verlust an Pumpgrenzenabstand **groß**

Abb. 7.29

Diff.-PSD bei **93,3%** Verdichterdrehzahl, logarithmische Amplitudendarstellung

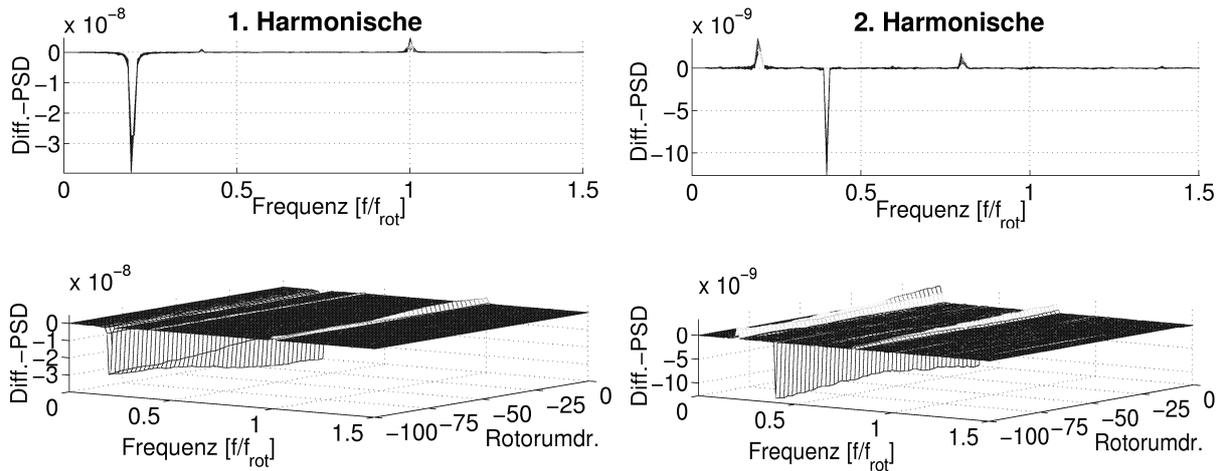


Abb. 7.30 Diff.-PSD bei 93,3% Verdichterdrehzahl für $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$, gegenläufige Eintrittsstörung

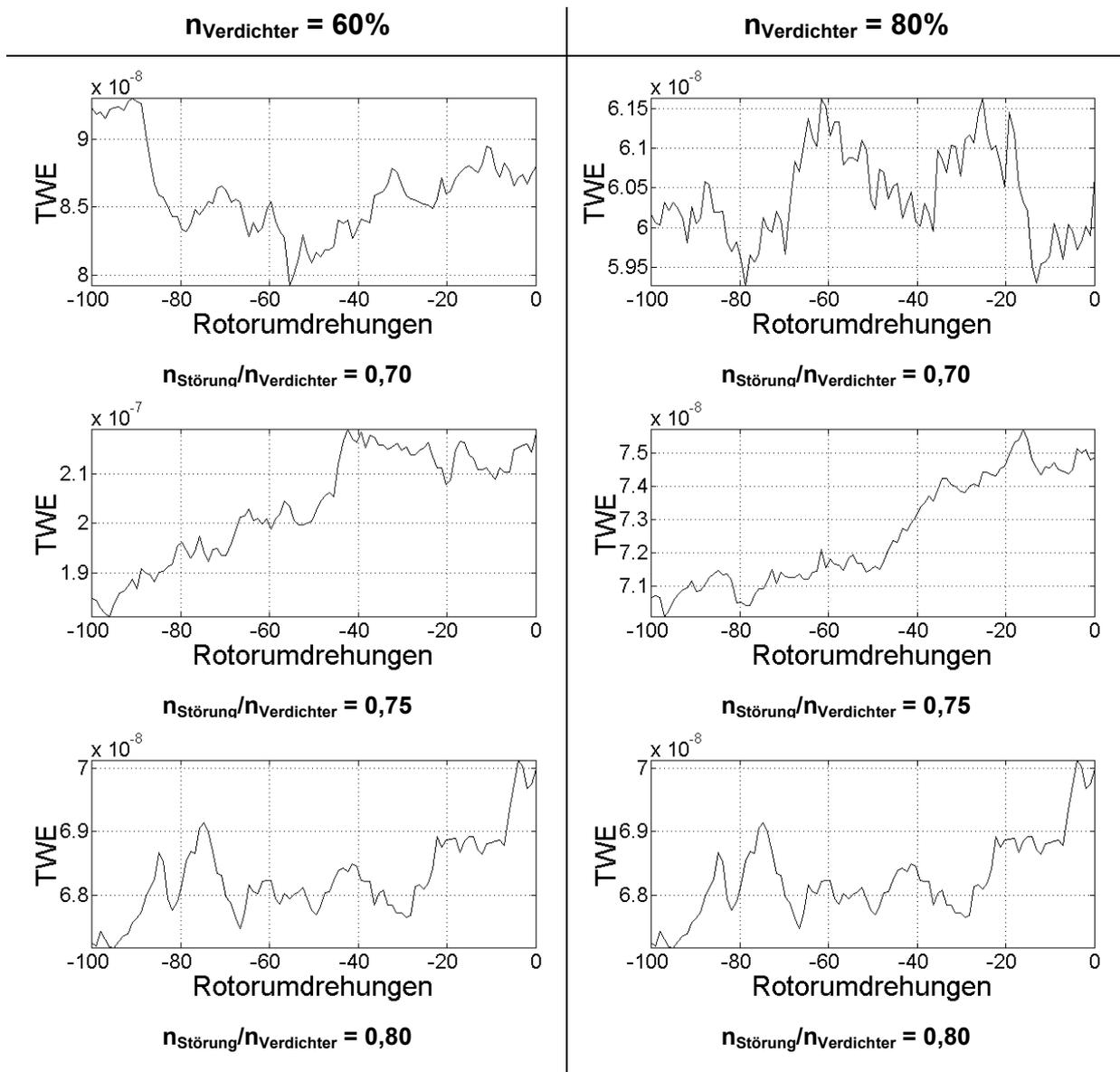


Abb. 7.31 TWE-Analyse für 60% und 80% Verdichterdrehzahl

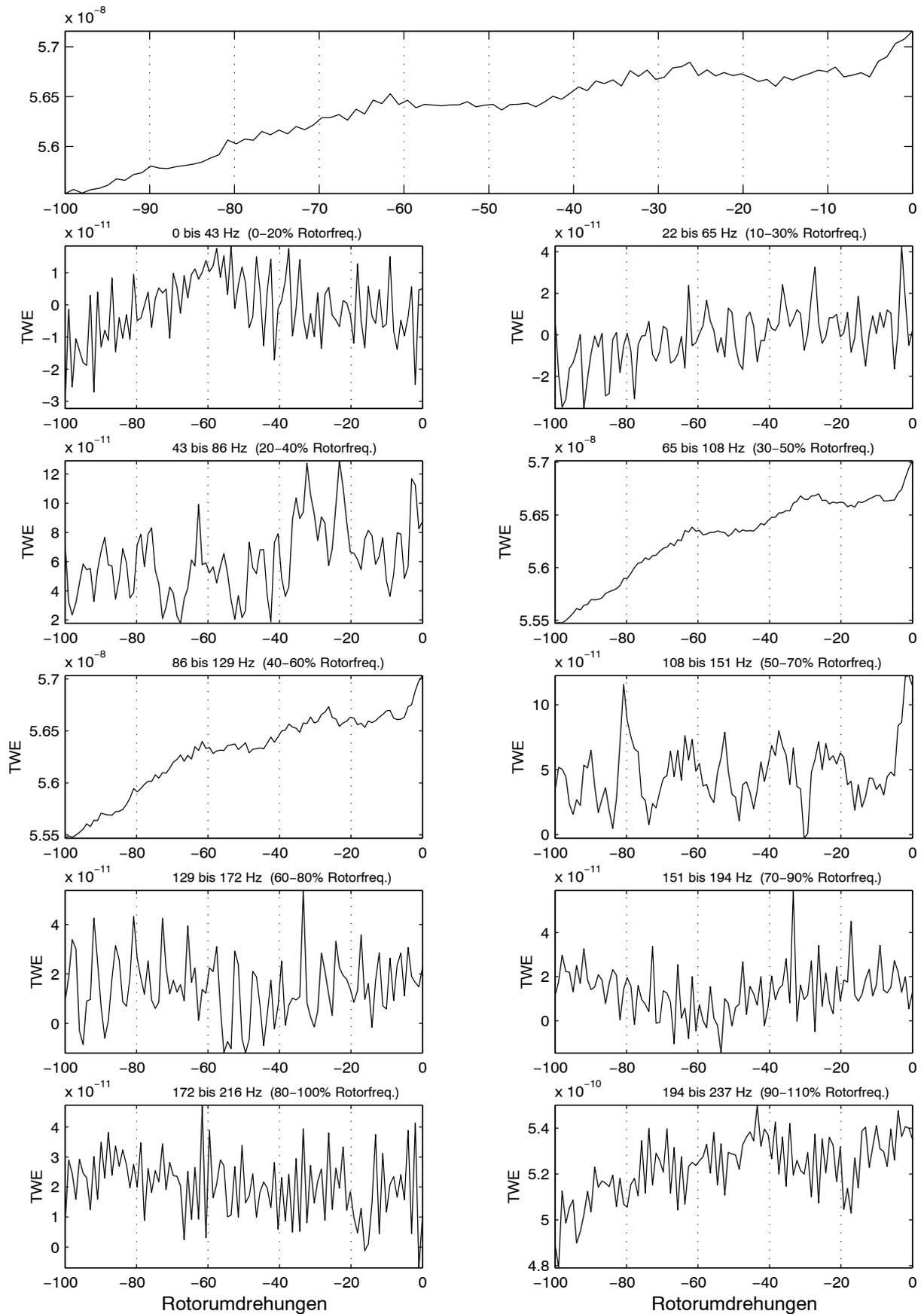
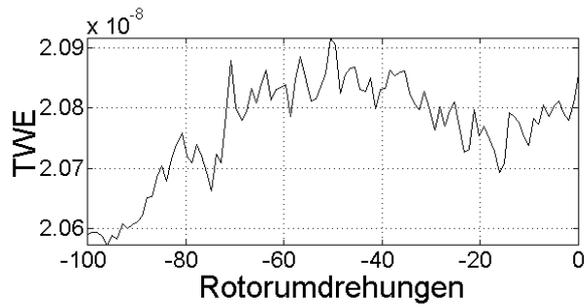
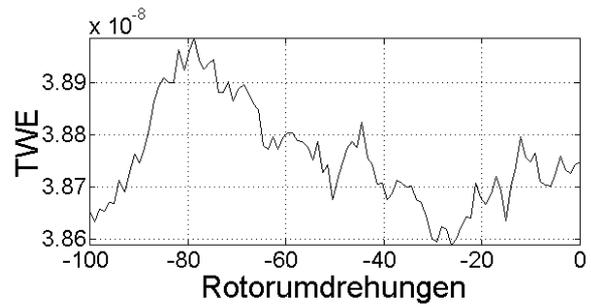


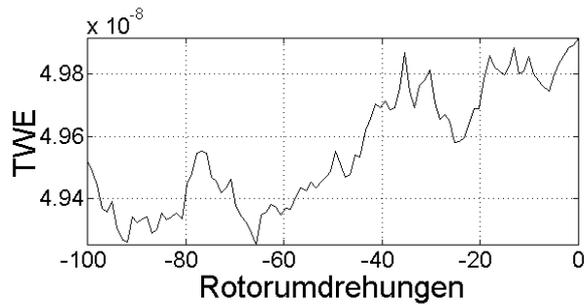
Abb. 7.32 Aufteilung der Frequenzbereiche der TWE-Analyse bei 93,3% Verdichterdrehzahl, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$



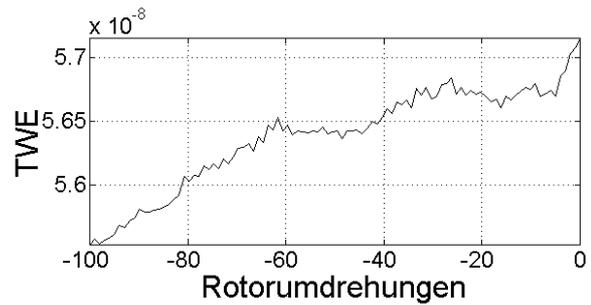
$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,05$



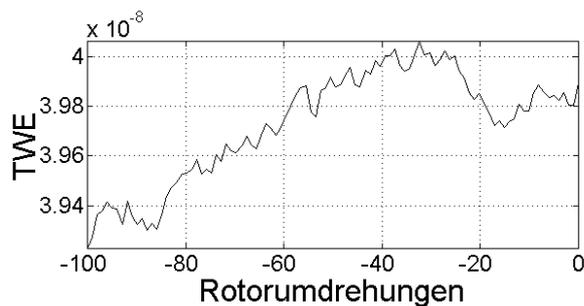
$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,15$



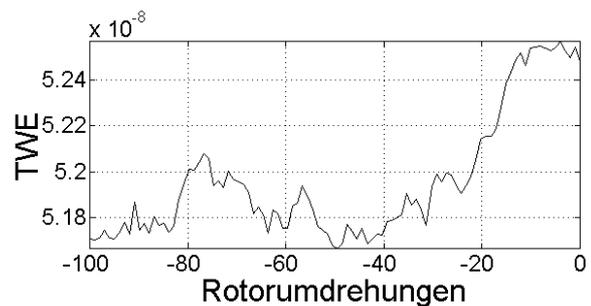
$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,3$



$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,45$



$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,55$

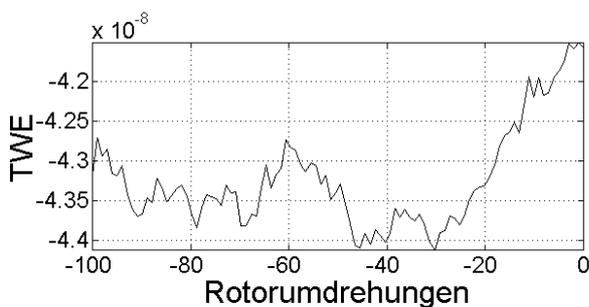


$n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,65$

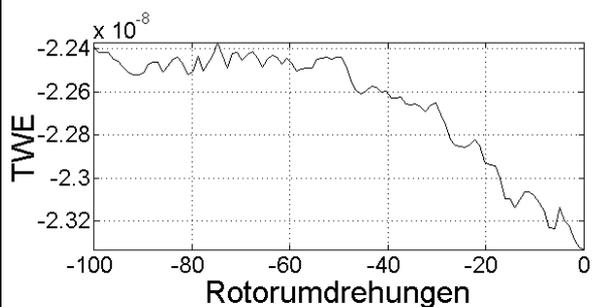
Verlust an Pumpgrenzenabstand **klein**

Verlust an Pumpgrenzenabstand **groß**

Abb. 7.33 TWE-Analyse bei 93,3% Verdichter Drehzahl



$n_{\text{Verdichter}} = 80\%$



$n_{\text{Verdichter}} = 93,3\%$

Abb. 7.34 TWE-Analyse für 60% und 80% Verdichter Drehzahl, $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = -0,2$, gegenläufige Eintrittsstörung

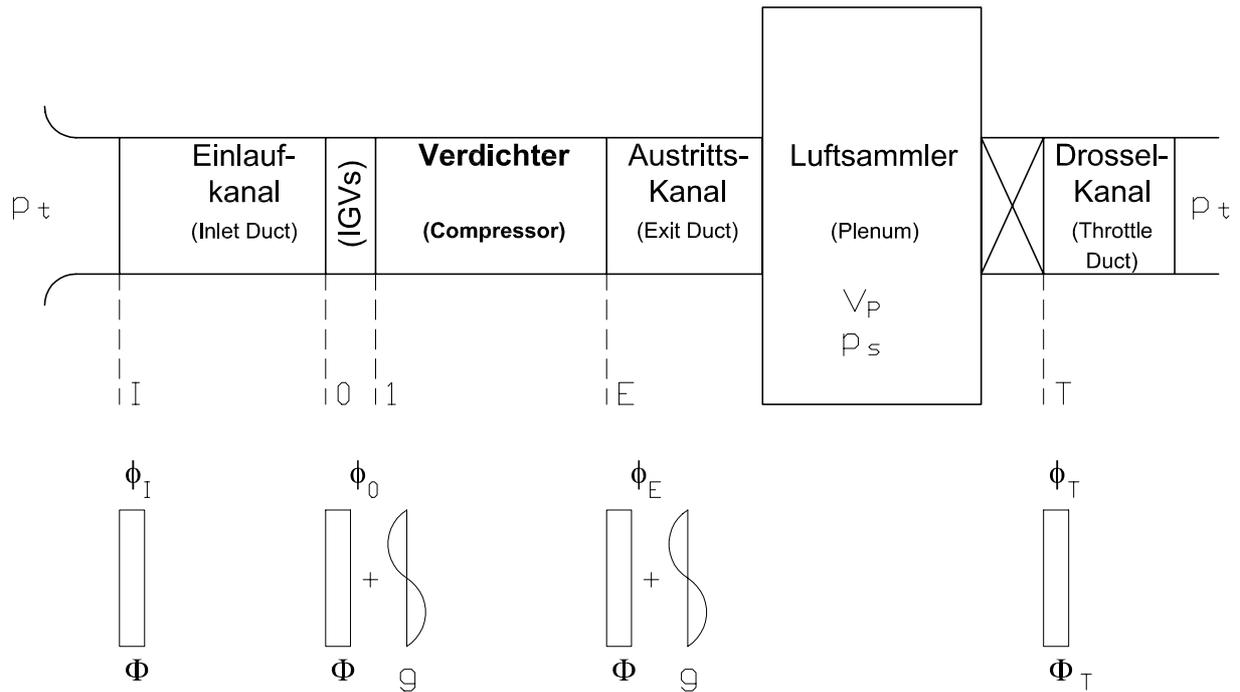


Abb. 8.1 Verdichtermmodell nach Moore und Greitzer (1986)

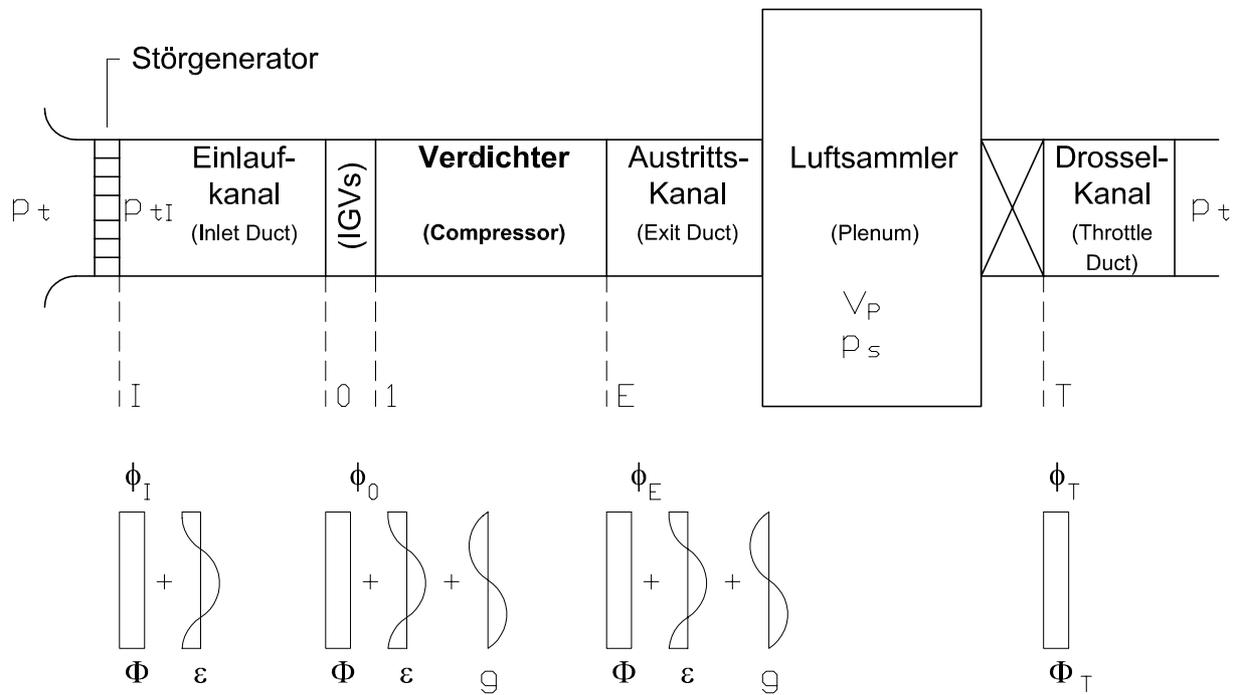


Abb. 8.2 Verdichtermmodell mit rotierender Eintrittsstörung nach Hu und Fottner (1996)

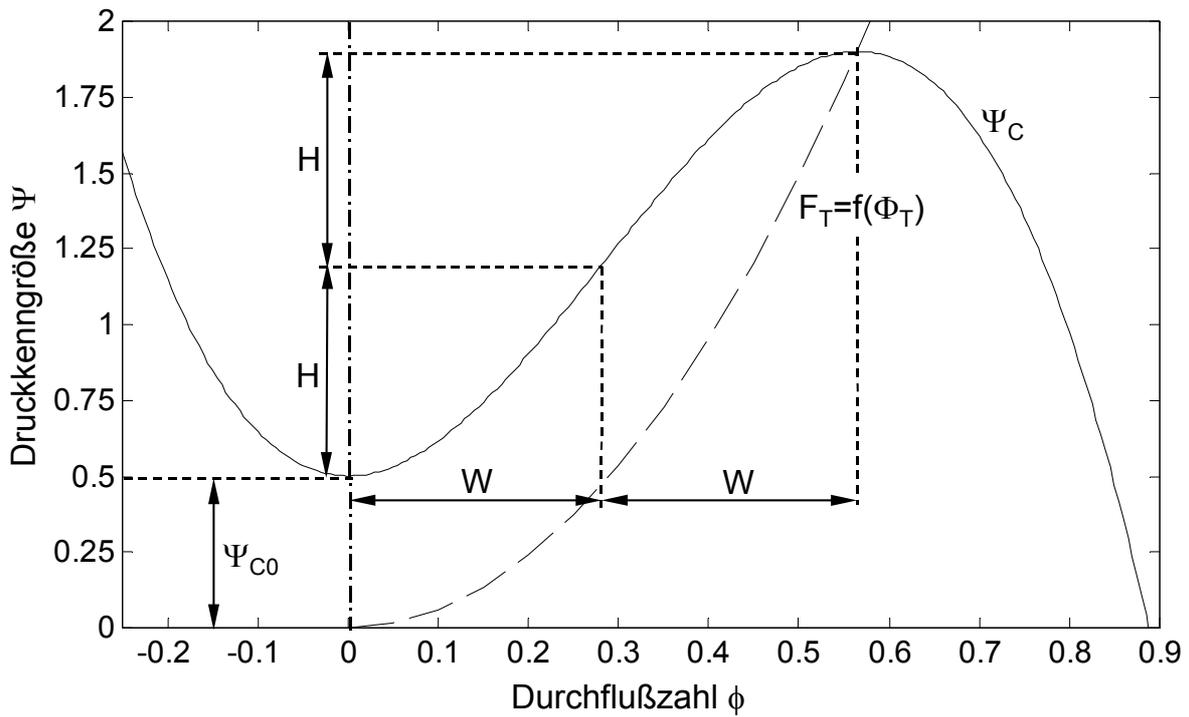


Abb. 8.3 Kubisch-achsensymmetrische Verdichtercharakteristik Ψ_C und Drosselinie F_T nach Moore und Greitzer (1986)

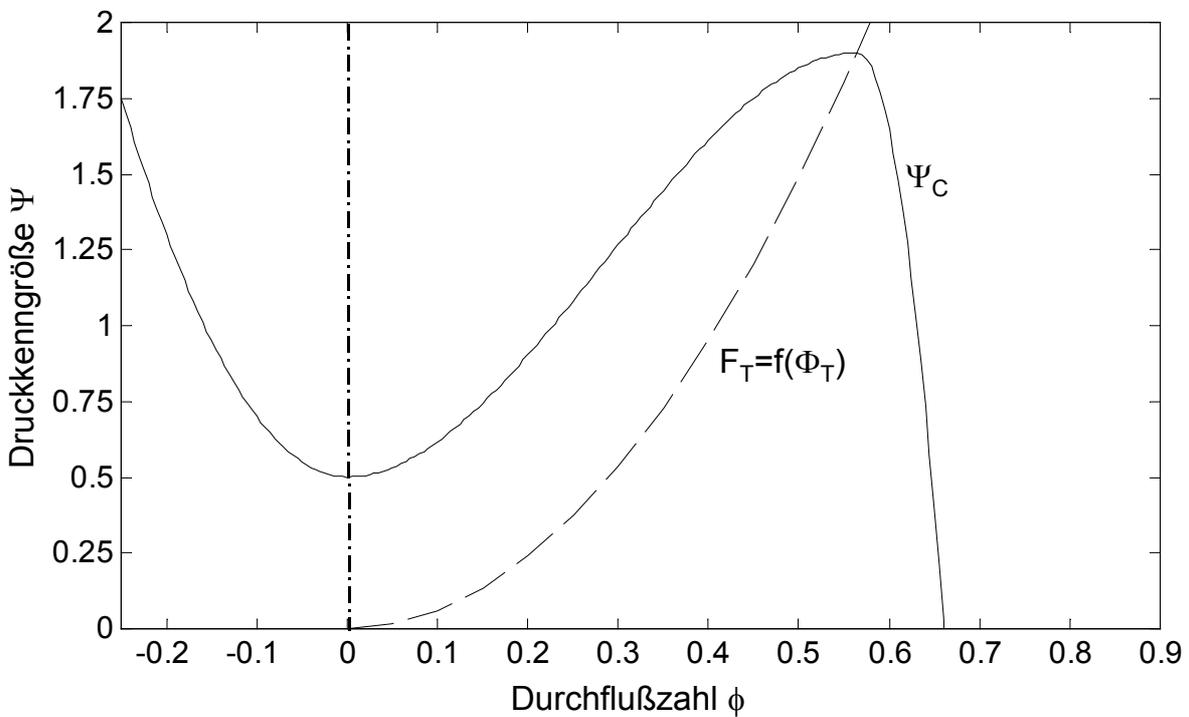


Abb. 8.4 Modifizierte achsensymmetrische Verdichtercharakteristik Ψ_C des Rig212

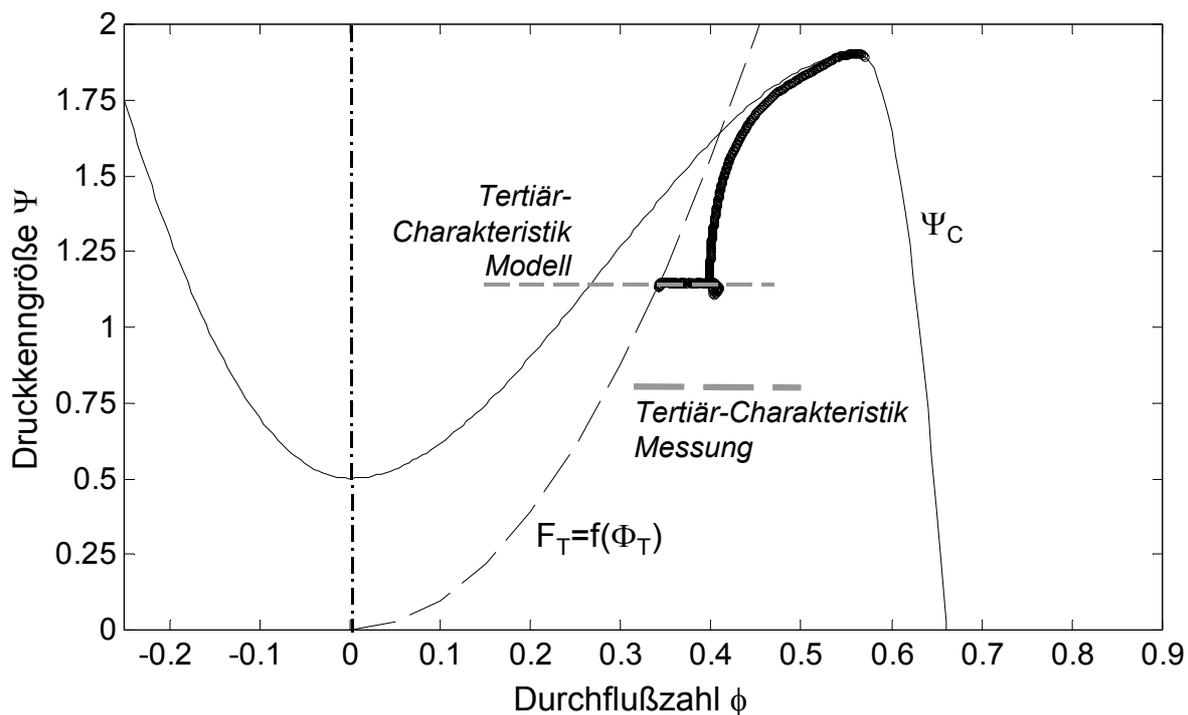


Abb. 8.5 Simuliertes Betriebsverhalten des Rig212 bei ungestörter Zuströmung: Drosselung über Verdichterdrossel ($B = 0,149$), Ausbildung von Rotating Stall

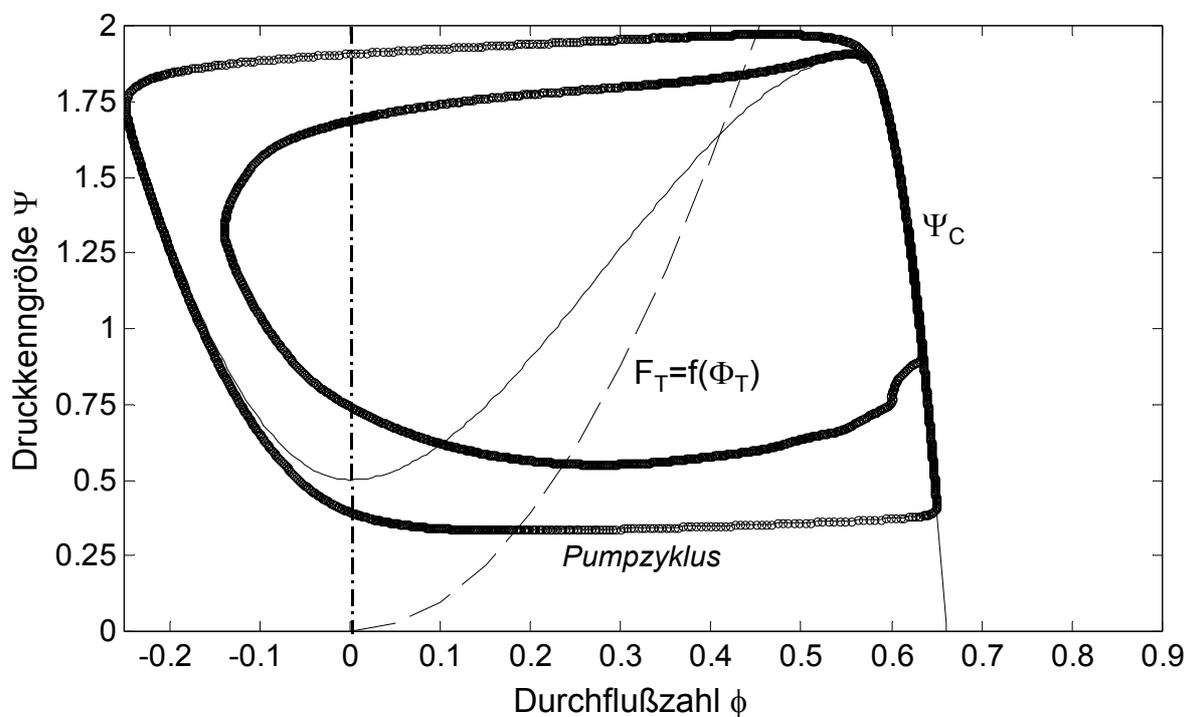


Abb. 8.6 Simuliertes Betriebsverhalten des Rig212 bei ungestörter Zuströmung: $B = 0,7$ (hypothetisch), Ausbildung von Verdichterpumpen mit Rückströmung

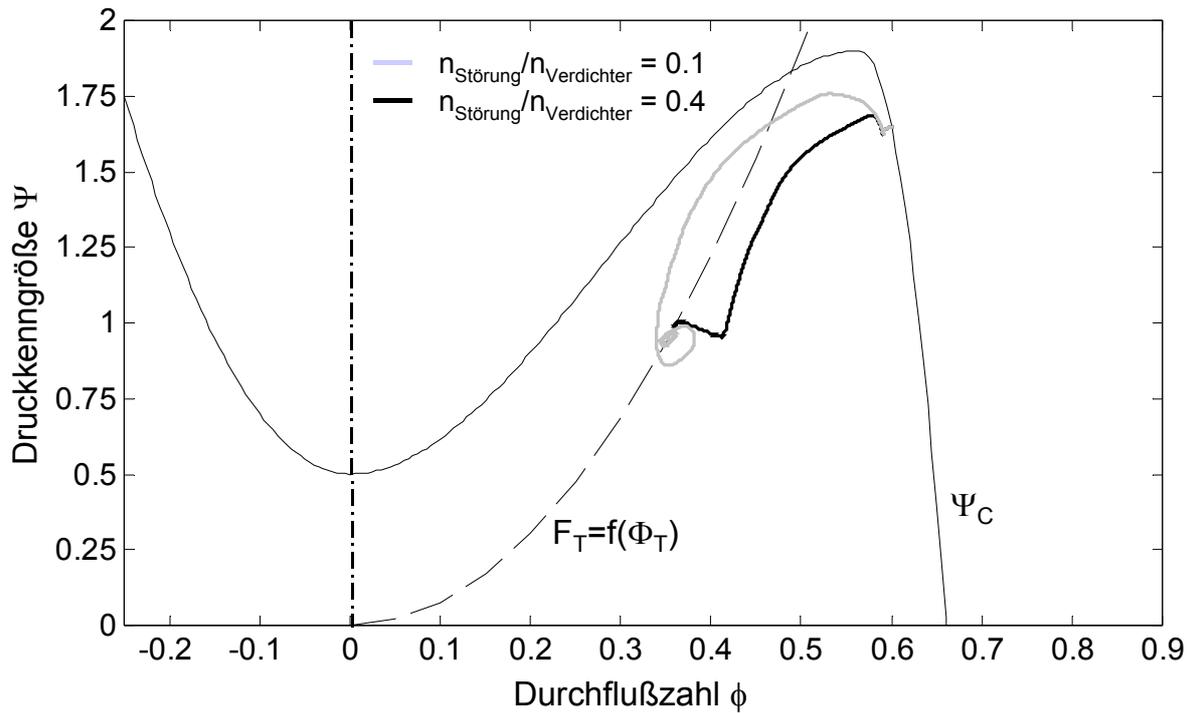


Abb. 8.7 Simuliertes Betriebsverhalten des Rig212 bei gestörter Zuströmung: $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}} = 0,1$ und $0,4$

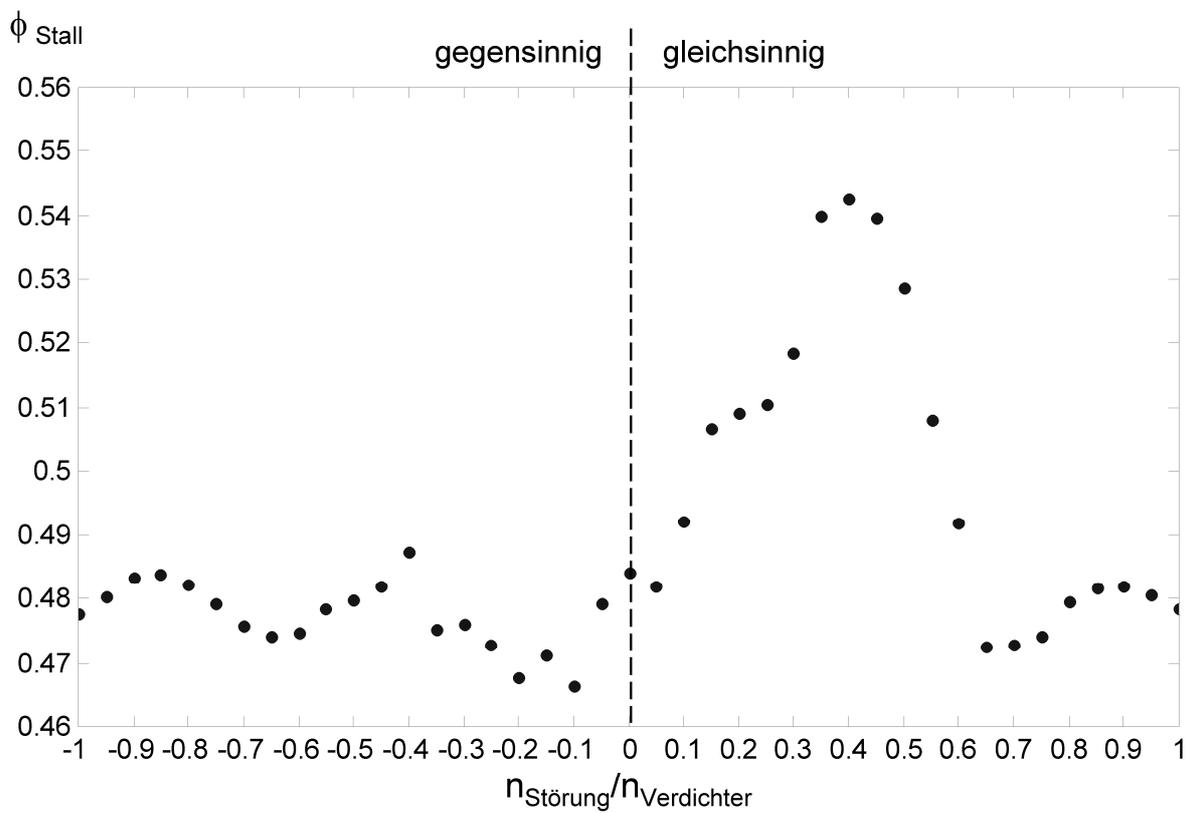


Abb. 8.8 Einfluß des Drehzahlverhältnisses $n_{\text{Störung}}/n_{\text{Verdichter}}$ auf die Durchfluszahl ϕ_{Stall}

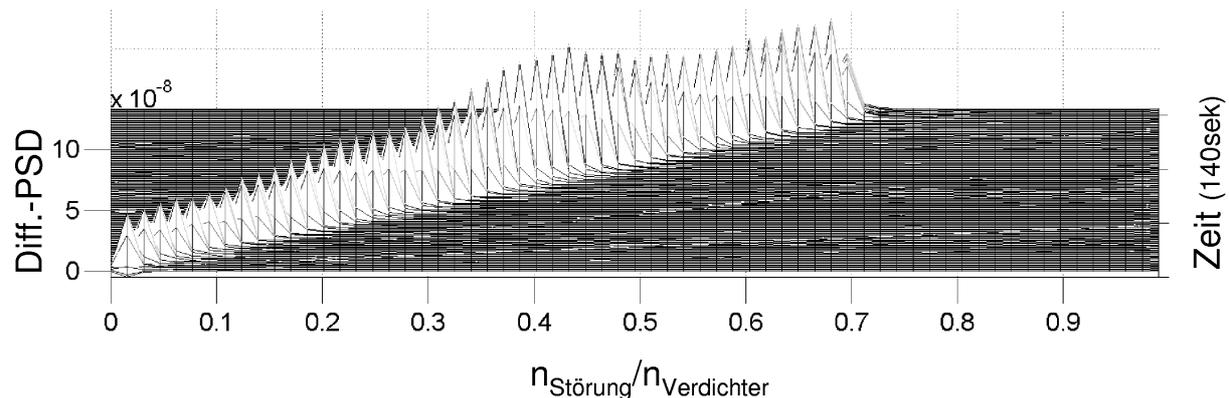


Abb. 8.9 Vorgehensweise zur experimentellen Bestimmung der gasdynamischen Eigenfrequenzen des Verdichtersystems mittels Diff.-PSD Analyse

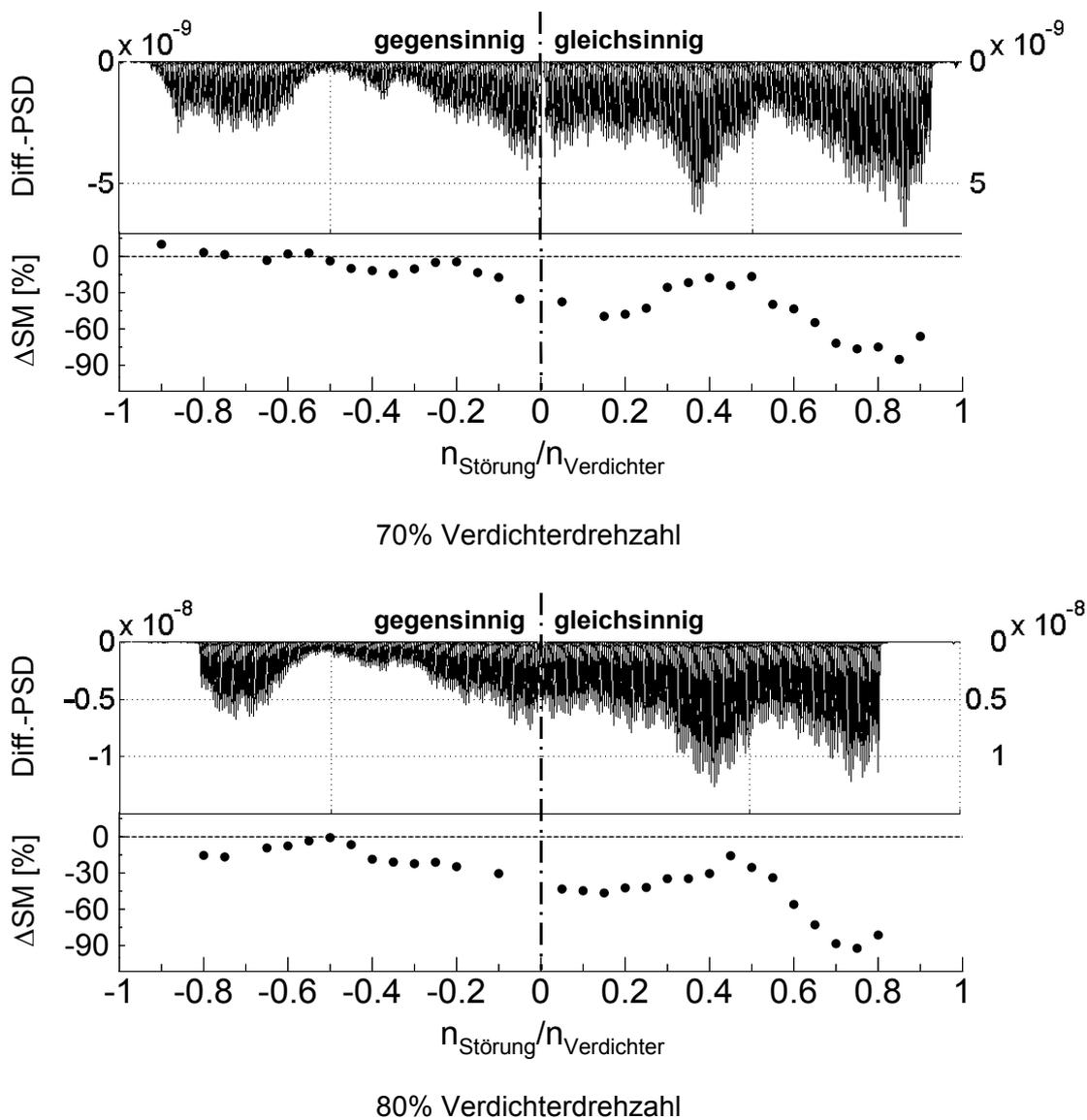


Abb. 8.10 Diff.-PSD Analyse zur Bestimmung der gasdynamischen Eigenfrequenzen des Verdichtersystems im mittleren Drehzahlbereich




Abb. 8.11 Diff.-PSD Analyse zur Bestimmung der gasdynamischen Eigenfrequenzen des Verdichtersystems im hohen Drehzahlbereich

Lebenslauf

Thomas Peters

geboren am
25. Februar 1969
in Köln

ledig

Beruf

seit Okt 2001 Entwicklungsingenieur bei Sulzer Innotec, Winterthur

Nov 1995 – Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Universität
Juni 2001 der Bundeswehr München

Studium

Okt 1989 – Fachrichtung allgemeiner Maschinenbau an der Technischen Universität
Aug 1995 München

Wehrdienst

Juli 1988 – Luftwaffe
Sept 1989

Schule

Sept 1975 – Grundschulen München-Waldperlach und Riemerling,
Mai 1988 Gymnasium Ottobrunn, Allgemeine Hochschulreife