

**Untersuchung von kombinierten Eintrittstotaldruckstörungen auf
das instationäre Betriebsverhalten eines fünfstufigen
Hochdruckverdichters**

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. Niko Reuß

1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Christian Mundt
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher

Tag der Einreichung: 08.06.2005
Tag der Annahme: 20.06.2005
Tag der Prüfung: 18.11.2005

Übersicht

Eintrittsstörungen können die Leistungsumsetzung des Verdichters und somit des gesamten Triebwerks nachhaltig verschlechtern. Deshalb ist es von vitalem Interesse, deren Einfluss auf das Verdichterbetriebsverhalten zu untersuchen. Schon bei der Konstruktion des Einlaufs ist darauf zu achten, dem Verdichter eine homogene Zuströmung bereitzustellen. Die Aktualität der Problematik zeigt sich in der Entwicklung des TP400-D6-Triebwerks vom A400M-Militärtransporter von Airbus. Es handelt sich um ein PTL-Triebwerk, dessen Propellernabe sich unmittelbar vor dem folgenden NDV befindet. Aus diesem Grund muss der Einlauf mit einem sehr starken S-Schlag um die Propellernabe herum geführt werden. Zum einen prägt diese Geometrie der Strömung einen Drall durch zentrifugale Effekte auf, und zum anderen kommt es aufgrund der starken Krümmung zu einem Strömungsabriss im gehäusenahen Bereich. Dieser Strömungsabriss repräsentiert eine stationäre Totaldruckstörung. Diesem Strömungsbild im Einlauf des Verdichters wird eine zyklisch eintretende Totaldruckstörung überlagert – hervorgerufen durch den Blattdurchlauf der einzelnen Rotorblätter.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss kombinierter Eintrittstotaldruckstörungen auf das Betriebsverhalten des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212 aus der RB199-Triebwerksentwicklung untersucht. Es wurden mit Hilfe von zwei im Einlaufkanal positionierten Störgeneratoren sektorielle Totaldruckstörungen erzeugt. Dabei wurde einer stationären eine rotierende Totaldruckstörung überlagert, deren Drehzahl und -richtung variiert werden konnte.

Bei der Vermessung des Strömungsfeldes in der Verdichtereintrittsebene wurde ein sehr komplexes Bild mit starken Unterschieden im Druck-, Winkel- und Machzahlniveau registriert. Konfigurationen, bei denen die rotierenden Eintrittsstörungen in Verdichterdrehrichtung umliefen, wiesen ein stärker ausgeprägtes Totaldruckminimum auf als die gegensinnig eintretenden Totaldruckstörungen und stellten somit extremere Zuströmbedingungen für die Beschauflung dar. Selbst im Kombinationsbetrieb der Störgeneratoren war eine eindeutige Zuordnung der erzeugten Störungen möglich. So gab es Hinweise auf eine gegenseitige Interaktion selbst in eigentlich ungestörten Sektoren.

Im Kennfeld zeigte sich aufgrund der kombinierten Eintrittsstörungen der erwartete starke Leistungsverlust ähnlich einer saugseitigen Drosselung mit einem Absenken der Pumpgrenze zu geringeren Druckverhältnissen. Bei geringen Störgeneratordrehzahlen war die Beeinträchtigung der Leistungsumsetzung am stärksten. In der globalen Betrachtungsweise der Maschinencharakteristik konnten keine Abhängigkeiten zwischen der Drehrichtung der rotierenden Eintrittsstörungen und einem vorzeitigen Einbruch der Pumpgrenze gefunden werden.

Bei der Strömungsanalyse im Verdichtereintritt und entlang des Verdichters unterschied sich das Ablöseverhalten bei unterschiedlichen Störkonfigurationen kaum. Bei den ausgeprägten Instabilitäten konnten Abhängigkeiten von den eintretenden Störungen im Detail erkannt werden. Aufgrund der eingebrachten stationären und periodischen Druckschwankungen waren trotz Filterung mit verschiedenen Verfahren keine Stallvorläufer detektierbar, was bei der homogenen Zuströmung durchaus gelang.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur.....	5
1 Einleitung.....	11
2 Verdichterbetriebsverhalten.....	13
2.1 STABILES VERHALTEN.....	13
2.1.1 Verdichterkennfeld.....	13
2.1.2 Steuerung des Betriebspunktes.....	15
2.2 INSTABILES VERHALTEN.....	15
2.2.1 Ursachen instabiler Betriebszustände.....	16
2.2.2 Fehlanströmung.....	18
2.2.3 Rotierende Ablösung („Rotating Stall“).....	18
2.2.4 Verdichterpumpen („Surge“).....	21
2.2.5 Einleitungsprozesse bei Rotating Stall und Surge.....	22
2.2.6 Schaufelflattern.....	24
2.3 MEHRSTUFIGKEIT UND KOMPRESSIBILITÄT.....	24
2.4 NUMERISCHE BESCHREIBUNG DES VERDICHTERBETRIEBSVERHALTENS.....	26
2.4.1 Modell von Greitzer (1976).....	27
2.4.2 Modell von Moore (1983).....	29
2.4.3 Greitzer-Moore Modell (1986).....	31
3 Versuchsanlage.....	33
3.1 PRÜFSTAND.....	33
3.2 VERDICHTER RIG212.....	35
3.3 STÖRGENERATOREN.....	37
3.3.1 Stationärer Störgenerator.....	38
3.3.2 Rotierender Störgenerator.....	39
3.3.3 Erzeugte Totaldruckstörungen.....	41
3.3.4 Steuerung der Störgeneratoren.....	41
3.4 MESSWERTERFASSUNG.....	42
3.4.1 Stationäre MWE.....	43
3.4.2 Instationäre MWE.....	45
4 Messprogramm.....	52
4.1 EINLAUFKONFIGURATIONEN.....	52
4.2 MESSPLAN.....	52
5 Vermessung der kombinierten Eintrittsstörungen.....	55
5.1 VERGLEICH DER KONFIGURATIONEN BEI VERSCHIEDENEN VERDICHTERDREHZAHLEN.....	56
5.2 EINFLUSS DER STÖRGENERATORDREHZAHL.....	65
5.3 RADIALE VERTEILUNG.....	68
5.4 INTERAKTION DER STRÖMUNG ZWISCHEN DEN STÖRGENERATOREN.....	70
5.5 ENTWICKLUNG DER EINTRITTS TOTALDRUCKSTÖRUNGEN ÜBER DEN VERDICHTER.....	74
5.6 QUANTIFIZIEREN DER STÖRINTENSITÄT.....	75

5.7	ZUSAMMENFASSUNG	79
6	Verhalten im Kennfeld	80
6.1	BESTIMMUNG DER VERDICHTERCHARAKTERISTIK	80
6.1.1	<i>Stationäre MWE</i>	80
6.1.2	<i>Instationäre MWE</i>	82
6.2	EINFLUSS DER EINTRITTSSTÖRUNGEN AUF DAS BETRIEBSVERHALTEN	83
6.2.1	<i>Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen</i>	84
6.2.2	<i>Einfluss der Störgeneratordrehzahl</i>	88
6.3	BETRACHTUNG DES INSTATIONÄREN BETRIEBSVERHALTENS.....	92
6.4	ZUSAMMENFASSUNG	96
7	Numerische Betrachtung des Verhaltens im Kennfeld.....	97
7.1	ANPASSEN DES GMM AN DIE SPEZIFIKATIONEN DES RIG212	97
7.1.1	<i>Konvertierung der Messwerte</i>	97
7.1.2	<i>Anpassen der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik</i>	97
7.1.3	<i>Anpassen der Drosselcharakteristik</i>	98
7.2	ERGEBNISSE	99
7.2.1	<i>Lösungsverfahren nach Galerkin</i>	99
7.2.2	<i>Lösungsansatz nach Hu</i>	104
7.2.3	<i>Modifikationen am GMM</i>	108
7.3	VORHERSAGE DER STABILITÄTSGRENZE NACH BONNAURE (1991).....	112
7.3.1	<i>Verdichtermodell</i>	112
7.3.2	<i>Stabilitätsanalyse</i>	115
7.3.3	<i>Ergebnisse</i>	116
7.4	ZUSAMMENFASSUNG	117
8	Strömungsanalyse im Verdichtereintritt bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze	119
8.1	ANALYSE IM ZEITBEREICH.....	119
8.1.1	<i>Grundlagen der Signalanalyse im Zeitbereich</i>	119
8.1.2	<i>Entwicklung der instabilen Strömung („Stall Inception“)</i>	122
8.1.3	<i>Eigenschaften der voll entwickelten Strömungsinstabilitäten</i>	128
8.2	ANALYSE IM FREQUENZBEREICH.....	135
8.2.1	<i>Grundlagen der Signalanalyse im Frequenzbereich</i>	135
8.2.2	<i>Detektion von Stallvorläufern</i>	138
8.3	ZUSAMMENFASSUNG	152
9	Strömungsanalyse im axialen Verdichterschnitt bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze.....	154
9.1	ENTWICKLUNG DER INSTABILEN STRÖMUNG („STALL INCEPTION“)	155
9.1.1	<i>Rotating Stall</i>	155
9.1.2	<i>Surge</i>	157
9.2	VERHALTEN BEIM WIEDERANLEGEN DER STRÖMUNG	159
9.3	ZUSAMMENFASSUNG	162
10	Zusammenfassung und Ausblick.....	163
11	Literaturverzeichnis.....	166

Nomenklatur

Formelzeichen:

Lateinische Buchstaben:

a	$[\frac{m}{s}]$	Schallgeschwindigkeit
a	[-]	Skalierungsfaktor bei der Wavelet-Transformation
a	[-]	interner Verzögerungsparameter beim Greitzer-Moore Modell
a_k, b_k	[-]	Fourier-Koeffizienten
A	[-]	Amplitude
A	[dB]	Durchlassbereich
A	[-]	empirischer Koeffizient zur Auslegung der Störgeneratoren
A	$[m^2]$	Flächenquerschnitt
A	[-]	Kalibrierkoeffizient
A	[-]	Stauchung der Drosselcharakteristik
A	[-]	Übertragungsmatrix
b	[-]	Verschiebungsfaktor bei der Wavelet-Transformation
B	[-]	empirischer Koeffizient zur Auslegung der Störgeneratoren
B	[-]	Störkoeffizient
B	[-]	Blockagefaktor
B	[-]	Greitzer B Parameter
B'	[-]	universeller Greitzer B Parameter
c	$[\frac{m}{s}]$	absolute Strömungsgeschwindigkeit
$c_{m,n}$	[-]	Wavelet-Koeffizienten
c_p	$[\frac{J}{kgK}]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
C	[-]	Durchflusskoeffizient einer Messblende
C	[-]	Störkoeffizient
d	[m]	Stabdicke
D	[m]	Durchmesser
D	[-]	Störkoeffizient
D	[%]	Drosselstellung
DC	[-]	Totaldruckstörparameter
E	[Pa]	E-Modul
E	[-]	Grad der Drosselcharakteristik
E	[-]	Störkoeffizient
E_{xx}	[-]	spektrale Energiedichte
f	[Hz]	Frequenz
f	$[\frac{m}{s}]$	Stallfortschrittsgeschwindigkeit
f_0	[-]	Konstante für Stallfortschrittsgeschwindigkeit
f_s	$[\frac{1}{s}]$	Abtastfrequenz („sampling rate“)
F	[N]	Kraft
F	[-]	Druckerhöhungskoeffizient in einer Schaufelreihe

$F_{1...4}$	[-]	Kalibrierbeiwerte
F_T	[-]	Drosselcharakteristik
g	[-]	Störung des axialen Strömungskoeffizienten im Verdichter
h	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Enthalpie
h	[-]	Störung des transversalen Geschwindigkeitskoeffizienten im Eintritt
H	[-]	halbe Höhe der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik
H	[-]	Hilberttransformierte
i	[°]	Winkelübertreibung im Gittereintritt (Inzidenz)
i	[-]	Übersetzungsverhältnis
IDC	[-]	Totaldruckstörparameter in Umfangsrichtung
IDR	[-]	Totaldruckstörparameter in radialer Richtung
J	[-]	Quadrat der Amplitude des axialen Strömungskoeffizienten
K_G	[-]	Verlustkoeffizient am IGV- Eintritt
K_T	[-]	Drosselkoeffizient
l_C	[-]	aerodynamische Länge des Verdichterkanals
l_E	[-]	normierte Länge des Austrittskanals
l_I	[-]	normierte Länge des Eintrittskanals
l_T	[-]	normierte Länge des Drosselkanals
L_C	[m]	Kanallänge
k	[-]	analoge Signalgröße
k	[-]	Nummer der Harmonischen
k	[-]	Korrekturfaktor
m	[-]	Verdichterkanalaustrittsparameter
m	[-]	Skalierungsfaktor MSA
M	[-]	Länge der Fourier-Transformation
M	[m]	Mittenabstand
\dot{m}	$[\frac{kg}{s}]$	Massenstrom
Ma	[-]	Machzahl
MB	[-]	Randbedingungsmatrix Schaufel
MV	[-]	Randbedingungsmatrix Volumen
n	$[\frac{1}{s}]$	Drehzahl
n	[-]	Nummer der Harmonischen
N	[-]	Stufenzahl
N	[-]	Länge der Eingangsfolge
p	[-]	Optimierungsvektor
p	[Pa]	statischer Druck
p	[-]	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion
P	[W]	Leistung
P_{xx}	[-]	spektrale Leistungsdichte
q	[Pa]	Staudruck
r	[°]	Phasenwinkel
r	[m]	Radius
R	$[\frac{J}{kgK}]$	Gaskonstante von Luft
R_{xx}	[-]	Autokorrelationsfunktion
R_{xy}	[-]	Kreuzkorrelationsfunktion

Re	[-]	Reynoldszahl
s	$[\frac{\text{J}}{\text{kgK}}]$	spezifische Entropie
s	[-]	Signal
S	[-]	Summenfunktion
SC	[-]	Drallstörparameter
S _{xx}	[-]	spektrale Leistung
t	[s]	Zeit
T	[s]	Schwingungsdauer einer Periode
T	[K]	Temperatur
u	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	Umfangsgeschwindigkeit
U	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	mittlere Umlaufgeschwindigkeit
v	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	lokale axiale Geschwindigkeit
V	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	mittlere axiale Geschwindigkeit
V	[-]	Verlust Pumpgrenzendruckverhältnis
V	[m ³]	Volumen
w	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	relative Strömungsgeschwindigkeit
W	[-]	halbe Breite der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik
x	[-]	analoge / kontinuierliche Signalgröße
x[k]	[-]	digitale / diskrete Signalgröße
X	[-]	Fourier-Transformierte
X	[-]	allgemeine Strömungsgröße
Y	[-]	Störpotential im Verdichtereintritt

Griechische Buchstaben:

α	[°]	absoluter Strömungswinkel
α	[-]	Durchflusszahl der Messdüse
α	[-]	interner Verzögerungsparameter beim Verfahren nach Hu
β	[°]	relativer Strömungswinkel
β	[-]	Durchmesser Verhältnis der Messblende
β	[-]	Gitterporosität
β_f	[°]	Metallwinkel
β_s	[°]	Staffelungswinkel
γ	[-]	Schließungsparameter der Drossel
γ	[-]	Verzögerungsparameter Rotor/Stufe beim Verfahren nach Hu
δ	[°]	Winkelübertreibung im Gitteraustritt
δ_u	[°]	Wölbungswinkel des Profils
ε	[-]	Amplitudenparameter der Störung
ε_1	[-]	Expansionskoeffizient der Messblende
ζ	[°]	Winkeldifferenz
Δ	[-]	Änderung

φ	[-]	Durchflusszahl / Lieferzahl
φ	[-]	lokaler axialer Strömungskoeffizient
$\tilde{\varphi}$	[-]	Geschwindigkeitspotential im Eintrittskanal
$\tilde{\varphi}'$	[-]	Störgeschwindigkeitspotential
φ_{C0}	[-]	Abschaltwert des lokalen axialen Strömungskoeffizienten
Φ	[-]	ringraumgemittelter axialer Strömungskoeffizient
Φ_T	[-]	Strömungskoeffizient im Drosselkanal
η	[-]	Wirkungsgrad
η	[m]	axiale Koordinate
θ	[°]	Umfangskoordinate
Θ	[°]	Umfangskoordinate
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[-]	Rotating Stall Parameter
μ	[-]	diskrete Signalgröße
μ	[Pa s]	dynamische Viskosität
ξ	[-]	dimensionslose Zeit
Π	[-]	Druckverhältnis
ρ	$[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$	Dichte
σ	[-]	Störgeschwindigkeitspotential
ψ	[-]	Wavelet-Funktion
Ψ	[-]	Druckerhöhungskoeffizient
$\tilde{\Psi}$	[-]	Stromfunktion
Ψ_C	[-]	achssymmetrische Verdichtercharakteristik
Ψ_{C0}	[-]	Abschaltwert der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik
Ψ_{ht}	[-]	Leistungszahl
Ψ_{is}	[-]	Druckzahl
ω	[-]	Totaldruckverlustbeiwert
ω	[-]	komplexe Störgröße
ω	$[\frac{1}{\text{s}}]$	Helmholtzfrequenz
ω	$[\frac{1}{\text{s}}]$	Kreisfrequenz
Ω	$[\frac{1}{\text{s}}]$	Frequenz der Umfangsgeschwindigkeit
τ	[s]	Zeitkonstante des Strömungsfeldes
τ	[-]	Koeffizient der Druckerhöhungshysterese
ν	[-]	Nabenverhältnis

Indizes:

0	Kanaleintritt im Greitzer-Moore Modell
1	Laufraudeintritt
1	Sondendruck vorn
1.1	Verdichtereintritt Rig212

2	Verdichtereintritt allgemein
2	Laufradaustritt
2	Sondendruck links
3	Verdichteraustritt allgemein
3	Leitradaustritt
3	Sondendruck rechts
3.5	Verdichteraustritt Rig212
a	Austritt
aero	aerodynamisch
abbl	Abblasung
ax	axial
C	Verdichter
d	Messdüse
d	Auslegungspunkt im Greitzer-Moore Modell
e	äquivalent („equivalent“)
e	Eintritt
e	Kanalausstritt im Greitzer-Moore Modell
erw	erweitert
FH	Ansaugraum im Filterhaus
g	Gehäuse
geo	geometrisch
is	isentrop
krit	kritisch
LA	Laufrad
LE	Leitrad
Loss	Verlust
m	Mittel, Mittelschnitt
max	Maximum
min	Minimum
n	Nabe
P	Plenum
r	in radialer Richtung
red	reduziert
rel	relativ
s	statisch
st	isentrop total
St	Stufe
t	total
T	total im Greitzer-Moore Modell
T	Drossel
theo	theoretisch
u	in Umfangsrichtung
umg	Umgebung
V	Verdichter
x	Gitterebene (1 ... 3)
y	Verdichterstufe (1 ... 5)

Abkürzungen:

A/D	analog/digital
AL	stationäre Arbeitslinie

AKF	Autokorrelationsfunktion
AP	Auslegungspunkt
AR	autoregressives Modell
BP, BP'e, BP'n	Betriebspunkt, Betriebspunkte, Betriebspunkten
C	Verdichter („Compressor“)
CWT	kontinuierliche Wavelet-Transformation („Continuous Wavelet Transform“)
DCA	Doppelkreisbogenprofil („Double Circular Airfoil“)
DFT	diskrete Fourier-Transformation („Discrete Fourier Transform“)
DGL	Differentialgleichung
DOC	Betriebskosten („Direct Operation Costs“)
dPSD	differentielles Leistungsdichtespektrum („differential Power Spectral Density“)
DWT	diskrete Wavelet-Transformation („Discrete Wavelet Transform“)
FT	Fourier-Transformation („Fourier Transform“)
FFT	schnelle Fourier-Transformation („Fast Fourier Transform“)
FIR	finite Impulsantwort („Finite Impulse Response“)
GMM	Greitzer-Moore Modell
HDA	Hitz-Draht Anemometrie
HDV	Hochdruckverdichter
IGV	Eintrittsleitrad („Inline Guide Vane“)
INA	Internationale Normatmosphäre
K	Konfiguration
KKF	Kreuzkorrelationsfunktion
LA	Laufrad
LE	Leitrad
LTH	Luftfahrttechnisches Handbuch
MDV	Mitteldruckverdichter
MSA	Multi-Skalen-Analyse
MSE	Quantisierungsfehler („Mean Square Error“)
MWE	Messwerterfassung
NACA 65	Profilmfamilie („National Advisory Committee for Aeronautics“)
NDV	Niederdruckverdichter
OGV	Austrittsleitrad („Outlet Guide Vane“)
PDGL	partielle Differentialgleichung
PG	Pumpgrenze
PIV	Particle Image Velocimetry
PSD	Leistungsdichtespektrum („Power Spectral Density“)
rSG	rotierender Totaldruckstörgenerator 120°
SG, SG'n	Störgenerator, Störgeneratoren allgemein
SM	Pumpgrenzenabstand („Surge Margin“)
sSG	stehender / stationärer Totaldruckstörgenerator 60°
STFT	gefensterte Fourier-Transformation („Short Time Fourier Transform“)
VPS	Verdichterprüfstand
WT	Wavelet-Transformation („Wavelet Transform“)

1 Einleitung

In der modernen Luftfahrt werden Strahltriebwerke als Antriebssysteme für Luftfahrzeuge eingesetzt. Bei der Optimierung dieser Systeme sind vorrangige Ziele die Steigerung der Effizienz, die Reduzierung des Gewichts und die Erhöhung der maximal nutzbaren Leistung. Die militärischen Interessen liegen dabei vor allem in der Leistungssteigerung, während für die zivile Luftfahrttechnik die Kosten- und Lärmreduzierung im Vordergrund stehen.

In einem Triebwerk kommt dem Verdichter die Aufgabe zu, das Arbeitsmedium Luft zu komprimieren. Dadurch werden der thermische Wirkungsgrad bzw. der spezifische Brennstoffverbrauch des Gesamttriebwerks erheblich beeinflusst. Da die Brennstoffkosten einen wesentlichen Anteil an den DOC („Direct Operation Costs“) eines Flugzeuges haben, wird bei der Triebwerksentwicklung ein hoher Aufwand betrieben, die Druckverhältnisse und Wirkungsgrade zu optimieren. Der aktuelle Trend in der Verdichtenterwicklung bei Flugtriebwerken geht dahin, bei Beibehaltung des Pumpgrenzenabstandes höhere Druckverhältnisse pro Stufe zu erzielen. Dies ermöglicht verbesserte Schub-Gewichtsverhältnisse des Triebwerks, da die erhöhte aerodynamische Belastung die Anzahl der Stufen im Verdichter reduziert.

Die Strömung im Verdichter verläuft gegen ansteigenden Druck und ist damit permanent der Gefahr von Strömungsablösungen ausgesetzt. Verdichterinstabilitäten setzen der Verdichterleistung eine obere Grenze. Aus der Unsicherheit heraus, wo sich diese Grenze zeitlich befindet, resultiert die geringere Nutzung des Verdichterpotentials durch Einhaltung großer Sicherheitsabstände.

Im Flugbetrieb ergeben sich im Zuge von extremen Fluglagen und Beschleunigungsvorgängen Gefahren für die Stabilität des Verdichters. Leistungseinbrüche des Triebwerks werden in hohem Maße durch Verdichterinstabilitäten, wie Rotating Stall und Pumpen, ausgelöst. Rotating Stall ist mit starken dynamischen Belastungen der Verdichterbeschaufelung verbunden. Jede Schaufel durchläuft das abgelöste Gebiet, wodurch diesem zusätzlich Wärmeenergie zugeführt wird. Das Pumpen eines Verdichtersystems äußert sich durch erhebliche Druck- und Durchflussschwankungen. Neben der Verringerung des Wirkungsgrades kommt außerdem eine enorme Belastung der Maschinenkomponenten hinzu, was häufig zu einem vorzeitigen und nicht vorhersagbaren Bauteilausfall führen kann.

Sollte der Verdichter in den instabilen Betriebsbereich gelangen, ist ein schnelles Stabilisieren unabdingbar. Die passive und aktive Stabilitätskontrolle sind zwei Methoden, die untersucht werden, um dieses Ziel zu erreichen. Bei der passiven Stabilitätskontrolle wurden hinsichtlich eines verringerten Massenstroms bei Stallbeginn gute Ergebnisse erzielt. Bei der aktiven Stabilitätskontrolle werden die entstehenden Instabilitäten, zum Beispiel durch Umblasung, gedämpft. Die Stabilitätskontrolle setzt das Verständnis des Einsetzens der Instabilitäten voraus.

Der frühzeitigen Erkennung einer Annäherung an die kritischen Strömungszustände kommt daher eine zentrale Rolle zu. Sie stellt den ersten Schritt für Verfahren der Restabilisierung der Strömung dar. Die aerodynamischen Instabilitäten sind aus diesem Grund Gegenstand experimenteller und numerischer Forschung mit der Zielsetzung, diese Phänomene an der Stabilitätsgrenze einerseits möglichst rasch zu erkennen und entgegenzuwirken und andererseits, den Arbeitsbereich des Verdichters so weit wie möglich zu vergrößern. Aus diesem Grund sind weitere Untersuchungen für ein klares Verständnis des kompletten Verdichterbetriebsverhaltens wichtig.

Die Fehlanströmung der Verdichterbeschaufelung führt oft zu einer Verringerung der Verdichterleistung und kann im Extremfall sogar für aerodynamische Instabilitäten, wie Rotating Stall und Pumpen, verantwortlich sein. Eintrittsstörungen beeinträchtigen die homogene Strömungsverteilung im Einlaufkanal erheblich und können starke

Fehlanströmungen des ersten Rotors verursachen. Ziel dieser Arbeit ist deshalb, den Einfluss kombinierter Eintrittstotaldruckstörungen auf das Betriebsverhalten des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212 zu untersuchen. Zu diesem Zweck können im Einlaufkanal des Verdichters zwei Störgeneratoren eingebaut werden, mit denen einer stationären Totaldruckstörung eine rotierende überlagert werden kann. Dabei ist es möglich, die Drehzahl und -richtung der rotierenden Eintrittsstörung frei zu regeln. Zunächst erfolgen eine Vermessung des Strömungsfeldes im Verdichtereintritt und der Versuch, Abhängigkeiten der eintretenden Störungen in Interaktion mit dem Verdichter zu finden.

Danach wird der Einfluss der Eintrittsstörungen auf das Verdichterbetriebsverhalten im Kennfeld betrachtet. Es werden die Stärke des Leistungsverlusts und die Verschiebung der Pumpgrenze in Abhängigkeit der variierten Parameter untersucht. Weiterhin wird analysiert, wie sich die eintretenden Totaldruckstörungen auf das instabile Betriebsverhalten links der Pumpgrenze auswirken. Da insbesondere für die Auslegung von Turbostrahltriebwerken das Betriebsverhalten des Verdichters jenseits der Pumpgrenze von Interesse ist, wurden Modelle zur Simulation eines solchen Verhaltens entwickelt. Des Weiteren liefern diese Modelle einen tieferen Einblick in das instationäre Betriebsverhalten des Verdichters und tragen durch ihre Verwendungsfähigkeit als Hilfsmittel zur Vorauslegung von Turbostrahltriebwerken zur Reduzierung von Entwicklungskosten bei. Aus diesem Grund werden die experimentellen Beobachtungen in der Maschinencharakteristik mit den numerischen Ergebnissen eines modifizierten Greitzer-Moore Modells verglichen.

Zum Schluss der Arbeit erfolgt eine Strömungsanalyse im Verdichtereintritt und im axialen Schnitt beim Einsetzen der aerodynamischen Instabilitäten. Es wird mit verschiedenen Analysewerkzeugen der Versuch unternommen, Vorläufer zu detektieren und Abhängigkeiten zu den kombinierten Eintrittsstörungen herauszustellen.

2 Verdichterbetriebsverhalten

Bei dem Betriebsverhalten von Verdichtern kann zwischen dem stabilen, quasistabilen und instabilen Betrieb unterschieden werden. Neben dem enormen Leistungsverlust, den die gesamte Maschine erleidet, wenn sie nicht im stabilen Bereich arbeitet, wirken starke mechanische und thermische Belastungen an den Bauteilen. Dies kann zu Beschädigungen bis hin zum Ausfall des gesamten Verdichters führen. Daher ist es von Interesse, die genaue Lage dieser Grenze zu jedem Zeitpunkt zu kennen, um ein Überschreiten in den instabilen Bereich zu vermeiden. Sollte die Stabilitätsgrenze doch überschritten werden, besteht ein weiteres Bestreben darin, den Verdichter mittels bestimmter Regelsysteme zurück in den stabilen Betriebsbereich zu führen.

2.1 Stabiles Verhalten

2.1.1 Verdichterkennfeld

Das Betriebsverhalten eines Triebwerks ergibt sich aus dem Zusammenspiel der verschiedenen Komponenten Einlauf, Verdichter, Brennkammer, Turbine und Düse. Jede Komponente verfügt über eine spezielle Charakteristik für von der Auslegung abweichende Betriebspunkte. Dabei wird der jeweilige Betriebspunkt des Triebwerks durch den Leistungsbedarf und durch den Zustand in der Flugumhüllung bestimmt. Die einzelnen Komponenten sind untereinander durch die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie gekoppelt. Außerdem gilt das Leistungsgleichgewicht an den Wellen, sowie Drehzahlgleichheit für Verdichter und Turbinen, die auf der gleichen Welle sitzen – es gelten die Verträglichkeitsbedingungen.

Die Darstellung des Betriebsverhaltens von Verdichtern ergibt sich aus der thermodynamischen Aufgabe dieser Komponente, Energieumwandlungen für gegebenen Massendurchsatz mit niedrigen Verlusten zu erzielen. Der Betriebspunkt wird dabei im Wesentlichen festgelegt durch die Zuordnung von Arbeitsprozessdaten (Totaldruck und Totaltemperatur), der Güte der Energieumsetzung und dem geforderten Massendurchsatz. Da jedoch die darzustellenden Energieänderungen stark von den Umgebungsbedingungen abhängen, müssen die Kennfelder in Bezug zu den Eintrittsbedingungen dargestellt werden, was sie sehr unübersichtlich werden lässt. Aus diesem Grund werden Ähnlichkeitsgesetze herangezogen, um über Ähnlichkeitskenngrößen, anstelle der Zustandsgrößen, Betriebszustände unter verschiedenen Eintrittsbedingungen und Einsatzverhältnissen vergleichen zu können. Das Kennfeld erhält so einen universellen Charakter.

Übliche Kennfelddarstellungen für mehrstufige Verdichter stellen die Beziehung zwischen dem Druckverhältnis und den Pseudokennzahlen (reduzierte und korrigierte Werte) für Massendurchsatz und Drehzahl her und enthalten den isentropen Wirkungsgrad entweder als Muschelkurven oder als Funktion des Durchsatzparameters. Das Verdichterkennfeld zeigt dann folgende Abhängigkeiten bei Verwendung der reduzierten Werte für Massendurchsatz und Drehzahl:

$$\Pi_V = \frac{p_{t,3}}{p_{t,2}} = f\left(\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_{t,2}}}{p_{t,2}}; n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{t,2}}}\right), \quad (2.1)$$

$$\eta_{is,V} = \frac{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{t,3}}{T_{t,2}} - 1} = f\left(\frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_{t,2}}}{p_{t,2}}; \frac{n}{\sqrt{T_{t,2}}}\right), \quad (2.2)$$

gemäß der im Luftfahrttechnischen Handbuch (LTH) vereinbarten Konventionen. Die Abbildung 2.1 zeigt schematisch ein typisches Verdichterkennfeld.

Auf der Abszisse wird der reduzierte Massenstrom als Funktion von Totaltemperatur und -druck am Verdichtereintritt aufgetragen. Auf der Ordinate sind das Verdichterdruckverhältnis Π_V als Verhältnis der Totaldrücke im Verdichteraustritt zu dessen Eintritt und der isentrope Wirkungsgrad bestimmt. Die eingetragenen Linien sind die konstanten reduzierten Drehzahllinien $n_{red} = n \cdot (T_{t2})^{-0,5} = const$. Auf ihnen liegen die jeweiligen Betriebspunkte. Diese wandern, je nach Drosselgrad des Verdichters, in Richtung Pumpgrenze bzw. Schluckgrenze, welche das stabile Betriebsverhalten des Verdichters bestimmen.

Die Ermittlung eines solchen Kennfeldes erfolgt üblicherweise experimentell auf einem Verdichterprüfstand. Bei konstanten reduzierten Drehzahlen wird der Massenstrom durch eine hinter dem Verdichter angeordnete Drossel verstellt.

Drosselt man den Luftdurchsatz, verringert sich die axiale Strömungsgeschwindigkeit im Verdichter. Im Extremfall entsteht ein Strömungsabriss an der Profilsaugseite der Laufschaufeln. Der Verdichter arbeitet instabil. Führt man diese Untersuchungen auch für andere Drehzahlen durch und verbindet die Punkte des Strömungsabrisse, so ergibt sich als obere Grenze der stabilen Arbeit die Pumpgrenze.

Wird dagegen die Drossel bei gleich bleibender reduzierter Drehzahl geöffnet, vergrößert sich der Luftdurchsatz. Die axiale Strömungsgeschwindigkeit nimmt zu. Im Extremfall erreicht sie im engsten Querschnitt der Schaufelzwischenräume Schallgeschwindigkeit. Somit kann der Luftdurchsatz nicht weiter gesteigert werden. Diese untere Grenze des stabilen Arbeitsbereichs wird als Schluckgrenze bezeichnet.

Pump- und Schluckgrenze schließen also den stabilen Arbeitsbereich des Verdichters zwischen minimalen bzw. maximalen Durchsatz ein. Für einen stabilen Betrieb des Verdichters muss die Entfernung von Arbeitslinie und Pumpgrenze, der so genannte Pumpgrenzenabstand oder SM („Surge Margin“), immer genügend groß sein, damit auch bei Laständerungen kein Strömungsabriss entsteht. Dieser Abstand ist definiert als:

$$SM = \frac{\Pi_{V,PG} - \Pi_{V,BP}}{\Pi_{V,BP} - 1} \tag{2.3}$$

Zur Beschleunigung eines Triebwerks muss die Rotorträgheit, charakterisiert durch das Massenträgheitsmoment aller rotierenden Teile, überwunden werden. Die dazu erforderliche

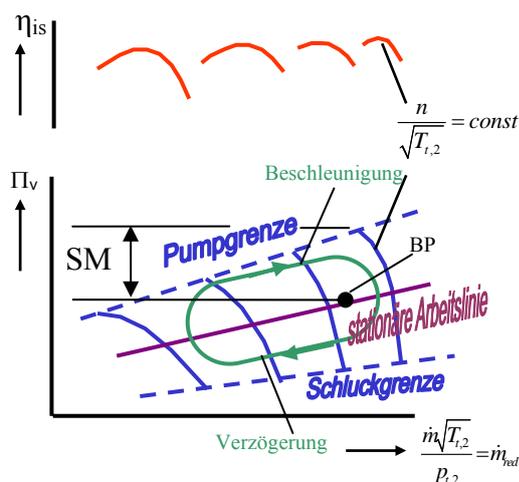


Abbildung 2.1: Schematisches Verdichterkennfeld

Leistung wird aus der Überschussleistung der Turbine gewonnen. In der Regel wird eine Beschleunigung durch eine Brennstoffstromerhöhung in der Brennkammer durchgeführt. Durch die höheren Brennkammertemperaturen bei gleichem Volumen und zunächst gleichem Massendurchsatz steigt der Brennkammerdruck (wirkt wie eine Drossel) und somit das Verdichterdruckverhältnis. Massendurchsatz und Drehzahl werden erst langsamer durch die entstehende Überschussleistung an der Turbine erhöht (Trägheit). Dadurch kann es zu einer gefährlichen Annäherung an die Pumpgrenze kommen. Verzögerungen werden entsprechend durch Verringerung

des Brennstoffmassenstroms und damit Verringerung der Turbinenleistung erzielt. Dadurch sinkt der Brennkammerdruck, was einer Entdrosselung des Verdichters gleichkommt. Somit sinkt das Verdichterdruckverhältnis bei zunächst konstantem reduzierten Massenstrom. Eine

Verzögerung ist in der Regel nicht so kritisch wie eine Beschleunigung, doch muss ein Erreichen der Verlöschgrenze vermieden werden. In diesem Falle würde die Flamme durch zu hohen Luftüberschuss bzw. durch Brennstoffmangel verlöschen.

2.1.2 Steuerung des Betriebspunktes

Im Triebwerk wird der Betriebspunkt des Verdichters im Wesentlichen über den Gashebel und somit der Treibstoffzufuhr gesteuert, am Verdichterprüfstand erfolgt dies über die Verstellung der Antriebsdrehzahl und einer druckseitigen Drossel.

Um den Vorgang des Androsselns entlang einer Drehzahllinie näher zu beschreiben, wird im Folgenden das Betriebsverhalten einer Stufe mitsamt seiner Geschwindigkeitsdreiecke betrachtet (Abbildung 2.2). Wird der Verdichter bei konstanter reduzierter Drehzahl androsselt, sinkt nach der Kontinuitätsgleichung der durchgesetzte Massenstrom. Dadurch verringern sich die axiale Geschwindigkeit der Strömung und somit auch die Lieferzahl sowie die Geschwindigkeitsdreiecke. Dabei bleiben aber der relative Abströmwinkel β_2 und der absolute Zuströmwinkel α_1 über einen weiten Betriebsbereich stabil, während der relative Zuströmwinkel β_1 größer und der absolute Abströmwinkel α_2 kleiner werden. Die Totalenthalpie und damit auch die Leistungszahl steigen, da sie eine Funktion der Umfangskomponente der Absolutströmung darstellen. Somit wandert der Betriebspunkt im Kennfeld auf der Drehzahllinie in Richtung Pumpgrenze.

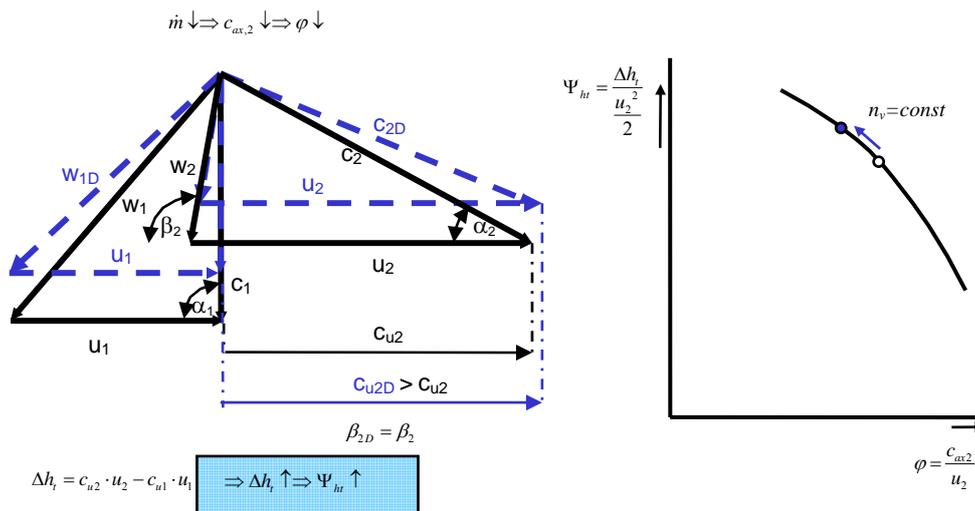


Abbildung 2.2: Verhalten beim Androsseln

2.2 Instabiles Verhalten

Bei dem instabilen Betriebsverhalten kann der Verdichter seiner eigentlichen Aufgabe – der Verdichtung des Arbeitsmediums – nicht mehr nachkommen. Im Kennfeld bewegt sich der jeweilige Betriebspunkt dann nahe der Pumpgrenze oder gar jenseits von ihr. Man unterscheidet dabei grundsätzlich zwischen zwei Formen der aerodynamischen Instabilität: der Rotierenden Ablösung („Rotating Stall“) und dem Verdichterpumpen („Surge“), wobei es zu einem teilweisen Abreißen der Strömung im ersten Fall und zu einem kompletten Strömungsabriss im zweiten kommt. Meist führt aerodynamische Überbelastung der Schaufeln infolge einer Fehlanströmung, mit positiven oder negativen Inzidenzwinkeln, zu solchen Betriebszuständen, welche mit erheblichen Wirkungsgradeinbußen verbunden sind.

2.2.1 Ursachen instabiler Betriebszustände

Instabile Verdichterbetriebszustände können in verschiedenen Situationen entstehen, zum Beispiel beim Beschleunigen des Triebwerkes, beim Start oder anderen Fluglagen, die sich außerhalb des Auslegungspunktes befinden.

2.2.1.1 Eintrittsstörungen

In einem Zweiwellentriebwerk wird der Verdichtungsprozess von einem NDV und einem HDV übernommen. Dabei ist der HDV aerodynamisch höher belastet und deshalb auch anfälliger für Strömungsinstabilitäten. Bei extremen Fluglagen, wie Steig-, Sink- und Kurvenflug, kann es am Triebwerkseinlauf zu Strömungsablösungen und damit zu stationären Eintrittstotaldruckstörungen kommen. Diese können sich durch den NDV fortsetzen (Jahnen, 1998) und den HDV belasten. Des Weiteren kann es passieren, dass ein im Rotating Stall arbeitender NDV eine rotierende Totaldruckstörung für den stromab liegenden HDV ausbildet. Diese Phänomene können auch gekoppelt auftreten (Abbildung 2.3) und das Betriebsverhalten erheblich belasten. Denn ähnlich wie beim druckseitigen Drosseln des Verdichters führen auch Eintrittsstörungen zu einer Fehlanströmung der Beschauflung, was zum Abreißen der Strömung führen kann. Es gilt herauszufinden, unter welchen Umständen auftretende Eintrittsstörungen zu einem Einbruch der Pumpgrenze führen und wie sich der Übergang in den instabilen Arbeitsbereich im Vergleich zur ungestörten Zuströmung verhält.

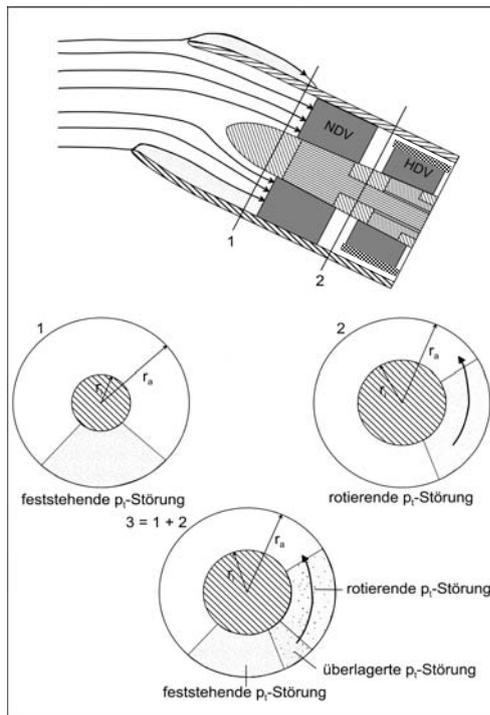


Abbildung 2.3: Kombination von Eintrittstotaldruckstörungen

Bereits 1969 untersuchte Reid Totaldruckstörungen und deren Einfluss auf die Verdichterstabilität. Er verwendete sowohl Einfachsektoren unterschiedlicher Ausdehnung als auch Mehrfachsektoren, die gleichmäßig im Ringraum angeordnet waren. Prinzipiell sind Einsektor-Störgeneratoren effektiver als Mehrsektorstörgeneratoren. Ab einer Ausdehnung von 60° erreicht der Totaldruck im gestörten Gebiet ein Minimum, das bei weiterer Sektorvergrößerung stagniert. Lediglich die Breite des beeinflussten Gebietes nimmt zu. Der 60° Einfachstörgenerator erzeugt deshalb am effizientesten Totaldruckstörungen und wird später von Jahnen (1998) verwendet. Reid definierte den DC_{60} -Faktor (vgl. Kapitel 5.6), der sich auf ein 60° breites Ringraumsegment bezieht und eine quantitative Aussage über die Störintensität liefert.

Bei Untersuchungen zu Einlaufstörungen setzte Cousins (2003) den NDV des Triebwerkes PW308 ein. Zur Erzeugung der Störung wurde zum einen ein 180° -Drahtsieb und zum anderen zwei 90° -Drahtsiebe verwendet. Bedingt durch die Einlaufstörung wurde ein Absenken der Pumpgrenze sowie ein signifikanter Leistungsverlust beobachtet.

Schäffler (1985) fand bei Untersuchungen zur Pumpgrenze heraus, dass gegensinnig drehende NDV und HDV stabiler arbeiten als gleichsinnig drehende Konfigurationen. Im Triebwerk RB 199 wurde eine gegensinnige Konfiguration realisiert, dessen HDV in der Folgezeit für weitere Analysen zu Eintrittsstörungen herangezogen wurde. Gregory (1992) entwarf mehrere konstruktive Lösungen, Totaldruckstörungen zu erzeugen, wie sie durch S-förmig geformte Triebwerkseinläufe mit Seitenklappen hervorgerufen werden können. Seine Überlegungen

reichten von einem zentralen achssymmetrischen Luftspritzsystem, das variable Massenströme entgegen des Hauptmassenstroms ausblasen konnte, bis hin zu rotierenden Scheiben mit exzentrischem Loch. Seinen Überlegungen zu Folge sind Siebe und Sektortotaldruckstörgeneratoren ausreichend geeignet, um realistische Störungen zu erzeugen. Sowohl Jahnen (1998) als auch Leinhos (2003) untersuchten feststehende Einsektor-Totaldruckstörgeneratoren sowie auch Drallerzeuger und deren Einfluss auf die Ausbildung von Verdichterinstabilitäten. Während Leinhos (2003) am NDV des Larzac 04 feststehende Drahtgitter von 90° bis 120° Ausdehnung verwendete, bediente sich Jahnen (1998) eines im Ringraum verfahrbaren Störgenerators für den HDV Rig212. Jahnen variierte die Gitterporosität bei den 60°, 90° und 120° Störgeneratoren. Bei den untersuchten Störungen ergaben sektorielle Eintrittstotaldruckstörungen im Vergleich mit Drallstörungen den größeren Leistungsverlust. Weiterhin führten sie im stationären Betrieb zu einem Absenken der Pumpgrenze, was eine Reduzierung des Arbeitsbereiches ergab. Allgemein wurde eine verminderte Leistungsumsetzung des Verdichters festgestellt. Auffallend ist, dass sich die sektorielle Störung durch den Verdichter fortsetzte und nur gering ausmischte.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen erforschte Peters (2004) ebenfalls am Rig212 den Einfluss rotierender Eintrittstotaldruckstörungen auf die Lage der Pumpgrenze und deren Abhängigkeit von Verdichterdrehzahl und Störgeneratordrehzahl. Eine umlaufende 120°-Zelle gestörter Strömung, wie sie vergleichsweise im NDV gebildet werden kann, wurde in ihren Auswirkungen auf den HDV untersucht. Es wurden gleichsinnig und gegensinnig drehende Eintrittsstörungen aufgeprägt. Die größte Reduzierung des Pumpgrenzenabstandes wurde bei hoher Verdichterdrehzahl und gleichsinnig laufender Eintrittsstörung beobachtet. Dies zeigte schon Schäffler (1985) in seinen Untersuchungen.

Longley et al. (1994) untersuchten mit einem ähnlichen Versuchsaufbau wie Peters rotierende Eintrittsstörungen an einem vierstufigen HDV. Zum Erzeugen der Eintrittsstörungen wurden 120°-Drahtgittersektoren verwendet, die gleich- und gegensinnig mit bis zu 100% Verdichterdrehzahl rotieren konnten. Zudem wurden vier verschiedene Schaufelgeometrien vermessen. Als wichtigste Erkenntnis nennt Longley den Einfluss der Geschwindigkeit der rotierenden Eintrittsstörung, und dass bei gleichsinniger Drehrichtung des Störgenerators der Stabilitätseinbruch wesentlich größer ist als bei gegensinnig drehender Störung. Der Einbruch der Stabilitätsgrenze ist somit eine Funktion der Störungsgeschwindigkeit und -richtung.

Untersuchungen zu kombinierten Eintrittsstörungen sind bisher kaum unternommen wurden und bilden deshalb den Schwerpunkt dieser Arbeit. Weiterhin dienen sie als konsequente Fortführung der Arbeiten von Jahnen (1998) und Peters (2004).

2.2.1.2 Beschleunigungsvorgänge

Befindet sich ein Triebwerk im Gleichgewichtszustand, sind die ein- und ausströmenden Massenströme identisch. Aber bei kurzzeitigen instationären Änderungen (zu starke/schnelle Beschleunigung) ist dies nicht mehr der Fall, da es hierbei zu einer Störung des Leistungsgleichgewichts zwischen Turbine und Verdichter kommt, so dass für eine gewisse Zeit die durch den Verdichter zuströmende Luftmasse unterschiedlich von der durch die Turbine abströmende sein kann. Bei diesem transienten Prozess kann es passieren, dass in der Brennkammer der Gegendruck so groß wird, dass der Verdichter nicht mehr in der Lage ist, Luft entgegen einem solchen Druckgradienten zu fördern. Hierdurch kann die Strömung abreißen und die Pumpgrenze überschritten werden. Es kommt zu instabilen Betriebszuständen im Verdichter. Am Verdichterprüfstand erreicht man denselben Effekt, indem das Plenum zwischen Verdichteraustritt und Drossel durch deren Schließen förmlich mit Luft aufgeladen wird.

Bei zweiwelligen Triebwerken ergibt sich ein aus Nieder- und Hochdruckteil bestehendes, mechanisch entkoppeltes – aber aerodynamisches streng gekoppeltes – System von zwei

Verdichtern, das aufeinander abgestimmt werden muss. Daraus folgt die Forderung, dass der HDV, der mit einer anderen Drehzahl läuft als der NDV, die vom Niederdruckteil gelieferte Luft aufnehmen und weiterleiten kann. Dies ist bei niedrigen Drehzahlen im Allgemeinen nicht möglich, so dass der HDV dann wie eine Drossel für den NDV wirkt, d.h., dessen Durchfluss begrenzt. Zu ähnlichen Problemen kommt es auch bei transienten Vorgängen wie der Beschleunigung. Auf die Brennstoffzufuhr im Triebwerk reagiert der HDV wegen seines im Allgemeinen geringeren Massenträgheitsmoments viel dynamischer als der „trägerere“ NDV. Beim Beschleunigen des Triebwerks wird der NDV durch den stark ansaugenden HDV entlastet, während er beim Verzögern einen zu hohen Massenstrom für den HDV liefert und so angedrosselt wird. Durch das Schließen der Schubdüse wird das Verdichtungssystem druckseitig angedrosselt, was ebenfalls zu instabilen Betriebszuständen führen kann. Der Massenstrom durch den Verdichter nimmt ab und die komprimierte Luft kann nicht so schnell abfließen, wodurch ein erhöhter Druck aufgebaut wird.

2.2.2 Fehlanströmung

Die Abbildung 2.4 zeigt die Fehlanströmung anhand der Eintrittsströmung am Laufrad. Der Winkel $\beta_{f,1}$ beschreibt den so genannten Metallwinkel der Schaufeln – der Winkel, der von der Schaufelsehne festgelegt wird. Beim Winkel β_1 handelt es sich um den realen Zuströmwinkel – der Winkel, der von der Strömung festgelegt wird. Da eine Anströmung mit dem Metallwinkel der Auslegung entspräche, ist jegliche Abweichung der Strömung als Fehlanströmung zu bezeichnen, was quantitativ mit dem Inzidenzwinkel i erfasst wird. Wird entsprechend der Abbildung der Inzidenzwinkel negativ, so liegt ein Rückenstoß vor, was ein druckseitiges Ablösen der Strömung nach sich zieht. Im anderen Fall, d.h. bei positivem i , liegt ein Bruststoß vor, was eine saugseitige Ablösung bewirkt.

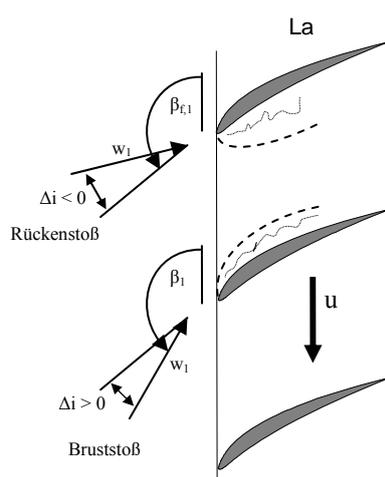


Abbildung 2.4: Brust- und Rückenstoß infolge Fehlanströmung am Laufrad

Wird der Verdichter zu stark angedrosselt, wird durch den größeren relativen Zuströmwinkel auch die Fehlanströmung im Laufrad verstärkt (größerer Inzidenzwinkel). Dies kann nach der saugseitigen Strömungsablösung zur kompletten Kanalversperrung führen. Damit ist auch geklärt, warum ab einem bestimmten Punkt die Druckzahl im Kennfeld

wieder abnimmt, da infolge der Ablösung eine geringere Strömungsumlenkung stattfindet und somit der relative Abströmwinkel bei zu großer Fehlanströmung doch nicht mehr als konstant anzunehmen ist.

Aufgrund der Tatsache, dass die Lage der BP'e im Kennfeld mit der besten Leistung des Verdichters, also bei hohen Druckverhältnissen und Wirkungsgraden, in der Nähe der Pumpgrenze liegen, werden die Sicherheitsabstände zur Stabilitätsgrenze aus Effizienzgründen gering gehalten. Das führt dazu, dass man den Verdichter schon bei geringen Änderungen der Zu- und Abströmbedingungen in den instabilen Bereich führen kann.

2.2.3 Rotierende Ablösung („Rotating Stall“)

2.2.3.1 Allgemeine Beschreibung des Phänomens

Die Strömungsablösung an den Schaufeln ist ein Prozess, der nicht an allen Schaufeln eines betroffenen Gitters gleichzeitig einsetzt, sondern gerade zu Beginn des Abreißvorganges auf

einzelne Schaufelbereiche, sowohl in Umfangs- als auch in Radialrichtung, begrenzt ist (Day, 1996)). Dieses verdichtertypische Phänomen wird als Rotierende Ablösung („Rotating Stall“) bezeichnet und taucht in Situationen auf, in denen die gespeicherte potentielle Energie im Plenum stromab des Verdichters relativ gering ist. Dies ist insbesondere bei niedrigen Drehzahlen oder kleinen Volumina hinter dem Verdichteraustritt zu beobachten.

Bevor ein Großteil der Verdichterströmung zusammenbricht, kommt es zum Abreißen in einzelnen Schaufelkanälen, wodurch sich die Druckerhöhung in diesem Schaufelkanal vermindert und der effektiv durchströmte Querschnitt verkleinert wird. Eine Stallzelle ist eine klar definierte Fläche gestörter Strömung, welche im Relativsystem den Verdichter in gleicher Richtung wie die Rotoren, jedoch mit geringerer Geschwindigkeit, umläuft. Deshalb tritt jede Rotorschaukel in die gestörte Region ein und wieder aus. Dieser Prozess bringt thermische Energie in die gestörte Strömung. Zusätzlich ist jede Schaufel fluktuierenden mechanischen Belastungsbedingungen ausgesetzt, wenn sie in die Stallzellen ein- und austritt. Materialversagen ist oft das Ergebnis. Auch ein relativ plötzliches Schaufelversagen infolge von Resonanz ist möglich, wenn die periodischen Anregungen im Bereich der Eigenschwingungen der Schaufeln liegen.

Das Auftreten von Rotating Stall in einem Verdichter resultiert in einem plötzlichen Abfall des Verdichterdruckverhältnisses. Einmal im Stall, muss die Austrittsdrossel sehr weit zurück gefahren werden, um wieder in einem Bereich ohne Strömungsablösung arbeiten zu können. Das Bemühen des Verdichters, die Ablösung rückgängig zu machen, resultiert in einer Hystereseschleife (vgl. [Kapitel 2.2.3.3](#)) durch die eingeschlossene Fläche in der Charakteristik. Durch die Hysterese muss ein Verdichter, der erst einmal Rotating Stall ausgebildet hat, virtuell ausgeschaltet werden, bevor er wieder beschleunigt werden kann. Im Triebwerk bedeutet dies, die Brennstoffzufuhr praktisch abzustellen. Es ist eine allgemeine Beobachtung, dass die Größe der Hystereseschleife mit der ausgelegten Belastung steigt.

2.2.3.2 Bewegung von Stallzellen

Stallzellen entstehen, wenn der Durchfluss des Verdichters derart fällt, dass er gezwungen ist, Teile des Ringraums durch die Verblockung mit Stallzellen runter zu fahren, so dass der Rest des Ringraumes mit einem komfortableren Massenstrom arbeiten kann. Diese Beschreibung erklärt die Versperrungsfunktion von Stallzellen, aber sagt nichts darüber aus, warum sie rotieren (Day, 1996).

Die erste Erklärung dafür wurde von Emmons et al. 1955 geliefert. Cumpsty (1990) hat, basierend auf Daten von McDougall (1990), die Idee auf Zellen größerer Proportionen erweitert. Vor dem durch zu große Inzidenz angeströmten und folglich auf der Saugseite abgelösten Schaufelkanal staut sich das Strömungsmaterial auf und wird zur Seite hin abgedrängt. Als Folge wird die Nachbarschaukel unter einem zu steilen Strömungswinkel angeströmt. Es kommt auch hier zu einem Strömungsabriss. Die zuvor abgelösten Strömungskanäle werden aerodynamisch entlastet und wieder ungestört angeströmt. Es entstehen so Ablösezellen (Stallzellen) mit einer Breite von einer bis zu mehreren Teilungen. Bei einer Rotorreihe, wird sich die Störung aufgrund dieses Mechanismus im relativen Koordinatensystem entgegengesetzt zu den

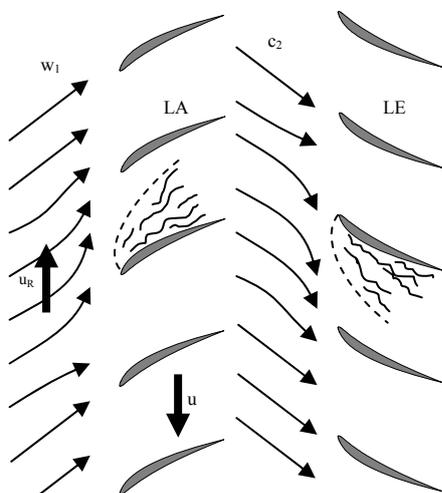


Abbildung 2.5: Schema Rotating Stall

Schaufeln bewegen. Aber aufgrund dessen, dass die Fortschrittsgeschwindigkeit geringer ist als die der Rotoren, wird im festen Koordinatensystem eine Vorwärtsbewegung der Stallzellen, also eine Bewegung in Rotordrehrichtung, festgestellt. Abbildung 2.5 zeigt diesen Prozess schematisch. In einer stationären Statorreihe wird es ebenfalls eine Bewegung der Stallzellen in die gleiche Richtung geben. Deshalb ist es möglich, dass eine kohärente Stallzelle in einer mehrstufigen Maschine mit Rotoren und Statoren existieren kann und sich in dieselbe Richtung bewegt (Day, 1996). Für die meisten Zellen werden im Absolutsystem Umlaufgeschwindigkeiten von 40%-70% der des Rotors entwickelt.

Viele Arbeiten, wie die von Saathoff (2001), zeigen, dass die genauen Details der Strömung in und um eine Stallzelle herum komplizierter sind als hier skizziert. Für eine qualitative Betrachtung sind die gegebenen Erklärungen hinreichend realistisch.

Die Strömungsmuster in Stallzellen sind extrem komplex. Das Fluid in den Stallzellen hat einen zu geringen axialen Impuls, um dem gegenläufigen Druckgradienten von hinten nach vorne im Verdichter standzuhalten, und driftet deshalb oft in die umgekehrte Richtung.

2.2.3.3 „Part-span“ und „Full-span“ Stall

Zahlreiche experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass sich auf dem Umfang, beim Androsseln des Verdichters, erst eine und später, bei weiterem Drosseln, mehrere rotierende Ablösezellen ausbilden können. In Laufrädern treten die so genannten „Part-span“ Stallzellen bevorzugt in den Außenschnitten und in Leiträdern bevorzugt in den Nabenschnitten auf und sind so auf einen radialen Bereich beschränkt.

Mit stärkerer Drosselung nimmt die rotierende Ablösung die gesamte radiale Schaufelstreckung ein und breitet sich als einzige umlaufende Zelle, als „Full-span“ Stallzelle, über etwa ein Viertel bis zur Hälfte des Gitterumfangs aus. Ein weiteres Drosseln führt zum Strömungsabriss auf dem gesamten Querschnitt und damit ins Pumpen (Traupel, 1982).

Der grundlegende Unterschied zwischen diesen beiden Typen der Stallzellen und der Effekt auf die Verdichterleistung sind in Abbildung 2.6 illustriert. Die obere rechte Seite der Abbildung zeigt den Ringraum mit drei kleinen „Part-span“ Stallzellen. Diese Zellen sind Gebiete von stark gestörter Strömung, welche um den Ringraum des Verdichters rotieren und zu einem moderaten Verlust des Verdichterdruckverhältnisses führen – der Abfall von Punkt B zu C1 auf der Drosselcharakteristik (Sekundärcharakteristik).

Day hat 1996 die typischen Eigenschaften von „Part-span“ Stallzellen zusammengestellt: Sie werden an Schaufeln beobachtet, deren Streckungsverhältnis („Aspect Ratio“) groß ist, zum Beispiel die ersten Stufen von mehrstufigen Verdichtern, einstufige Verdichter oder andere Verdichter mit geringen Druckverhältnissen. Die Anzahl der Stallzellen ist fast immer größer als eins. Sie betreffen meist nur den Bereich der Schaufelspitze („Tip Region“) des Rotors. In vielen Fällen ist die Versperrung im Tip-Bereich verbunden mit einem Ansteigen der Geschwindigkeit nahe der Nabe, wenn die Strömung um die Blockierung herum abgelenkt ist. „Part-span“ Stallzellen sind meist gleichmäßig über den Ringraum verteilt. Sie rotieren dabei schneller als ihre „Full-span“ Gegenstücke, für gewöhnlich mit 50%-70% der Rotordrehzahl. „Part-span“ Zellen sind oft nur auf die ersten ein bis zwei Schaufelreihen am Anfang des Verdichters beschränkt und sind nur selten über die ganze Maschine ausgedehnt. Der relativ geringe Druckverlust, der durch die „Part-span“ Stallzellen verursacht wird, bedeutet, dass die meisten Flugtriebwerke das Vorhandensein solcher Stallzellen bei geringen Geschwindigkeiten tolerieren und durch das Problem zu höheren Geschwindigkeiten beschleunigen können, wo die Zellen verschwinden.

Im Kontrast dazu zeigt die obere linke Seite der Abbildung 2.6 eine „Full-span“ Stallzelle mit dem dazugehörigen Druckverlust (B zu C2, Tertiärcharakteristik), der bei Auftreten dieser

Zelle erscheint. Dieses Abreißen der Strömung wird auch als tiefes Abreißen („deep stall“) bezeichnet. Der Verlust ist stärker als bei den „Part-span“ Zellen und wird umso größer, je mehr Stufen es im Verdichter gibt. Die charakteristischen Eigenschaften von „Full-span“

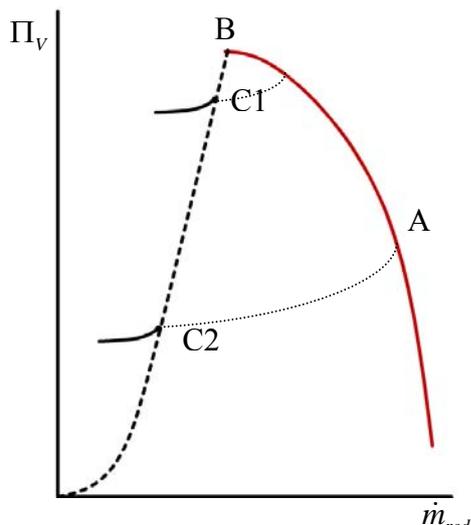
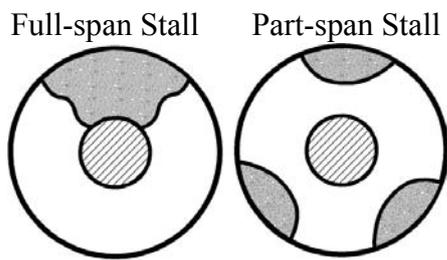


Abbildung 2.6: Rotating Stall in der Verdichtercharakteristik

Stallzellen fasst Day (1996) folgendermaßen zusammen: Sie treten in den meisten Verdichtern auf, besonders in mehrstufigen Maschinen mit geringem „Aspect Ratio“ und großen Druckerhöhungen. Sie entwickeln sich gewöhnlich zu einer einzigen Stallzelle, insbesondere in mehrstufigen Verdichtern. Bis zu drei Stallzellen wurden in einstufigen Verdichtern beobachtet, aber eine einzige Stallzelle hat bei weitem die meiste Verbreitung. In Fällen, wo mehr als eine „Full-span“ Zelle präsent ist, sind diese um den Ringraum nicht unbedingt gleich verteilt. Es wurde oft beobachtet, dass zwei „Full-span“ Zellen zu einer verschmelzen, wenn der Verdichter für eine gewisse Zeit im Stall operiert. Das wurde jedoch nicht bei den „Part-span“ Stallzellen registriert. Des Weiteren rotieren „Full-span“ Zellen langsamer als „Part-span“ Zellen, gewöhnlich mit 40%-50% der Rotordrehzahl. Allgemein kann behauptet werden, dass je größer die Umfangsausdehnung der Zelle ist, umso langsamer rotiert sie. Das Ausmaß des auftretenden Druckverlustes, wenn sich eine „Full-span“ Zelle geformt hat, zwingt die meisten Flugtriebwerke, runter zu fahren. Eine Beschleunigung der Maschine während des „Full-span“ Stalls ist nicht möglich.

Wie in allen Fällen, wenn zwischen zwei ähnlichen Phänomenen eine Linie gezogen wird, gibt es auch hier Ausnahmen zur Regel.

2.2.4 Verdichterpumpen („Surge“)

2.2.4.1 Allgemeine Beschreibung des Phänomens

Das Verdichterpumpen („Surge“) ist eine systemweite Störung. Das gesamte Verdichtungssystem ist vom Instabilitätsprozess betroffen. Pumpen wird nur in einem System auftauchen, in dem eine signifikante Menge an Kompressionsenergie stromab des Verdichters gespeichert ist. Das Volumen der Brennkammer in einem Triebwerk reicht für gewöhnlich aus, um Pumpen zu verursachen. In dem Augenblick, in dem der Gegendruck am Austritt des Verdichters zu groß wird, reißt die komplette Strömung ab bis sich das Plenum auf ein bestimmtes Niveau entleert hat. Nach diesem Prozess legt die Strömung im Verdichter wieder an. Dieser lädt das Plenum auf bis der instabile Zustand erneut erreicht wird und es dann wieder zum plötzlichen Druckabfall kommt. Das Pumpen ist ein relativ niederfrequenter Prozess (max. 30 Hz (Fottner, 2000)).

Abbildung 2.7 illustriert schematisch, wie sich ein Verdichterbetriebspunkt in der Charakteristik entwickelt, sobald sich Surge etabliert hat. Der Betriebspunkt bewegt sich in einem kreisförmigen Muster um eine kontinuierliche Basis, wenn sich das Plenum füllt und wieder leert. Es ist zu bemerken, dass der zweite Pumpzyklus eine exakte Wiederholung des ersten ist, so lange an der Systemkonfiguration nichts geändert wird. Der Pumpprozess beginnt abrupt ohne vorherigen Aufbau (Day, 1996).

Bei mehrstufigen Maschinen kann es durchaus sein, dass einzelne Verdichterstufen bereits ihre Abreißlinie überschritten haben, während andere noch stabil arbeiten. Erst wenn alle Stufen abgerissen sind, setzt für den Verdichter der Pumpvorgang ein. Dabei tritt das Abreißen der Strömung bei hohen Drehzahlen und Druckverhältnissen zuerst in den letzten, aerodynamisch hoch belasteten, Stufen auf. Bei niedrigen Drehzahlen wird das Abreißen zuerst in den vorderen, dann auch hoch belasteten, Stufen erreicht. Ein Ablösen in den ersten Stufen muss nicht zwangsweise zum Pumpen des gesamten Verdichters führen, während im Allgemeinen das Abreißen der letzten Stufen zum Pumpen des Gesamtverdichters führt (Traupel, 1982).

2.2.4.2 Unterschiedliche Erscheinungsformen

Verbunden mit dem Füllen und Leeren des Plenums ist das Steigen und Fallen der Axialgeschwindigkeit durch den Verdichter. Zwei Typen von Pumpzyklen sind basierend auf den Fluktuationen der Axialgeschwindigkeiten identifiziert wurden. Greitzer (1976) bezeichnete diese Typen von Zyklen als „classic-Surge“ und „deep-Surge“ (Abbildung 2.7).

Bei beiden Formen reißt die Strömung über den gesamten Querschnitt ab. In dem Fall des

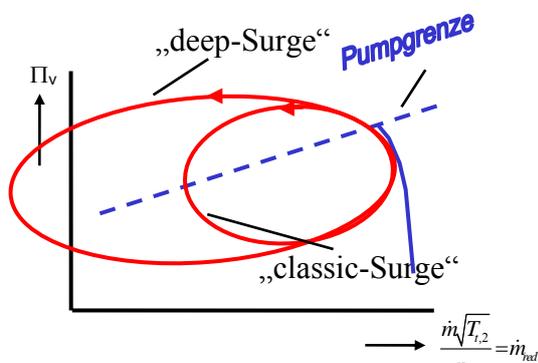


Abbildung 2.7: „classic“ und „deep“ Surge im Verdichterkennfeld

„classic-Surge“ sind die Druckfluktuationen allgemein kleiner und die Axialgeschwindigkeit verbleibt immer positiv, jedoch können beim „deep-Surge“ negative Massenströme erreicht werden. Es wird also Heißgas aus der Brennkammer durch den Verdichter zurück gefördert und Flammen können aus dem Eintritt eines Triebwerkes nach vorn austreten.

Die Druckwellen, die beim Pumpen durch den Verdichter laufen, sind so hochenergetisch, dass sie die Beschaukelung in kürzester Zeit vollkommen zerstören können. Beim „deep-Surge“ tritt aufgrund der Förderung des

Heißgases aus der Brennkammer zusätzlich eine enorm hohe thermische Belastung für die Beschaukelung auf.

Durch das Pumpen ist nicht nur der Verdichter, sondern das gesamte Triebwerk gefährdet. Es kann zum Beispiel die Flamme in der Brennkammer durch die Pumpstöße verlöschen oder sogar bis hinter die Turbine getragen werden.

2.2.5 Einleitungsprozesse bei Rotating Stall und Surge

Stall Inception ist der Prozess, bei dem sich die Strömung durch den Verdichter von einer achssymmetrischen Verteilung zu einer asymmetrischen ändert. Der komplette Prozess der Stalleinleitung kann in mehrere Phasen eingeteilt werden (Kapitel 5).

Tryfonidis (1995) untersuchte verschiedene HDV während der Stall Inception. Dabei zeigte sich, dass dem Einsetzen von Surge Rotating Stall vorausging. Deshalb reicht es aus, nur die Stalleinleitungsprozesse für Rotating Stall zu untersuchen.

In der Literatur können zwei nützliche Strömungsmodelle zur theoretischen Vorhersage der Stabilitätsgrenze gefunden werden, die in ihrem Ansatz grundsätzlich voneinander abweichen. Das ist zum einen die Theorie der kleinen Störungen („Modale Wellen“). Zum anderen wird von der aerodynamischen Überlastung einzelner Schaufelgitter („Spikes“) ausgegangen. Beide Modelle wurden anhand umfangreich durchgeführter experimenteller Arbeiten von McDougall et al. (1990) und Day et al. (1993, 1997) bestätigt und an unterschiedlichen Versuchsverdichtern diskutiert.

2.2.5.1 Langwellige Störungen („Modalwellen“)

Dieses Strömungsmodell, zunächst vorgeschlagen von Emmons et al. (1955), wird von Moore und Greitzer (1986) in ihrem Stabilitätsmodell erstmals auf mehrstufige Maschinen angewendet. Langwellige Störungen, die in dieser Arbeit behandelt werden, werden als Modalwellen bzw. Modalstörungen bezeichnet.

Bei Annäherung des Verdichters an die Stabilitätsgrenze, kann eine der axialen Geschwindigkeitskomponente überlagerte, homogene Welle beobachtet werden. Diese modale Oszillation der Geschwindigkeit besitzt eine Umlauffrequenz, die im Bereich von 20%-50% der Rotordrehzahl liegt. Die Größe der Amplitude ist mit ca. 2% der mittleren Geschwindigkeit gering (Walbaum, 1999). Die Wellenlänge der Störung ist gleich dem Umfang des Verdichters. Die Modalstörungen, manchmal als „pre-stall“ Wellen bezeichnet, wachsen in ihrer Intensität, wenn sich der Betriebspunkt der Stabilitätsgrenze nähert. Das geschieht ohne abrupten Wechsel in Amplitude oder Frequenz, bis eine voll entwickelte Stallzelle geformt ist.

McDougall et al. (1990) wiesen die Existenz von Modalwellen erstmals experimentell nach. Die Destabilisierung entsprechend der Theorie der kleinen Störungen tritt überwiegend in inkompressibel arbeitenden Verdichtern auf. Aufgrund der geringeren Axialkomponente im Wellental kommt es zu Fehlanströmungen der Laufschaufeln in diesem Bereich, die eine Ablösung der Strömung über mehrere Schaufelreihen hervorrufen – Rotating Stall setzt ein. Hat sich die Stall-Zelle voll ausgebildet, erhöht sich die Rotationsgeschwindigkeit der Instabilität. Garnier et al. (1991) waren auch in der Lage, diese modalen Störungen zu detektieren und zwar sowohl in NDV als auch in HDV. Tryfonidis et al. (1995) wiesen schließlich bei 9 verschiedenen HDV „pre-stall“ Wellen vor dem Auftreten von Rotating Stall nach.

Eine Zeit lang nach der Detektierung der Modalwellen wurde angenommen, dass das Problem der Stall Inception gelöst sei. Experimentelle Arbeiten durch Day (1993) haben jedoch gezeigt, dass in vielen Fällen Rotating Stall durch kurzwellige Störungen initiiert wird.

2.2.5.2 Kurzwellige Störungen („Spikes“)

Der zweite Mechanismus der Entstehung von Rotating Stall ist auf die aerodynamische Überlastung einzelner Schaufelgitter im Stufenverband zurückzuführen und wurde ebenfalls als erstes von Emmons et al. (1955) qualitativ erklärt. Hierbei kommt es zu stochastischen, kurzwelligen Ungleichförmigkeiten in der Verdichterzuströmung, die nur über einen kleinen Teil des Ringraums auftreten. Sie verursachen eine lokale aerodynamische Überlastung einzelner Schaufeln, was ein saugseitiges Ablösen der Strömung zur Folge hat. Die durch die Ablösung hervorgerufene lokale Kanalversperrung führt zu einer asymmetrischen Belastung der benachbarten Schaufeln des Gitters. Der druckseitige Grenzbereich der Störung stabilisiert sich, wogegen im gegenüber liegenden Gebiet die Fehlanströmung zunimmt. Eine saugseitige Verlagerung der Störung im Schaufelgitter ist die Folge. Da diese Art der Störung zu Beginn seiner Entwicklung eine geringe periphere Ausdehnung hat, wird sie auch als kurzwellige Störung oder Spike bezeichnet.

Spikes benötigen nur sehr wenige Rotorumdrehungen bis sie sich stabilisiert und zum voll entwickelten Rotating Stall ausgebildet haben. Die Umlaufgeschwindigkeit ist abhängig von der Zellgröße (Jackson, 1986). Zu Beginn der Entwicklung liegt sie zwischen 60%-80% der Rotorgeschwindigkeit und ist damit deutlich schneller als die Geschwindigkeit der Modalwellen. Während der Entwicklung zum Rotating Stall verringert sich aufgrund der Größenzunahme die Rotationsgeschwindigkeit der Stallzellen auf 40%-70% der Verdichterdrehzahl.

Eine eindeutige Klassifizierung von: inkompressibel / kompressibel bzw. NDV / HDV zu den jeweiligen Entwicklungsphänomenen: Modalwellen / Spikes kann nicht vorgenommen werden, Walbaum (1999). Day (1997) beobachtete in einigen Fällen beide Phänomene in überlagerter Form.

2.2.5.3 Einfluss des Spaltwirbels

Zwischen der Saug- und Druckseite des Rotors findet, bedingt durch die Druckdifferenz, am Gehäuse eine Ausgleichsströmung statt, die den so genannten Spaltwirbel bildet. Jüngere Untersuchungen aus dem numerischen Bereich weisen auf eine Rolle des Spaltwirbels und der Spaltbreite („Tip Clearance“) beim Entstehungsprozess von Rotating Stall hin. Huu Duc Vo (2001) fand mit stationären Rechnungen heraus, dass die Blockierung des Radialspalts zu Spike-ähnlichen Störungen führte. Bei hohen Druckverhältnissen wird der Kern des Spaltwirbels instabil und bricht zusammen („Vortex Breakdown“). Saathoff (2001) entdeckte an einem einstufigen Axialverdichter Hinweise auf diesen Vorgang.

Qualitativ ließe sich damit eine Erklärung für den Stalleinleitungsvorgang mit Spikes finden. Platzt ein Spaltwirbel beim Androsseln auf, so erfolgt eine Strömungsseparation auf die benachbarten Schaufelkanäle, was einer kurzweiligen lokalen Initialstörung entspricht.

2.2.6 Schaufelflattern

Dieses Phänomen wird am Prüfstand nicht erforscht, weshalb nur der Vollständigkeit halber darauf eingegangen werden soll. Gerade die dünnen Verdichterschaufeln neigen aufgrund der periodischen Interaktion zwischen Lauf- und Leitrad zum Schwingen, da ihre strukturellen Dämpfungseigenschaften relativ gering sind. Die dadurch angefachten Schaufelbewegungen verursachen ihrerseits, als Rückwirkung auf die Strömung, Luftkräfte, die, je nach Phasenlage zur Schaufelbewegung, als aerodynamische Dämpfung oder Anfachung wirken können. Wird nun infolge aerodynamischer Anfachung mehr Energie an eine Schaufel übertragen als diese aufgrund ihrer strukturellen Eigenschaften absorbieren kann (Energiedissipation durch strukturelle Dämpfung), so kommt es zum so genannten Flattern („Flutter“) der Schaufeln (Cumpsty, 1989).

2.3 Mehrstufigkeit und Kompressibilität

Der stabile Arbeitsbereich in Verdichtern wird durch die Schluck- und Pumpgrenze definiert. Bei mehrstufigen Axialverdichtern ergibt sich dabei jedoch die Besonderheit, dass die Stabilitätsgrenzen der einzelnen Stufen den stabilen Arbeitsbereich der gesamten Maschine bestimmen.

Wird ein Verdichter bei geringerer Drehzahl als der der Auslegung ($n_{BP} < n_{AP}$) betrieben (Hoch- und Runterfahren), so zeigt das Kennfeld, dass Druckverhältnis und Durchsatz kleiner werden. Der Gegendruck am Verdichteraustritt ist aufgrund der geringeren Verdichtung nicht mehr so groß. Deshalb erfährt die Strömung im düsenförmig gestalteten axialen Strömungskanal eine gewisse Beschleunigung. Das Axialgeschwindigkeitsniveau im Verdichteraustritt steigt ($c_{ax3,BP} > c_{ax3,AP}$). Entsprechend der Kontinuitätsgleichung macht sich im Verdichtereintritt der Rückgang des Massenstroms durch eine Verringerung der dortigen Axialgeschwindigkeit c_{ax2} bemerkbar, da sich die Eintrittsdichte ρ_2 nicht oder nur wenig ändern wird ($c_{ax2,BP} < c_{ax2,AP}$), Bräunling (2001).

Abbildung 2.8 zeigt für die Laufräder der ersten und letzten Stufe eines Axialverdichters die sich daraus ergebenden Veränderungen der Geschwindigkeitsdreiecke. Der Verdichter wird seine Schluckgrenze zuerst in den letzten Stufen durch eine Fehlanströmung mit der hohen

Relativgeschwindigkeit erreichen, die dann zu sperren anfangen. Wegen zu großer Inzidenz wird jedoch das Abreißen der Strömung (Bruststoß) in den ersten Stufen beginnen. Diese

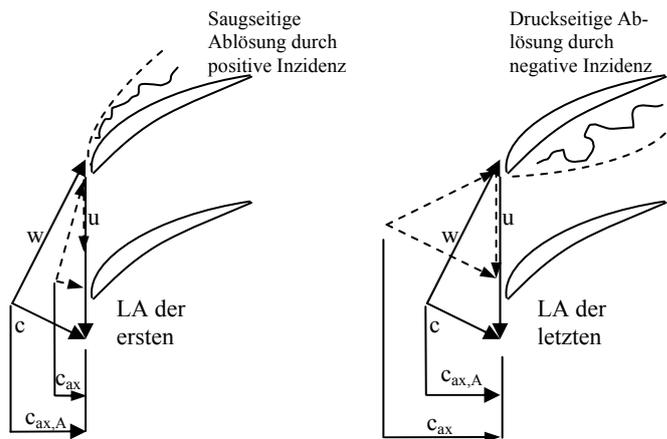


Abbildung 2.8: Veränderung der Geschwindigkeitsdreiecke in den Laufrädern der ersten und letzten Stufe eines Axialverdichters für $n_{BP} < n_{AP}$ (Bräunling, 2001)

können dann nicht mehr voll zur Druckerhöhung beitragen. Da aber das Axialgeschwindigkeitsniveau c_{ax} in Strömungsrichtung zunimmt, arbeiten die nachfolgenden Stufen in einem akzeptablen Inzidenzbereich. Im Kennfeld (Abbildung 2.10) existiert deshalb zwischen Kurve b) und c) ein quasistabiler Arbeitsbereich, in dem der Verdichter ständig mit rotierender Abreißströmung, dem Rotating Stall, arbeitet. Pumpen tritt erst an der Linie c) ein.

Wäre die Stabilitätsgrenze der ersten Stufen mit der Pumpgrenze identisch, liefe letztere gemäß Kurve b) in Abbildung 2.10. In der Nähe des Schnittpunktes zwischen den Kurven a) und b) ist dies auch der Fall, da dort nahezu alle Stufen gleichzeitig an die Stabilitätsgrenze kommen, so dass der „Zusammenbruch“ besonders schroff einsetzt, Hennecke (2002).

Um die Abreißströmung bei kleinen Drehzahlen, zum Beispiel beim Hochfahren, zu vermeiden oder auf einen kleineren Bereich zu beschränken, besteht die Möglichkeit der Ab- und Umblasmus, sowie des Verstellens der Leiträder.

Wäre die Stabilitätsgrenze der ersten Stufen mit der Pumpgrenze

Der entgegen gesetzte Effekt kann in der Abbildung 2.9 beobachtet werden, wenn ein

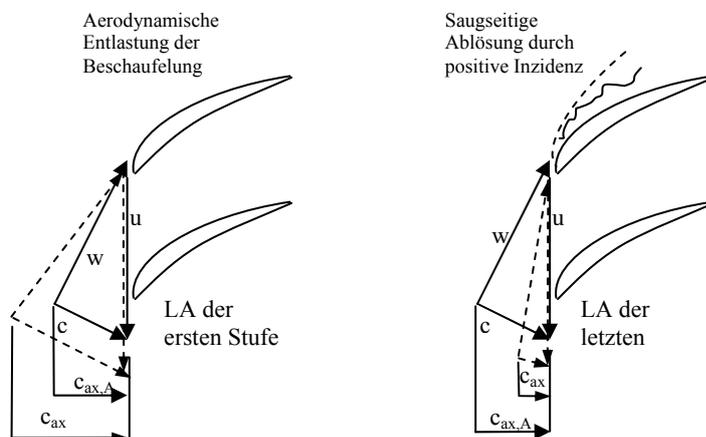


Abbildung 2.9: Veränderung der Geschwindigkeitsdreiecke in den Laufrädern der ersten und letzten Stufe eines Axialverdichters für $n_{BP} > n_{AP}$ (Bräunling, 2001)

Verdichter mit Drehzahlen größer der Auslegungsdrehzahl betrieben ($n_{BP} > n_{AP}$) wird. Das Verdichterdrukverhältnis und der Massenstrom steigen. Somit nimmt auch der Gegendruck hinter dem Verdichter zu, weshalb die Axialgeschwindigkeit im Vergleich zum Auslegungspunkt abgesenkt wird ($c_{ax3,BP} < c_{ax3,AP}$). Im Verdichtereintritt steigt dadurch die Axialgeschwindigkeit c_{ax2} ($c_{ax2,BP} > c_{ax2,AP}$). Aufgrund der zu großen positiven Inzidenz beginnt das Abreißen der Strömung in den letzten Stufen. Zum Verdichtereintritt hin werden die einzelnen Stufen zunehmend

aerodynamisch entlastet. Da aber die Schaufelstreckungsverhältnisse der letzten Stufen meist sehr klein sind, setzt die Abreißströmung über die gesamte Schaufelhöhe als „Full-span“ Stall ein. So können die vorderen, aerodynamisch entlasteten Stufen den Druckaufbau nicht mehr aufrechterhalten und es kommt zum Strömungszusammenbruch für den gesamten Verdichter, zum Pumpen. Aus diesem Grund ist das Kurvenstück a) in der Abbildung 2.10 zugleich die Pumpgrenze.

Es sind schließlich noch zwei weitere Linien, d) und e), eingetragen; sie bilden die Schluckgrenze des Verdichters. Hier ist der Durchsatz so groß, dass über die komplette radiale Höhe der ersten bzw. letzten Stufe Schallgeschwindigkeit herrscht, Hennecke (2002).

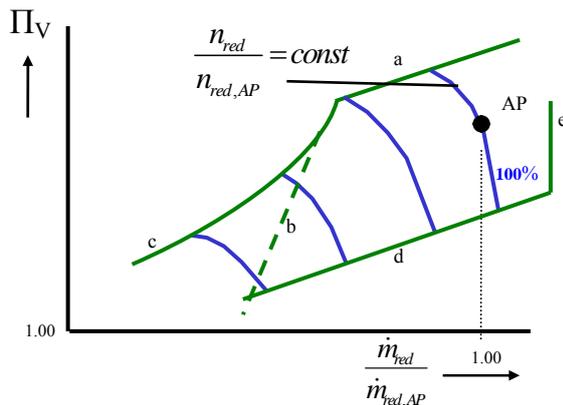


Abbildung 2.10: Typisches Kennfeld mehrstufiger Verdichter (Hennecke, (2002))

Im HDV ist die Umfangsgeschwindigkeit selten fixiert und kompressible Effekte sind wichtig. Die Details, die für NDV gelten, sind über einen großen Bereich auch für die HDV anwendbar. Die Prozesse des Rotating Stalls und des Pumpens sind grundlegend die gleichen und die Einleitungsprozesse sind identisch – außer für sehr hohe Geschwindigkeiten, wo die Details weniger leicht zu interpretieren sind (Day, 1996).

Trotz der Ähnlichkeit der Stall-Prozesse zwischen NDV und HDV gibt es aber einige Unterschiede infolge von „stage-matching“ und kompressiblen Effekten. In einem NDV ist die Strömung essentiell inkompressibel. Deshalb erhalten alle Stufen Luft mit der gleichen lokalen Durchflusszahl und arbeiten in der gleichen Art – alle bewegen sich zur selben Zeit zum Stall hin oder weg. Das gilt nicht bei einem HDV. Der Ringraum ist nicht parallel und kompressible Effekte bedeuten, dass vor Ausprägungen der Instabilität die Stufen verschiedene Belastungsbedingungen ausbilden, abhängig von der Drehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit der Maschine.

Die Position der Stufe, welche am schwersten belastet ist und welche am wahrscheinlichsten Stall verursacht, bewegt sich deshalb von vorne nach hinten im Verdichter, wenn die Drehzahl erhöht wird. Dieses Phänomen ist in HDV gut bekannt (Cumpsty, 1989).

Bei inkompressibel arbeitenden NDV verlangt die Kontinuitätsgleichung ein instantanes Ausbreiten der Stallzelle über die axiale Länge des Verdichters, wohingegen bei HDV oft ein verzögertes Eintreten zu beobachten ist.

2.4 Numerische Beschreibung des Verdichterbetriebsverhaltens

Da insbesondere für die Auslegung von Turbostrahltriebwerken das Betriebsverhalten des Verdichters jenseits der Pumpgrenze von Interesse ist, wurden Modelle zur Simulation des transienten Verhaltens entwickelt. Sie liefern einen tieferen Einblick in das instationäre Betriebsverhalten des Verdichters und tragen durch ihre Verwendungsfähigkeit als Hilfsmittel zur Vorauslegung von Turbostrahltriebwerken zur Reduzierung von Entwicklungskosten bei. Den Grundstein dafür legte Emmons (1955), als er erstmals den instabilen Strömungszustand in Verdichtungssystemen qualitativ beschrieb. Er konnte jedoch nicht beantworten, was diesen Zustand auslöst und warum.

Erst 22 Jahre später versuchte Greitzer (1976) eine Antwort darauf zu finden, indem er das Verdichtungssystem als Helmholtzresonator betrachtete und eine Analogie zu einem Feder-Masse-Dämpfer-System erarbeitete. In seinen Studien, die auf diesem Modell beruhen, befasste sich Greitzer hauptsächlich mit dem Phänomen des Pumpens. Ein wichtiges Ergebnis seiner Arbeit ist die Definition des Greitzer B-Parameters, welcher eine Aussage über die Art der Instabilitäten in Verdichtungssystemen zulässt. Bei niedrigen B-Parametern neigt ein Verdichtungssystem bei Auftreten von Instabilitäten zu Rotating Stall, während bei hohen B-Parametern die Ablösung der Strömung über Pumpen erfolgt.

Moore (1984) beschäftigte sich mit dem Einfluss von Störungen auf das Strömungsfeld eines Verdichters und führte in diesem Zusammenhang eine Potentialströmung im

Verdichtereintritt ein. Nach weiteren Annahmen (Reuß, 2004) erhielt er als Ergebnis seiner Studien, die sich hauptsächlich mit dem Phänomen des Rotating Stalls beschäftigten, den Einfluss der Verdichtercharakteristik auf die Störungsentwicklung.

Im Jahr 1986 fügten Greitzer und Moore ihre Modelle zusammen und entwickelten einen Gleichungssatz, der es ermöglicht, ein Verdichtungssystem numerisch zu behandeln. Aufbauend auf diesem Greitzer-Moore Modell entstanden weitere komplexere Modelle, auf die im [Kapitel 7](#) eingegangen wird.

2.4.1 Modell von Greitzer (1976)

Drosselt man eine Strömung durch einen Axialverdichter vom Arbeitspunkt zur Pumpgrenze hin, wird das stationäre, achssymmetrische Strömungsmuster instabil. Das daraus resultierende Phänomen kann eine der beiden bereits genannten Formen, Pumpen oder Rotating Stall, annehmen. Beim Pumpen handelt es sich um eine Oszillation großer Amplitude der ringraumgemittelten Strömung durch den Verdichter mit $\dot{m} = fkt(t)$. Im Gegensatz findet man beim Rotating Stall eine bis mehrere Zellen unterschiedlich abgelöster Strömung um den Umfang mit $\dot{m} = const.$, sobald das Strömungsmuster vollständig entwickelt ist.

Ein Verdichter bildet Pumpen im Allgemeinen bei hohen Geschwindigkeiten aus, während Rotating Stall vorwiegend bei niedrigen Geschwindigkeiten auftaucht. Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Art der Instabilität ist das Volumen des nachfolgenden Plenums, in welches sich der Verdichter entlädt. Ein großes Plenum führt aufgrund der größeren Menge an potentieller Energie, die dort gespeichert werden kann, eher zum Pumpen. Dagegen neigt der Verdichter bei einem kleinen Plenum, aufgrund des geringeren Gegendrucks, eher zum Ausbilden von Rotating Stall. Es galt, eine quantitative Bestimmung der Grenze zwischen Rotating Stall und Pumpen allgemeingültig zu finden. Dieses Ziel erforderte die Entwicklung eines nichtlinearen mathematischen Modells für das transiente Verhalten des Verdichtungssystems.

Viele Verdichtungssysteme bestehen aus einem Verdichter, der in einem Kanal arbeitet, welcher mit einem viel größeren Austrittsplenum verbunden ist. Dieses entlädt sich wieder über eine Drossel in einen Austrittskanal, der viel kleiner als das Plenum ist. Diese Beschreibung gilt sowohl für Verdichterprüfstände als auch für Triebwerke, wo die Brennkammer als Plenum angesehen werden kann und die Austrittsdrossel durch die Turbine repräsentiert wird. Es liegt nahe, den Oszillationsprozess, der in einem solchen System auftaucht, analog dem Helmholtzresonator zu modellieren. Dabei wird angenommen, dass die kinetische Energie in der Bewegung des Fluids im Verdichter und dessen Kanal und die potentielle Energie des Fluids im Plenum gespeichert sind. Das heißt also, dass der Verdichter und der Verdichterkanal als inkompressibel und das Plenum als kompressibel betrachtet werden. Verwendet man den Helmholtzresonator zur Modellierung der Schwingung des Verdichtungssystems, so ist es wichtig, dessen Resonanzfrequenz zu kennen, welche dann auch als Pumpfrequenz des Systems betrachtet wird:

$$\omega = a \cdot \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_c}} \quad (2.4)$$

Dabei stellen A_c die Querschnittsfläche des Verdichters und des Kanals, L_c die Länge des Verdichterkanals, V_p das Plenumvolumen und a die Schallgeschwindigkeit dar. Darauf aufbauend zeigt die nachfolgende [Abbildung 2.11](#) den Übergang zum Verdichtungssystem und, für ein besseres Verständnis, das jeweilige mechanische Ersatzschaltbild.

Aus der oben aufgeführten Modellvorstellung ergeben sich Restriktionen für das betrachtete Verdichtungssystem: Geringe Eintrittsmachzahl, aufgrund der Forderung der Inkompressibilität im Verdichterkanal und Druckverhältnisse, die gering im Vergleich zum

Umgebungsdruck sind. Es werden aber keine Einschränkungen der Amplitude der Schwingung im Druckverhältnis und im Massenstrom im Vergleich zu den stationären Werten gemacht, wodurch das stark nichtlineare Verhalten des Systems erhalten bleibt.

Der Verdichter im Eintrittskanal und die Drossel im Austrittskanal sind jeweils durch eine wirkende Scheibe ohne axiale Erstreckung ersetzt. Der Druckanstieg, bzw. -abfall über sie wird mit Hilfe des Impulssatzes berechnet. Die Änderung des Massenstroms wird über das Plenum mit der Kontinuitätsgleichung bestimmt.

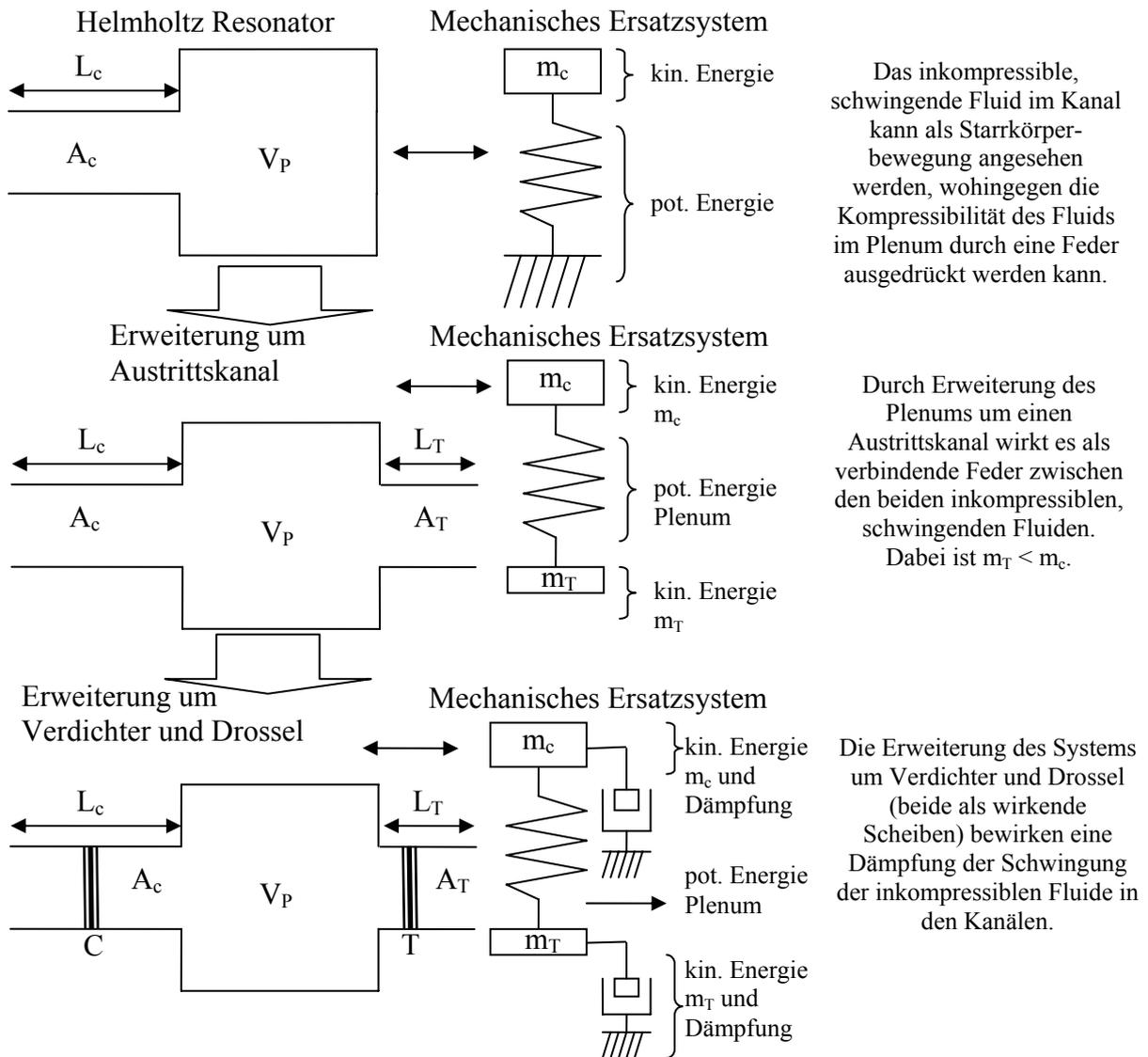


Abbildung 2.11: Übergang vom Helmholtzresonator zum Verdichtungssystem

Sobald die Pumpgrenze erreicht ist und somit die achssymmetrische Strömung instabil wird, existiert ein gewisser Zeitverzug zwischen dem Einsetzen und der Ausbildung der voll entwickelten Instabilität. Daher wurde ein einfaches Modell erster Ordnung entwickelt, welches den Zeitverzug in der Verdichterantwort simuliert. Dies führt zu einem, das transiente Verdichterverhalten bestimmende, DGL-System, dessen Herleitung im Detail bei Reuß (2004) nachgelesen werden kann. Ein dimensionsloser Parameter, der dabei auftaucht, ist der Greitzer B-Parameter:

$$B = \frac{U}{2\omega L_c} = \frac{U}{2a} \cdot \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}}, \tag{2.5}$$

welcher angibt, ob der Verdichter Rotating Stall oder Pumpen ausbildet.

2.4.2 Modell von Moore (1984)

Moore entwickelte die Idee, dass die Rotating Stall Theorie mit einem mehrstufigen Verdichter, der im Rotating Stall arbeitet, beginnen sollte. Hier wird nicht auf die Stall Inception, sondern auf die kinematischen Eigenschaften des „deep Stall“ eingegangen.

Dazu wird eine einzige dynamische Hysterese angenommen und Bedingungen für die Anwesenheit eines schwachen Stallmusters, welches in seinem relativen, rotierenden Koordinatensystem stationär ist, abgeleitet. Mit diesem Ansatz kann eine Formel für die Stall-Fortschrittschwindigkeit gefunden werden, welche gut mit experimentellen Daten übereinstimmt.

Für den Verdichter wird eine achssymmetrische Charakteristik konstanter Drehzahl angenommen. Der Druckerhöhungskoeffizient Ψ_c wird definiert als:

$$\Psi_c(\varphi) \equiv \frac{P_s - P_r}{\rho U^2}. \quad (2.6)$$

Sie wird als eindeutig vorausgesetzt. Die Drosselcharakteristiken schneiden die Verdichtercharakteristik und bilden die Betriebspunkte, über die Rotating Stall auftreten könnte, aus. Es wird von einem N-stufigem Verdichter mit Ein- und Austrittsleitradern (IGV und OGV), welche am Auslegungspunkt keinen Anstellwinkel haben, ausgegangen. Die Schaufelgeometrie und die Geschwindigkeitsdreiecke sind symmetrisch. Außerdem werden radiale Effekte vernachlässigt. Bei der Anpassung an das Rig212 ist zu beachten, dass die Vernachlässigung der radialen Effekte aufgrund des hohen Nabenverhältnisses prinzipiell zulässig ist.

Es wird angenommen, dass der Druckanstieg in jeder Schaufelreihe nur leicht vom quasistationären abweicht. Für die statische Druckerhöhung in jeder Schaufelreihe soll gelten:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U^2} = F(\varphi) - \tau(\varphi) \dot{\varphi}. \quad (2.7)$$

Der quasistationäre Druckerhöhungskoeffizient F hat die in der [Abbildung 2.12](#) dargestellte Form.

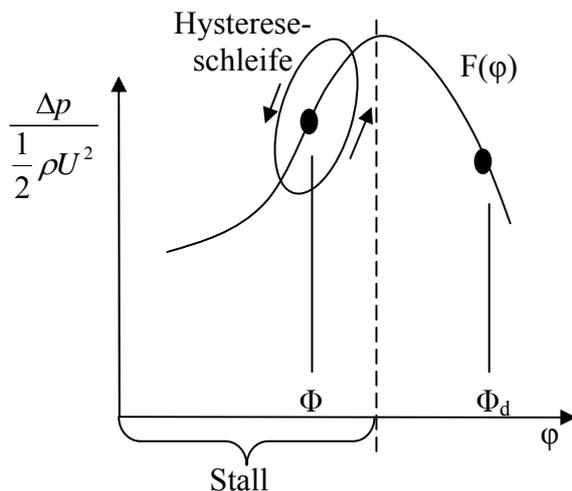


Abbildung 2.12: Angenommene Funktion der Schaufelreihen - Druckerhöhung

Mit dem gleichen F für jede Schaufelreihe und unter Beachtung des dynamischen Drucks entsteht aus $F(\varphi)$ die achssymmetrische Verdichtercharakteristik Ψ_c . Fällt F nach seinem Maximum bei weiterer Reduzierung von φ ab, so deutet dies auf Stall in einer Schaufelpassage hin. Der Term $-\tau(\varphi) \dot{\varphi}$ beschreibt eine Hysterese infolge einer Strömungsbeschleunigung, Strömungsseparation oder viskoser Prozesse in der Schaufelpassage. Dieser Term ist so formuliert, dass es bei Abnahme von φ eine Kraft mit positivem Vorzeichen vorliegt. Daher wird für jeden Strömungskoeffizienten eine dem Uhrzeigersinn entgegen gerichtete, dynamische Hystereseschleife erzeugt.

Wenn wegen der Symmetrie der Rotor- und Statorpassagen keine Strömungsentwicklung zwischen den Schaufelreihen stattfindet, erfordert die Kontinuitätsgleichung, dass in allen direkt miteinander verbundenen Stufen die gleiche Axialgeschwindigkeit herrscht. Das wiederum heißt, dass jede Störung der Axialgeschwindigkeit nur eine Funktion des Umfangs $f(\theta)$ und keine Funktion der axialen Länge $f(y)$ ist.

Mit den gemachten Annahmen muss sich ein Stallmuster, wie in der Abbildung 2.13 dargestellt, instantan durch die Maschine ausbreiten, was mit Beobachtungen beim „deep Stall“ weitgehend übereinstimmt.

Dies gilt jedoch nur, wenn die Schaufelgeometrie und die Geschwindigkeitsdreiecke symmetrisch sind, die Schaufeln die gleiche axiale Länge haben, kompressible oder zentrifugale Effekte und Umfangsströmungen zwischen Schaufelreihen vernachlässigt werden. Es wird angenommen, dass das Störungsmuster im relativen Koordinatensystem stationär ist. Betrachtet man den abgewickelten Verdichter, bewegt sich die Störung mit der Geschwindigkeit fU relativ zu den Statorn, also in einem ortsfesten Koordinatensystem, nach

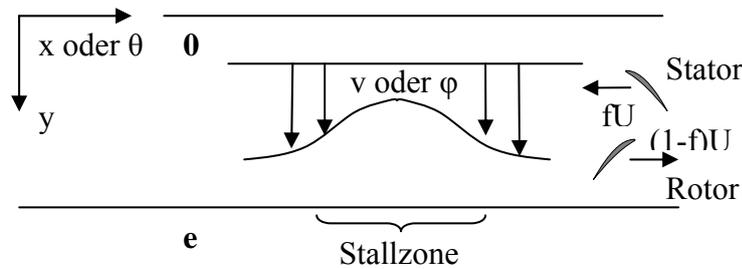


Abbildung 2.13: Definierte axiale Störung

rechts. Die Stallfortschrittsgeschwindigkeit f ist unbekannt und soll als Eigenwert der Störung gefunden werden. Im mitbewegten Koordinatensystem hingegen bewegen sich die Statorn relativ zur Störung mit der Geschwindigkeit fU nach links und die Rotoren mit der Geschwindigkeit $(1-f)U$ nach

rechts. Der axiale Strömungskoeffizient hat dann im relativen Koordinatensystem die Form:

$$\varphi = \Phi + g(\theta) \text{ mit } \theta = \frac{2x}{D}, \quad (2.8)$$

wobei g eine stationäre Störung repräsentiert. Der Druckanstieg durch den Verdichter kann dann, als reine Funktion von x durch Superposition der Schaufelreihen ermittelt werden. Somit ergibt sich für die Druckerhöhung in einer Stufe (Herleitung siehe Reuß (2003)):

$$\left(\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U^2} \right)_{\text{Stufe}} = 2F(\varphi) - \tau g'(\theta) \frac{4U}{D} \left(\frac{1}{2} - f \right). \quad (2.9)$$

Über eine Potentialfunktion im Verdichtereintritt und eine Stromfunktion im Verdichteraustritt werden Geschwindigkeits- und Druckfeld in Abhängigkeit der definierten Störung bestimmt. Die verschiedenen Druckbeziehungen werden zu einem Ausdruck zusammengeführt, bei dem die Drücke in den Reservoirs stromauf und stromab, auch bei Vorhandensein einer instationären Störung im Verdichter, konstant sind:

$$\underbrace{\frac{p_0 - p_T}{\rho U^2}}_{\text{Einlaufkanal}} + \underbrace{\frac{p_e - p_0}{\rho U^2}}_{\text{Verdichter + IGV/OGV}} + \underbrace{\frac{p_s - p_e}{\rho U^2}}_{\text{Austrittskanal}} = \underbrace{\frac{p_s - p_T}{\rho U^2}}_{\text{Reservoirs}} \equiv \underbrace{\Psi}_{\text{Druckanstiegs-}} \quad (2.10)$$

Nach Einsetzen aller Parameter erhält man schließlich:

$$\underbrace{\left[\frac{2UN\tau}{D} \left(\frac{1}{2} - f \right) - \frac{U(\tau_{IGV} + \tau_{OGV})}{D} f \right]}_{:=\lambda} g'(\theta) - mfh + \frac{1}{2} h^2 - \frac{1}{2} K_l h^2 + \Psi - \underbrace{\left[NF(\varphi) - \frac{1}{2} \varphi^2 \right]}_{:=\Psi_c(\varphi)} = 0. \quad (2.11)$$

Über den Parameter m wird die Geometrie des Austrittskanals bestimmt ($m=1$: plötzliche Erweiterung; $m=2$: gerader Kanal). Senkrecht auf g steht h , der den Strömungsstörkoeffizienten der Umfangsgeschwindigkeit darstellt. Mathematisch ist h als Hilbert-Transformierte von g definiert. Im einfachen Fall von g als Sinusschwingung, wird h zur entsprechenden, um $\pi/2$ verschobenen, Kosinusschwingung. Der letzte Ausdruck in Klammern stellt die achssymmetrische Verdichtercharakteristik ohne Rotating Stall dar, die nicht zwangsweise mit dem Druckanstiegskoeffizienten Ψ identisch ist. Da $\Psi_c(\varphi)$ die achssymmetrische Verdichtercharakteristik ist, wird im realen Betrieb nicht sie, sondern der Stall behaftete Druckanstiegskoeffizient Ψ gemessen. Er ist, neben der Stallfortschrittsgeschwindigkeit f , Teil der gesuchten Systemantwort.

2.4.3 Greitzer-Moore Modell (1986)

Das Greitzer-Moore Modell (GMM) stellt eine Kombination der gerade beschriebenen Modelle dar, in dem das Verdichtermodell von Moore in das Modell des Verdichtungssystems von Greitzer integriert wird. Es präsentiert eine approximative Theorie für das transiente Betriebsverhalten in mehrstufigen Axialverdichtersystemen. Diese führt zu einem Satz von drei gekoppelten, nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen dritter Ordnung für die Druckerhöhung und die Strömungskoeffizienten als Funktion der Zeit und des Umfangswinkels.

Die Theorie des GMM soll die Entwicklung und die Vorherrschaft von Rotating Stall in einigen Bereichen und das Pumpen und dessen Vorherrschaft in anderen Bereichen zeigen. Der Unterschied zwischen reinem Rotating Stall und reinem Pumpen ist der, dass Rotating Stall im relativen, mitbewegten Koordinatensystem stationär und nicht achssymmetrisch ist, während Pumpen instationär und achssymmetrisch ist. In den Transienten, welche durch einige instationäre und nicht achssymmetrische Störungen initiiert werden, werden sowohl die Eigenschaften von Rotating Stall, als auch die von Pumpen erwartet. Das asymmetrische Strömungsmuster im Verdichter zur Initiierung der Störung ist relativ langwellig (Modalwellen) und entspricht dem gerade behandelten von Moore. Ein Unterschied ergibt sich in der jetzt ortsfesten Betrachtung der Strömung.

Mit den Bestimmungsgleichungen für Verdichter, Drossel und Plenum, sowie einigen Vereinfachungen ergeben sich folgende, das Verdichtungssystem beschreibende, PDGL'n:

$$\Psi(\xi) = \Psi_c(\Phi - Y_{\theta\theta}) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - mY_\xi + \frac{1}{2a}(2Y_{\xi\theta\theta} + Y_{\theta\theta\theta}), \quad (2.12)$$

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi - Y_{\theta\theta}) d\theta, \quad (2.13)$$

$$l_c \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2} [\Phi(\xi) - F_T^{-1}(\xi)]. \quad (2.14)$$

Die effektive Länge, die die Strömung durch den Verdichter und dessen Kanäle durchläuft, wird durch l_c repräsentiert. F_T ist der Durchsatz durch die Drossel. Glg. (2.12) stellt das lokale Impulsgleichgewicht, Glg. (2.13) das umfangsgemittelte Impulsgleichgewicht und Glg. (2.14) die Kontinuitätsgleichung über das Plenum dar. Es gilt nun, Lösungen für Ψ (Druckerhöhung im Verdichter), Φ (Durchsatz im Verdichter) und Y (Störung) zu finden. Eine detaillierte Herleitung findet sich bei Reuß (2004).

Bisher wurden die achssymmetrische Verdichtercharakteristik Ψ_c und die Drosselcharakteristik F_T nur erwähnt. Es wurde jedoch nicht darauf eingegangen, wie diese im Modell aussehen sollen. Zur Lösung des oben stehenden PDGL-Systems ist die Kenntnis dieser Funktionen notwendig.

Im stabilen Gleichgewichtszustand rechts der Pumpgrenze bildet der Schnittpunkt zwischen der achssymmetrischen Verdichter- und der Drosselcharakteristik den aktuellen Betriebspunkt. Sobald das System instabil wird, weicht der Betriebspunkt von Ψ_c ab. Ψ_c entspricht dabei der Charakteristik, die gemessen werden würde, wenn beim Drosseln bis zum Null-Durchsatz keine Strömungsinstabilitäten auftreten würden. Koff et al. (1984) entwickelten ein numerisches Verfahren, bei welchem die achssymmetrische Verdichtercharakteristik gut durch eine kubische Funktion beschrieben werden kann:

$$\Psi_c(\varphi) = \Psi_{c0} + H \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\varphi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\varphi}{W} - 1 \right)^3 \right]. \quad (2.15)$$

Die Parameter Ψ_{c0} , H und W , welche die Eigenschaften der Charakteristik beschreiben, können der nachstehenden Abbildung 2.14 entnommen werden. Sie zeigt auch den Unterschied zwischen Ψ_c und Ψ für ein gegebenes φ . Die Form von $\Psi_c(\varphi)$ ist verdichterspezifisch und muss entsprechend angepasst werden.

Der Betriebspunkt wird durch den umfangsgemittelten Strömungskoeffizienten Φ und die Störung g festgelegt, welche in ihrer Summe den lokalen Strömungskoeffizienten ϕ ergeben.

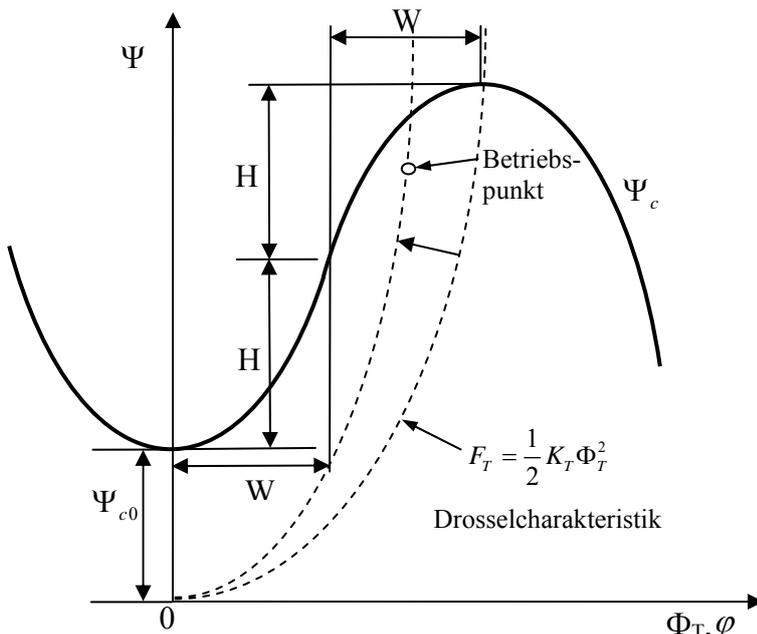


Abbildung 2.14: Verdichter- und Drosselcharakteristik

In der Abbildung 2.14 ist auch die Drossel in zwei verschiedenen Stellungen eingezeichnet. Die Strömung durch eine Drossel entspricht im Wesentlichen der einer Blende, weshalb eine Parabel eine realistische Form für die Drosselcharakteristik darstellt:

$$\Psi = F_T = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2. \quad (2.16)$$

K_T ist der Drosselkoeffizient und Φ_T der Strömungskoeffizient der Drossel. Der Schließ-, bzw. Öffnungsprozess der Drossel ist im Modell sehr bedeutsam. Durch diesen Vorgang wird der Betriebspunkt gesteuert und stellt somit bei der numerischen Behandlung für jeden einzelnen

Iterationsschritt eine neue Vorgabegröße dar. Bei der Drosselschließung kann es zum Pumpen bzw. zum Rotating Stall kommen. Welche Instabilität auftritt, hängt ganz wesentlich von den Systemparametern B , H und W und der Schließungsrate der Drossel ab.

3 Versuchsanlage

3.1 Prüfstand

Der Axialverdichterprüfstand am Institut für Strahlantriebe (Abbildung 3.1) kann bei INA-Umgebungsströmbedingungen mit bis zu 1000kW Leistungsaufnahme betrieben werden. Der Antrieb des Prüfstands erfolgt über eine wassergekühlte Thyristor-Gleichstrommaschine mit einer maximalen Drehzahl von $1015 \frac{U}{\min}$. Die Einstell- und Regelgenauigkeit der Motordrehzahl beträgt $\pm 1 \frac{U}{\min}$. Im aktuellen Aufbau ist die Drehzahl des Verdichters über zwei Übersetzungsgetriebe an die maximale Motordrehzahl angepasst. Der Antriebsstrang gliedert sich wie folgt: Eine ausrückbare Bogenzahnkupplung stellt die Verbindung zu einer Drehmomentenmesswelle her. Ein einstufiges, einfach schräg verzahntes, wälzgelagertes Vorgelege mit einem Übersetzungsverhältnis von 1,79 und ein zweistufiges, doppelt schräg verzahntes und gleitgelagertes Turbogetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 8,388 erhöhen die Motor- auf Verdichterantriebsdrehzahl. Sie erreicht maximal $15240 \frac{U}{\min}$ ($i_{\text{ges}}=15,015$). Die antriebsseitigen Verbindungen der Getriebe stellen zwei weitere Bogenzahnkupplungen her. An der Antriebswelle des Vorgeleges ist ein Impulsgeber und Fliehkraftschalter für die Drehzahlregelung des Antriebsmotors angekuppelt. Sein Signal geht digital in den Prozesssteuerungsrechner und in eine Eingangsbaugruppe der Thyristorsteuerung (Simoreg-Einheit). Am zweiten Wellenende der Antriebswelle befindet sich eine Zahnradpumpe, die bei Ausfall der elektrisch angetriebenen Ölpumpen eine Beschädigung der ölgeschmierten Lagerungen und Verzahnungen verhindert. Bei Nenndrehzahl ($1800 \frac{U}{\min}$) speist sie $450 \frac{l}{\min}$ Notöl in den Ölvorlauf ein und fördert Öl bis zum Stillstand.

Die Verbindung zwischen Turbogetriebe und Verdichter stellt eine gleitgelagerte Zwischenwelle her. Die Drehmomentübertragung erfolgt beidseitig über Zahnkupplungen. An einer weiteren Verzahnung der Zwischenwelle wird über einen induktiven Sensor die Verdichterdrehzahl abgegriffen.

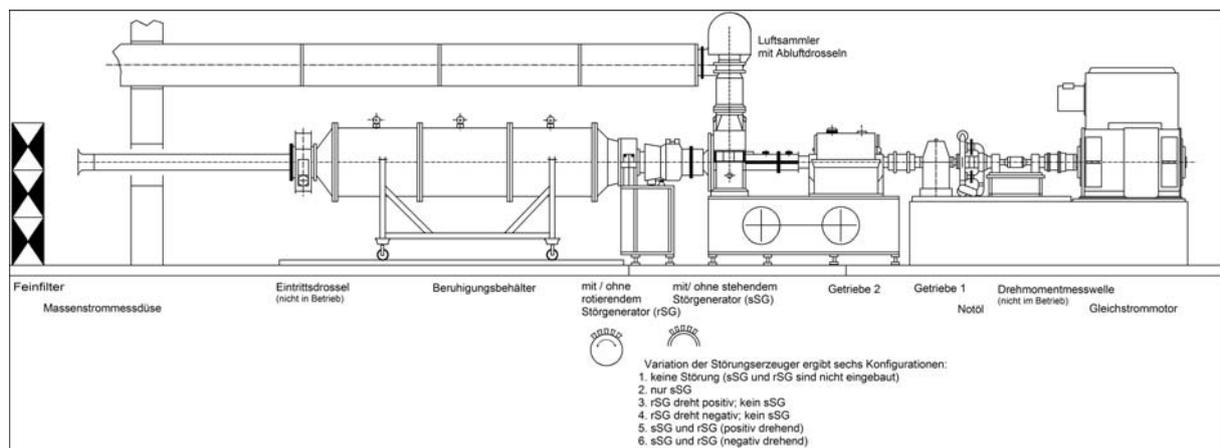


Abbildung 3.1: Seitenansicht Verdichterprüfstand mit rSG (links) und sSG (rechts)

Die Verdichterluft wird aus der Umgebung angesaugt und über einen Abluftschalldämpfer wieder ins Freie zurückgegeben. Am Beginn der Ansaugstrecke befindet sich ein Filterhaus, das über eine Jalousie verschließbar ist. Im Inneren sind ein Grob- und ein Feinfilter installiert, welche die Luft von Partikeln bis zu einer Größe von $5 \mu\text{m}$ hinab reinigen. Nach dem Filtern wird die Luft unter geringen Verlusten in einer Messdüse beschleunigt. Am engsten Querschnitt der Düse befinden sich Messstellen zur Massenstrombestimmung, deren Genauigkeit für das Verdichterkennfeld von besonderer Bedeutung ist. Mittels Totaldrucktraversierung wurde hier

die Verdrängungsdicke der Grenzschicht der Düse bestimmt, so dass mit der erhaltenen Durchflusszahl der tatsächliche Massenstrom sehr genau berechnet werden kann. Von hier gelangt die Luft über ein Führungsrohr und durch eine Drossel in den Beruhigungsbehälter. Die Ansaugdrossel ist eine Irisblende der Firma Egger und dient der Absenkung des Verdichtereintrittstotaldrucks. Durch die damit verbundene abnehmende Luftdichte sinkt die Reynoldszahl am Verdichtereintritt. Der Leistungsbedarf des Verdichters sinkt ebenfalls. Diese Drossel wurde jedoch für die Messungen nicht benötigt.

Im Beruhigungsbehälter befinden sich drei Lochbleche, die aufgrund des großen Kesselquerschnitts langsam durchströmt werden. Dabei wird die Strömung gleichgerichtet und homogenisiert. Am verdichternächsten Lochblech sind Sonden zur Totaltemperaturmessung befestigt. Die Strömung von der Messstelle bis zum Verdichtereintritt kann zunächst als adiabat angenommen werden. Die gemessenen Temperaturwerte sind somit auf den Verdichtereintritt übertragbar.

Ein konischer Übergang reduziert den Strömungsquerschnitt des Beruhigungsbehälters auf den Eintrittsquerschnitt des Verdichters. Eine Gummimanschette stellt eine flexible Verbindung zwischen Beruhigungsbehälter und Verdichter her.

Der Verdichter verfügt über einen Abblaseringspalt nach der dritten von fünf Stufen. Die Abblaseluft wird einem kleinen Luftsammlertopf zugeführt. Von hier aus durchquert der Abblasemassenstrom eine Messstrecke mit einer Massenstrommessblende nach DIN 1952. Der Abblaseluftstrom kann über eine am Ende der Messstrecke installierte Drosselklappe eingestellt werden, deren Benutzung jedoch vermieden werden sollte, da dies den Verdichter sehr schnell ins Pumpen bringen kann.

Nach der Klappe wird er dem Hauptabluftstrom wieder beigemischt. Der Hauptluftstrom passiert nach Durchströmung des Verdichters einen Axial-Radialdiffusor, den eine ringförmige Abluftdrossel abschließt. Letztere ist ein über fünf Spindeln getriebener Ringschieber, der durch axiales Verschieben den radialen Strömungskanal verschließt und so eine rotationssymmetrische Androsselung des Verdichters gewährleistet. Die Drosselvorrichtung ist in einem massiv ausgeführten Luftsammelbehälter großen Volumens befestigt. Neben der Aufgabe, die Verdichterluft bei geringer Strömungsgeschwindigkeit dem oben angeordneten Abluftrohr zuzuführen, trägt der Luftsammler außerdem die Zwischenwellenlagerung des Antriebsstranges und den hinteren Lagerstern des Verdichterrigs.

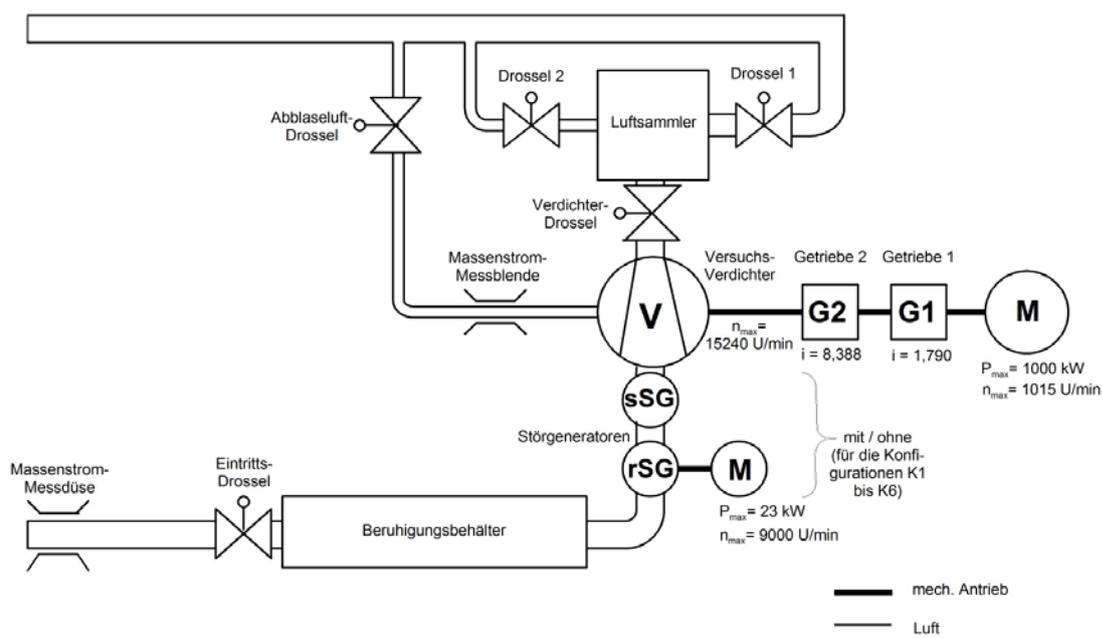


Abbildung 3.2: Anlagenschema VPS

Das Abluftrohr teilt sich oberhalb des Luftsammlers und führt die Luft einer großen und einer kleinen Drosselklappe zu. Sie ermöglichen eine Drosselung des Verdichtermassenstroms unabhängig von der Verdichterringdrossel. Bei Benutzung dieser Drosselvorrichtung wird dem Verdichter durch den größeren Druckluftspeicher hinter dem Verdichter, im Vergleich zur Androsselung mittels der direkt in der Verdichterabströmung installierten Ringdrossel, ein anderes Instabilitätsverhalten aufgeprägt. Die große Klappe dient der Feineinstellung des Verdichteraustrittsdrucks, während die kleine Klappe durch kürzere Verstellzeiten ein schnelles Entdrosseln zur Vermeidung von Beschädigungen des Verdichters bei Pumpvorgängen ermöglicht. Die Strömungen durch beide Klappen münden in Ejektoren. Nach Beimischung des Abblaseluftmassenstroms gelangt die Abluft durch ein schallgedämmtes Rohr über einen Endschalldämpfer wieder ins Freie. Die Abbildung 3.2 zeigt eine schematische Darstellung der Anlage.

Der Verdichterprüfstand (VPS) und der Verdichter werden mit den Betriebsmitteln Schmieröl, Kühlwasser und Sperrluft versorgt. Ölverbraucher sind die beiden Getriebe, die Zwischenwelle und der Verdichter. Es werden Wälzlager, Gleitlager und Verzahnungen geschmiert. Zur Versorgung des Prüfstands steht eine eigene Ölanlage zur Verfügung. Das Öl wird aus einem 1600 Liter fassenden Tank mittels zweier elektrisch angetriebener Pumpen und der Zahnradpumpe zur Notölversorgung auf 6 bar Vordruck gepumpt. Das Öl passiert einen Filter (20µm) und wird für die einzelnen Verbraucher aufgeteilt. In der Zuleitung zum Verdichter befindet sich zusätzlich ein Feinfilter (5µm). Jede Zuleitung verfügt über einen eigenen Druckminderer, um individuell den Vordruck für jedes Aggregat einstellen zu können. Alle Rückölleitungen führen direkt zurück in den Öltank.

Kühlwasser wird benötigt zur Motor- und Schmierölkühlung. Das Wasser wird aus dem Grundwasser gepumpt und gefiltert. Es darf nicht verunreinigt werden, da es wieder ins Grundwasser zurückgegeben wird. Deswegen basiert die Schmierölkühlung auf zwei getrennten Kreisläufen: ein offener Kreislauf mit einem Wasser-Wasser-Wärmetauscher und ein geschlossener Kreislauf mit zwei Wasser-Öl-Wärmetauschern.

Die dem Verdichter von einer getrennten Druckluftversorgung zugeführte Sperrluft dient der Abdichtung der Lagerkammern. Die Wälzlagerungen des Verdichters sind ölspritzgeschmiert. Dieses Öl darf die Lagerkammern nur durch die Ölablassöffnungen verlassen. Deswegen werden die durch Labyrinthdichtungen getrennten, benachbarten Kammern mit Druckluft beaufschlagt. Das Öl kann die Lagerkammern so nicht durch die Labyrinthdichtungen gegen den positiven Druckgradienten verlassen. Außerdem wirken die Sperrluftdrücke dem Strakschub des Rotors entgegen und entlasten das Axiallager des Rotors.

3.2 Verdichter Rig212

Der Verdichter Rig212 (Abbildung 3.3) ist ein fünfstufiger Axialverdichter mit einer Abblasung nach der dritten Stufe. Er stammt aus dem RB199 Entwicklungsprogramm. An ihm wurden Untersuchungen zum Leistungs- und Stabilitätsverhalten durchgeführt. Vor der Wiederinbetriebnahme am Institut im Jahr 1995 war er 1975 das letzte Mal im Messeinsatz.

Der Verdichter lässt sich in vier Hauptbaugruppen unterteilen. Hierzu zählen:

- das Eintrittsgehäuse mit Übergangskanal,
- das Verdichtergehäuse mit den Leitschaufeln (Stator),
- der Verdichterbaukasten mit den Laufschaufeln (Rotor) und
- das Austrittsgehäuse.

Die vom Verdichter angesaugte Luft passiert als erstes das Verdichtereintrittsgehäuse. Es besitzt einen konischen Außenmantel und sechs profilierte Stützrippen. Aufgabe des Eintrittsgehäuses ist die Aufnahme des vorderen Lagersterns des Verdichterrisors und die Ableitung der Lagerkräfte über die Stützrippen in den Außenmantel. Die innen hohlen Stützrippen dienen zudem der Durchführung der Leitungen für die Lagerschmierung, der Sperrluft und der

Betriebsmesstechnik sowie zur Durchführung von Messleitungen der Ebenen 0 (Übergangskanal) und 1.1 (Verdichtereintritt).

An das Eintrittsgehäuse ist das Statorgehäuse angeflanscht. Das Statorgehäuse ist eine zweiseitige Aluminiumgusskonstruktion, die über Längsflansche verschraubt ist. Dadurch ist es möglich, im eingebauten Zustand des Verdichters jeweils eine Statorhälfte zu demontieren. Die Leiträder sind mit Innenringen ausgeführt. Die Leitschaufeln selbst sind außen in Leitschaufelkränzen verschraubt, welche ihrerseits in Führungen an der Innenseite des Statorgehäuses Aufnahme finden.

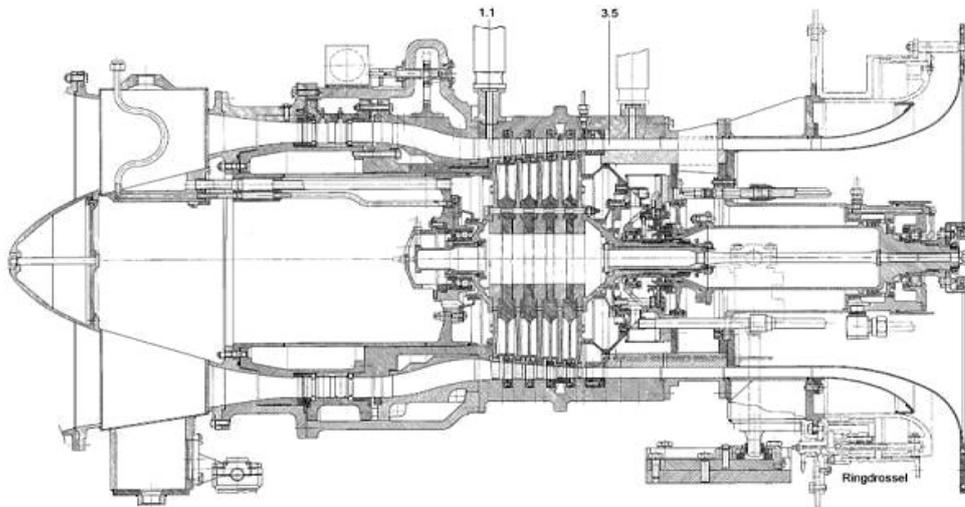


Abbildung 3.3: Hochdruckverdichter Rig212

Nach der dritten Stufe kann über einen Ringspalt eine Abblasung zur Entdrosselung der vorderen Verdichterstufen erfolgen. Die Luft wird aus diesem Spalt über 28 umfangsverteilte Stützen nach außen geleitet.

Der Verdichterrotor besteht aus fünf Scheiben, die, getrennt durch Abstandsringe, zu einem Trommelkörper montiert sind. Die Laufschaufeln sind mit Schwalbenschwanzführungen („dove tail“) auf den Scheiben befestigt.

Das Austrittsgehäuse hat die Aufgabe, die verdichtete Luft über die Verdichterringdrossel der Abluftstrecke zuzuführen sowie den hinteren Lagerstern des Rotors und die Zwischenwellenlagerung des Verdichters zu tragen. Zwischen Strömungskanal und Antriebswellengehäuse werden sowohl Thermoelement- und statische Druckmessleitungen als auch Schmieröl- und Sperrluftleitungen axial nach hinten herausgeführt.

Abbildung 3.4 zeigt die wichtigsten Auslegungs- und Geometriedaten des Verdichters. Er liefert bei INA-Ansaugbedingungen (0 km) im Auslegungspunkt bei einer Drehzahl von $13860 \text{ U}/\text{min}$ und einem Druckverhältnis von 2,87 einen Massenstrom von $4,68 \text{ kg}/\text{s}$.

Die Anströmung und Abströmung des Verdichters sowie jeder einzelnen Stufe erfolgen axial. Die Laufschaufeln sind als DCA-Profile und die Leitschaufeln als NACA 65-Profile mit kreisförmiger Skelettlinie ausgeführt. Die bezogenen maximalen Profildicken bewegen sich für die DCA-Profile der Rotorschaufeln der ersten drei Stufen zwischen 0,05 am Gehäuse und 0,09 an der Nabe bzw. zwischen 0,065 und 0,085 für die beiden letzten Stufen. Die Krümmungswinkel der Profile nehmen mit Ausnahme der direkten Wandnähe von der Nabe zum Gehäuse hin ab. Sie sind an Gehäuse und Nabe wesentlich höher, da bei der Auslegung dem Einfluss der Wandgrenzschichten Rechnung getragen wurde. Sie erreichen allgemein zwischen 11° und 31° . Die Profile sind verwunden, so dass die Staffelungswinkel am Gehäuse um etwa 6° bis 8° über denen an der Nabe liegen. Die Staffelungswinkel im Mittelschnitt belaufen sich auf ca. 50° . Die bezogenen maximalen Profildicken der Leitschaufeln betragen einheitlich 0,08. Bezüglich der Krümmungswinkel führte die Berücksichtigung der Wandgrenzschichten zu

ähnlichen Resultaten. Sie bewegen sich zwischen 45° und 65°. Die Staffelungswinkel sind an Nabe und Gehäuse allgemein höher als im Mittelschnitt. Die Mittelschnittswerte liegen zwischen 13° und 17°. Während der Entwicklungsphase war die wichtigste Änderung an der Beschaukelung das Zudrehen des Rotors der 5. Stufe um 2°. Die Abbildung 3.5 zeigt exemplarisch je ein Modell einer Lauf- und Leitschaufel.

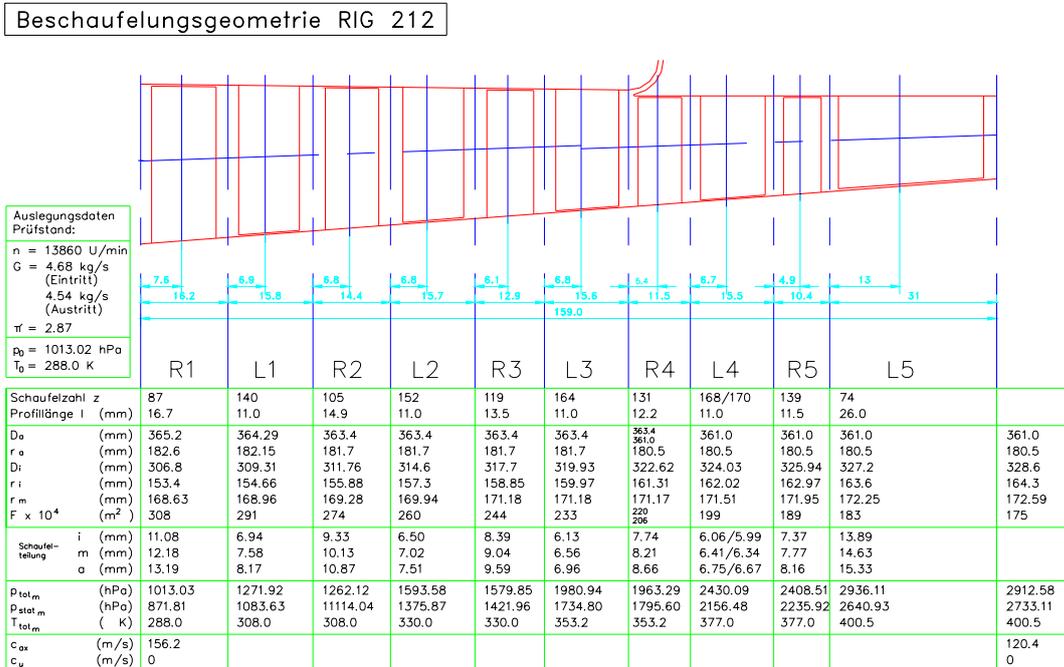


Abbildung 3.4: Auslegungs- und Geometriedaten Rig212

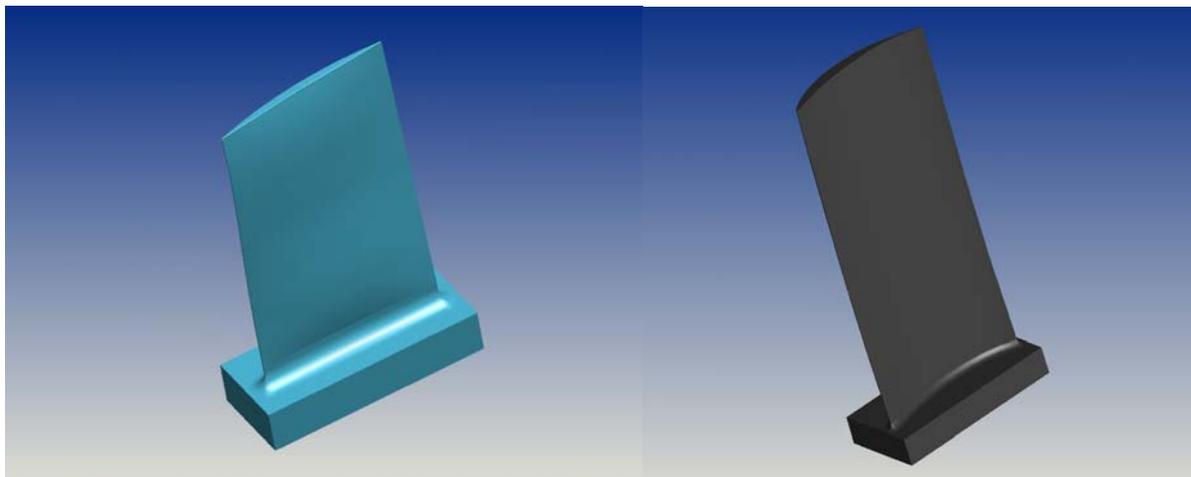


Abbildung 3.5: Laufschaukel 4. Stufe (links) und Leitschaukel 1. Stufe (rechts)

3.3 Störgeneratoren

Zur Erzeugung einer gestörten Verdichterstromung gibt es die Möglichkeit, Störgeneratoren (SG'n) im Einlauf zu platzieren. Dabei muss zwischen einem rotierenden (rSG) und einem stehenden (sSG) Totaldruckstörgenerator unterschieden werden. Diese können getrennt voneinander oder gekoppelt eingesetzt werden, womit sich eine gewisse Bandbreite an Variationen ergibt.

3.3.1 Stationärer Störgenerator

Der S-förmig geschwungene, hintere Teil des Eintrittskanals (Übergangskanal) simuliert den Übergang vom Mitteldruck- auf den HDV im Triebwerk. Hier befinden sich unmittelbar vor der Messebene 0 Aufnahmen für Störungserzeuger, wie Grenzschichtringe (Generierung dickerer Zuströmungsgrenzschichten), Siebe auf Segmenten des Ringquerschnittes zur Absenkung des Zuströmtdruckes und Aufnahmen für zwei Schaufelgitterreihen zur Erzeugung höherer Turbulenzgrade. Abbildung 3.6 zeigt ein Modell des verwendeten Störsiebs sowie den eingebauten Zustand im Übergangskanal (Ebene 0).

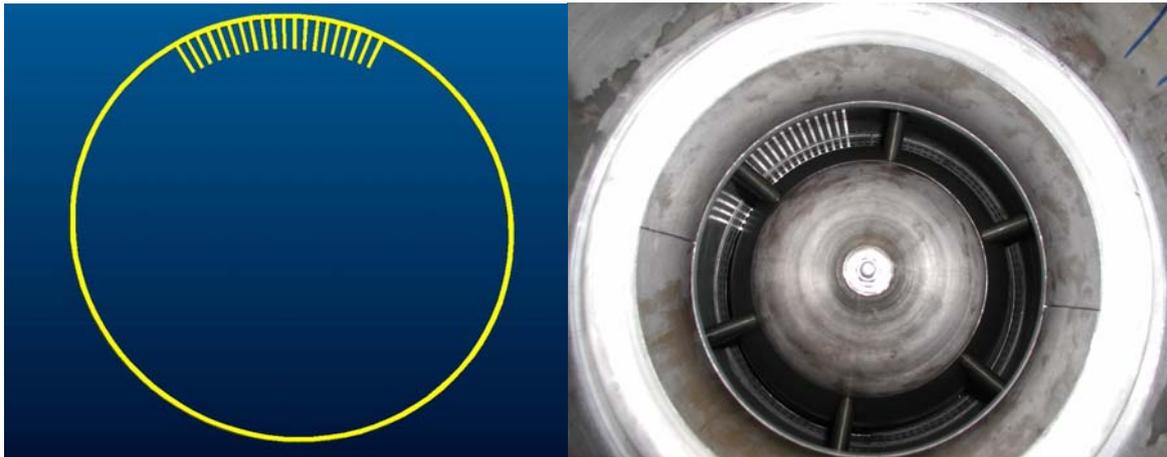


Abbildung 3.6: Stationärer Störgenerator (sSG) (links: Modell; rechts: im VPS)

Für die anstehenden Messungen wurde ein 60° Segment zur Erzeugung einer ortsfesten Totaldruckstörung gewählt. Dieser relativ kleine Winkel von 60° ergibt sich daher, dass bei gekoppeltem Störgeneratoreinsatz ein stabiler Verdichterbetrieb, z. B. beim Hochfahren, noch gewährleistet sein muss.

Das Störsieb ist über einen Schrittmotor gemeinsam mit einem Großteil des Übergangskanals um die Verdichterachse drehbar. Damit ist es möglich, bei festen Sondenpositionen in Ebene 1.1 oder dahinter, die Umfangsinhomogenitäten der im Übergangskanal generierten Störungen durch Drehung des Erzeugers zu traversieren.

Mit größerer Entfernung des Einbauortes des sSG vom Eintritt in den ersten Rotor des Verdichters erfolgt auch ein stärkerer Ausmischungsprozess von gestörter und ungestörter Zuströmung. Eine Position unmittelbar vor der Verdichtereintrittsebene wäre daher wünschenswert, entspräche jedoch nicht den real auftretenden Strömungszuständen in Flugtriebwerken. Die Entfernung entspricht üblicherweise ein bis zwei Mittelschnittsradien. Somit erfüllt die Position des sSG in der Ebene 0 diese Anforderungen.

Da der Störgenerator mit dem Außengehäuse gedreht wird und bei feststehender Nabenkontur innen weder befestigt noch geführt ist, muss seine Struktur dem Staudruck der Anströmung unter einseitiger Einspannung standhalten. Der Einsatz von Drahtgittern ist deswegen nicht möglich. Stattdessen stand eine Auswahl von Sieben aus radial angeordneten und gekreuzten Stäben quadratischen Querschnitts zur Verfügung. Da beim rSG das Störsieb aus radial angeordneten Stäben besteht und nicht gewechselt werden kann, wurde, aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit der Auswirkungen von sSG und rSG, ein Störsieb mit radialer Anordnung der Stäbe für den sSG gewählt. Für die durchgeführten Messungen bei homogener, ungestörter Zuströmung wurden die Aufnahmen für den Störungserzeuger mit Füllringen zur Herstellung eines glatten Eintrittskanals versehen.

3.3.2 Rotierender Störgenerator

Die Simulation rotierender Eintrittsstörungen im Verdichtereintritt, die in einem Zweiwellentriebwerk durch eine rotierende Ablösung im vorgeschalteten NDV entstehen können, erfordert einen entsprechenden Störgenerataraufbau im Verdichtereinlauf. Die Erzeugung der umlaufenden Totaldruckstörung erfolgt analog dem stationären Fall über eine 120° breite Teilversperrung des Strömungskanals mittels quadratischer Stäbe, die am Umfang einer rotierenden Scheibe angebracht sind. Die Abbildung 3.7 zeigt eine dreidimensionale Ansicht der Störgeneratorscheibe (die Modellierung für Radien kleiner als der Nabenradius wurde vernachlässigt) und ein Foto mit der Antriebsspindel. Die hauptsächlichen Gründe für die gewählte Form des Störsiebes waren Festigkeit und Fertigungsmöglichkeiten, da im Versuchsbetrieb erhebliche Zentrifugalkräfte auftreten. Die aufgrund der nicht rotationssymmetrischen Bauweise hervorgerufene Unwucht, ist durch dynamisches Auswuchten und das Einbringen von Ausgleichsgewichten in einer entsprechenden Ringnut minimiert worden. Die Störgeneratorscheibe ist als Integralbauteil ausgeführt, um eine homogene Verteilung der Randlast, deshalb die Verdickung außerhalb des 120°-Sektors, und damit eine gleichmäßige Verteilung der Radialspannungen zu gewährleisten. Die Konzeption und Konstruktion des rSG erfolgte wesentlich am Institut für Strahlantriebe (Peters, 1999) in Zusammenarbeit mit der Fa. MTU.

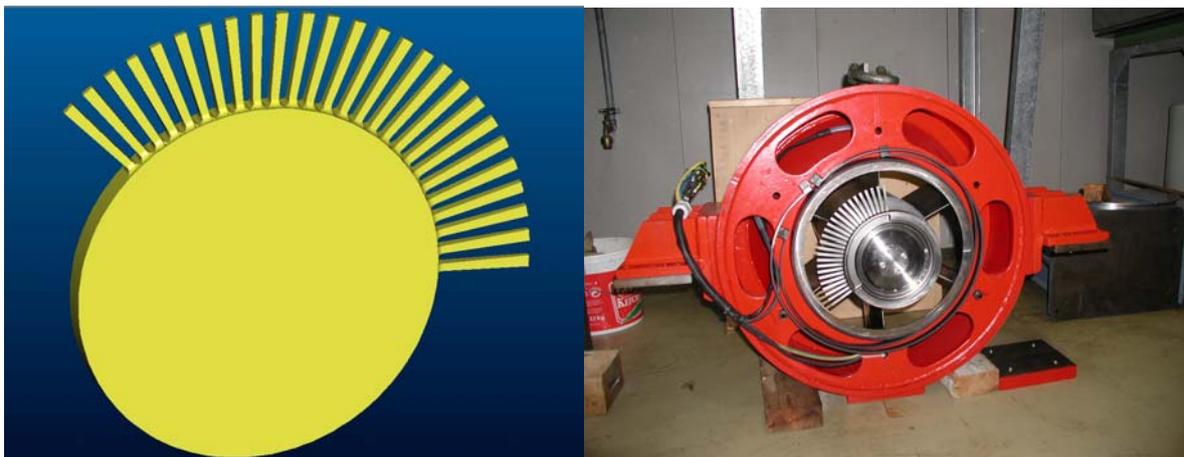


Abbildung 3.7: Rotierender Störgenerator (links: Modell; rechts: im ausgebauten Zustand mit Antriebsspindel)

Eine entsprechende Geschwindigkeit der Zuströmung zum Störgeneratorrad ist erforderlich, um eine wirksame Totaldruckstörung zu erzeugen. Dazu wird bei Betrieb des rSG der Verdichtereinlauf verengt, was letztlich auch die Stablänge kurz hält (Festigkeit). Dies ist durch die Bauart der kompletten rSG-Einheit ausgeführt worden.

Der Nabenradius des Störgenerators folgt der Kontur des Strömungskanals und der gegebenen Innenkontur des vorderen Lagersterns des Verdichters und kann somit auch aus Festigkeitsgründen klein gehalten werden. Das Störgeneratorrad wird über eine kompakte Werkzeugmaschinen­spindel angetrieben, die mit Motorblock in der Nabe des rSG untergebracht ist. Die ursprüngliche Nasenkappe wird jetzt vor den rSG gesetzt und verschließt so den Motorblock. Die sechs hohlen Stützrippen, die den rSG halten, führen Versorgungsleitungen für Strom und Kühlwasser (Abbildung 3.8).

Die konstruktive Änderung des Verdichtereinlaufs an der Stelle des rSG ist so ausgeführt, dass die Strömung ständig leicht beschleunigt wird, um ein Anwachsen der Wandgrenzschichten weitestgehend zu unterbinden. Die neue Einlaufgeometrie wurde numerisch vorausgelegt (Peters, 1999).

Zur Untersuchung des Einflusses von rotierenden Eintrittsstörungen auf das Verdichterbetriebsverhalten ist eine Variation der Drehzahl und Drehrichtung der Störung

notwendig. Hierin liegt auch der Vorteil des Einsatzes eines Störgenerators gegenüber einem Mehrwellentriebwerk, da es dort nicht möglich ist, die Drehzahl von NDV und HDV unabhängig voneinander zu variieren. Im realen Betrieb liegt das Verhältnis der Drehzahlen der im NDV ausgebildeten Rotating Stallzellen und des HDV zwischen 30%-40% – dies muss auch der rSG im Verhältnis zum Rig212 erbringen. Darüber hinaus ist jedoch für Parameterstudien und daraus evtl. resultierenden Verbesserungsmöglichkeiten eine größere Variationsbreite erforderlich, insbesondere auch eine freie Wahl der Drehrichtung.

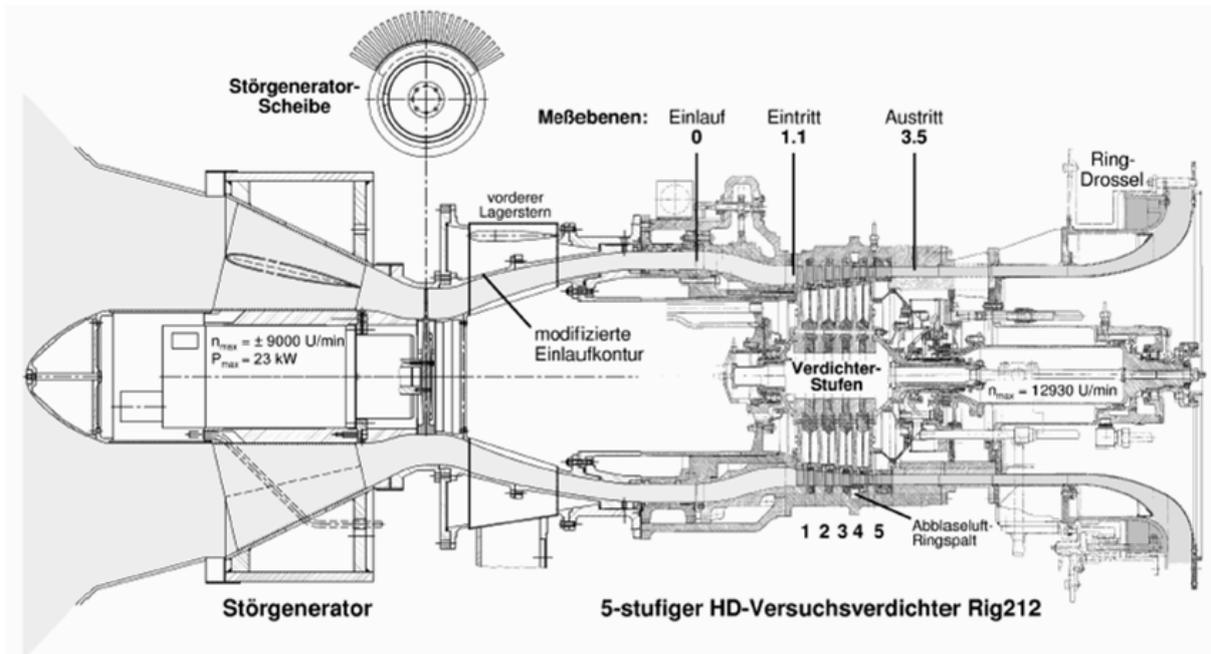


Abbildung 3.8: Rig212 mit rSG (Schnitt)

Die Auslegungsdrehzahl des Verdichters beträgt bei 288K Umgebungstemperatur $13860 \text{ U}_{\text{min}}$ und bei 298 K $14100 \text{ U}_{\text{min}}$. Für eine Umgebungstemperatur von 298K ergeben sich folgende Drehzahlverhältnisse für die unterschiedlichen Messaufgaben:

$n_{\text{rSG,rel}} [\%]$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$n_{\text{rSG,rel}} [\%]^*$	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
$n_{\text{rSG,abs}} [\text{U}/\text{min}]$	0	846	1692	2538	3384	4230	5076	5922	6768	7614	8460
$n_{\text{rSG,freq}} [\text{Hz}]$	0	14,1	28,2	42,3	56,4	70,5	84,6	98,7	112,8	126,9	141

Tabelle 3.1: Drehzahlverhältnisse rSG (Peters, 1999); * bezogen auf 100 % Verdichterdrehzahl

Konstruktiv bedingt ist die Einbauposition des rSG mit ca. 4 Mittelschnittsradien vor der Verdichtereintrittsebene verhältnismäßig lang, aber nicht anders zu realisieren. Wünschenswert wäre hier ein Wert von ein bis zwei Radien. Gerade im Hinblick auf einen Betrieb mit gekoppelten Störgeneratoren ist die vorhandene Lösung der bestmögliche Kompromiss. Aufgrund der Lauflänge der Störung von ihrer Erzeugung bis zum Verdichtereintritt, sind hier recht starke Ausmischungsprozesse zu erwarten.

Aus Festigkeitsgründen ist die Maximaldrehzahl des Störgenerators auf $8500 \text{ U}_{\text{min}}$, bei einer maximalen Antriebsleistung von 23kW, begrenzt. Diese Drehzahl erlaubt den Einsatz von fettstatt ölumlaufgeschmierten Wälzlagern. Die notwendige Antriebsleistung im Dauerbetrieb liegt bei ca. 6,5kW. Die Kenntnis der Leistungsaufnahme ist wichtig für die Berechnung der der Strömung zugeführten Energie infolge des Störgeneratoreinsatzes. Deswegen kann die Totalenthalpie der Strömung zwischen der Messebene im Beruhigungsbehälter und dem

Verdichtereintritt nicht mehr als konstant betrachtet werden. Mit steigender Störgenerator- wie auch Verdichterdrehzahl erhöht sich die erforderliche Antriebsleistung des Störgenerators. Nimmt man nun an, dass unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgrades $\eta_{\text{Motor}}=95\%$ die Antriebsleistung P_{Motor} ausschließlich in einen Temperaturanstieg umgesetzt wird, lässt sich so die mittlere Totaltemperaturerhöhung ΔT_t bestimmen:

$$\Delta T_t = \frac{P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (3.1)$$

Diese liegt bei 93,3% Auslegungsdrehzahl des Verdichters und Maximaldrehzahl des Störgenerators bei 2,51K (Peters, 1999). Die genauen konstruktiven Merkmale des rSG können bei Peters nachgelesen werden.

3.3.3 Erzeugte Totaldruckstörungen

Bei den Störgeneratoren erfolgt eine passive Erzeugung von Totaldruckstörungen. Sie besitzen beide ein Sieb aus Stäben quadratischen Querschnitts, die scharfkantig ausgeführt sind und bei denen über einen Reynoldszahlbereich von $10^2 < \text{Re} < 10^4$ ähnliche Strömungsverhältnisse die Verlustentwicklung beherrschen. In diesem Reynoldszahlbereich arbeitet der Verdichter zwischen Teillast mit 60% reduzierter Drehzahl und Überlast bei 106,7%.

Zur Bestimmung des Totaldruckverlustes führte Roach (1987) folgende Beziehung ein:

$$\frac{\Delta p_t}{q} = A \left(\frac{1}{\beta^2} - 1 \right)^B \quad (3.2)$$

wobei die empirischen Koeffizienten A und B wegen der ähnlichen Strömungsverhältnisse konstant bleiben. Sie wurden für beide Störgeneratoren zu $A=0,98$ und $B=1,09$ bestimmt. Damit sind die Totaldruckverluste und somit die Störintensitäten der Störgeneratoren entsprechend der Beziehung lediglich noch von den Gitterporositäten β_{sSG} und β_{rSG} und den anliegenden Staudrücken q_{sSG} und q_{rSG} abhängig.

Für die Gitterporosität der Siebe gilt die folgende Beziehung:

$$\beta = 1 - \frac{d}{M} \quad (3.3)$$

Dabei stellt d die Stabdicke und M den Mittenabstand zweier benachbarter Stäbe dar. Für die beiden Siebe gilt: $\beta_{\text{sSG}}=0,6935$ und $\beta_{\text{rSG}}=0,5079$.

Damit ist man nun in der Lage den Auslegungstotaldruckverlust für die entsprechenden Drehzahlen zu ermitteln. Diese Werte können bei Jahnen (1998) für den sSG und bei Peters (1999) für den rSG nachgelesen werden. Allerdings berücksichtigt der Auslegungstotaldruck nach Roach nicht das Ausweichen der Strömung in den ungestörten Bereich, weshalb der reale Druckverlust kleiner sein wird. Weiterhin wird auch nicht eine eventuelle Interaktion der Störgeneratoren im kombinierten Betrieb berücksichtigt. Dabei stellt sich die Frage, inwieweit sich die kombinierten Totaldruckstörungen beeinflussen.

3.3.4 Steuerung der Störgeneratoren

Die Steuerung des sSG erfolgt über einen Elektromotor, dessen Steuergerät im Leitstand untergebracht ist. Über den Widerstand eines am Motor angebrachten Potentiometers kann im Leitstand die aktuelle Position des sSG abgelesen werden.

Die Steuerung der Motorspindel des rSG erfolgt über den Frequenzumrichter REFU 316/30, dessen Fernbedienstelle auch im Leitstand untergebracht ist. Dort wird die gewünschte Drehzahl eingegeben und der eingebaute Integrator stellt die Motorspindel entsprechend ein. Somit können Verdichter, sSG und rSG gleichzeitig vom Leitstand aus mit nur einer Person bedient werden.

3.4 Messwerterfassung

Bei der Messwerterfassung (MWE) kann man zwischen einer niederfrequenten (stationären) und einer hochfrequenten (instationären) Messstrecke unterscheiden. Jede dieser Messstrecken kann dann noch in Hard- und Software unterteilt werden.

Der Sinn einer MWE besteht in der Erfassung und der anschließenden Umwandlung physikalischer Größen in eine auswertbare und weiterverarbeitbare Form. Dabei werden die physikalischen Größen, die beim Rig212 Druck, Temperatur und Drehzahl sind, von entsprechenden Sensoren erfasst und zu elektrischen Werten gewandelt. Beim Axialverdichterprüfstand des Instituts erfolgt eine Wandlung in Spannung. In aller Regel sind diese Spannungssignale recht schwach und werden deshalb zur besseren Weiterverarbeitung in Messverstärkern entsprechend verstärkt. Für eine digitale Verwendung der analogen Messdaten folgt der Messwertverstärkung eine Analog-Digital-Wandlung. Hierbei werden die kontinuierlichen Spannungssignale in diskrete Werte gewandelt, wobei die Bandbreite und damit das Auflösungsvermögen von der Verarbeitungsbreite der A/D-Wandler abhängt. Mit der entsprechenden Software können nun die im Rechner digital vorhandenen Messdaten weiterverarbeitet und gespeichert werden.

Diese Funktionsweise gilt sowohl für die stationäre als auch für die instationäre Messstrecke. Die Abbildung 3.9 zeigt eine schematische Darstellung der MWE für den Axialverdichterprüfstand des Instituts.

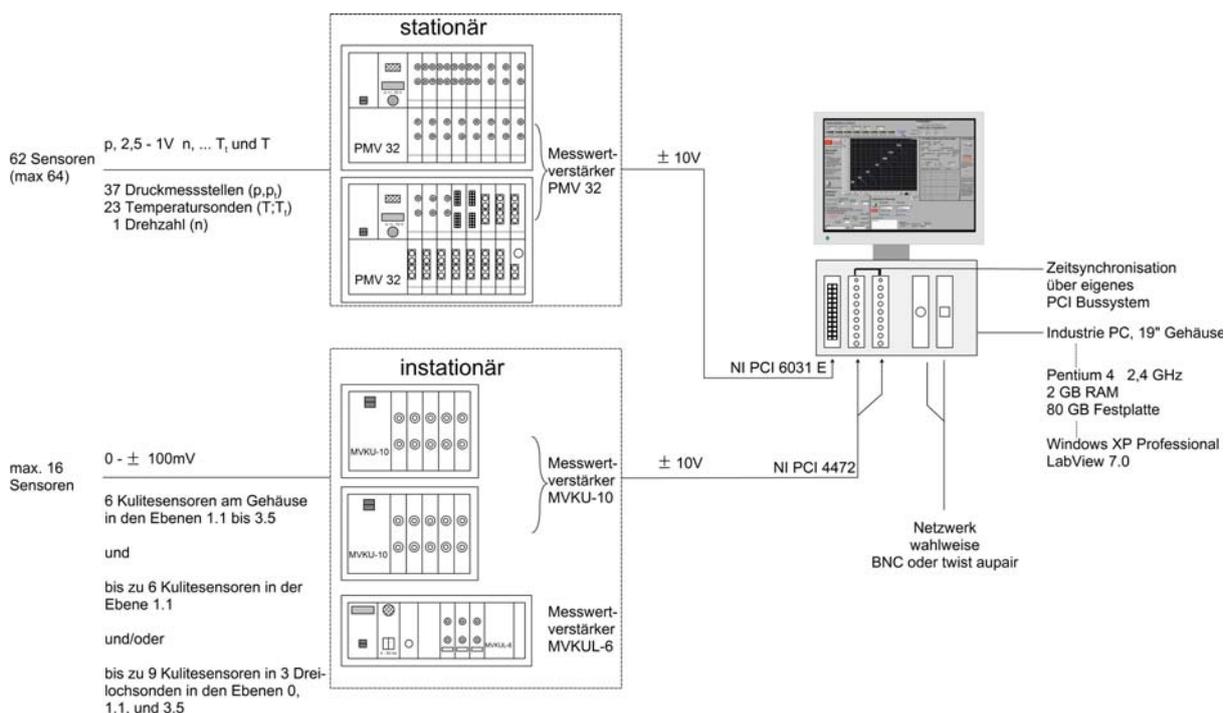


Abbildung 3.9: Schema MWE

Beide Messstrecken laufen in einem Messwerterfassungs-PC zusammen. Hier sind auch die A/D-Wandlerkarten über ein eigenes Bussystem miteinander kombiniert, was den Vorteil einer zeitgenauen Synchronisation und Triggerung für die stationäre bzw. instationäre MWE bietet. Der Messwerterfassungs-PC ist ein handelsüblicher Pentium-IV-Rechner mit 2,5 GHz Taktfrequenz, einem Arbeitsspeicher von 2 GB RAM und einer Festplatte mit 80 GB RAM. Er verfügt aufgrund der großen Datenmengen, die von den drei A/D-Wandlerkarten erzeugt werden, über ein Bussystem mit einer sehr großen Kapazität. Weiterhin ist dieser Rechner in ein 19"-Industrie-PC-Gehäuse integriert und mit leistungsstarken Lüftern und Filtern ausgestattet. Das ist nötig, da er direkt neben dem Prüfstand aufgestellt ist, womit die

Übertragungswege für die Messsignale so gering wie möglich gehalten werden können. Somit werden Fehler bei der Übertragung durch Dämpfung oder Einstreuung von Fremdsignalen, gerade bei der instationären MWE, minimiert.

Als Software zur Messwerterfassung wurde LabView 7.0 von National Instruments auf einer Windows XP Oberfläche genutzt. Der Vorteil dieser Kombination ist eine standardisierte Oberfläche, in der ohne größere Probleme viele weitere gängige Softwareprodukte über Active-X eingebunden werden können. LabView ist eine grafische Programmiersprache, in der über das so genannte Frontpanel die Benutzeroberfläche mittels Symbolen, wie Schalter, Tabellen etc., generiert werden kann. Der Quellcode befindet sich im Diagramm, in dem die Eigenschaften und Berechnungsmethoden für die Frontpanelobjekte festgelegt werden. Ein weiterer entscheidender Vorteil in der Nutzung von LabView liegt darin, dass alle benutzten A/D-Wandlertypen ebenfalls von der Fa. National Instruments stammen und diese deshalb mit LabView-Treibern programmiert und eingestellt werden können.

3.4.1 Stationäre MWE

Die niederfrequente MWE erfasst zeitgleich Daten von bis zu 64 Sensoren und führt simultan eine Kennfeldrechnung durch, so dass bereits während des Messens ein so genanntes „online monitoring“ im Rahmen einer Darstellung des aktuellen Betriebspunktes im Kennfeld des Verdichters sowie weiterer zentraler Daten möglich ist.

Die stationäre MWE dient hauptsächlich der Erfassung der Daten zur Berechnung von Maschinen-, Stufen- und Gittercharakteristiken des Verdichters. Weiterhin werden kontinuierlich einige globale Daten, wie Umgebungsdruck und -temperatur sowie die Verdichterdrehzahl, aufgezeichnet.

3.4.1.1 Erläuterungen zur Messstrecke

In der aktuellen Konfiguration werden 62 Messwerte erfasst, wobei die Temperaturen und die Drehzahl über Sensoren direkt am Prüfstand gemessen und in einem nachfolgenden Messverstärker bearbeitet werden, wogegen sich die Drucksensoren direkt auf den Messverstärkern befinden und durch Druckschläuche mit dem Prüfstand verbunden sind.

Einen Überblick der statischen Druckbohrungen des Verdichters sowie der Messstellen zur Massenstrom- und Temperaturbestimmung ist in der [Abbildung 3.10](#) zusammengefasst. Die Messebenenbezeichnungen aus der Zeit des vorherigen Versuchsbetriebs sind in den Abbildungen nach dem Standard des LTH aktualisiert worden.

Die statischen Druckmessstellen der Massenstrommessvorrichtungen in Filterhaus und Abblasestrecke sind permanent an die Druckmessumformer, piezoresistive Drucksensoren, angeschlossen. Der Totaldruck im Filterhaus wird durch einen einfachen Druckschlauch mit offenem Ende im Filterhaus (Ebene 11) zum Sensor übertragen. Der Abblasemassenstrom des Verdichters wird über eine Messblende (bei Verdichterebene 1.4) nach DIN 1952 bestimmt.

Nach jeder Beschauungsreihe befinden sich am Gehäuse sechs bis zwölf statische Druckbohrungen über den Umfang. Die Ebenen 0, 1.1, 3.5 und 3.5a verfügen zusätzlich über statische Druckbohrungen an der Nabe. In den Ebenen, in denen nicht alle statischen Drücke einzeln gemessen werden, werden sie pneumatisch gemittelt und als ein Ebenendruck erfasst. Alle Drücke, mit Ausnahme von Differenzdrücken zur Massenstrombestimmung und der Messung des Umgebungsdruckes, werden relativ zur Umgebung gemessen. Ein Totaldruckmesskamm befindet sich in der Ebene 3.5c. Dort werden fünf Totaldrücke einzeln abgenommen.

Bei der Temperaturmessung kommen zwei Arten von Sensoren zum Einsatz. Zum einen werden die Temperaturen im Filterhaus (Pt100), in der Beruhigungskammer (10 x Pt10) und in der Abblasestrecke (Pt100) mit Widerstandsthermometern gemessen. Zum anderen erfolgt die Temperaturmessung im Verdichteraustritt (Ebene 3.5c) über NiCr-Ni-Thermoelemente, wo bis

zu acht mit je fünf Thermoelementen bestückte Totaltemperaturmesskämme installiert werden können. Die Messbereiche aller Temperatursensoren sind von Seiten der Messverstärker einheitlich auf 0°C bis 200°C festgelegt.

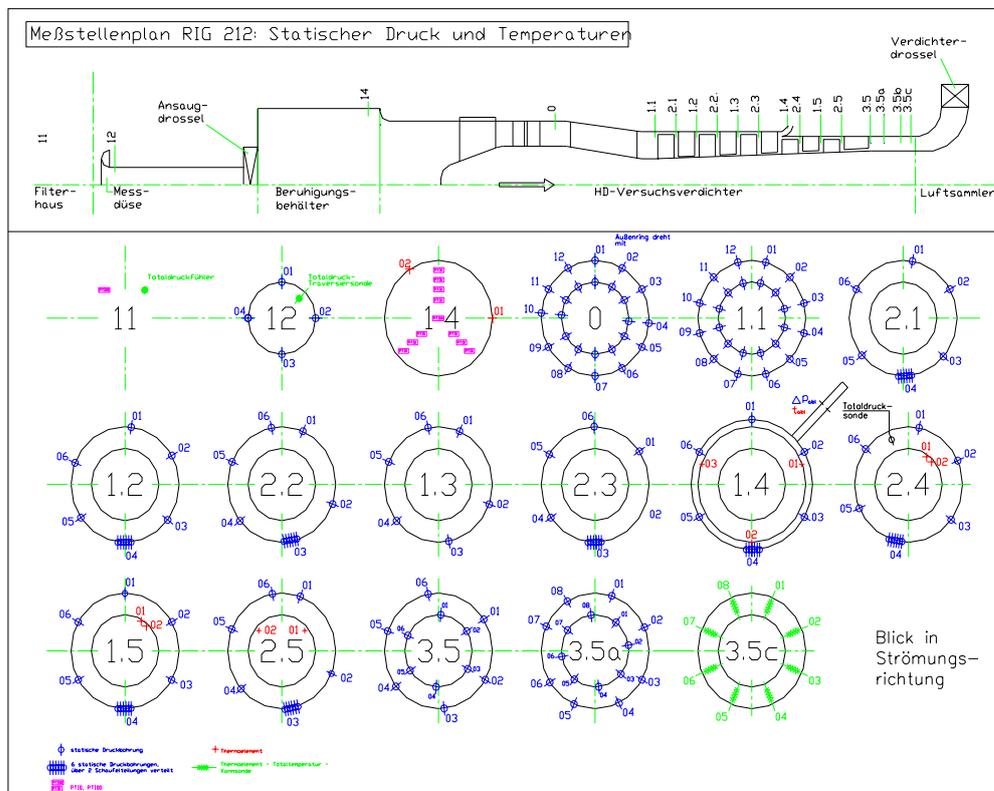


Abbildung 3.10: Messstellenplan 1 (stationäre MWE, Schnitt)

Die Verdichterdrehzahl wird an einer Verzahnung der Zwischenwelle über einen induktiven Sensor gemessen. Der Sensor der Fa. Ginsbury Electronic gibt entsprechend der Zähnezahl 60 Impulse (Sinussignal) pro Umdrehung ab. Die Signalamplitude liegt zwischen 2,5V bei $4500 \text{ U}/\text{min}$ und 1V bei $15000 \text{ U}/\text{min}$.

Das Messverstärker- und -umformersystem PMV32 (Fa. Walcher, 1995) formt die Signale der Sensoren, wobei die Drucksensoren direkt auf den Karten installiert sind, einheitlich auf Spannungssignale im Bereich von $\pm 10\text{V}$. Die Anzahl der während einer Messung angeschlossenen Sensoren ist beim realisierten Aufbau begrenzt durch die Anzahl der Verstärkersteckplätze und A/D-Wandlerkanäle. In einem Messschrank in direkter Nähe des Versuchsverdichters befinden sich zwei 19"-Verstärkergehäuse mit Spannungsversorgung (Abbildung 3.9). Beide Gehäuse verfügen über 16 Verstärkersteckplätze im Europakartenformat, wobei jede Verstärkerkarte mit zwei Präzisionsmessverstärkern und Anschlüssen bestückt ist.

Insgesamt stehen am Verdichterprüfstand in der aktuellen Konfiguration für die stationäre MWE 38 Druckmessverstärker, 4 Pt100-Meßverstärker, 21 NiCr-Ni-Thermoelement-Messverstärker und ein Drehzahlwandler zur Verfügung.

Die Spannungssignale werden nach der Verstärkung über zwei Signalübertragungskabel zum Messwerterfassungs-PC geleitet, der sich, um lange Übertragungswege zu ersparen, bei den Messverstärkern befindet.

Zur Verarbeitung der 64 Kanäle von den Messverstärkern steht eine 64-Kanal-A/D-Wandlertarte (Modell PCI-6031E) der Fa. National Instruments zur Verfügung, welche im Messwerterfassungs-PC installiert ist. Die Signale laufen „referenced-single-ended“ an der Karte auf. Dies bedeutet, dass sie bereits am Messschrank geerdet werden. Die Wandlungsgenauigkeit der PCI-6031E beträgt 16 Bit bei einer maximalen Zeitauflösung von

50ns. Dabei wurde entsprechend den Messverstärkerausgängen der Messbereich auf $\pm 10V$ eingestellt, obwohl jedoch auch andere Eingangsspannungen verarbeitet werden können. Detaillierte Informationen zu den Spezifikationen der Messstrecke finden sich bei Reuß (2002).

3.4.2 Instationäre MWE

Der prinzipielle Aufbau der instationären MWE ist gleich der stationären, wobei aus Kostengründen deutlich weniger Sensoren benutzt werden. Auch hier werden physikalische Phänomene von Messwertaufnehmern in elektrische Signale umgewandelt, anschließend verstärkt, digitalisiert, auf dem Messwerterfassungs-PC bearbeitet und gespeichert. Im Gegensatz zur stationären MWE werden bei der instationären MWE nur Drucksensoren benutzt, da ein früherer Einsatz von Hitzdrahtsonden sich aufgrund der extremen Strömungsbedingungen bei Störgeneratorbetrieb nicht bewährte. Ein Einsatz von berührungslosen Messverfahren wie „Laser2Focus“ und PIV hätte enorme Umbaumaßnahmen am Prüfstand erfordert und kam deshalb nicht in Frage.

Die Abbildung 3.11 zeigt den zweiten Teil des Messstellenplans, bei dem auch die Messstellen der instationären MWE aufgeführt werden.

3.4.2.1 Erläuterungen zur Messstrecke

Den Schwerpunkt der instationären Messtechnik bilden pneumatische Dreilochsonden (siehe Kapitel 3.4.2.2), mit denen die Strömung vermessen wird. Dabei werden aus den Drucksignalen der einzelnen Sensoren die Größen Totaldruck, statischer Druck und Machzahl bestimmt. Indirekt ist auch noch eine Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit möglich. Der Einsatz der Mehrlochsonden ist in den drei Ebenen 0 (Übergangskanal), 1.1 (Verdichtereintritt) und 3.5 (Verdichteraustritt) an jeweils drei festen Umfangspositionen möglich.

Neben diesen Sonden sind zwischen den Stufen je ein Drucksensor direkt am Gehäuse sowie im Verdichtereintritt sieben über den Umfang verteilt angebracht, um auch Aussagen zur Umfangsverteilung der Störungen treffen zu können (Abbildung 3.11). Diese Sensoren sind als Wanddruckaufnehmer ausgeführt. Weiterhin ist ständig eine Totaldrucksonde am Verdichteraustritt (Ebene 3.5) installiert.

Bei den Druckaufnehmern handelt es sich durchweg um Miniaturdrucksensoren der Fa. Kulite, mit denen im Institut bezüglich Genauigkeit, Auflösung, Ansprechzeit und Rauschverhalten sehr gute Erfahrungen gemacht wurden. Die Funktionsweise der Sensoren ist im Prinzip die gleiche wie bei der stationären Messtechnik. Es handelt sich um eine piezoresistive Membran, auf die eine aktive Brückenschaltung aufgedampft wurde. Diese Membran befindet sich hinter einem Metallschutz direkt an der Spitze des Sensors. In der verwendeten Ausführung sitzt hinter der Membran ein Plenum mit 1bar gekapseltem Referenzdruck, was die Sensoren zu Absolutdruckaufnehmern macht. Somit sind sie unabhängig vom Einsatzort, da nicht gegen Umgebungsdruck gemessen werden muss. Es werden insgesamt nur zwei unterschiedliche Typen von Druckaufnehmern eingesetzt, die sich hauptsächlich in ihren Messbereichen unterscheiden. Der Sensor XCS – 062 SG hat einen Messbereich von $1\text{bar} \pm 350\text{mbar}$ für den Einsatz im Übergangskanal und Verdichtereintritt. Der Sensor XCE – 062 SG hat einen Messbereich von $1\text{bar} \pm 1700\text{mbar}$ für den Einsatz in den hinteren Stufen. Beide Sensoren arbeiten temperaturkompensiert bis 80°C bzw. 235°C , was bei den im Verdichter auftretenden Temperaturen zu einer maximalen Temperaturdrift von 1% vom Endwert führt. Das Kompensationsmodul befindet sich ca. einen halben Meter hinter dem Sensor, so dass dieser klein bleiben kann. Beide Sensoren besitzen eine zylindrische Form mit 1,63mm Durchmesser und 9,5mm Länge. Sie sind damit die kleinsten verfügbaren Miniaturdruckaufnehmer der Fa. Kulite. Weitere technische Informationen zu den Sensoren

sind den entsprechenden Datenblättern der Fa. Kulite zu entnehmen.

An den Sensoren bzw. den Sonden schließen sich Messverstärker an, welche die elektrischen Signale, hier Spannungen, auf den Eingangsbereich von $\pm 10V$ der folgenden A/D-Wandlerkarten verstärken. Vom Verstärker Typ MV KU-10 der Fa. Walcher werden zwei Geräte mit je zehn Kanälen benutzt.

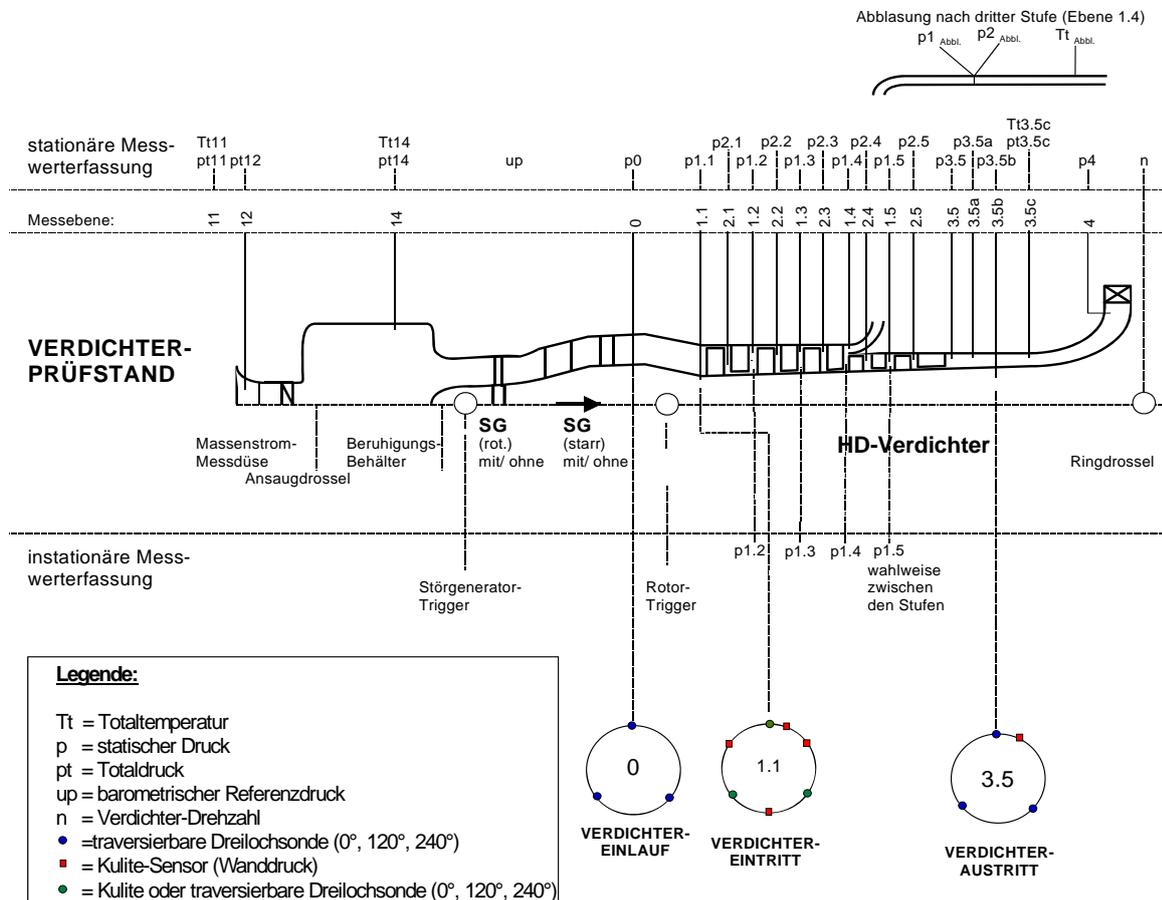


Abbildung 3.11: Messstellenplan 2 (Schema stationäre und instationäre MWE)

Für die hochfrequente Datenverarbeitung der instationären MWE sind im Messwerverfassungs-PC zwei A/D-Wandlerkarten vom Typ PCI 4472 der Fa. National Instruments eingebaut. Sie besitzen jeweils acht Eingangskanäle mit integrierten Tiefpassfiltern, um Aliasing-Effekte zu vermeiden. Die A/D-Wandlerkarten ermöglichen es, alle Eingangskanäle mit maximal 102,4kHz synchron abzutasten. Bei der Erfassung der Signale verdienen die zeitliche Synchronisation und das Einhalten des Abtasttheorems eine besondere Beachtung. Die Synchronisierung erfolgt über ein eigenes Bussystem mit dem alle A/D-Wandlerkarten verbunden sind, um die Messungen zu triggern.

Analog der stationären Messwerverfassung werden die digitalisierten Werte mit LabView weiterverarbeitet und gespeichert.

3.4.2.2 Mehrlochsonden

Zeitlich wechselnde Strömungsverläufe sind mit den konventionellen Strömungs sonden nicht zu erfassen, da infolge langer Druckmessleitungen und großer Messvolumina Druckschwankungen verfälscht werden. Die Druckmessvolumina der Sonde mussten zu diesem Zweck minimiert werden, was sich mit kleinsten Halbleiter-Miniaturdruckaufnehmern der Fa. Kulite, die direkt im Sondenkopf eingebaut sind, realisieren lässt.

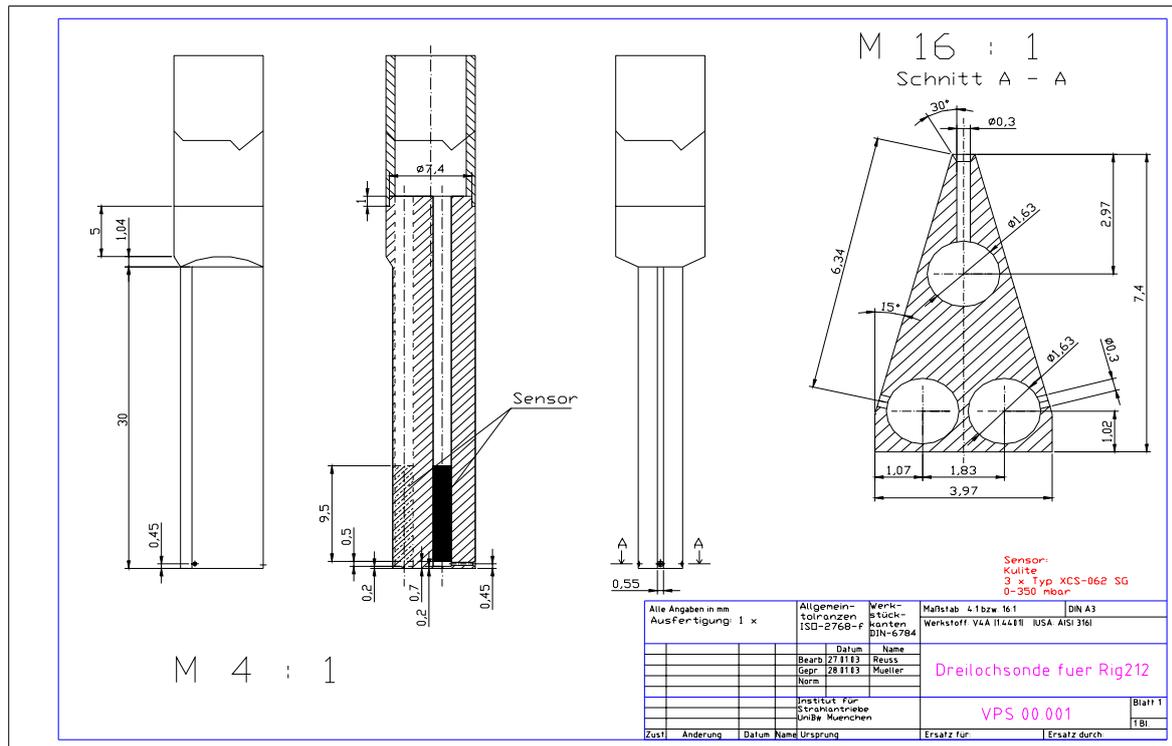


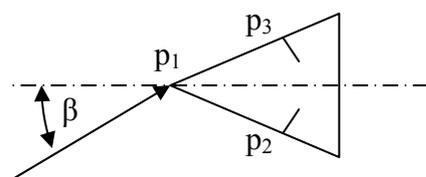
Abbildung 3.12: Dreilochsonde mit Sensor XCS – 062 SG

Bei den eingesetzten Sonden handelt es sich um Dreilochsonden, mit denen eine instationäre zweidimensionale Strömungsmessung möglich ist. Die zweidimensionale Messung ist aufgrund des hohen Nabenverhältnisses des Verdichters hinreichend genau, da radiale Geschwindigkeitskomponenten im Kanalquerschnitt vergleichsweise klein sind.

Die Sonden sind traversierbar. Aufgrund der rotierenden Eintrittsstörungen und der Drehbarkeit der statischen Störsiebe um 120° lässt sich so mit den Sonden an drei Umfangspositionen der gesamte Kanalquerschnitt vermessen. Dabei werden der Gierwinkel, die Machzahl, der statische und der totale Druck der Strömung über Kalibrierkurven bestimmt.

Als Form für die Sonde wurde aus konstruktiven und aerodynamischen Gründen eine Keilsondenform gewählt (Abbildung 3.12). Bei der Konstruktion musste der Festigkeitsrechnung aufgrund der Schwingungsanregung der erzeugten periodischen Druckschwankungen des rSG besondere Beachtung geschenkt werden.

Im hohen Unterschall- und im transsonischen Geschwindigkeitsbereich, also bei kompressiblem Druckaufstau am Sondenkopf, reichen Druckmessungen allein nicht aus, um



Zuordnung: $p_1 \rightarrow p_t$
 $p_2, p_3 \rightarrow p, \beta$ } Ma

Abbildung 3.13: Zusammenhang zwischen Mess- und Strömungsgrößen

den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit zu bestimmen. Hierfür ist noch eine Temperaturmessung am Messort erforderlich. Allgemein werden mit den Drücken die Machzahl Ma und der Gierwinkel β der Anströmung bestimmt. Die Temperaturmessung bringt die örtliche Schallgeschwindigkeit. Leider sind am VPS keine Temperaturmessgeräte installiert, welche entsprechend schnell ansprechen.

Um eine zweidimensionale Strömung bestimmen zu können, müssen mindestens so viele Druckbohrungen am Sondenkopf wie

Unbekannte in der Strömung vorhanden sein. Die Abbildung 3.13 zeigt diese Zusammenhänge schematisch am Beispiel der eingesetzten Keilsonde. Bei pneumatischen Mehrlochsonden lassen sich verschiedene Kalibrierkoeffizienten definieren. Welche Koeffizienten am geeignetsten sind, hängt von der Sonde und dem Einsatzgebiet ab.

Für eine Dreiloch-Keilsonde, die bis zum mittleren Unterschallbereich eingesetzt werden soll, haben sich die folgenden Koeffizienten bewährt: Gierwinkelfaktor F_1 , Machzahlfaktor F_2 , Statischer Druckfaktor F_3 und der Totaldruckfaktor F_4 (Schwarz, 1997). Um die zu erwartenden Strömungsverhältnisse im Versuchsverdichter weitestgehend erfassen zu können, wurden die Sonden für einen Machzahlbereich von $Ma=0,1-0,5$ bei Gierwinkeln im Bereich von $\beta=-40^\circ$ bis $+40^\circ$ kalibriert. Um Fehler zu minimieren, wurden die Sonden in die Traversiergeräte eingespannt, welche später auch bei der Messung benutzt wurden.

Dazu mussten die Kalibrierkoeffizienten A_{ij} für folgendes Approximationspolynom bestimmt werden:

$$X = \sum_{i=1}^L \sum_{j=1}^M A_{ij} F_2^{k-1} F_1^{j-1} . \quad (3.4)$$

X nimmt dann die bei der Kalibriermessung bekannten Werte β , Ma , F_3 , F_4 an. Die dimensionslosen Beiwerte sind wie folgt definiert:

$$F_1 = \frac{p_3 - p_2}{\Delta p} , \quad (3.5)$$

$$F_2 = \frac{\Delta p}{p_1} , \quad (3.6)$$

$$F_3 = \frac{p_1 - p_{umg}}{\Delta p} , \quad (3.7)$$

$$F_4 = \frac{p_t - p_1}{\Delta p} . \quad (3.8)$$

Für die Kalibrierung und Auswertung des „einfachen“ Winkelbereiches ($\pm 25^\circ$) bestimmt sich Δp zu (Heneka, 1983):

$$\Delta p = p_1 - \frac{p_2 + p_3}{2} . \quad (3.9)$$

Aufgrund der kombinierten Störungen wird erwartet, dass der Winkelbereich erweitert werden muss. Bohn (1975) konnte für Fünflöchkugelkopfsonden durch Anpassung des Δp eine Erweiterung des Winkelbereiches bis $\pm 50^\circ$ erreichen. Im Falle der Dreilochsonden ergibt sich:

$$\Delta p_{err} = \sqrt{\frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \left((p_i - p_s) - \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 (p_j - p_s) \right)^2} + \left((p_1 - p_s) - \frac{1}{2} \sum_{i=2}^3 (p_i - p_s) \right) . \quad (3.10)$$

Werden bei bekannten Zuströmbedingungen die 3 Drücke an der Dreilochsonde aufgenommen, die dimensionslosen Beiwerte gebildet und diese in das Approximationspolynom eingesetzt, so erhält man ein System unabhängiger Gleichungen. Zur Bestimmung der $L \times N$ Kalibrierkonstanten A_{ij} wird ein Gleichungssystem mit ebenso vielen unabhängigen Gleichungen benötigt. Die Auswertung des Gleichungssystems erfolgt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate nach Gauss.

Die Forderung, welche bei der Iteration die Konvergenzbedingung darstellt, ist die, dass die quadrierten Differenzen der gesuchten Funktionen F und der gegebenen Kalibrierpunkte F' ein Minimum bilden:

$$S = \sum_{r=1}^u \sum_{s=1}^v (X_{n,rs}^* - X_{n,rs})^2 \stackrel{!}{=} Min. \quad (3.11)$$

mit:

u = Anzahl der berücksichtigten Messpunkte für β

v = Anzahl der berücksichtigten Messpunkte für Ma

Die Minimumbedingung ist dann erfüllt, wenn die partiellen Ableitungen:

$$\frac{\partial S}{\partial A_{ij}} = 0 \quad (3.12)$$

gesetzt werden. Das Ergebnis der Kalibrierung sind die Kalibrierkoeffizienten des Polynoms, mit denen die unbekanntes Strömungsgrößen bei der Messung ausgewertet werden können.

Alternativ und zur Kontrolle der Richtigkeit wurde ein zweiter Weg verfolgt (Wachter, 1983). Die Koeffizienten lauten: Statischer Druckfaktor F_1 , Totaldruckfaktor F_2 , Gierwinkelfaktor F_3 und der Machzahlfaktor F_4 . Dabei gibt der Machzahlfaktor die Verknüpfung zwischen dem statischen und dem Totaldruck an und leitet sich aus der Isentropenbeziehung her. Formelmäßig ergeben sich für die einzelnen Faktoren folgende Zusammenhänge:

$$F_1(\beta, Ma) = \frac{p_2 + p_3 - p_s}{2 p_t}, \quad (3.13)$$

$$F_2(\beta, Ma) = \frac{p_t - p_1}{p_t}, \quad (3.14)$$

$$F_3(\beta, Ma) = \frac{p_2 - p_3}{p_1}, \quad (3.15)$$

$$F_4(Ma) = \frac{p}{p_t} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{1 - \kappa}}. \quad (3.16)$$

Die unbekanntes Größen β und Ma sind in den Kalibrierkoeffizienten F_1 bis F_4 die unabhängigen Variablen, die aus dem Gleichungssystem berechnet werden können. Dazu muss jedoch auf ein numerisches Lösungsverfahren zurückgegriffen werden, da nach β und Ma nicht explizit aufgelöst werden kann. Die Drücke p_1 bis p_3 im Gleichungssystem sind die von der Sonde gemessenen Drücke der unbekanntes Strömung. Sind β und Ma berechnet, folgen aus den Gleichungen der Totaldruck p_t und der statische Druck p der Strömung.

Der folgende Polynomansatz zur Bestimmung der Kalibrierkoeffizienten wird verwendet:

$$F_1(\beta, Ma) = \sum_{k=1}^l \sum_{j=1}^m a_{jk} \beta^{j-1} Ma^{k-1}. \quad (3.17)$$

Die Kalibrierkoeffizienten F_2 bis F_4 werden entsprechend approximiert. Die Kalibrierkoeffizienten der Kalibrierung, hier mit F' bezeichnet, sind bekannt. Damit können nach Gauss die gesuchten Koeffizienten a_{jk} bestimmt werden. Die mittlere Abweichung der approximierten Werte bezüglich der Messwerte ist dabei kleiner als die allgemeine Messunsicherheit bei pneumatischen Strömungsmessungen. Die für die Sonde bestimmten Kalibrierdaten, -kurven und -koeffizienten sind bei Reuß (2003) dargestellt.

Die Auswertung der Sondenmessungen erfolgt über die gemessenen Drücke. Dabei ergibt sich ein Gleichungssystem für die zwei Unbekanntes β und Ma , wenn man die obigen Gleichungen miteinander verknüpft:

$$\frac{F_1 + F_4}{1 - F_2} = \frac{p_2 + p_3}{2 p_1}, \quad (3.18)$$

$$F_3 = \frac{p_2 - p_3}{p_1}. \quad (3.19)$$

Könnte man jetzt noch die Temperatur an dieser Stelle der Strömung bestimmen, so hätte man den kompletten Strömungszustand erhalten. Ein Umweg wäre die Bestimmung der Geschwindigkeit der Strömung über die Laufzeitmessung der Drucksignale. Dies kann aber

nur eine Näherungslösung sein, die jedoch bessere Ergebnisse liefert, als ein gemitteltetes Temperaturfeld vom Störgenerator.

Gemäß der Abbildung 3.14 sind die Drucksignale um eine Zeit $\tau=T_{12}$ verschoben. Hat man nun zwei Signalverläufe, die zeitlich gesehen ähnlich verlaufen, dann ist es möglich, diese

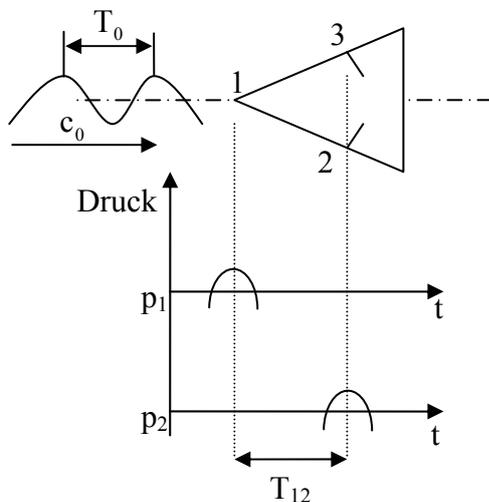


Abbildung 3.14: Signalverschiebung durch Laufzeitunterschiede

miteinander zu korrelieren, um den Zeitversatz zu bestimmen. Wenn im Fall der Keilsonde die Bohrung 1 das Referenzsignal bildet, dann werden jeweils die Laufzeiten zu den Bohrungen 2 und 3 bestimmt. Mit bekannter Abtastfrequenz kann die Laufzeit der Signale zwischen den Bohrungen berechnet werden. Als mathematisches Werkzeug dieser Laufzeitbestimmung wird die Kreuzkorrelation eingesetzt. Dabei werden die beiden Signalverläufe als Funktionen $f(t)$ und $g(t + \tau)$ dargestellt und ein Skalarprodukt dieser beiden Funktionen durchgeführt, wobei der Parameter τ variiert wird. Den Zeitversatz zeigt dasjenige τ an, wo das Produkt maximal wird. Die mathematische Beziehung für die Kreuzkorrelation lautet:

$$R_{p_1, p_2}(t) = p_1(t) \otimes p_2(t) = \frac{1}{T_i} \int_0^{T_i} p_1(t) p_2(t + \tau) d\tau. \quad (3.20)$$

Bei schwankenden Geschwindigkeiten wird die Fouriertransformation der Kreuzkorrelation durchgeführt. Dies nennt sich Kreuzspektrum. Aus dem Kreuzspektrum kann die Bandbreite der Geschwindigkeitsschwankung abgeleitet werden.

Mit der berechneten Laufzeit kann die Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden, womit dann über die Machzahl die Schallgeschwindigkeit bestimmt wird. Daraus wird die statische Temperatur der Strömung an dieser Stelle berechnet. Über die Isentropenbeziehung kann dann die Totaltemperatur der Strömung an dieser Stelle erhalten werden. Mit den Werten für Druck, Temperatur und Gierwinkel ist der komplette Strömungszustand der Strömung an der Stelle der Sonde beschrieben. Um keine Verfälschungen bei großen Gierwinkeländerungen zu erhalten, müssen immer beide Laufzeiten T_{12} und T_{13} betrachtet werden.

Die instationäre Keilsonde unterscheidet sich in ihrem Aufbau nicht von den konventionellen, stationär messenden Keilsonden. Die physikalischen Zusammenhänge zwischen den Drücken der Sonde und den gesuchten Strömungsparametern sind ebenfalls dieselben. Allerdings wird das Übertragungsverhalten durch besondere Maßnahmen erhöht. Die stationären Kalibrierdaten können für Messungen in instationärer Anströmung verwendet werden und für die am VPS des Instituts relevanten Frequenzen ist eine instationäre Kalibrierung nicht notwendig. Bei Wachter (1983) wird eine dynamische Kalibrierung ausführlich gezeigt.

Wird die Strömungssonde instationär umströmt, beispielsweise durch eine umlaufende Eintrittsstörung, kann über die Schwingungszeit T_0 der Störung und die Laufzeit T_{12} des Signals an der Sonde ein Kriterium gefunden werden, ob eine quasi-homogene bzw. quasi-stationäre Umströmung vorliegt (Abbildung 3.14).

Mit der im Verdichtereintritt maximalen Geschwindigkeit der Strömung von $c=150\text{m/s}$, ergibt sich mit dem Bohrungsabstand s für die Sonde eine Laufzeit von $T_{12}=4 \cdot 10^{-5}\text{s}$. Die maximale Störfrequenz beträgt 100Hz , womit sich eine Schwingungsdauer der Störung von $T_0=10^{-2}\text{s}$ ergibt. Die Schwingungszeit T_0 hängt von der Störfrequenz ab. Die Laufzeit T_{12} ist dagegen geometrie- und geschwindigkeitsabhängig. Ist $T_{12} \ll T_0$ kann von einer quasi-homogenen bzw. quasi-stationären Umströmung gesprochen werden. Im Fall der eingesetzten Keilsonde

beträgt der Unterschied der Laufzeit den Faktor 250, was eine 250-fache Auflösung der Störung ermöglicht, ohne dass dynamisch kalibriert werden muss.

Für sehr hochfrequente Messungen, wie zum Beispiel bei der Messung von Nachlaufdehnen mit mehr als 10kHz, ist die Laufzeitbestimmung der Signale unbedingt erforderlich, um über den Frequenzgang der Signalphasenverschiebungen, trotz extrem starker zeitlicher Geschwindigkeitsgradienten, noch korrekte Aussagen über die Strömung treffen zu können. An den Rändern der erzeugten Eintrittstotaldruckstörungen herrschen zwar auch starke Geschwindigkeitsgradienten, die für eine hinreichend genaue Bestimmung mit stationären Kalibrierkurven aber noch langsam genug ($<30\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$) sind.

Das zeitliche Übertragungsverhalten von Drucksignalen wird im Wesentlichen von der Länge und dem Durchmesser der Druckmessleitungen und der Frequenzempfindlichkeit der Druckaufnehmer bestimmt. Da sich unterkritische Druckstörungen maximal mit Schallgeschwindigkeit ausbreiten, kann allgemein ausgesagt werden, dass ein System umso frequenzempfindlicher ist, je kleiner die Messvolumina sind. Wird auf das Messvolumen verzichtet, also bei wandbündigem Druckaufnehmereinbau, kann als Grenzfrequenz die Resonanzfrequenz des Druckaufnehmers angenommen werden. Da jedoch die Druckbohrungen an der Keilsonde in der Größenordnung der anliegenden Grenzsichtdicken sein sollten und die eingesetzten Aufnehmer zu groß dafür sind, wird von dieser Lösung abgesehen. Die verwendeten Miniaturdruckaufnehmer XCS – 62 SG und XSE – 62 SG sind nahezu ungedämpfte Schwingungssysteme, welche sehr hohe mechanische Eigenfrequenzen aufweisen. Der hohe Wert der mechanischen Eigenfrequenz der Druckaufnehmer beeinflusst das Übertragungsverhalten der Druckmesssystems nicht, weil die Systemeigenfrequenzen der beteiligten Messvolumina in der Regel 1 bis 2 Zehnerpotenzen kleiner sind, und diese deshalb das schwächste Glied in der Messstrecke darstellen. Somit ist die Messwerterfassung zusätzlich zum bereits oben genannten Kriterium der Laufzeit, auch durch die Resonanzfrequenz des schwächsten Gliedes – dem Messvolumen – begrenzt.

Die rechnerische Bestimmung der Resonanzfrequenz eines gegebenen Messvolumens ist in den meisten Fällen nur überschlägig möglich. Bei Druckmesssystemen kann die Gleichung von Helmholtz (schwingender Lufttropfen, [Abbildung 3.15](#)) herangezogen werden, mit der hinsichtlich Genauigkeit die besten Erfahrungen gemacht wurden:

$$f_{R,H} = \frac{1}{2\pi} a \sqrt{\frac{D^2 \frac{\pi}{4}}{VL}} \quad (3.21)$$

Für die Keilsonde wird die Bohrung 1 der Sonde als Grenzwert herangezogen, da diese durch das Pitotrohr das größte Druckmessvolumen aufweist. Die Länge der Bohrung beträgt hier $L=2,155\text{mm}$, der Durchmesser $D=0,3\text{mm}$ und das Volumen $V=1,04\text{mm}^3$. Damit ist die

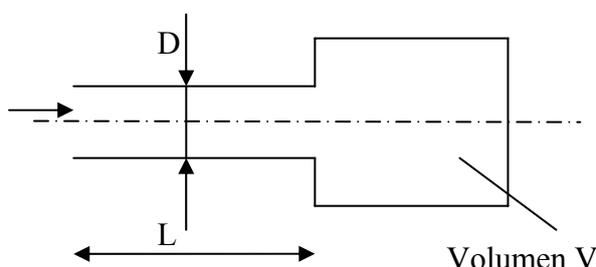


Abbildung 3.15: Druckmessvolumen als Helmholtzresonator

Resonanzfrequenz des Messvolumens zu $f_{R,H} \sim 9,5\text{kHz}$ bestimmt. Bei Signalfrequenzen, kleiner als die Hälfte der Resonanzfrequenz, brauchen Amplitudenfehler infolge Dämpfung nicht berücksichtigt werden.

Abhängig von der aufzulösenden Frequenz können also die stationären Kalibrierkoeffizienten herangezogen werden. Ansonsten muss eine dynamische

Kalibrierung erfolgen, wobei dann zur Korrektur von Amplituden- und Phasenfehlern das Bode-Diagramm angewendet werden kann.

4 Messprogramm

Die Hauptmessaufgabe besteht in der Untersuchung des Verdichterbetriebsverhaltens bei unterschiedlichen Zuströmbedingungen, genauer: bei verschiedenen Konfigurationen von Eintrittstotaldruckstörungen. Dabei sollen die Veränderungen des BP's im Kennfeld und die entstehenden Instabilitäten betrachtet, sowie die Form der Eintrittsstörungen genau vermessen werden.

4.1 Einlaufkonfigurationen

Zunächst werden die untersuchten Einlaufkonfigurationen vorgestellt. Vor dem Verdichter können der stationäre und der rotierende Störgenerator eingebaut werden. Aus der Kombination von sSG und Drehrichtung des rSG ergeben sich sechs mögliche Einlaufkonfigurationen. Die nachfolgenden Abbildungen 4.1 bis 4.4 verdeutlichen die jeweilige Konfiguration. Die Störgeneratoren sind gelb dargestellt und die Stützrippen blau.

In der Konfiguration 1 (K1) sind weder sSG noch rSG eingebaut, es herrscht also eine homogene, störungsfreie Zuströmung. In der Konfiguration 2 (K2) ist nur der sSG eingebaut. Bei der Konfiguration 3 (K3) ist nur der rSG eingebaut und dreht in positiver Richtung (gleichsinnig zum Verdichter). Das Gegenteil ist bei der Konfiguration 4 (K4) der Fall. Wie bei K3 ist nur der rSG eingebaut, dreht aber in negativer Richtung (gegensinnig zum Verdichter). Die Konfigurationen 5 (K5) und 6 (K6) stellen den kombinierten Betrieb mit sSG und rSG dar. Sie unterscheiden sich in der Drehrichtung des rSG (K5: positiv, K6: negativ).

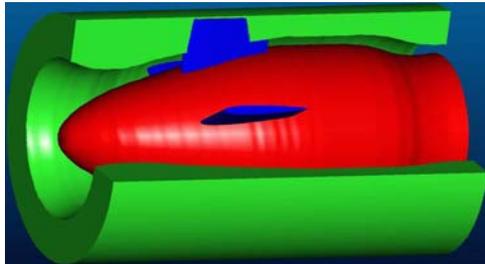


Abbildung 4.1: Einlauf ohne Störung
(K1)

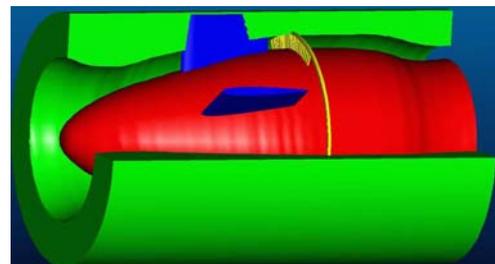


Abbildung 4.2: Einlauf mit sSG
(K2)

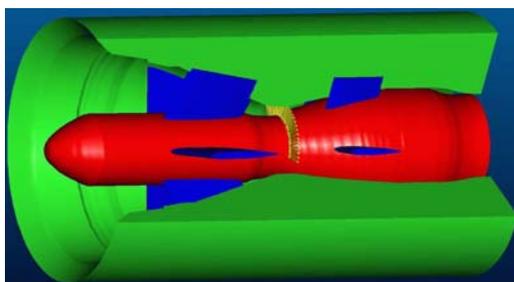


Abbildung 4.3: Einlauf mit rSG
(K3, K4)

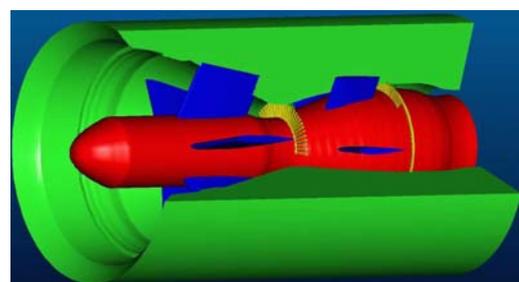


Abbildung 4.4: Einlauf mit sSG und rSG
(K5, K6)

4.2 Messplan

Die Messungen beschäftigen sich mit der experimentellen Bestimmung der auftretenden Strömungsphänomene und dem Versuch der physikalischen Erklärung. Es soll hauptsächlich der Einfluss der Eintrittsstörungen auf das Verdichterbetriebsverhalten, sowie die entstehenden Instabilitäten untersucht werden. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf die

Art der auftretenden Verdichterinstabilitäten und deren Einleitungsprozesse. Dabei lösen die im Kapitel 3 erläuterten Mehrlochsonden die bisher verwendete und unzureichende HDA-Messtechnik für die Strömungsfeldbestimmung ab. Mit den sieben instationären Wanddruckaufnehmern am Verdichtereintritt und den fünf weiteren nach den Stufen wurde die hochfrequente MWE am Prüfstand erheblich erweitert.

Die Steuerung des Betriebspunktes erfolgt weitestgehend über die Drossel direkt hinter dem Verdichter, was aufgrund des kleinen Plenums ein Pumpen verhindert. Der Verdichter bildet dann beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze ausschließlich Rotating Stall aus. Es soll aber auch der Einfluss der Plenumgröße hinter dem Verdichter untersucht werden. Dazu wird die Drossel hinter dem Luftsammler benutzt. Der Luftsammler dient dann als großes Plenum. Es soll hierbei auch die Frage beantwortet werden, inwieweit dem Pumpen ein Rotating Stall voraus geht bzw. wie schroff das Pumpen einsetzt. Aufgrund der starken Belastung für das Material, wenn der Verdichter übers Pumpen ablöst, liegt hierbei nicht der Schwerpunkt der Messungen.

Obwohl bereits jeweils einzeln Messungen mit sSG und rSG durchgeführt worden sind (Jahnen, 1998; Peters, 2004), werden diese aufgrund des Einsatzes der neuen Messtechnik, vor allem aber auch wegen neuer Messaufgaben, an ausgesuchten BP'n wiederholt, um eine Basis für eine Vergleichbarkeit der verschiedenen Konfigurationen zu schaffen. Der Schwerpunkt der Messungen und Auswertungen liegt jedoch bei den kombinierten Eintrittsstörungen, also bei den Konfigurationen 5 und 6.

Somit ergibt sich ein komplettes Bild des Verdichterbetriebsverhaltens bei allen am Prüfstand realisierbaren Zuströmbedingungen. Aufgrund des Einsatzes derselben Messtechnik für alle Konfigurationen sind die Ergebnisse der Unterschiede nicht mehr nur qualitativer Natur.

Bei HDV treten prinzipiell die gleichen Strömungsphänomene und -instabilitäten auf wie bei NDV. Einer der Hauptunterschiede besteht in den Drehzahlen bzw. Umfangsgeschwindigkeiten, so dass bei HDV eine inkompressible Betrachtungsweise nicht mehr zulässig ist. Aus diesem Grund ist das Verhalten eines HDV, und somit auch das des Rig212, sehr stark abhängig von der Geschwindigkeit der Umfangsströmung. Diese Unterschiede lassen sich in die drei Geschwindigkeitsbereiche niedrig, mittel und hoch aufteilen. Zusätzlich ist bei dem hohen Geschwindigkeitsbereich noch einmal eine Unterteilung vorzunehmen, da es bei einigen HDV (Day, 1996) zu starken Änderungen im Verdichterverhalten bei nur geringer Änderung der (hohen) Drehzahl kommt.

Um eine Vergleichbarkeit mit alten Messungen zu erhalten werden folgende Drehzahlenlinien gefahren: 70%, 80% und im hohen Geschwindigkeitsbereich 86,7% bzw. 93,3%. Wie bei den Verdichterdrehzahlen, werden auch beim rSG ausgesuchte Drehzahlen der drei Bereiche niedrig, mittel und hoch verwendet.

Mit den Messungen der sechs Konfigurationen und den verschiedenen Variationen der Drehzahlen von Verdichter und rSG wird ein systematisches und komplettes Bild des Verdichterverhaltens in Abhängigkeit der zu variierenden Größen erstellt. Dabei können die Unterschiede im Strömungsverhalten klar herausgestellt werden.

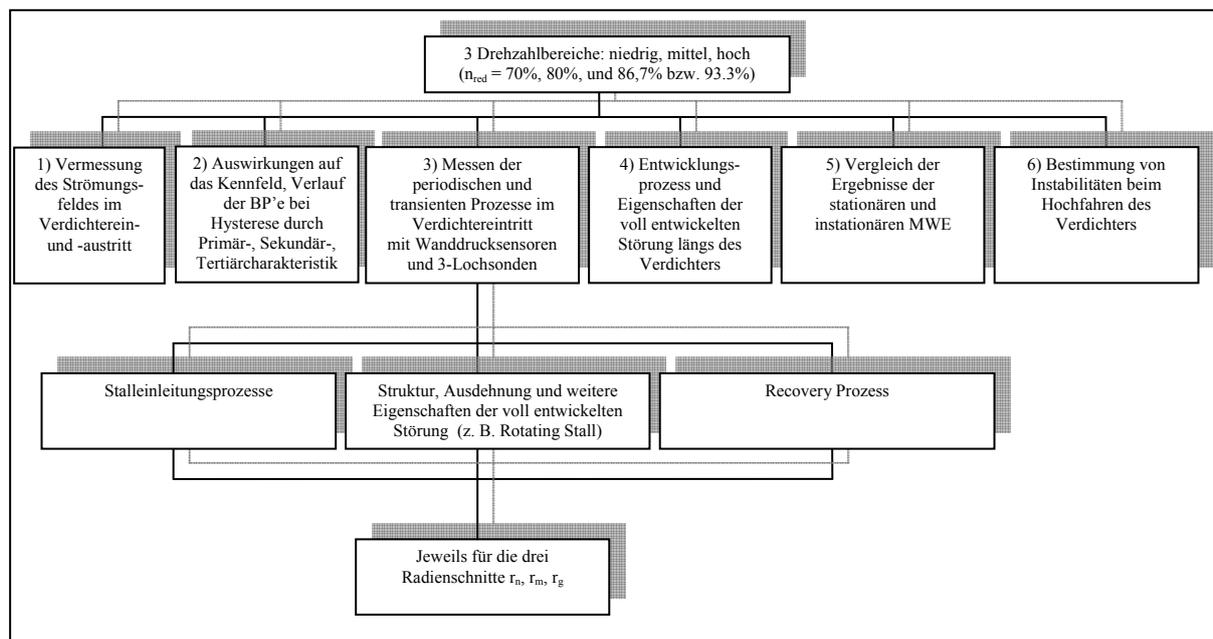
Für alle sechs Konfigurationen wird für jeweils vier Drehzahllinien des Verdichters und für Variationen der Drehzahlbereiche des rSG sowie der Plenumgröße Folgendes bestimmt:

- 1) Vermessen des Strömungsfeldes im stabilen Bereich des Kennfeldes in den Ebenen 1.1 und 3.5. Hierbei steht insbesondere die Frage der Störungen im Vordergrund: Ist die Kombination der Störungen gleich deren Summe oder wie sieht deren Interaktion aus? Wie setzen sich die Störungen durch den Verdichter fort? Behalten sie dabei ihre Struktur?

- 2) Welche Auswirkungen haben die verschiedenen Störungen/Konfigurationen auf das Verdichterkennfeld im Vergleich zur ungestörten Referenz? Wie sehen (in Verbindung mit den Punkten 3) und 4) Primär-, Sekundär- und Tertiärcharakteristik im Kennfeld aus?
- 3) Messen der Stalleinleitungs- und -entwicklungsprozesse, der Struktur der voll entwickelten Instabilitäten und des Recovery Prozesses zurück in den stabilen Bereich der Maschine mit Hilfe der über den Umfang angeordneten Wanddruckbohrungen und der 3-Lochsonden (traversiert über drei Radienschnitte) in Ebene 1.1 – also die Erfassung der periodischen als auch der transienten Prozesse.
- 4) Bestimmung der Entwicklung und schließlich der Ausdehnung und Struktur der Instabilität als Funktion der axialen Richtung mit den Wanddruckbohrungen längs des Verdichters. In welchem Bereich und wann beginnt, die Strömung abzulösen? Ist die Störung überall gleich schnell und gleich groß bzw. von gleicher Struktur?
- 5) Welche Unterschiede ergeben sich im Verlauf der BP'e im instabilen Bereich zwischen stationärer und instationärer MWE hinsichtlich der nötigen Instrumentierung für ein Triebwerk als Voraussetzung für Active Control?
- 6) Wie stabil fährt der Verdichter auf Auslegungsdrehzahl hoch? Wo treten dabei die Instabilitäten auf?

Es gilt somit für alle sechs Konfigurationen* und beide Plenumgrößen das folgende Schema.

*(bei K3 bis K6 mit unterschiedlicher n_{rSG} [niedrig, mittel, hoch])



5 Vermessung der kombinierten Eintrittsstörungen

Stationäre Eintrittstotaldruckstörungen wurden experimentell von Jahnen (1998) am Rig212 untersucht. Danach erfolgte die Betrachtung von rotierenden Eintrittstotaldruckstörungen von Peters (2004). Die Untersuchung der kombinierten Eintrittstotaldruckstörungen geht der Frage nach, wie sich die verursachten Störungen im Einlauf bis zur ersten Verdichterstufe entwickeln. Von besonderem Interesse ist dabei, wie stark sie miteinander interagieren und inwieweit man noch in der Lage ist, eine eindeutige Zuordnung zwischen den jeweils auftretenden Phänomenen zu finden.

Die vorgestellten Strömungsverteilungen wurden größtenteils am Verdichtereintritt (Ebene 1.1) bestimmt. Deshalb ist zunächst eine Betrachtung des Druckprofils, total und statisch, bei homogener Zuströmung sinnvoll. Jahnen konnte durch Strömungsfeldtraversierungen dabei ein Blockprofil für den Totaldruck bestimmen, welches last- und drehzahlabhängig ist. Beim statischen Druck zeigte sich jedoch eine nichtlineare, leicht parabolische Verteilung, was auf eine Verzögerung der Strömung im Seitenwandbereich zurückzuführen ist und die Strömung zum Ausweichen in die Kanalmitte zwingt. Dies verursacht ein leichtes Druckgefälle in Richtung Mittelschnitt. Im Verdichteraustritt (Ebene 3.5) zeigt sich ein gegenteiliger Sachverhalt. Hier liegt eine schwach inhomogene Totaldruckverteilung vor. Beim statischen Druck konnte die Homogenität nachgewiesen werden. Aufgrund der nur leichten radialen Abhängigkeiten ist eine zweidimensionale Mittelschnittsauswertung hinreichend genau. Somit kann bei der Kennfeldrechnung von den statischen Wanddrücken mit Hilfe von Blockagefaktoren auf die Totaldrücke im Verdichteraustritt und innerhalb des Verdichters geschlossen werden.

Zur Untersuchung der inhomogenen Zuströmung wurden mit Hilfe der Störgeneratoren Eintrittsstörungen im Verdichtereinlauf erzeugt. Die Störgeneratoren generieren dabei jeweils auf einem definierten Bereich eine Totaldruckstörung und es finden stromab dieser Störung Ausmischprozesse statt. Wenn eine Rotorscheufel in diesen Bereich eintritt, wird sie aufgrund der gleich drehenden Ausgleichsströmung am Rand der Störung aerodynamisch entlastet. Beim Austreten aus der Störung dreht die Ausgleichsströmung entgegen, was aufgrund der Inzidenzerhöhung zu einer stärkeren Belastung der Rotorscheufel führt. Je kleiner nun die Ausdehnung einer solchen Störung über den Umfang ist, desto kürzer ist die Verweildauer der Schaufelpassage in diesem Bereich und somit wird auch der Einfluss auf die Strömung im Schaufelkanal geringer. Ausgehend von diesen Überlegungen besteht die größte Wirksamkeit der Eintrittsstörungen bei einer langen Verweildauer der Schaufelpassage im gestörten Bereich. Dies ist zum einen der Fall bei niedrigen Verdichterdrehzahlen und zum anderen bei gleichsinnig rotierenden Eintrittsstörungen, was sowohl Longley et al. (1994) als auch Peters (2004) bestätigen konnten.

Betrachtet man vor diesem Hintergrund im stabilen Grenzbereich arbeitende mehrwellige Triebwerke, so wird deutlich, dass auftretende Strömungsablösungen im NDV in Form von rotierenden Zellen den stromab liegenden HDV beeinträchtigen. Derartige sektorielle Störungen verlassen den NDV mit ca. 40%-50% der NDV-Drehzahl und werden dem HDV mit ca. 20%-40% der HDV-Drehzahl aufgeprägt. Demnach ist zu erwarten, dass der Einfluss der Störungen, sowohl des sSG als auch des rSG (gleich- und gegensinnig drehend), bei steigenden Verdichterdrehzahlen wegen der kürzeren Verweildauer der Schaufelpassagen im gestörten Bereich nachlassen sollte.

Allerdings überwiegt hierbei ein anderer Effekt. Die Störintensität der Siebe ist neben der Gitterporosität vor allem vom auftretenden Staudruck abhängig. Dieser erhöht sich mit der Verdichterdrehzahl und der daraus folgenden erhöhten Saugwirkung bzw. erhöhten Einlaufgeschwindigkeit.

Es gibt jedoch noch weitere Einflussfaktoren, welche die eintretenden Totaldruckstörungen

und damit das Betriebsverhalten des Verdichters wesentlich beeinflussen. Allen voran der Einfluss unterschiedlich ausgedehnter Sektoren gestörter Strömung beim einzelnen und kombinierten Betrieb der SG'n, die in den unterschiedlichen Konfigurationen zum Einsatz kommen und auch die unterschiedliche Drehrichtung des rSG beinhalten. Weitere Variationsmöglichkeiten zur Durchführung von Parameterstudien sind die reduzierte Verdichterdrehzahl, die Störgeneratordrehzahl sowie der jeweilige Drosselgrad. Zusätzlich sind interessante Betrachtungen, wie die radiale Verteilung der Störungen und die auftretenden Strömungsphänomene speziell an den Rändern, zu diskutieren. Im Anschluss daran wird der Versuch unternommen, eine Ähnlichkeitsgröße, die sämtliche Einflussgrößen beinhaltet und die auftretende resultierende Störintensität quantitativ beschreiben kann, zu erhalten.

Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse der Traversiermessungen bei gestörter Zuströmung wurden zum größten Teil mit zwei Dreilochsonden der instationären MWE im Verdichtereintritt ermittelt. Die Sondenpositionen betragen dabei 0° für Sonde 1 (S1) und 120° für Sonde 2 (S2). Somit war S1 beim gekoppelten Störgeneratorbetrieb (K5, K6) im direkten Einflussgebiet des sSG, während S2 rein geometrisch außerhalb dieses Einflussbereiches positioniert war. Mit den Sonden wurde das Strömungsfeld an den drei Radienschnitten: gehäusenah, im Mittelschnitt und nabennah vermessen. Auf einem im Ringraum langsam verfahrbaren Schlitten montiert, konnte der sSG mit einem Schrittmotor für die Untersuchung der Effekte an den Rändern des sSG an den Sonden vorbeigefahren werden.

Im Verdichteraustritt wurde mit einer Totaldrucksonde gemessen, um einen Hinweis zu erhalten, inwieweit sich die Eintrittsstörungen durch den Verdichter fortsetzen und danach noch nachweisbar sind. Mit der stationären MWE standen zudem einige Totaldruck- und Totaltemperaturmesskämme im Verdichteraustritt zur Verfügung.

Bei der Darstellung der Eintrittsstörungen wird der relative Totaldruckverlust ($\Delta p_{t,rel}$) über den abgewickelten Verdichtenumfang aufgetragen:

$$\Delta p_{t,rel} = \frac{p_t - p_{t,ref}}{p_{t,ref}} \quad (5.1)$$

Als Bezugsdruck wurde entweder der bei K1 auftretende Totaldruck an der jeweils gleichen Drehzahllinie herangezogen oder, wo es zu Vergleichszwecken sinnvoller erschien, der maximal auftretende Totaldruck. Aufgrund der periodischen Störung des rSG erfolgte bei den Konfigurationen 3-6 eine periodische Mittelung über mehrere Umläufe, um stochastische Fehler zu minimieren. Es ist immer ein Störgeneratorumlauf aufgetragen.

Totaldruck, Machzahl und Gierwinkel der Strömung wurden über die gemessenen Sondendrucke mittels der in [Kapitel 3](#) bestimmten Kalibrierkurven berechnet. Die Darstellung der Machzahl- und Gierwinkelverläufe erfolgt als Farbbalken über dem abgewickelten Ringraum. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Totaldrücke mit ihrem Minimum im Diagramm zentriert aufgetragen. Konsequenterweise sind die Gierwinkel und Machzahlen um dieselben Werte verschoben abgebildet. Im Weiteren werden in gleicher Abfolge jeweils zuerst der Totaldruck, dem folgend der Gierwinkel und zuletzt die Machzahl dargestellt und ausgewertet.

5.1 Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

Erwartungsgemäß haben die unterschiedlichen Konfigurationen selbst den größten Einfluss auf die Strömungsverhältnisse im Verdichtereintritt. Beim Einsatz des sSG (K2) erfolgt eine Teilversperrung des Strömungskanals über 60° Umfangsausdehnung. Mit einem Sektorwinkel von 120° erzeugt der rSG (K3, K4) eine stärkere Störung der Eintrittsströmung. Die größte

Störintensität wird beim kombinierten Einsatz (K5, K6) der Störgeneratoren erwartet, da die sektorische Störung ein bis zu 180° breites Teilstück des Ringraums versperrt. Von besonderem Interesse ist das Verhalten der Totaldruckverluste bei separaten Störgeneratorbetrieb (K2, K3, K4) zum kombinierten Betrieb (K5, K6). Die Frage, die sich dabei stellt, ist, ob die Summe der einzelnen Störungen die gleichen integralen und maximalen Verluste erzeugt, wie die kombinierten, und wie sich eine eventuelle Interaktion zwischen den SG'n äußert.

Die Abbildung 5.1 zeigt in 4 Diagrammen den relativen Totaldruckverlust aufgrund der Eintrittsstörungen jeweils im Vergleich der Konfigurationen 2 bis 6, für die 4 untersuchten reduzierten Drehzahllinien 70%, 80%, 86,7% und 93,3%. Gemessen wurde dabei mit der Sonde 1 auf der 0° -Position im Mittelschnitt. Der Verdichter wurde bis unmittelbar vor die Pumpgrenze angedrosselt und für die Zeit der Messung dort gehalten. Besondere Beachtung fand aufgrund der langsamen Verfahrbarkeit des sSG die Messung von K2. Es bestand die Gefahr, dass durch die wechselnde Position des sSG zu den Stützrippen die Pumpgrenze überschritten wurde. Als Referenzdruck dient jeweils der gemessene Totaldruck, der ungestörten Zuströmung bei Konfiguration 1.

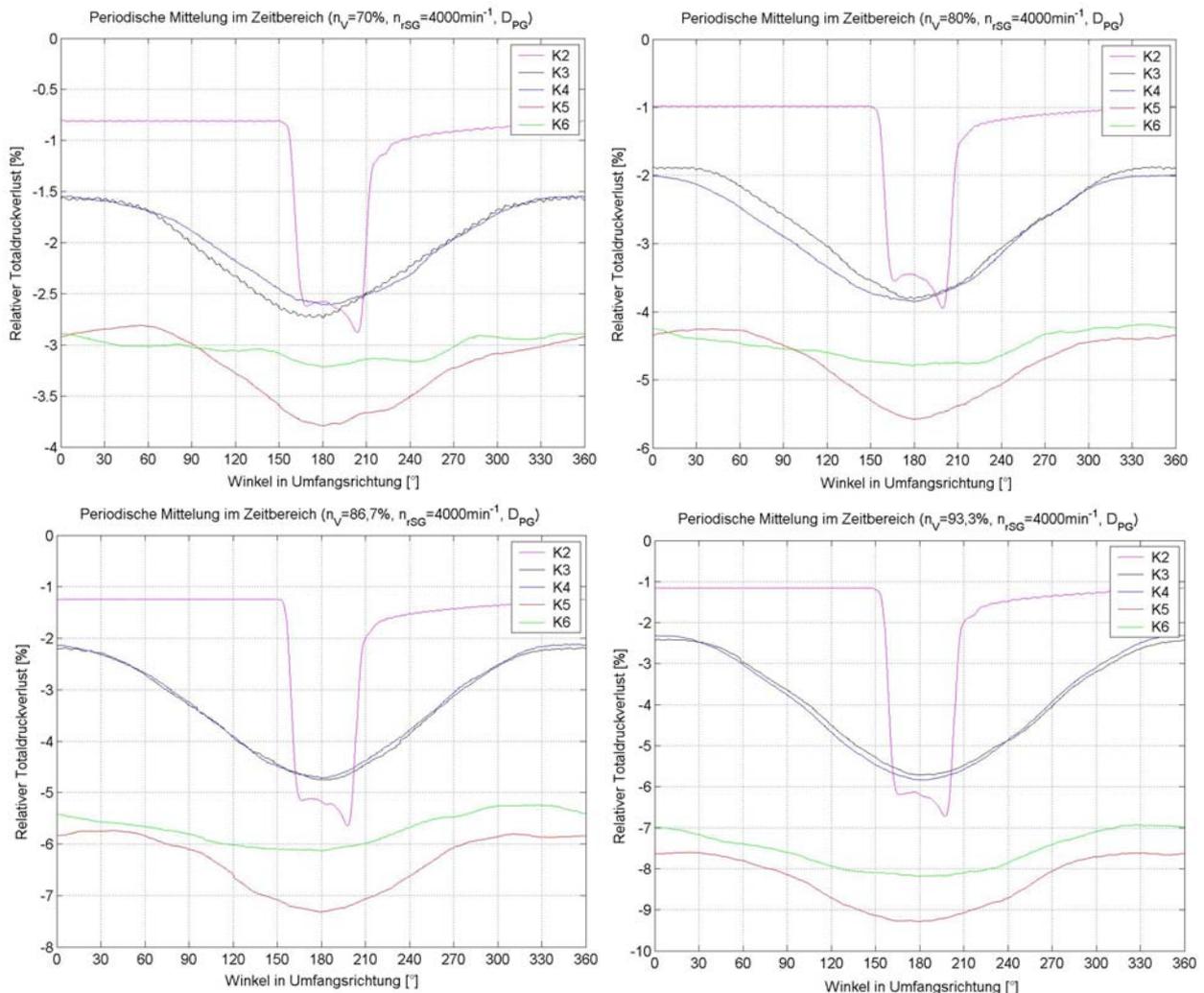


Abbildung 5.1: Relative Totaldruckverluste im Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

Der sSG steht bei K5 und K6 mittig vor der Sonde 1 auf der 0° -Position, während der rSG rotiert. Deshalb handelt es sich bei dieser Auftragung nicht um den abgewickelten Ringraum, sondern um einen kompletten Umlauf des rSG und wie sich dessen erzeugte Störung über den sSG hinweg entwickelt. Um den Rahmen der Darstellung nicht zu sprengen, kann nicht die gesamte Variationsbreite der vermessenen Konfigurationen gezeigt werden, sondern nur ein

repräsentativer Teil. In der Abbildung 5.1 sind die Konfigurationen 3 bis 6 auf die mittlere Störgenerator Drehzahl ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$) begrenzt dargestellt.

Am maximalen Verlust deutlich erkennbar ist die unterschiedlich stark ausgeprägte Störintensität der einzelnen Konfigurationen. Der sSG erzeugt hier zwar eine stärkere maximale Störung (von 2,8% bei $n_v=70\%$ bis 6,7% bei $n_v=93,3\%$) als der rSG (von 2,7% bei $n_v=70\%$ bis 5,8% bei $n_v=93,3\%$ für K3 und K4), was aber an der Drehzahl des rSG liegt (vgl. Kapitel 5.2). Der kombinierte Betrieb von K5 (von 3,8% bei $n_v=70\%$ bis 9,3% bei $n_v=93,3\%$) und K6 (von 3,2% bei $n_v=70\%$ bis 8,2% bei $n_v=93,3\%$) übt den größten Einfluss aus. Interessant ist, dass die Konfiguration 5 mit der gleichsinnig drehenden Eintrittstotaldruckstörung einen deutlich stärkeren Verlust im Druckminimum aufweist als die gegensinnig drehende Störung der Konfiguration 6. Dies scheint zunächst die bereits oben erwähnten Überlegungen zu bestätigen, wonach die längere Verweildauer der Schaufelpassagen im gestörten Bereich eine größere Beeinflussung für den Verdichter darstellt und damit auch vor der ersten Schaufelreihe in der Messebene zu der entsprechenden Interaktion führt, die diesen Druckverlust bestimmt. Jedoch weisen die Konfigurationen 3 und 4 diese Unterschiede nicht auf, sondern zeigen einen symmetrischen Totaldruckverlauf. Zwischen K3 und K4 sowie K5 und K6 besteht jeweils eine symmetrische Versuchsanordnung. Der Verdichter mit seiner konstanten Drehrichtung stellt die einzig nicht symmetrische Größe dar. Deshalb muss im Weiteren ein mögliches Interagieren beider Störgeneratoren geprüft werden.

Für die unterschiedlichen Konfigurationen wurde im Zuge der Auswertung für jede Drehzahllinie auch ein integraler Verlust bestimmt. Dieser setzt sich aufgrund der speziellen Messanordnung aus dem umfangsgemittelten Verlust des rSG über einen Umlauf und dem relativen Totaldruckverlust des sSG an der Sondenposition zusammen. Es zeigte sich, dass die integralen Verluste zweier vergleichbarer Konfigurationen wie K3 und K4 oder K5 und K6 fast identisch sind. Geprüft wurde, wie sich die Summe der integralen Verluste von K2 und K3 bzw. K2 und K4 zu den integralen Verlusten bei K5 bzw. K6 verhalten. Schon bei niedriger Verdichterdrehzahl ($n_v=70\%$), bei der wegen des geringeren Staudrucks an den Störsieben die Störintensität relativ gering ist, wurde eine starke Abweichung der integralen Einzelverluste von $K2+K3/K4$ zu den Verlusten bei kombiniertem Betrieb beobachtet. Für die stationäre Störung des sSG und der gleichsinnig drehenden Störung des rSG ($K2+K3$) wurde in der Summe ein relativer Totaldruckverlust von 4,4% und für K5 3,2% ermittelt. Mit der gegensinnig drehenden Störung des rSG erzeugen die beiden SG'n ($K2+K4$) einen Verlust von 4,3% im Vergleich zu K6 mit 3,0%. Mit zunehmender Drehzahl nehmen die Unterschiede der Verluste vom einzelnen Betrieb der SG'n im Vergleich zum kombinierten leicht ab. K5 und K6 erzeugen bei der 70%-Drehzahllinie ca. 30% weniger Verlust als $K2+K3/K4$. Dieser Wert reduziert sich auf 15% bzw. 25% an der 93,3% Drehzahllinie. Dort ergab die Summe aus K2 und K3 9,9% relativen Totaldruckverlust, während der integrale Verlust bei K5 bereits 8,5% betrug. Ähnlich groß ist auch der Unterschied bei K2 und K4 mit 9,9% zu K6 mit 7,5%. Die Begründung liegt in der Anordnung der SG'n zueinander. Im Einzelbetrieb werden sowohl sSG als auch rSG mit der ungestörten Strömung im Einlauf angeströmt. Im kombinierten Betrieb trifft die Strömung das Störsieb des sSG im gestörten Sektor des rSG mit verminderter Axialgeschwindigkeit. Dies führt im Vergleich zu den geringeren Verlusten beim kombinierten Einsatz der SG'n. Dieser Effekt lässt aufgrund der wachsenden Störintensität bei steigender Verdichterdrehzahl nach.

Während der sSG bei K2 ein relativ gut definiertes Blockprofil liefert, so lässt sich bereits bei K3 und K4 beim Einsatz des rSG kein klar abgegrenztes Profil der Störung erkennen. Die Druckverläufe der Konfigurationen 3-6 ähneln vielmehr einer Sinusschwingung. Dafür verantwortlich sind die starken Ausmischvorgänge an den Rändern, deren treibende Kraft die hohen statischen Druckgradienten zwischen dem gestörten und ungestörten Bereich darstellen. Der Grund dafür liegt zum einen in der weit größeren Entfernung vom Ort der

Erzeugung der Totaldruckstörung bis zu deren Bestimmung in der Ebene 1.1. Auf dem viermal längeren Weg vom rSG stromab zum Verdichter im Gegensatz zum sSG erfolgt dementsprechend eine stärkere Strömungsentwicklung. Zum anderen gibt es bei den vom rSG erzeugten Eintrittsstörungen eine Abhängigkeit zu dessen Drehzahl (vgl. [Kapitel 5.2](#)). Für alle Drehzahlen ist in der [Abbildung 5.1](#) deutlich zu erkennen, wie sich der Totaldruck im 60°-Sektor gestörter Strömung des sSG bei ca. 150° Umfangswinkel absenkt und bei ca. 210° wieder erholt. Dass die Flanken bei 150° und 210° Umfangswinkel nicht senkrecht abfallen bzw. ansteigen belegen die Ausgleichsströmungen. Lediglich auf ca. 70% des gestörten Sektors in Umfangsrichtung erzielt der sSG ein Plateau maximalen Totaldruckverlusts. Die Ausmischungen an den Rändern bei K5 und K6 sind aufgrund des kombinierten Betriebes weitaus mehr ausgeprägt, da die Störung des rSG zusätzlich durch den sSG verstärkt wird.

Durch eine arithmetische Mittelung (entsprechend 450 Hz Abtastrate) soll die Entwicklung

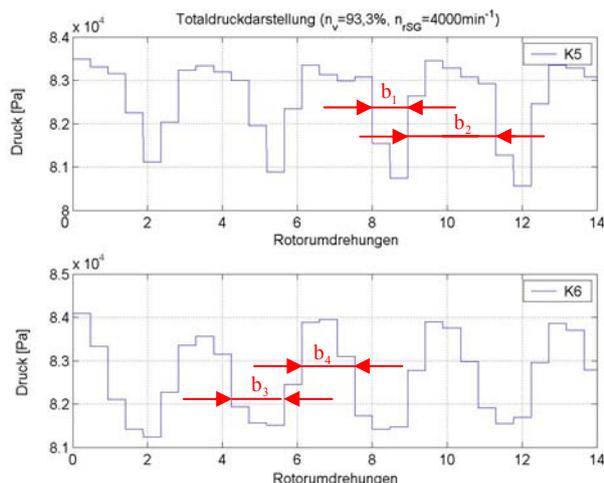


Abbildung 5.2: Vergleich des Totaldruckverlaufs für K5 und K6

Sektor setzt sich ohne größere Aufweitung als Block durch den sSG hindurch fort. Im Gegensatz dazu erfährt die Strömung bei K6 eine wesentliche Aufweitung des gestörten Bereiches bei gleichzeitigem Abschwächen der Totaldruckminima. Am Verhältnis von b_3 zu b_4 von fast 50% zeigt sich, dass sich der Einfluss der SG'n bei K6 auf die halbe Periodenlänge erstreckt. Aus den Auswertungen von K3 und K4 heraus ist bekannt, dass der rSG für beide Drehrichtungen eine symmetrische Störung erzeugt. Doch anders als bei K5 wird die gegenläufige Störung bei K6 vom sSG wesentlich mehr beeinflusst und die Extremas werden gedämpft.

Im Folgenden werden die Gierwinkelverläufe der vorgestellten Konfigurationen für alle Drehzahllinien zusammengefasst diskutiert. Die Winkeldefinition der Strömung resultiert aus der Kalibrierung (vgl. [Abbildung 5.3](#)). So werden die Strömungen mit positivem Winkel ausgegeben, die – in der Gehäusesicht auf die Versuchsanordnung – von links auf die Sonde treffen. Um die Farbskala möglichst effektiv zu nutzen, wurde sie auf die auftretenden Winkelextrema angepasst. Deshalb ergibt sich für jede Drehzahllinie eine eigene Skalierung über dem eigentlichen Auswertefarbbalken.

Aufgrund der nahen Position der Dreiloch-Sonde zum ersten Rotor (vgl. [Abbildung 5.3](#)) wird von ihr die Stromaufwicklung des Rig212 in Form eines Dralls der Strömung in Verdichterdrehrichtung gemessen. Dies äußert sich anschaulich in den Auswertungen des Winkels in [Abbildung 5.4](#) bei Konfiguration 2. Hier wurde der sSG langsam im Ringraum von rechts (aus Gehäusesicht) nach links verfahren. Wie erwartet, ergeben sich

der vom rSG erzeugten rotierenden Eintrittsstörung über den sSG hinweg untersucht werden. Der Vorteil dieser Art der Mittelung besteht darin, in jedem Fall ein Blockprofil zu erhalten, welches den qualitativen Charakter der Strömung verdeutlicht. Dazu wurden in [Abbildung 5.2](#) die Konfigurationen 5 und 6 an der Arbeitslinie bei einer Störgeneratordrehzahl von 4000min^{-1} ausgewertet. Dargestellt ist der absolute Totaldruckverlauf über mehrere Störgeneratordrehungen einzeln für K5 und K6. Bei K5 lassen sich sehr gut der 120° breite Störsektor und der 240° breite Bereich ungestörter Strömung an dem Verhältnis von b_1 zu b_2 erkennen. Der gestörte

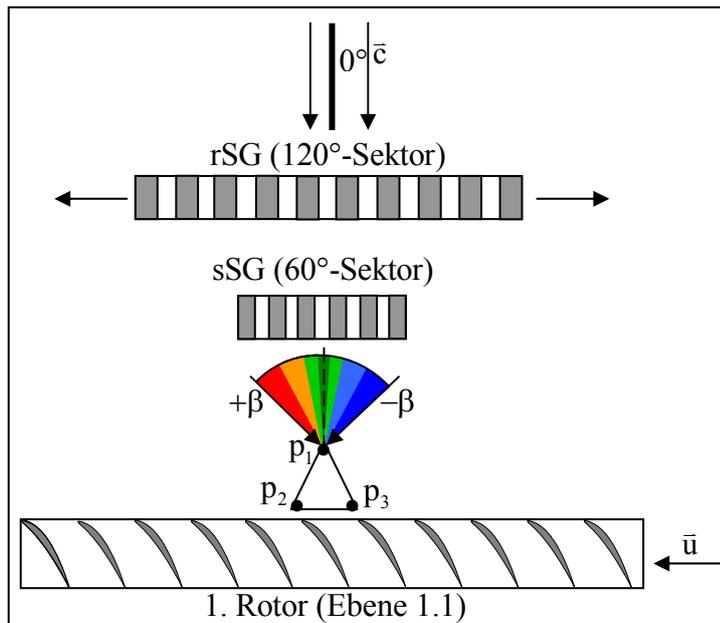


Abbildung 5.3: Winkeldefinition aus Gehäusesicht auf die Versuchsanordnung

Ausgleichsströmungen in den gestörten Bereich, die zunächst einen positiven und kurz darauf einen negativen Ausschlag hervorrufen. Wegen des stationären Charakters der eintretenden Störung gleicht sich der erzeugte Drall an den Rändern in der Summe wieder aus. Außerhalb des gestörten Bereiches durch den sSG verbleibt ein geringfügig negativer Gierwinkel von -2° bei $n_v=70\%$ bis hin zu -5° bei $n_v=93,3\%$. Dieser Nettodrall der Strömung unmittelbar vor dem Verdichter erhöht sich mit steigender Drehzahl.

Beim Einsatz des rSG ist die umfangsgemittelte Strömungsrichtung abhängig von der

Drehrichtung des Störgenerators. Aufgrund des Nachlaufes, der durch die Rotation des rSG entsteht, können die auftretenden statischen Druckgradienten nicht symmetrisch um die Störung abgebaut werden. Dieser Nachlauf bewegt sich in Drehrichtung des rSG, so dass bei K3 bzw. K5 der Nettodrall in Verdichterdrehrichtung die Strömung im Mittel von rechts

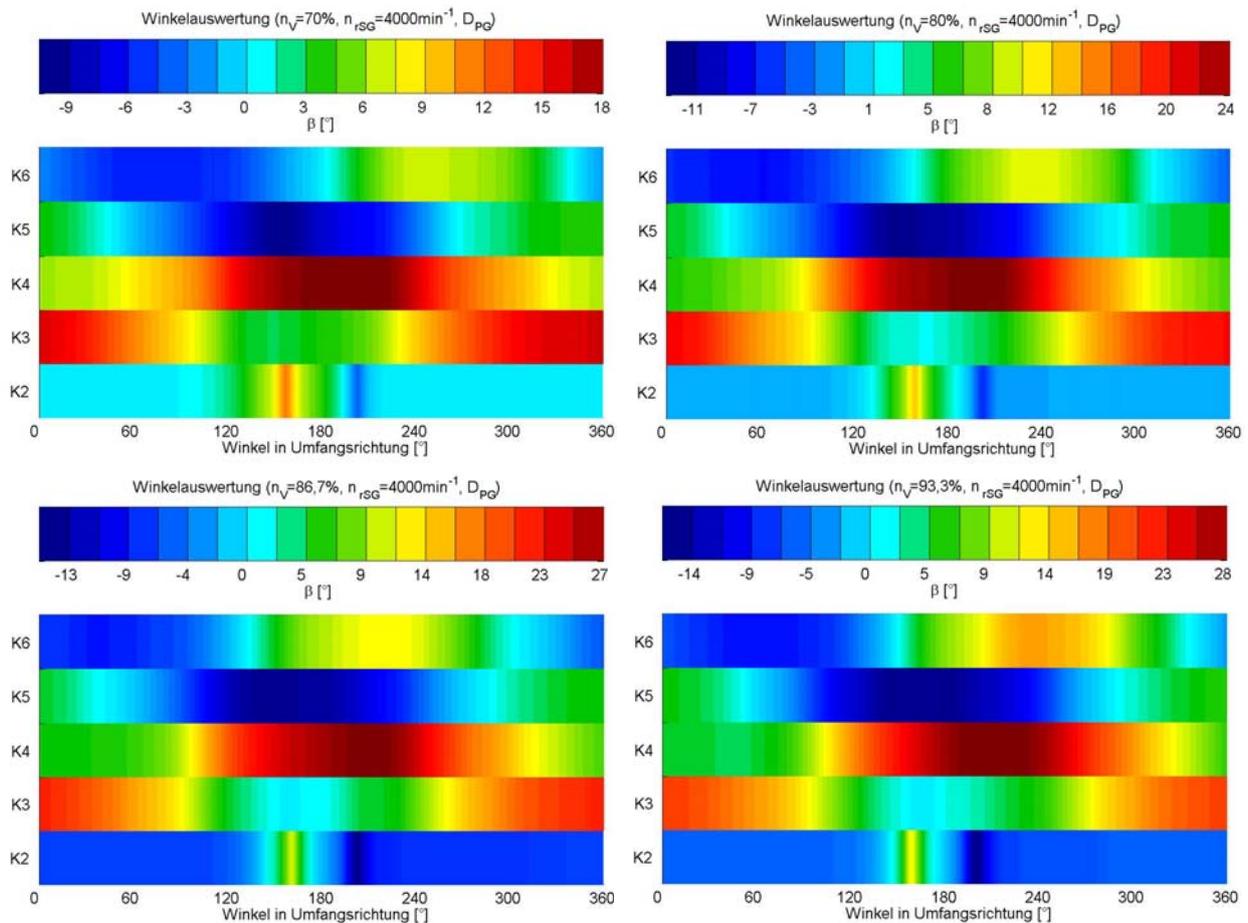


Abbildung 5.4: Gierwinkelverläufe im Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

(Gehäusesicht) auf die Sonde treffen lässt. Dementsprechend trifft die Strömung bei K4 bzw. K6 im Mittel von weiter links (Gehäusesicht) auf die Sonde.

Über alle Verdichterdrehzahlen weisen Konfigurationen mit der gleichen Drehrichtung des rSG ähnliche qualitative Gierwinkelverläufe auf. Es ist lediglich eine absolute Änderung der Gierwinkel zwischen K3 und K5 bzw. K4 und K6, bedingt durch den zusätzlichen Einsatz des sSG, zu verzeichnen. Jedoch lässt sich eine Zunahme der Winkelextrema bei Erhöhung der Verdichterdrehzahl beobachten. Stärkeres Saugverhalten führt erwartungsgemäß zu extremeren Gierwinkeln an den Rändern der Störung, da mit Erhöhung der Verdichterdrehzahl die statischen Druckgradienten zunehmen. Diese Regelmäßigkeit dokumentiert Tabelle 5.1 für K5 und K6. Neben den Winkelextrema wurden die Winkelunterschiede bestimmt und jeweils in der zweiten Zeile ergänzt.

Es fällt auf, dass beide Konfigurationen bei jeweils gleicher Drehzahllinie dasselbe Winkelminimum haben. Da K6 immer ein etwas größeres Winkelmaximum (aus Gehäusesicht: weiter von links auf die Sonde treffend) ausweist, entstehen bei K6 auch größere Winkelunterschiede. So erreicht die Strömung bei K6 die Sonde im Mittel aus etwas positiverer Richtung, was auf eine stärkere Ausmischung der Strömung schließen lässt und im Einklang mit den Beobachtungen der Totaldruckverläufe steht.

		$n_V=70\%$	$n_V=80\%$	$n_V=86,7\%$	$n_V=93,3\%$
K5	β	$-11^\circ/+5^\circ$	$-13^\circ/+6^\circ$	$-13^\circ/+7^\circ$	$-16^\circ/+7^\circ$
	$\Delta\beta$	16°	19°	21°	23°
K6	β	$-11^\circ/+7^\circ$	$-13^\circ/+9^\circ$	$-15^\circ/+12^\circ$	$-16^\circ/+16^\circ$
	$\Delta\beta$	18°	21°	27°	32°

Tabelle 5.1: Übersicht der Winkelunterschiede bei K5 und K6 und $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$

Da nur die Verdichterdrehzahl variiert wurde, kann die Zunahme der Winkelunterschiede als Funktion der Verdichterdrehzahl angesehen werden.

Die Machzahlverläufe des gleichen Datensatzes zeigt die Abbildung 5.5. Bedingt durch die Eintrittsstörungen der SG'n schwanken die Machzahlen charakteristisch für die jeweiligen Konfigurationen. Die stationäre Störung von K2 erzeugt einen Abfall der Machzahl im gestörten Bereich des sSG. Der Machzahlverlauf folgt hier dem Totaldruckverlauf und definiert ein klar abgegrenztes Gebiet. Im Randbereich der Störung kommt es aufgrund der statischen Druckgradienten zu Strömungsbeschleunigungen, was sich im Überschwingen der Machzahl äußert. Dies zeigen auch die Untersuchungen von Jahnen aus dem Jahr 1998. Ein anderes Bild zeigt sich bei den Konfigurationen, bei denen auch der rSG im Einsatz ist. Dabei weisen die Konfigurationen mit gleicher Drehrichtung des rSG, analog zum Gierwinkelverlauf, die qualitativ gleichen Machzahlverläufe auf. Bei K3 und K5 stellt sich im Totaldruckminimum das Machzahlminimum ein. Leicht verzögert zum größten auftretenden Totaldruckverlust zeigt sich das Machzahlminimum bei den Konfigurationen 4 und 6.

Die Betrachtung der Winkel- und Machzahlverläufe zeigt, dass es keine feste Verbindung von Gierwinkel und Machzahl gibt. In Tabelle 5.2 sind für die jeweils auftretenden Gierwinkelextrema die an derselben Stelle auftretenden Machzahlen bei einer Verdichterdrehzahl von $n_V=93,3\%$ und einer Störgeneratordrehzahl von $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$ aufgelistet.

Das ist ein Ergebnis, was zunächst nicht so erwartet wurde. Die Gierwinkelmaxima bezeichnen Positionen im Ringraum, wo aufgrund der hohen statischen Druckgradienten die stärksten Ausmischvorgänge stattfinden. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass hier auch die Machzahlmaxima vorhanden sein sollten. Für die stationäre Eintrittsstörung des sSG trifft dieser Sachverhalt zu. Doch während bei K3 der Gierwinkel zusammen mit der Machzahl sein Maximum hat, kann diese Analogie bei den anderen Konfigurationen nicht mehr gefunden werden. Bei K4 entsteht bei dem Gierwinkelmaximum sogar die geringste Machzahl während eines Störgeneratormlaufes.

	Gierwinkelextrema	Machzahlen
K2	$\beta_{\min} = -14^\circ$ $\beta_{\max} = +14^\circ$	Ma=0,48 Ma=0,47
K3*	$\beta_{\min} = -2^\circ$ $\beta_{\max} = +20^\circ$	Ma=0,40 Ma=0,48
K4*	$\beta_{\min} = -15^\circ$ $\beta_{\max} = +6^\circ$	Ma=0,43 Ma=0,45
K5*	$\beta_{\min} = +6^\circ$ $\beta_{\max} = +28^\circ$	Ma=0,44 Ma=0,42
K6*	$\beta_{\min} = -15^\circ$ $\beta_{\max} = +15^\circ$	Ma=0,44 Ma=0,43

Tabelle 5.2: Korrelation der Winkelextrema und Machzahlen bei $n_v=93,3\%$ ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

Diese Abweichungen lassen sich über die Isentropenbeziehung erklären. Steigt die Machzahl in Bereichen, in denen der Totaldruck sinkt, ist dies auf den statischen Druck zurückzuführen. Da dieser im Nenner steht, muss er stärker als der Totaldruck sinken, damit das Verhältnis aus Totaldruck und statischen Druck steigt und damit auch eine höhere Machzahl erreicht wird. Auf den statischen Druck, der im Zuge der Auswertungen ebenfalls bestimmt wurde, wird hier nicht weiter eingegangen, da dessen Verläufe mit Totaldruck und Machzahl in direkter Abhängigkeit stehen.

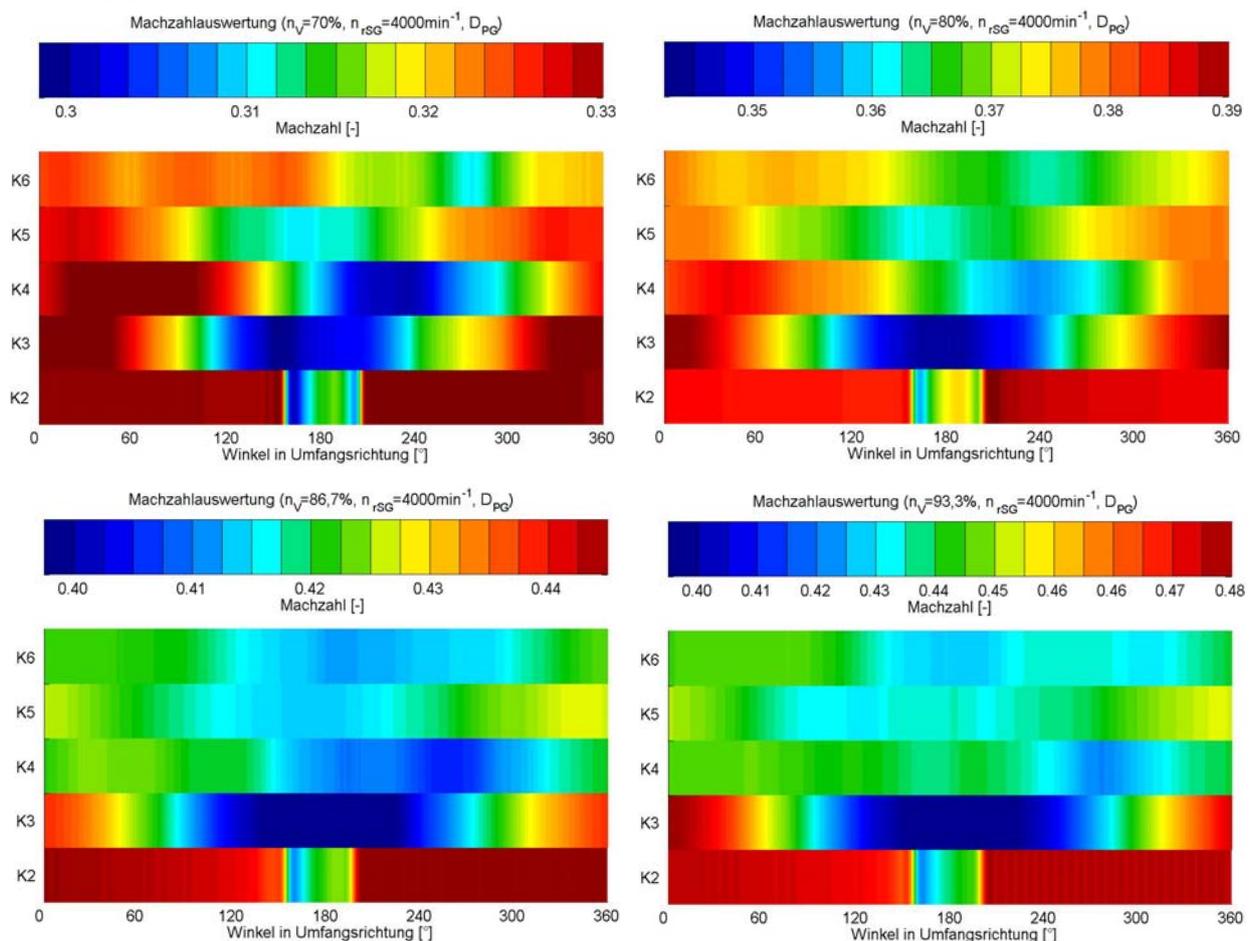


Abbildung 5.5: Machzahlverläufe im Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichter-drehzahlen

Unabhängig von der Konfiguration nimmt mit steigender Verdichterdrehzahl aufgrund der erhöhten Saugwirkung die Machzahl der Strömung zu. Zu sehen ist dies bei K2 an den ungestörten Bereichen bis 150° und ab 210° Umfangswinkel. Ausgehend von der 70%-Drehzahllinie erhöht sich die mittlere Machzahl dabei von $Ma=0,31$ auf $Ma=0,48$ bei $n_V=93,3\%$.

Mit dem Einsatz des sSG und des rSG wird ein Bereich gestörter Strömung generiert, der in Umfangsrichtung begrenzt ist. Daher sollte sich die Machzahl in den ungestörten Bereichen wieder auf das Niveau der freien Strömung bei K3/K4 oder bei K5/K6 auf das Niveau der Machzahleinbußen im Bereich des sSG von K2 erholen. Bei K3 steigt die Machzahl kurzzeitig auf das vergleichbare Niveau der ungestörten Strömung von K2. K4 erreicht jedoch an keiner Drehzahllinie dieses Niveau. Es verbleibt ein permanenter Geschwindigkeitsverlust über den gesamten Störgeneratorumlauf. Dass sich die Machzahl von K5 und K6 über die vergleichbare Machzahl von K2 im Bereich des gestörten Sektors erholt, zeigt, dass im kombinierten Betrieb beider Störgeneratoren die Machzahl nicht zwangsläufig geringer ist als im Einzelbetrieb von rSG und sSG. Denn aufgrund von Ausmischströmungen entstehen lokal höhere Machzahlen an den Rändern der Störgeneratoren, besonders wenn die statischen Druckgradienten hoch sind.

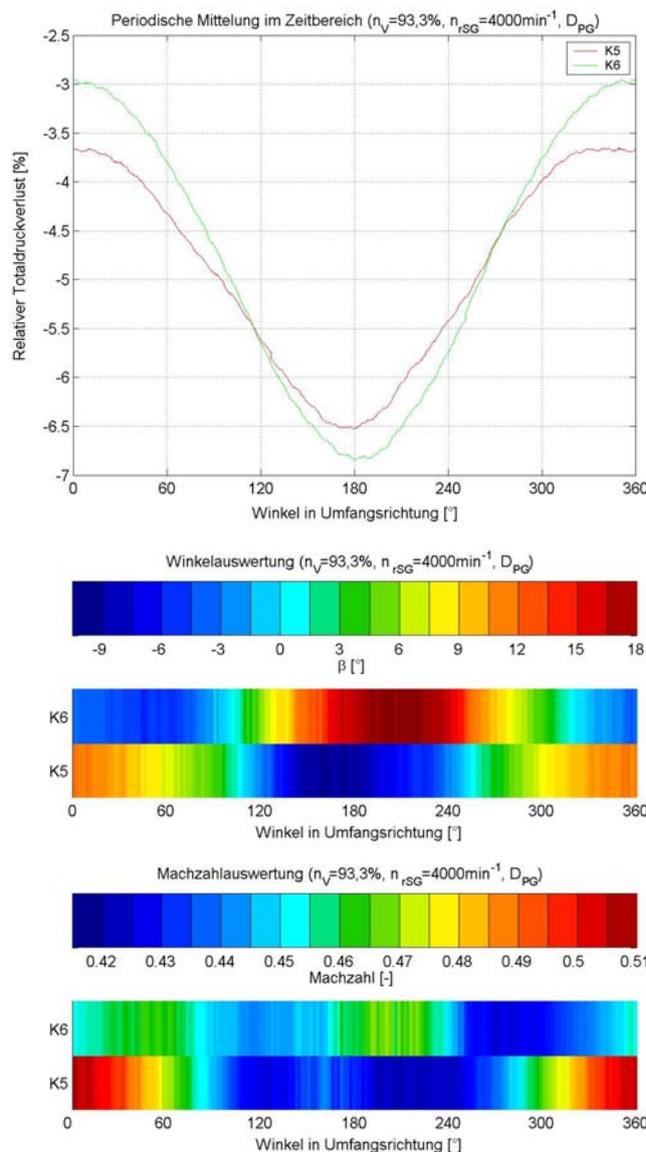


Abbildung 5.6: Relativer Totaldruckverlust, Gierwinkel- und Machzahlverlauf von K5 und K6 (Sonde 2)

Bei der Betrachtung der mittleren Machzahl fällt auf, dass sie scheinbar nur von der Drehzahl (vgl. Kapitel 5.2), nicht aber von der Drehrichtung des rSG beeinflusst wird. So haben K3 und K4 unabhängig von der Verdichterdrehzahl näherungsweise die gleiche mittlere Machzahl. Auch K5 und K6 weisen die gleiche mittlere Machzahl auf, die jedoch bedingt durch den zusätzlichen sSG unter dem Niveau der mittleren Machzahl von K3/K4 liegt.

K3 und K4 unterscheiden sich in ihren Machzahlextrema. Während sich die Machzahl bei K4 auf niedrigem, aber wenig schwankendem Niveau einpendelt, so sind bei K3 deutlich das Machzahlminimum und -maximum zu erkennen. Es fällt auf, dass die Konfigurationen mit eingebautem rSG, in Analogie zum Totaldruckverlauf, keine klar abgegrenzten Machzahlextrema aufweisen. Die qualitativen Verläufe von K3 und K4 bleiben für K5 und K6 erhalten, obwohl die Geschwindigkeitsunterschiede wegen des sSG geringer sind.

Weiterhin zeigt sich, dass mit zunehmender Verdichterdrehzahl die Geschwindigkeitsschwankung-

en vom Maximum zum Minimum (ΔMa) bei den jeweiligen Konfigurationen zunehmen. An der 70%-Drehzahllinie schwanken die Machzahlen bei K5 bzw. K6 um $Ma=0,02$ bzw. $Ma=0,01$. Im Vergleich dazu schwanken die Machzahlen an der 93,3%-Drehzahllinie bei K5 um $Ma=0,03$ bzw. bei K6 um $Ma=0,02$. Das bestätigt die Beobachtungen beim Totaldruck- und Gierwinkelverlauf, dass mit steigender Verdichterfrequenz die Störintensität zunimmt.

Die [Abbildung 5.6](#) zeigt den Vergleich der Konfigurationen 5 und 6 für die 93,3%-Drehzahllinie an der Pumpgrenze – aufgenommen von der Sonde 2 auf der 120° -Position, außerhalb des geometrischen Einflussgebietes des sSG. Die Drehzahl des rSG ist auf 4000min^{-1} eingestellt. Qualitativ gleichen sich die relativen Totaldruckverläufe der beiden Konfigurationen untereinander wesentlich mehr als im gestörten Sektor des sSG. Es zeigt sich ein fast symmetrisches Bild wie bei K3 und K4. Jedoch ist die Druckamplitude bei K6 ausgeprägter als bei K5. Der maximale sowie auch der integrale Verlust sind für beide Konfigurationen um ca. 1% bis 1,5% größer als beim alleinigen Einsatz des rSG. Die Winkel- und Machzahlverläufe gleichen ebenfalls denen der Konfigurationen 3 und 4. Es zeigt sich aber aufgrund der Unterschiede, dass selbst an dieser Position des Ringraums noch eine Beeinflussung der Strömung vom sSG vorliegt. Das erhöhte mittlere Machzahlniveau weist darauf hin, dass die vom sSG ausweichende Strömung beschleunigt wird.

Um den Einfluss der Verdichterfrequenz auf die eintretenden Totaldruckstörungen in der Ebene 1.1 detaillierter herauszustellen, werden in der [Abbildung 5.7](#) die Konfigurationen 5 und 6 verglichen. Die Daten wurden von der Sonde 1 im Mittelschnitt bei der Drosselstellung der stationären Arbeitslinie aufgenommen. Der rSG rotierte mit der mittleren Drehzahl ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$). Neben der Größe der sektoriellen Versperrung des Strömungskanals besitzt die Verdichterfrequenz den stärksten Einfluss auf die erzeugten Störungen. Des Weiteren haben die Messungen an der Arbeitslinie aufgrund der offenen Drosselstellung höhere Axialgeschwindigkeiten als an der Pumpgrenze zur Folge.

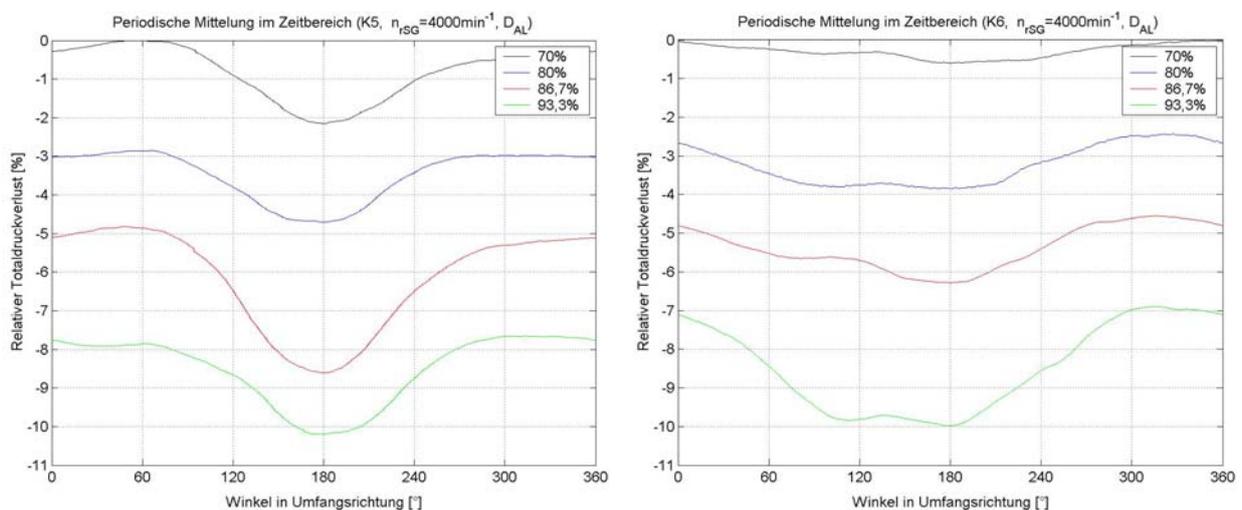


Abbildung 5.7: Relative Totaldruckverluste im Vergleich der Verdichterfrequenzen für K5 und K6

Bei der Betrachtung der relativen Totaldruckverläufe der beiden Konfigurationen 5 und 6 ist mit zunehmender Verdichterfrequenz eine Vergrößerung der Verluste erkennbar. Bezogen jeweils auf die 70%-Drehzahllinie, wird der stärkste Totaldruckverlust von ca. 10% bei maximaler untersuchter Verdichterfrequenz ($n_V=93,3\%$) erreicht. Bei der Steigerung der Verluste ist die quadratische Abhängigkeit zwischen Axialgeschwindigkeit und Staudruck der Strömung am Störsieb erkennbar. Die anderen Drehzahllinien weisen im Vergleich der beiden Konfigurationen ähnlich große Werte auf (vgl. [Tabelle 5.3](#)). Einzig die 86,7%- Drehzahllinie der Konfiguration 5 bildet einen stärker ausgeprägten Verlust aus.

Δp_t	$n_v=70\%$	$n_v=80\%$	$n_v=86,7\%$	$n_v=93,3\%$
K5	2,1%	4,6%	8,6%	10,3%
K6	0,5%	3,8%	6,2%	10,0%

Table 5.3: Maximale relative Totaldruckverluste bei K5 und K6

Des Weiteren erhöht sich der Ausprägungsgrad des gestörten Sektors der Strömung mit der Drehzahl im Vergleich zur ungestörten Strömung. Das heißt, zum einen werden die maximalen Totaldruckverluste verstärkt und zum anderen nehmen die Ausmischprozesse im Verhältnis zum Ausprägungsgrad der Störung ab. So lassen sich die Bereiche zwischen gestörter und ungestörter Strömung genauer definieren. Zur Klärung dieses Sachverhaltes müssen zwei Phänomene betrachtet werden, die sich überlagern. Zwar sind aufgrund der stärker ausgeprägten Verluste bei den höheren Drehzahlströmungen die statischen Druckgradienten an den Rändern größer, was stärkere Ausgleichsströmungen zur Folge hat. Dem überlagert sich aber ein anderer Effekt. Mit Erhöhung der Verdichterdrehzahl nimmt das mittlere Axialgeschwindigkeitsniveau des Verdichters zu. Insgesamt bleibt der Strömung weniger Zeit, die statischen Druckgradienten vom Störgenerator bis zum Verdichtereintritt auszugleichen. Dass dieser Effekt dominiert, zeigen die deutlicher ausgeprägten Totaldruckstörungen bei hohen Drehzahlen der beiden Konfigurationen 5 und 6.

Wie bei D_{PG} unterscheidet sich die Form der eintretenden Totaldruckstörungen beim Vergleich zwischen den einzelnen Konfigurationen erheblich. Die gleichsinnig drehende Störung bei K5 setzt sich wesentlich klarer durch den sSG hindurch fort, als die gegensinnig drehende Störung bei K6.

Für die Gierwinkel und Machzahlen ergeben sich ähnliche Verläufe wie sie bereits für die Drosselstellung an der Pumpgrenze gezeigt wurden.

Die Intensität der eintretenden Störungen hängt ganz wesentlich vom Staudruck und somit von der Axialgeschwindigkeit ab, der an den Störsieben anliegt. Neben der Verdichterdrehzahl übt auch der eingestellte Drosselgrad einen Einfluss auf die Axialgeschwindigkeit aus. An der Pumpgrenze ist der durchgesetzte Massenstrom geringer als an der Arbeitslinie. Deshalb treten dort auch kleinere Axialgeschwindigkeiten auf. Somit beeinflusst der eingestellte Drosselgrad die Störungsentwicklung analog der variierten Verdichterdrehzahl, die aber einen wesentlich stärkeren Einfluss ausübt.

5.2 Einfluss der Störgeneratordrehzahl

In der [Abbildung 5.8](#) wird der Einfluss der Störgeneratordrehzahlen auf die eintretenden Totaldruckstörungen der beiden Konfigurationen 5 und 6 ebenfalls an der 0°-Position in der Verdichtereintrittsebene betrachtet. Dargestellt sind die periodisch gemittelten Aufnahmen der Sonde 1 im Mittelschnitt bei der Drosselstellung der stationären Arbeitslinie mit 93,3% Verdichterdrehzahl. Die Störgeneratordrehzahl wurde dabei von niedrig ($n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$) über mittel ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$) bis hoch ($n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$) variiert. Es ist der relative Totaldruckverlust bezogen auf den bei K1 gemessenen Totaldruck über die Anzahl der Verdichterumdrehungen aufgetragen.

Der relative Totaldruckverlust scheint eine Funktion der Störgeneratordrehzahl zu sein. Maximal- und Minimalwerte des Totaldruckes nähern sich bei steigender Generatordrehzahl einem mittleren Totaldruckverlust an. Bei der Konfiguration 5 scheint dieses Phänomen deutlich stärker ausgeprägt zu sein als bei der Konfiguration 6, welche insgesamt einen symmetrischeren Charakter um den mittleren Totaldruck aufweist. Dort pendelt der relative Totaldruckverlust bei $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$ mit ca. $\pm 2\%$ an seinen Extrempunkten um den mittleren Verlust. Bei $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ schwankt der Wert gerade noch um ca. $\pm 0,7\%$. Im Gegensatz dazu weist die Konfiguration 5 eine Schwankungsbreite von ca. $\pm 3,3\%$ bei $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$ auf, die auf ca. $\pm 2\%$ bei $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ zurückgeht.

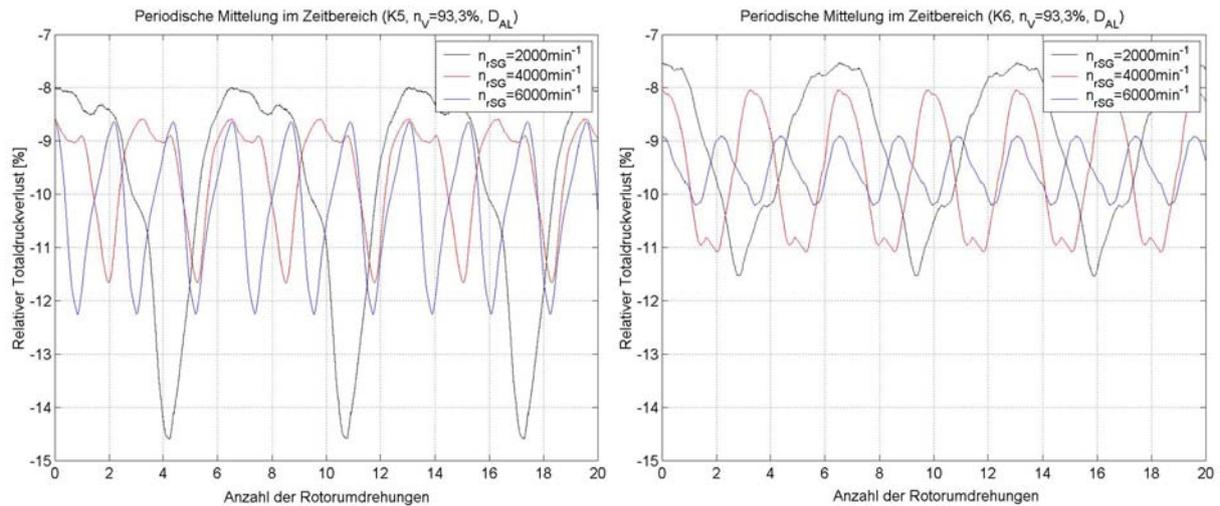


Abbildung 5.8: Relative Totaldruckverluste im Vergleich der Störgeneratordrehzahlen bei K5 und K6

Im Vergleich des mittleren Totaldruckverlustes ergeben die unterschiedlichen Kurven sehr ähnliche Werte, da mit steigender Störgeneratordrehzahl der Totaldruck gegen einen mittleren Verlust strebt. So liegen die mittleren Verluste von K5 immer etwas höher als die bei K6 (vgl. Tabelle 5.4). Da sich beide Konfigurationen bei gleicher Störgeneratordrehzahl nur durch die Rotationsrichtung unterscheiden, wird dieser Unterschied der verschiedenen Drehrichtung des rSG, der bei K3 und K4 nicht zu beobachten war, der Interaktion mit dem sSG zugeschrieben. Die Differenz der jeweiligen mittleren Totaldruckverluste ist jedoch sehr gering, so dass die Drehrichtung hier nur wenig Einfluss ausübt. Auch die Störgeneratordrehzahl hat wenig Einfluss auf den mittleren Verlust. Das heißt, die Sektorgröße und die Verdichterdrehzahl sind entscheidend für den mittleren Totaldruckverlust. Es liegen zwar, wie in [Abbildung 5.8](#) ersichtlich, deutlich geänderte Zuströmbedingungen für die Beschauflung vor, welche aber wenig Einfluss auf den mittleren Totaldruckverlust und auch auf das Verdichterbetriebsverhalten (vgl. [Kapitel 6.2.3](#)) haben.

Δp_t	$n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$	$n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$	$n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$
K5	10,0%	9,6%	9,8%
K6	8,9%	9,3%	9,4%

Tabelle 5.4: Mittlerer relativer Totaldruckverlust bei variiertes Störgeneratordrehzahl

Die Strömung scheint sich bei hohen Drehzahlen des rSG nicht mehr auf das ungestörte Niveau zu erholen. Das Strömungsbild bei den geringen Störgeneratordrehzahlen erinnert an das Blockprofil, welches bei der Umströmung stationärer Körper entsteht, während sich bei den hohen Drehzahlen dieses Profil in eine sinusartige Schwingung ändert und das Schwanken der Extrempunkte – die Größe der Druckamplitude – abnimmt. Die Begründung liegt in der erhöhten Querbeschleunigung der Strömung aufgrund des sich ändernden Nachlaufs des rSG.

Trotz der großen Totaldruckunterschiede und deshalb zu erwartenden stärkeren Ausmischvorgänge, ist in [Abbildung 5.9](#) zu erkennen, dass die Drehzahl des rSG relativ wenig Einfluss auf den Gierwinkelverlauf hat. Der qualitative Verlauf bleibt sowohl bei K5 als auch bei K6 bei Variierung der Störgeneratordrehzahl erhalten. Erwähnenswert scheint die Verschiebung der Winkelextrema mit zunehmender Störgeneratordrehzahl in Umfangsrichtung nach links. Die Begründung für diesen Effekt findet sich in [Abbildung 5.8](#). Mit steigender Störgeneratordrehzahl ändert sich der Charakter der Totaldruckverläufe zu einer sinusartigen Schwingung mit geringerer Druckamplitude. Das Blockprofil der

ungestörten Strömung verschwindet zunehmend und die Ränder der gestörten Sektoren werden relativ gesehen breiter, was zu einem zeitigeren Einsetzen der Ausgleichsströmung führt.

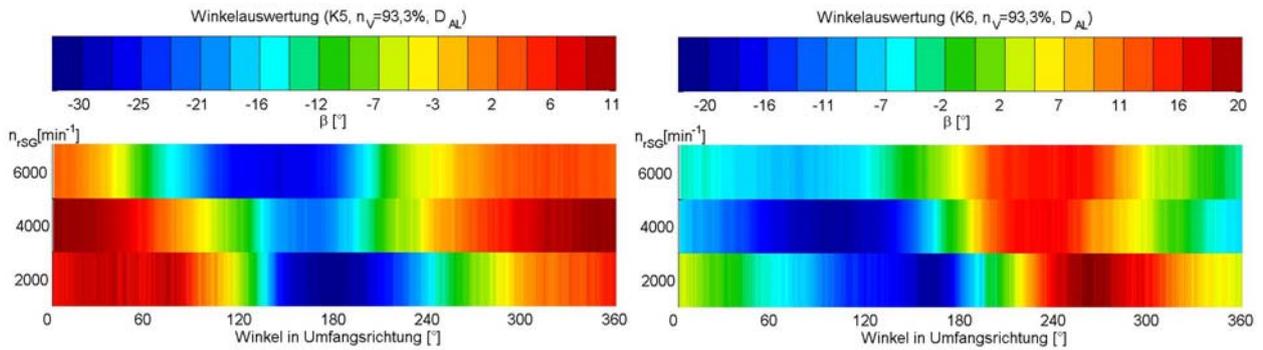


Abbildung 5.9: Gierwinkelverläufe im Vergleich der Störgeneratordrehzahlen bei K5 und K6

Eine Regelmäßigkeit, die bei beiden dargestellten Konfigurationen erkennbar ist, ist die Abschwächung der Winkelextrema mit Erhöhung der Störgeneratordrehzahl (vgl. [Tabelle 5.5](#)). Dem liegen die Verringerung der statischen Druckgradienten und die damit verbundenen geringeren Ausmischvorgänge zu Grunde. Analog zu den, mit steigender Störgeneratordrehzahl, kleiner werdenden Druckamplituden der Totaldrücke im gestörten Bereich.

	$n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$		$n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$		$n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$	
K5	$\beta_{\min} = -30^\circ$	$\Delta\beta=41^\circ$	$\beta_{\min} = -22^\circ$	$\Delta\beta=33^\circ$	$\beta_{\min} = -30^\circ$	$\Delta\beta=34^\circ$
	$\beta_{\max} = +11^\circ$		$\beta_{\max} = +11^\circ$		$\beta_{\max} = +4^\circ$	
K6	$\beta_{\min} = -22^\circ$	$\Delta\beta=42^\circ$	$\beta_{\min} = -20^\circ$	$\Delta\beta=32^\circ$	$\beta_{\min} = -7^\circ$	$\Delta\beta=18^\circ$
	$\beta_{\max} = +20^\circ$		$\beta_{\max} = +12^\circ$		$\beta_{\max} = +11^\circ$	

Tabelle 5.5: Abnahme der Winkelextrema mit steigender Störgeneratordrehzahl

Der rSG erzeugt mit seinem Nachlauf einen umfangsgemittelten Drall der Strömung in Störgeneratorrichtung. Mit steigender Drehzahl erhöht sich die Relativgeschwindigkeit zur Strömung und somit der Drall. Jedoch konnte bei der gemittelten Strömungsrichtung im Gegensatz zum Totaldruckverlauf keine Regelmäßigkeit nachgewiesen werden.

Die Machzahlauswertung in [Abbildung 5.10](#) weist für beide Konfigurationen eine gewisse Kontinuität bei der Variation der Störgeneratordrehzahl auf. K5 besitzt in der Periodenmitte ein erhöhtes Geschwindigkeitsniveau, das bei allen untersuchten Drehzahlen des rSG deutlich zu erkennen ist. Vor und nach diesem erhöhten Niveau kommt es zu einem signifikanten Sinken der Machzahl. Dieser Verlauf entsteht zum einem aus dem Überspringen der

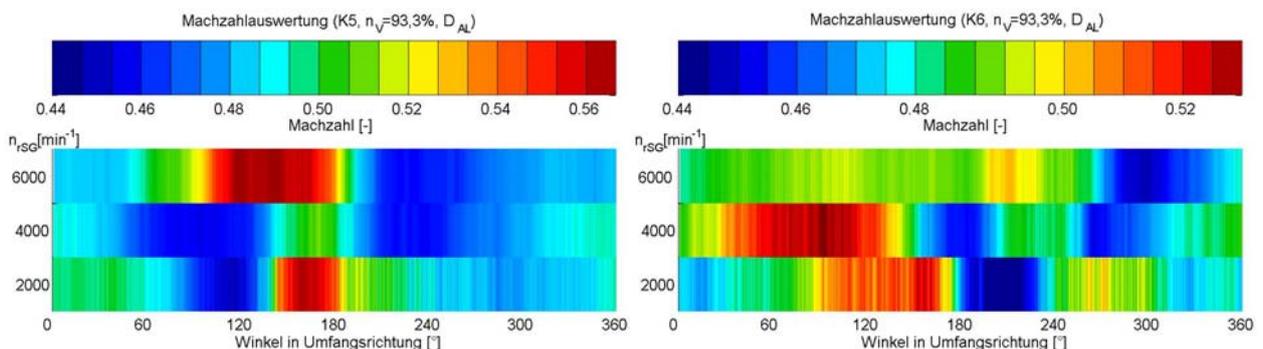


Abbildung 5.10: Machzahlverläufe im Vergleich der Störgeneratordrehzahlen bei K5 und K6

Machzahl an den Rändern des Nachlaufes des gestörten Sektors und zum anderen durch Schwankungen des statischen Druckes. Ein Geschwindigkeitszuwachs, wie er bei K5 auftritt, ist trotz absinkenden Totaldruckes nur über den wesentlich stärker sinkenden statischen Druck zu erklären.

Auch K6 weist bei den untersuchten Störgeneratordrehzahlen keine qualitativen Änderungen im Verlauf auf. Die Machzahl bei K6 steigt jeweils vor der abfallenden Flanke des zentrierten Totaldruckes und erreicht ein erhöhtes Geschwindigkeitsniveau, bevor sie aufgrund der Eintrittsstörung auf ein Minimum absinkt. Es überwiegt das Überspringen der Machzahl an den Rändern der Störung aufgrund der statischen Druckgefälle, was schon die Winkelverläufe zeigten. Der Einfluss des sSG ist wiederum erkennbar.

Mit steigender Störgeneratordrehzahl sind die Machzahlextrema beider Konfigurationen unterschiedlich ausgeprägt. Es lässt sich keine stetige Ab- oder Zunahme erkennen, was mit den Totaldruckverläufen konform geht. Auffallend ist jedoch die Auswertung bei K5 mit einer Störgeneratordrehzahl von $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$. Das erhöhte Geschwindigkeitsniveau fällt hier mit $Ma=0,50$, trotz des nur leicht geringeren Totaldruckverlusts, wesentlich niedriger aus als die erhöhten Plateaus der anderen Störgeneratordrehzahlen, die mit $Ma=0,56$ jeweils gleich stark ausgeprägt sind. Genauso verhält sich das Machzahlmaximum bei K6 mit einer Störgeneratordrehzahl von 6000min^{-1} . Es erreicht $Ma=0,49$, was aus der geringen Schwankungsbreite des Totaldruckverlaufs bereits ersichtlich ist. Jedoch zeigen die beiden anderen untersuchten Störgeneratordrehzahlen von K6, trotz unterschiedlicher Totaldruckamplituden, die gleichen Machzahlmaxima von $Ma=0,51$.

5.3 Radiale Verteilung

Die [Abbildung 5.11](#) zeigt die eintretenden Totaldruckstörungen der Konfigurationen 5 und 6 der 93,3%-Drehzahllinie bei mittlerer ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$) Störgeneratordrehzahl auf drei

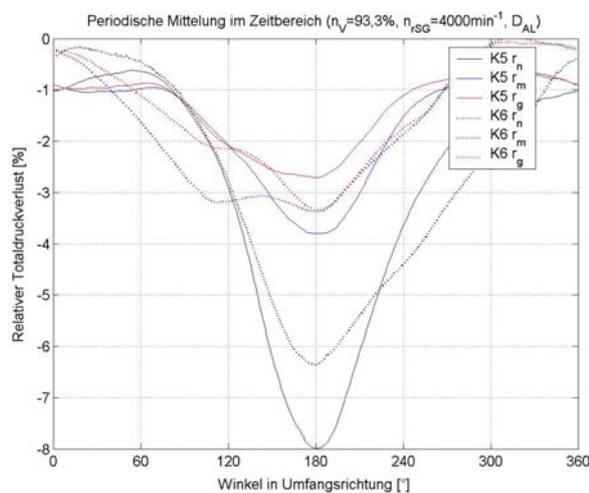


Abbildung 5.11: Radiale Verteilung der relativen Totaldruckverluste bei K5 und K6

verschiedenen Radienschnitten: nabennah, Mittelschnitt und gehäusenah. Gemessen wurde mit der Sonde 1 auf der Drosselstellung AL an der 0° -Position im Ringraum. Als Referenzdruck dient der maximal auftretende. Das Bild zeigt die Abhängigkeit zwischen radialer Position der Sonde und Ausprägungsgrad der Störung. Während für den Gehäuse- sowie für den Mittelschnitt ähnlich starke Verluste registriert werden – ca. 3% relativer Totaldruckverlust – erhöht sich der maximale Totaldruckverlust im nabennahen Schnitt auf 8% bei K5 und auf 6% bei K6. Dieses Strömungsbild ist eine Folge des S-förmigen Kanalverlaufs zwischen der Ebene 0 – der Einbauposition des sSG – und der Verdichtereintrittsebene und wurde schon von Jahnen (1998) bei der Untersuchung der stationären Eintrittsstörungen erklärt: Der Kanal besitzt diese Form, um den Übergang vom Mittel- zum Hochdruckverdichter im Triebwerk RB199 zu simulieren, weshalb dieses Strömungsphänomen verdichterspezifisch ist. Das bewirkt, dass die Einschnürung des gestörten Bereichs am Gehäuse stärker ausgeprägt ist als an der Nabe. Bei K5 ist dieser Effekt deutlicher zu sehen als bei K6. Die erste vorliegende Krümmung des Kanals in Richtung Verdichtermittellinie ist für eine zentrifugale Beschleunigung der schnelleren, freien Strömung nach außen verantwortlich. Dies führt zu einem vergrößerten statischen Druckgefälle zwischen ungestörtem und gestörtem Sektor am

Gehäuse und dort zu einer verstärkten Ausgleichsströmung in den gestörten Bereich. Die Kontraktion des Störgitternachlaufs ist am Gehäuse größer. Die folgende Krümmung des Kanals hat einen gegenläufigen Effekt, der aufgrund der Massenträgheit jedoch in der Messebene noch nicht abgeschlossen ist. Die hier vorliegenden stärkeren Ausgleichströmungen an der Nabe werden durch die Gierwinkelverteilung belegt. Eine zweidimensionale Betrachtung des Betriebsverhaltens ist deshalb zwar Fehler belastet, aber aufgrund des geringen Unterschiedes zur Mittelschnittsströmung von gerade 3% im nabennahen Schnitt noch hinreichend genau.

Jahnen verzeichnet in seinen Auswertungen die größten Drallwinkel an der Nabe. Zu einem ähnlichen Ergebnis gelangt auch die Gierwinkelauswertung in Abbildung 5.12. Bei den

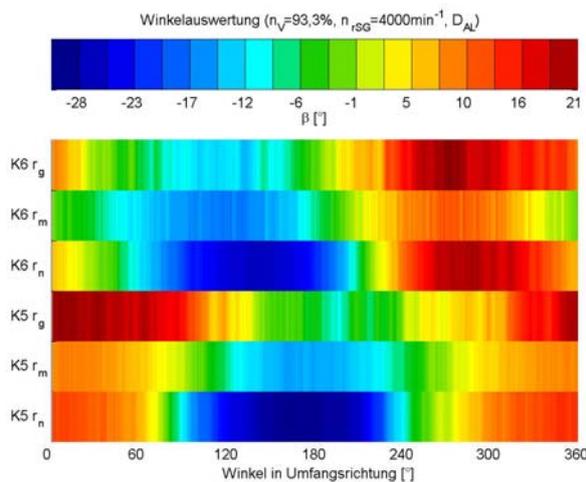


Abbildung 5.12: Radiale Verteilung der Gierwinkelverläufe bei K5 und K6

untersuchten Konfigurationen 5 und 6 an der Arbeitslinie wurden in beiden Fällen die größten negativen Gierwinkel an der Nabe beobachtet, die sich zum Gehäuse hin in positive Richtung drehen. Am Gehäuse sind die größten Winkelmaxima zu verzeichnen. Die Verschiebung des negativen Winkelextrems im Ringraum ist hierbei konfigurationsspezifisch. Von Nabe zum Gehäuse gesehen erreicht K5 das negative Winkelextrem zunehmend verzögert zum Totaldruckminimum. In dieser Auswertung von K5 erkennt man deutlich die Änderung der mittleren Strömungsrichtung von der Nabe zum Gehäuse. Die umfangsgemittelte Richtung der Strömung dreht von -8° an der Nabe, über -5° im Mittelschnitt auf $+4^\circ$ am

Gehäuse. Der rSG dreht bei K5 in positiver Verdichterdrehrichtung und erzeugt im Gehäuseschnitt, aufgrund der höheren Umfangsgeschwindigkeit als an der Nabe, einen stärkeren Drall der Strömung. Dies äußert sich in der angesprochenen Änderung der mittleren Strömungsrichtung.

Es kommt jedoch bei K6 zu der gleichen Änderung der gemittelten Strömungsrichtung vom Nabenschnitt zum Gehäuse. Aufgrund der gegensätzlichen Drehrichtung des rSG im Vergleich zu K5 ist diese Verschiebung so nicht erwartet worden. Die Sonde ist auf der 0° -Position im direkten Einflussgebiet des sSG. Somit scheinen dessen Einfluss und die

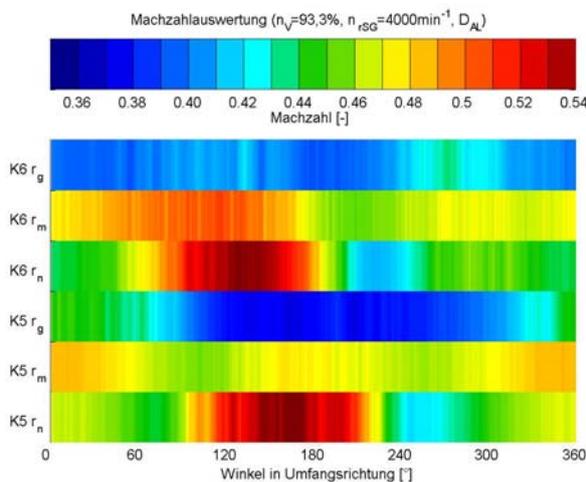


Abbildung 5.13: Radiale Verteilung der Machzahlverläufe bei K5 und K6

Krümmung des Einlaufkanals das Strömungsbild erheblich zu dominieren, da qualitativ ähnlich Ergebnisse wie im stationären Fall vorliegen. Der Einfluss der Drehrichtung des rSG ist bei dieser Betrachtung somit vernachlässigbar.

Die rotierenden Eintrittsstörungen vom rSG setzen sich jedoch merkbar durch den sSG fort, da für alle drei Radienschnitte die für die Konfigurationen 5 und 6 typischen Gierwinkelverläufe, wenn auch mit unterschiedlichem Niveau, zu sehen sind.

Unter Berücksichtigung der Gierwinkelverläufe wird im Folgenden die Machzahl

der drei vermessenen Radienschnitte ausgewertet (Abbildung 5.13). Dabei spiegelt sich in den Machzahlverläufen die Zentrifugalbeschleunigung der zweiten Krümmung wider. So zeigt sich für die beiden Konfigurationen 5 und 6 ein starkes Geschwindigkeitsgefälle vom nabennahen Schnitt zum Gehäuse. Die Geschwindigkeitsunterschiede über die Kanalhöhe, welche sich im Einlauf über nur knapp 30 Millimeter erstreckt, sind mit $\Delta Ma=0,14$ bei K5 und $\Delta Ma=0,12$ bei K6 sehr hoch. Zum anderen ist im nabennahen Schnitt, neben dem größten relativen Totaldruckverlust, ein starkes Absinken des statischen Drucks zu verzeichnen. Diese hohen Druckunterschiede lassen die entstehenden Ausgleichsströmungen in den gestörten Bereich dann so stark werden, dass sie die beobachteten extremen Machzahlen und Gierwinkel zur Folge haben. Zum Gehäuse hin nimmt diese Intensität ab, was sich auch in kleineren Totaldruckverlusten zeigt.

5.4 Interaktion der Strömung zwischen den Störgeneratoren

Um die Effekte einer eventuellen Interaktion und gegenseitiger Strömungsbeeinflussung zwischen den SG'n im kombinierten Betrieb feststellen zu können, wird eine Abgrenzung in der Betrachtung der jeweilig erzeugten Störung vorgenommen. Zunächst wird der Einfluss des sSG geprüft. Danach erfolgt die Analyse der vom rSG erzeugten rotierenden Eintrittsstörungen an verschiedenen Umfangspositionen des sSG.

Dazu wurde bei drehendem rSG der sSG im Ringraum verfahren. Mittels des Schrittmotors ist es möglich, während der laufenden Messungen den sSG langsam an der Sonde 1 auf der 0°-Position vorbei zu bewegen. Der Schrittmotor benötigt jedoch mehr als 4 Minuten, den sSG von einer Seite zur anderen zu verfahren. Für Messungen an der Pumpgrenze ist die Gefahr

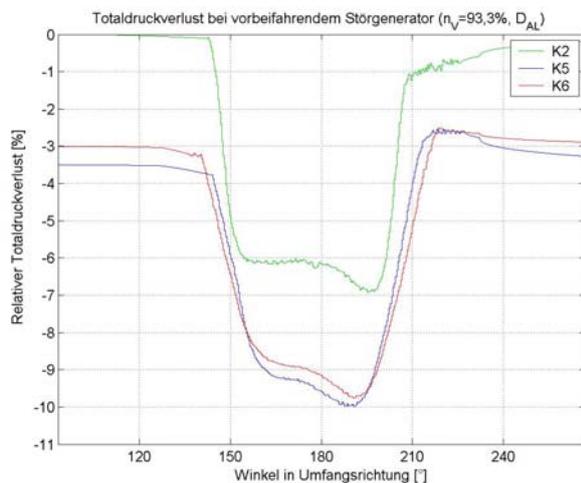


Abbildung 5.14: Relative Totaldruckverluste bei langsam vorbeifahrendem sSG

eines plötzlichen Überschreitens der Stabilitätsgrenze zu hoch. Dies ist bei Testmessungen auch passiert, wahrscheinlich als Folge einer ungünstigen Position der SG'n und Stützrippen zueinander beim Verfahren des sSG. Deshalb erfolgte diese Untersuchung an der Arbeitslinie. Ein guter Vergleich für K5 und K6 ist hierbei K2, da der stationäre Einfluss des sSG geprüft wird. Es genügt die Betrachtung des gestörten Sektors. So zeigt Abbildung 5.14 den Totaldruckverlust im Vergleich der Konfigurationen 2, 5 und 6 im Ringraumsegment von 120° bis 240°, bei einer Verdichterdrehzahl von $n_v=93,3\%$. Zusätzlich zur stationären Störung vom sSG erzeugt bei K5 und K6 der rSG mit $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$ rotierende Totaldruckstörungen. Aufgrund der stark abgesenkten Abtastrate, sind die periodischen Einflüsse des rSG nicht mehr erkennbar, sondern nur noch der mittlere Totaldruckverlust. So spiegelt sich bei K5 und K6 der Verlauf der Störung des sSG wie bei K2 wider. Bezogen auf den Referenzdruck vom ungestörten Sektor bei K2 zeigt sich für K5 ein relativer Totaldruckverlust von 3,5% und bei K6 von 3%. Dass K5 den größeren Verlust erzeugt, wurde mehrfach erörtert. Der rSG verursacht lediglich eine stationäre Verstärkung der Totaldruckverluste des sSG und ändert den qualitativen Verlauf des Strömungsbildes nur gering. Der Einfluss des rSG sorgt für größere Ausmischzonen, was an den flacher abfallenden bzw. ansteigenden Flanken der Verlustkurven von K5 bzw. K6 zu sehen ist. Außerdem führt der Einsatz des rSG zu einer Dämpfung der vom sSG erzeugten Störung. Daraus resultiert eine schwächere Abgrenzung des jeweiligen Kurvenminimums bei K5 und K6.

Aufgrund der zusätzlichen Störung des rSG entstehen im Vergleich zu K2 größere Ausmischzonen, wodurch die Gierwinkelextrema ([Abbildung 5.15](#)) auf einem breiteren Segment im Ringraum entstehen. So kommt es, dass die Winkelmaxima im Gegensatz zu K2 nicht durch rasches Ansteigen erreicht werden, sondern mit anfangs hohem Gradienten ansteigend und im Maximum sehr flach verlaufend sind. Die betrachteten Konfigurationen erreichen alle die gleichen maximalen Ausschläge von -15° und $+13^\circ$ unabhängig vom Einsatz des rSG, was in der stationären Betrachtungsweise begründet liegt.

Die Untersuchung der Machzahlverläufe ([Abbildung 5.16](#)) von K2, K5 und K6 unterstützt diese Interpretation der Messdaten, da der Verlauf bei K2 qualitativ auch bei K5 und K6 zu finden ist. Analog zum Totaldruck erfährt die Machzahl bei K5 bzw. K6 einen mittleren Verlust durch den rSG von ca. $Ma=0,01$. Der sSG bewirkt einen Abfall der Machzahl für die beiden Konfigurationen im zentralen Bereich um $Ma=0,025$. Das Überschwingen der Machzahl an den Rändern der Störung ist nur schwer zu erkennen. Wie beim Totaldruck scheint auch hier die Verteilung im gestörten Bereich vom sSG gedämpft und ist schlecht erkennbar. Ebenso zeigt sich die jeweilige Ausdehnung des gestörten Sektors im Einklang mit den Ergebnissen der Totaldruckauswertung. Besonders bei K5 kommt es zu einer leichten Einschnürung des beeinflussten Bereiches.

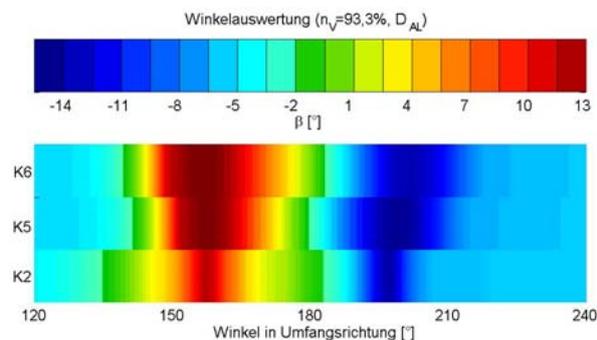


Abbildung 5.15: Gierwinkelverläufe bei langsam vorbeifahrendem sSG

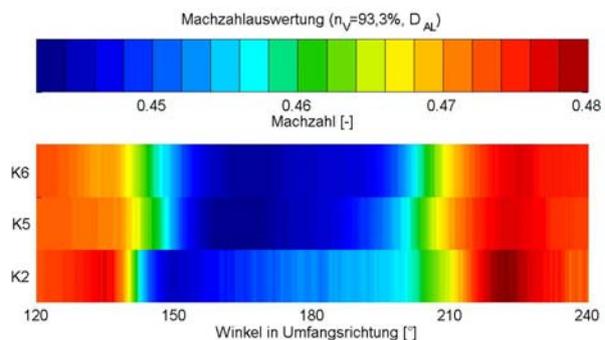


Abbildung 5.16: Machzahlverläufe bei langsam vorbeifahrendem sSG

Im Gegensatz zum ersten Teil dieses Kapitels stellt sich die Frage, wie sich die vom rSG erzeugten rotierenden Totaldruckstörungen über den sSG hinweg entwickeln. Dazu erfolgt eine Betrachtung an mehreren Umfangspositionen des sSG in der [Abbildung 5.17](#).

Es wurde für die Konfigurationen 5 und 6 an der 93,3%-Drehzahllinie mit der Sonde 1 an der Arbeitslinie jeweils der Totaldruck aufgenommen. Bei niedriger Störgeneratordrehzahl ($n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$) ist die Verlustamplitude am größten, was die besten Vergleichsmöglichkeiten mehrerer Kurven in einem Diagramm ermöglicht. Der sSG wurde wiederum langsam mit dem Schrittmotor an der Sonde 1 auf der 0° -Position vorbei gefahren. Der rSG rotierte dabei weiter. Da die Auswertung der rotierenden Eintrittsstörungen im Vordergrund stand, wurden die Messwerte mit einer Frequenz von 100kHz abgetastet und anschließend für mehrere Umläufe gemittelt. In der folgenden Abbildung sind für die Konfigurationen 5 und 6 je 5 Zeitschnitte dargestellt:

1. rechts vom sSG – geometrisch im direkten Einflussgebiet der periodisch eintretenden Totaldruckstörungen des rSG
2. rechter Rand des sSG – direkt im Bereich des rechten Randes des sSG – wo die rotierenden Eintrittsstörungen des rSG mit dem Randbereich des sSG interagieren
3. in der Mitte des sSG – wie bei den vorangegangenen Betrachtungen
4. linker Rand des sSG (analog 2.)
5. links vom sSG (analog 1.).

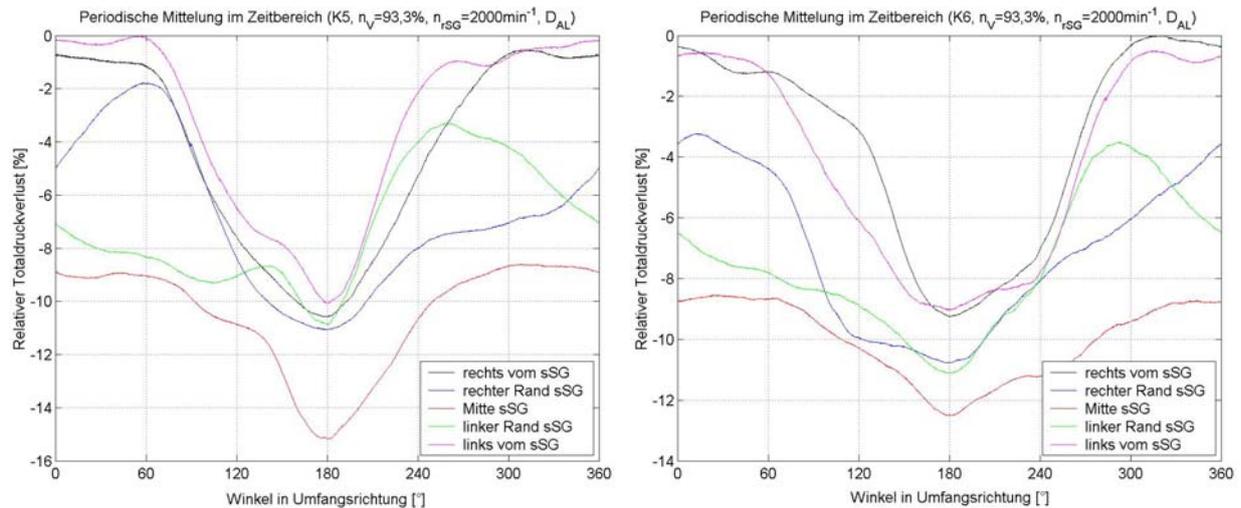


Abbildung 5.17: Effekte an den Rändern des sSG bei K5 und K6 (Relative Totaldruckverluste)

Im Vergleich der Konfigurationen erzeugt K5 an jedem der 5 Zeitschnitte den größeren maximalen relativen Totaldruckverlust, was die bisherigen Untersuchungen bestätigt. Außerdem sind die Druckminima bei K5 deutlich stärker ausgeprägt als die vergleichbaren Minima bei K6. Speziell in den Bereichen, in denen der sSG die Strömung beeinflusst – jeweils die blaue, rote und grüne Kurve – wird die stärkere Dämpfung der rotierenden Eintrittsstörung bei K6 deutlich.

Allgemein zeigt sich vom rechten bis zum linken Rand ein sehr symmetrisches Bild der eintretenden Störungen. Der größte Totaldruckverlust wird, wie erwartet, in der mittleren Position mit 15% bei K5 und 12,5% bei K6 registriert, der geringste links und rechts des sSG mit 8-10%. Anders gestaltet sich dies direkt an den Rändern (Zeitschnitte 2 und 4). Zwar verhalten sich die Störungen zueinander symmetrisch, sind es selbst jedoch nicht. Man kann auf der einen Seite des Druckabfalls bzw. -anstiegs eine sehr steile Flanke erkennen, während auf der anderen Seite ein sehr geringer Druckgradient steht. Der maximale Druckabfall liegt um nur 1-2% über den der Zeitschnitte 1 und 5, der maximale Druckverlust ist im Zeitschnitt 3 um ca. 7% deutlich größer. Diese Beobachtungen zeigen, wie die erzeugten rotierenden Eintrittstotaldruckstörungen in Interaktion mit den beiden Rändern des sSG treten. Zum einen ist das durch das allgemein niedrigere Druckniveau zu erkennen, zum anderen aber vor allem auch dadurch, dass sich die Form der eintretenden Störungen abhängig vom jeweiligen Rand ändert. Eine Erklärung findet sich in den einzelnen Positionen der SG'n zueinander. Die Überlagerung der erzeugten Nachläufe beeinflusst die Ausgleichsströmung am jeweiligen Rand des sSG entsprechend. Somit ist die Betrachtung falsch, dass sich die vom rSG erzeugten Störungen an jeder Stelle des sSG auf die gleiche Weise durchsetzen.

Die Auswertung der Gierwinkel zeigt [Abbildung 5.18](#). Zunächst wirken die Winkelverläufe von K5 vertraut, da qualitativ dieser Verlauf erwartet und in anderen Messungen bereits bestätigt wurde. Auffällig ist jedoch die Tatsache, dass die Verläufe an den Positionen des sSG: „links vom sSG“ und „rechts vom sSG“ gleich sein sollten, da nur der rSG eine periodische Störung aufprägt und der sSG für die Sonde 1 eigentlich nicht mehr sichtbar ist. Die dazugehörigen Farbbalken bei K5 sind zwar qualitativ gleich, aber die absoluten Ausschläge differieren um bis zu 19°. Die mittlere Strömungsrichtung hat sich sowohl bei K5 mit Durchfahren des sSG von +10° auf -10° als auch bei K6 von +9° auf -7° gedreht, ohne sich auf die Ausgangsrichtung zurück zu bewegen. Die Begründung im Richtungswechsel der Strömung liegt darin, dass sich die Sonde zwar rein geometrisch nicht im Einflussgebiet des sSG befindet, dieser aber nur wenige Grad links bzw. rechts von ihr eingestellt ist. Dies führt zu einer Überlagerung der Ausgleichsströmung in dessen gestörten Sektor und den

Eintretenden rotierenden Eintrittsstörungen des rSG. Des Weiteren ändert sich mit Verfahren des sSG dessen Position relativ zu den Stützrippen im Einlaufkanal, was eine zusätzliche Strömungsbeeinflussung hervorrufen kann.

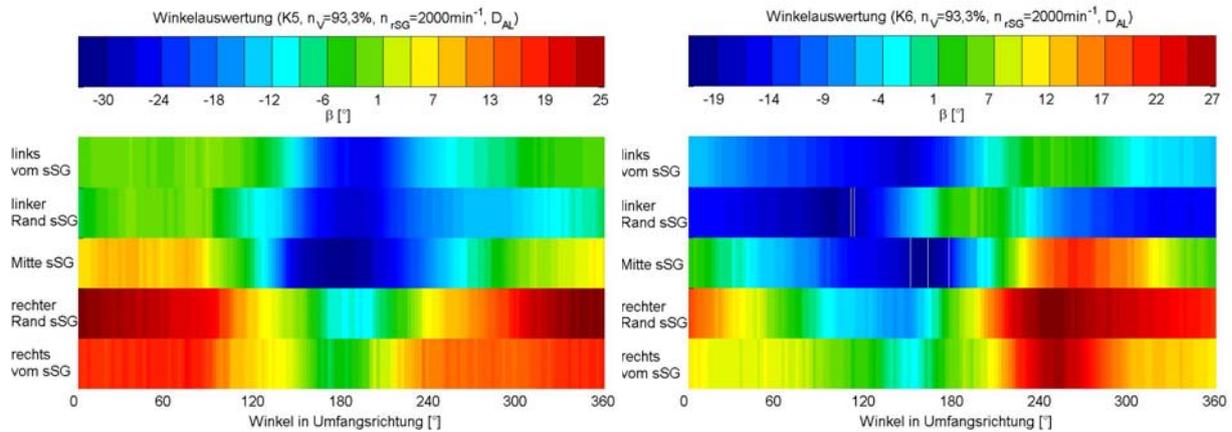


Abbildung 5.18: Effekte an den Rändern des sSG bei K5 und K6 (Gierwinkelverläufe)

Im Vergleich der qualitativen Gierwinkelverläufe unterscheiden sich beide Konfigurationen zwar grundlegend, weisen aber selbst bei der Durchfahrt des sSG eine gewisse Kontinuität auf. So kommt es im zentralen Bereich der jeweils abgebildeten Periode bei K5 zu einem Winkelminimum, das an allen 5 Zeitschnitten beobachtet wird. Ähnlich beständig sind die qualitativen Verläufe bei K6 mit jeweils einem Minimum ca. auf der Höhe des 150° Umfangswinkels und einem anschließenden Gierwinkelmaximum bei ca. 250°. Während die Verläufe die angesprochene Regelmäßigkeit besitzen, verschiebt sich jedoch das Niveau der Winkelextrema, dass es im Endeffekt zur geänderten Strömungsrichtung kommt.

Die Machzahlverläufe der untersuchten Daten zeigt Abbildung 5.19. Erwartungsgemäß sinkt für beide Konfigurationen das mittlere Machzahlniveau mit Eintritt in den gestörten Sektor der stationären Totaldruckstörung. Trotz der symmetrischen Totaldruckverluste links und rechts vom sSG, sind es die Machzahldarstellungen nicht – insbesondere bei Zeitschnitt 1 und 5. Analog zu den Gierwinkelverläufen wird auch bei den Machzahlen nach Durchfahren des sSG eine bleibende Änderung in Form eines erhöhten Machzahllevels beobachtet, was als Geschwindigkeitserhöhung aufgrund des Ausgleichs in den vom sSG gestörten Bereich interpretiert wird.

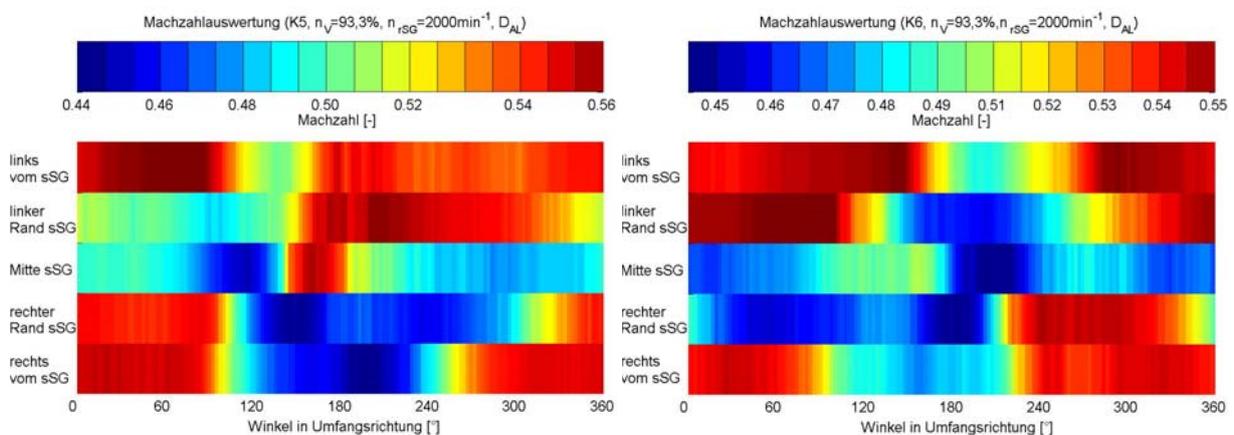


Abbildung 5.19: Effekte an den Rändern des sSG bei K5 und K6 (Machzahlverläufe)

Für beide Konfigurationen zeigt sich im Einflussgebiet des sSG für die Zeitschnitte „linker Rand sSG“ und „rechter Rand sSG“ ein symmetrischer Machzahlverlauf analog dem relativen

Totaldruckverlust. Bei K5 folgt die Machzahl dem Totaldruckverlauf. Bei K6 zeigt sich dort ein entgegen gesetztes Bild. In Bereichen hohen Totaldrucks nimmt die Machzahl niedrige Werte an und umgekehrt. Erklären lässt sich das über die Winkelverläufe deren Extrema mit den Machzahlmaxima übereinstimmen und die Änderung der statischen Drücke.

5.5 Entwicklung der Eintrittstotaldruckstörungen über den Verdichter

Zur Beurteilung des Durchgangs der kombinierten Eintrittsstörungen durch das Rig212 werden die Messdaten der Totaldrucksonden im Verdichtereintritt (Ebene 1.1) und im Verdichteraustritt (Ebene 3.5) jeweils auf der 0° Position verglichen. Zusätzlich erfolgt im [Kapitel 9](#) eine Betrachtung der Ergebnisse der axial verteilten Wanddrucksensoren, um die Entwicklung der Eintrittsstörungen entlang des Verdichters analysieren zu können.

Die [Abbildung 5.20](#) zeigt die Totaldruckverläufe jeweils im Verdichtereintritt und -austritt der Konfigurationen 5 und 6 auf der 93,3%-Drehzahllinie. Das Rig212 ist dabei bis direkt vor die Pumpgrenze angedrosselt. Um die störenden Einflüsse der Blattdurchlauffrequenzen zu eliminieren, wurden die Messdaten mit einer Abtastrate von 10kHz aufgenommen und auf 5kHz tiefpassgefiltert. Neben der Betrachtung des jeweiligen Totaldruckverlustes, soll auch ein eventuell zeitlicher Versatz der Eintrittsstörungen zwischen der Ebene 1.1 und 3.5 aufgrund der Strömungsumlenkung im Verdichter bestimmt werden. Aufgrund eines fehlenden einheitlichen und, vor allem sinnvollen, Referenzdruckes wegen der starken Niveauunterschiede sind die absoluten Totaldruckverläufe dargestellt, was eine bessere Übersichtlichkeit und damit Vergleichbarkeit ermöglicht. Die relativen Totaldruckverluste,

bezogen auf den jeweiligen Maximaldruck, sind aber bestimmt und werden im Text erwähnt.

Für niedrige Verdichterdrehzahlen zeigt sich im Verdichteraustritt eine sehr homogene Totaldruckverteilung über den Umfang. Mit steigender Verdichterdrehzahl ist ein deutlich definierterer Durchgang der Eintrittsstörungen durch das Rig212 erkennbar. Das liegt zum einen daran, dass aufgrund des gesteigerten Saugverhaltens der Maschine die Intensität der Störung zunimmt und stärker ausgeprägt ist. Zum anderen ist der Verdichter bestrebt, durch eine erhöhte Energiezufuhr im gestörten Bereich, ein über den Umfang homogenes statisches Druckniveau im Austritt zu erreichen. Doch aufgrund des allgemein höheren Axialgeschwindigkeitsniveaus bei hohen Verdichterdrehzahlen bleibt hierzu nicht ausreichend Zeit. Allgemein ist daher zu schlussfolgern, dass der relative Totaldruckverlust über den Verdichter zurückgeht, dieser Effekt jedoch mit steigender Verdichterdrehzahl abnimmt.

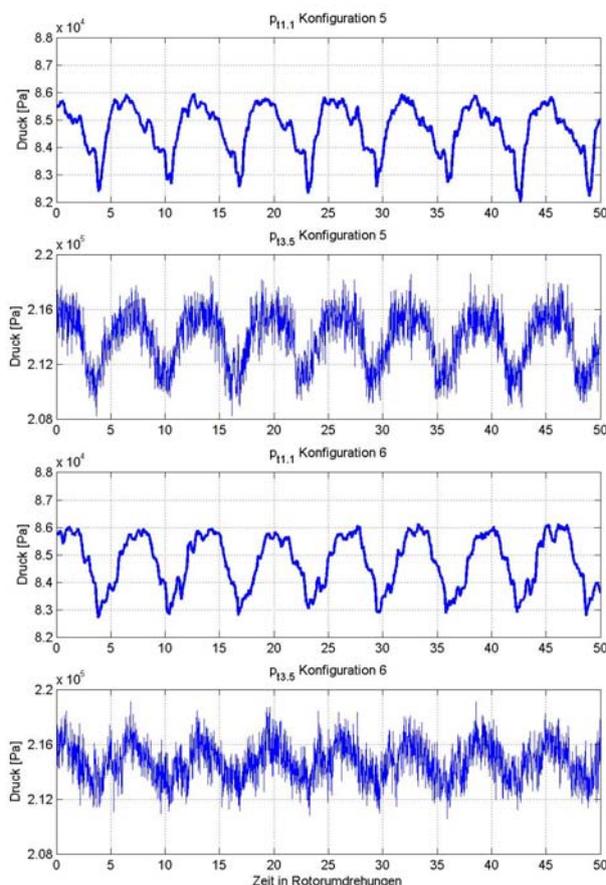


Abbildung 5.20: Vergleich Totaldruckstörung im Verdichtereintritt und -austritt für K5 und K6

Niedrige Axialgeschwindigkeiten in dem gestörten Bereich bedingen hohe Energiezufuhren in den Laufrädern. Das bedeutet, dass es im Verdichteraustritt zu Totaltemperaturerhöhungen im gestörten Sektor im Vergleich zum ungestörten kommt.

Für die beiden dargestellten Konfigurationen 5 und 6 waren der sSG mittig auf der 0°-Position und der rSG jeweils auf 2000min⁻¹ eingestellt. Bei der Betrachtung der absoluten Druckamplituden zeigt sich bei K5 im Verdichtereintritt ein Schwanken des Totaldrucks um 3kPa und im Verdichteraustritt um 5kPa. Im Gegensatz dazu schwankt der Totaldruck bei K6 in Ebene 1.1 und 3.5 um je 3kPa. Da die maximal erreichten Drücke zwischen den beiden Konfigurationen auf dem gleichen Niveau liegen, zeigt sich, dass die gleichsinnig eintretenden Eintrittsstörungen auch im Verdichter zu höheren Schaufelbelastungen führen müssen, was sich leider aufgrund der fehlenden instationären Instrumentierung zwischen den Schaufeln nicht durch die Bestimmung des Diffusionskoeffizienten nach Lieblein (1957) und der de Haller-Zahl (1955) bestätigen lässt. Bei K6 lässt sich ein solches Verstärken der absoluten Druckschwankung über den Verdichter hinweg nicht feststellen. Des Weiteren zeigt K5 eine definierte Unterteilung der Strömung in gestörten und ungestörten Sektor. Bei K6 werden weniger klar abgegrenzte Gebiete registriert. Der relative Totaldruckverlust nimmt bei beiden Konfigurationen über den Verdichter von jeweils ca. 3% im Eintritt auf 2,3% (K5) bzw. 1,4% (K6) ab. Dieses Ergebnis bestätigt die Betrachtung der absoluten Werte.

Eine weitere Frage, die sich beim Durchgang der Störungen durch den Verdichter stellt, ist die nach dem Versatz aufgrund der Strömungsumlenkung der Schaufeln. Die erzeugte stationäre Störung des sSG bewegt sich axial durch den Verdichtereinlauf. Die überlagerte rotierende Störung des rSG bewegt sich aufgrund der geringen Drehzahl von 2000min⁻¹ ebenfalls annähernd axial als Schraubenlinie durch den Einlauf.

Die Verläufe der Totaldrücke wurden entsprechend für jede Konfiguration zeitgleich im Verdichtereintritt und -austritt bestimmt. Würden sich die Eintrittsstörungen axial durch den Verdichter entwickeln, hieße dies, dass die stationäre Störung auf der gleichen Umfangsposition im Verdichteraustritt registriert würde. Die überlagerten rotierenden Eintrittsstörungen müssten entsprechend dem Drehzahlverhältnis n_{rSG} zu n_v im Verdichteraustritt in jeweils entgegengesetzter Drehrichtung des rSG gegenüber dem Verdichtereintritt versetzt erscheinen. Für die in der [Abbildung 5.20](#) dargestellten Datensätze ist der sSG mittig auf der 0°-Position eingestellt, weshalb sich dort nur die Frage nach der Strömungsumlenkung für die überlagerte Störung des rSG klären lässt. Tatsächlich erscheinen die Totaldruckstörungen für K5 und K6 um ca. 1 Rotorumdrehung verzögert im Verdichteraustritt zum Sektor der Eintrittsstörung im Verdichtereintritt, was ungefähr dem Verhältnis der Drehzahlen entspricht. Das heißt, dass es an der Pumpgrenze zu keiner nennenswerten Umlenkung der Störungen kommt.

Der eingestellte Drosselgrad übt jedoch ebenfalls einen Einfluss auf die Umlenkung der Störungen im Verdichter aus. So ist das Minimum des Totaldrucks von Eintritt zu Austritt im unteren Teillastbereich gegen die Rotordrehrichtung versetzt und wandert bis zur Pumpgrenze in Rotordrehrichtung bis es in Phase mit der Eintrittsstörungsposition liegt. Jahn zeigte diesen Sachverhalt für die stationären Eintrittstotaldruckstörungen.

5.6 Quantifizieren der Störintensität

Nach der Untersuchung des Einflusses der jeweils variierten Parameter auf die eintretenden Totaldruckstörungen stellt sich die Frage nach einer Größe, die quantitativ die Intensität der Störungen beschreiben kann. Dazu muss zunächst geklärt werden, wie die Störintensität definiert wird und nach welchem Kriterium eine Größe dafür ausgesucht werden soll. Der Einbruch der Pumpgrenze im Kennfeld, wie er im [Kapitel 6](#) beschrieben wird, stellt eine Möglichkeit dar; ebenso wie die aus den eintretenden Störungen resultierende Fehlansströmung der Beschauflung. Aufgrund der bisherigen Untersuchungen wird sich jedoch für

eine Größe entschieden, die mit dem auftretenden Totaldruckverlust korreliert. Dazu werden unter Betrachtung der erzielten Ergebnisse die beobachteten Abhängigkeiten herausgestellt. Der größte Einfluss wurde von den einzelnen Konfigurationen selbst ausgeübt. Neben der Beschaffenheit des Störsiebes, steht dabei der Sektorwinkel im Vordergrund. Das Problem ist, dass dieser bei den Konfigurationen 5 und 6 von 120° bis 180° aufgrund der Rotation des rSG variiert. Dafür könnte ein vernünftiger Mittelwert herangezogen werden, was jedoch den vorhandenen Einfluss der Störgeneratordrehzahl und -drehrichtung vernachlässigen würde. Schließlich bleibt noch der starke Einfluss des an den Störsieben anliegenden Staudrucks, der durch die Verdichterdrehzahl und, im geringeren Maße, vom Drosselgrad geregelt wird. Eine Ähnlichkeitsgröße, die quantitative Aussagen zur Intensität einer sektoriellen Totaldruckstörung erlaubt, ist der DC_φ -Faktor („Distortion Coefficient“), der von Reid (1969) beschrieben wurde. Bei durch die Siebgröße gegebenem Sektorwinkel φ wird das entsprechende Kreisringsegment am Umfang des Verdichtereintritts gesucht und ausgewertet, welches für ein Flächenintegral über das Segment des Terms:

$$\frac{p_{t2}(r, \varphi) - \bar{p}_{t2}}{q_2} \quad (5.2)$$

minimale Werte annimmt. Die Größen \bar{p}_{t2} und \bar{q}_2 bezeichnen hier den über den gesamten Umfang gemittelten Totaldruck und Staudruck im Eintritt. Der DC_φ -Faktor lässt sich mathematisch folgendermaßen beschreiben:

$$DC_\varphi = \left[\frac{1}{\varphi} \int_{\varphi} \left[\frac{1}{r_g - r_n} \int_{r_n}^{r_g} \frac{p_{t2}(r, \varphi) - \bar{p}_{t2}}{q_2} dr \right] d\varphi \right]_{\min} . \quad (5.3)$$

Jahnen (1998) erzielte bei der Untersuchung der stationären Eintrittsstörungen ähnliche Werte für gleichgroße Störintensitäten und konnte somit den Einfluss des Störgenerators gut wiedergeben. Peters (2004) erzielte für die rotierenden Eintrittsstörungen keine zufriedenstellenden Ergebnisse, da der DC_φ -Faktor nur für stationäre Phänomene geeignet ist. Selbst der Versuch der Modifikation erbrachte keine Verbesserung.

Da aufgrund des Nachlaufs der SG'n der Strömung bei Benutzung des rSG ein leichter Nettodrall aufgeprägt wird, liegt es nahe, den DC_φ -Faktor mit einer Ähnlichkeitsgröße für den Drall zu kombinieren. Nach Pazur (1991) lässt sich für radial gleich verteilten Drall ein SC_φ -Faktor („Swirl Coefficient“) definieren zu:

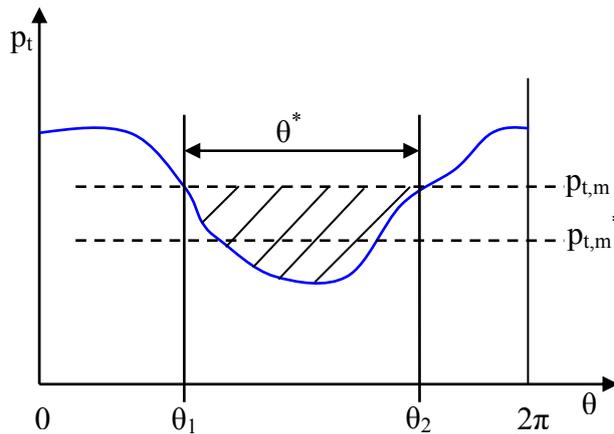
$$SC_\varphi = \left[\frac{1}{\varphi} \int_{\varphi} \left[\frac{1}{r_g - r_n} \int_{r_n}^{r_g} \frac{c_{u2}(\varphi)}{c_2} dr \right] d\varphi \right]_{\max} . \quad (5.4)$$

Über diese Formel wird der Sektor der Breite φ mit der höchsten gemittelten Umfangsgeschwindigkeitskomponente bestimmt.

Bernhard (1999) untersuchte am Larzac04 kombinierte stationäre Drall- und Totaldruck-eintrittsstörungen, was mit dem kombinierten Einsatz der SG'n am Rig212 am ehesten zu vergleichen ist. Er bildete aus den entsprechend gewichteten DC_φ - und dem SC_φ -Faktoren die neue Größe DSC_φ zur Beschreibung der überlagerten Größen. Er konnte aber trotz der Stationarität der eintretenden Störungen keine befriedigenden Ergebnisse erzielen.

Aus diesem Grund sollen im Folgenden zwei weitere Störkoeffizienten (ARP 1420) vorgestellt und auf ihre Anwendbarkeit im Verdichter geprüft werden.

IDC ist der Störkoeffizient in Umfangsrichtung, der die Intensität, die Ausdehnung und die Form der eintretenden Totaldruckstörungen für einen speziellen Radienschnitt berücksichtigt. Die Abbildung 5.21 zeigt einen kompletten Störzyklus (entspricht am Rig212 einem Umlauf des rSG). Zunächst wird der mittlere Totaldruck $p_{t,m}$ berechnet. Dieser bestimmt einen Sektorwinkel θ^* , dessen Grenzen die Schnittpunkte zwischen $p_{t,m}$ und dem Totaldruckverlauf darstellen. Für diesen neuen Bereich wird wiederum ein mittlerer Totaldruck $p_{t,m}^*$ berechnet.


Abbildung 5.21: Bestimmung IDC

Aus diesen Größen kann der IDC-Faktor für jeden einzelnen Radienschnitt bestimmt werden.

IDR ist der Störkoeffizient, der eine Aussage über die radiale Verteilung der Störintensität treffen soll. Es wird ein Mittelwert für die mittleren Totaldrücke aller Radienschnitte gebildet, der anschließend mit dem mittleren Totaldruck des aktuellen Radienschnittes in Beziehung gesetzt wird. Ergeben sich beim IDR-Faktor positive Werte, so ist das mittlere Druckniveau höher als auf dem

aktuellen Radienschnitt (negative Werte entsprechend).

Die beiden Störkoeffizienten sind wie folgt definiert:

$$IDC \equiv \frac{p_{t,m} - p_{t,m}^*}{p_{t,m}} \quad \text{mit: } p_{t,m} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p_t(\theta) d\theta, \quad p_{t,m}^* = \frac{1}{\theta^*} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_t(\theta) d\theta, \quad (5.5)$$

$$(IDR)_i \equiv \frac{\bar{p}_{t,m} - (p_{t,m})_i}{(p_{t,m})_i} \quad \text{für } i = r_g, r_m, r_n \quad \text{mit: } \bar{p}_{t,m} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (p_{t,m})_i. \quad (5.6)$$

Um den instationären Charakter der Störungen berücksichtigen zu können, werden die hochfrequenten Messdaten betrachtet. Eine Untersuchung beim Durchfahren des sSG würde alle instationären Effekte herausmitteln und ausschließlich das Störungsprofil des sSG wiedergeben.

Die Vermessung des Strömungsfeldes erfolgte mit der Sonde 1 auf der 0°-Position – im direkten Einflussgebiet des sSG – und der Sonde 2 auf der 120°-Position – außerhalb des Einflussgebietes des sSG – auf den drei verschiedenen Radienschnitten: r_g , r_m und r_n . Der sSG wurde für die anstehenden Untersuchungen nicht bewegt und der rSG rotierte entsprechend der jeweiligen Einstellungen. Da der sSG annähernd ein Blockprofil für den Totaldruckverlust erzeugt, sind die Ergebnisse der Sonde 1 repräsentativ für das 60°-Segment. In der gleichen Weise werden die Daten der Sonde 2 als repräsentativ für die verbleibenden 300° angesehen. So nimmt also die Sonde 1 die kombinierten Störungen von sSG und rSG und die Sonde 2 ausschließlich die Störungen des rSG auf. Es wird wiederum jeweils ein, zuvor periodisch gemittelter, Umlauf des rSG betrachtet. Die gemäß den Formeln für IDC und IDR berechneten Größen werden dann für die Sonden entsprechend gewichtet ($1/6$ für S1; $5/6$ für S2). Eine Verbesserung der Ergebnisse würde der Einsatz von mehr umfangsverteilten Sonden erbringen, jedoch spiegeln die bereits ermittelten Störkoeffizienten die qualitativen Betrachtungen von oben wider.

In der Abbildung 5.22 sind die IDC-Werte für K5 und K6 dargestellt. In den Spalten 1 bis 12 sind die Werte für die ansteigenden Verdichter- und Störgeneratordrehzahlen aufgetragen (Spalte 1: $n_V=70\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$ bis Spalte 12: $n_V=93,3\%$, $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$).

Es lassen sich vier Abhängigkeiten herausstellen. Qualitativ zeigen sich für die beiden Konfigurationen 5 und 6 sehr ähnlich Verläufe. Jedoch wurde bei K6 durchweg eine größere Störintensität, charakterisiert durch den IDC-Wert, berechnet als für K5. Das widerspricht zum Teil den Ergebnissen aus Kapitel 5.1. Dort wurden für K5 ausgeprägtere Druckminima festgestellt, wenn auch der integrale Totaldruckverlust bei beiden Konfigurationen annähernd gleich war. Der Ausprägungsgrad des Druckverlustes ist auch der Grund für diese offensichtliche Fehlbestimmung der Störintensität, da der flachere Verlauf bei K6 zu einem kleineren $p_{t,m}^*$ führt als bei K5. Mit steigender Verdichterdrehzahl erhöht sich der IDC-Wert

deutlich. Diese Beobachtung deckt sich sehr gut mit den Ergebnissen aus Kapitel 5.1, wo die Intensität der eintretenden Störungen bei großen Verdichterdrehzahlen am stärksten war. Im Gegensatz dazu zeigt sich für die Störgeneratordrehzahl ein differenzierteres Bild. Im Kapitel 5.2 wurde gezeigt, dass die größten Druckamplituden mit der geringsten Störgeneratordrehzahl erreicht wurden und bei deren Erhöhung einem mittleren Totaldruckverlust entgegen strebten. Obwohl dabei der integrale Totaldruckverlust annähernd gleich stark ist, bewirken die extremeren Strömungsverhältnisse bei niedrigen Störgeneratordrehzahlen den größten Leistungsverlust in der Maschinencharakteristik, was im folgenden Kapitel 6 noch gezeigt wird. Die Betrachtung der IDC-Werte folgt dem aber nur im unteren Drehzahlbereich im gehäusenahen Radienschnitt. Im mittleren und hohen Drehzahlbereich, sowie für r_n und r_m , ergibt sich die größte Störintensität für $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$. Bei der Betrachtung der drei verschiedenen Radienschnitte erkennt man, bis auf die gerade angesprochene Verschiebung der Maxima bei den einzelnen Drehzahllinien, einen ähnlichen Verlauf. Analog zum Kapitel 5.3 zeigt sich die größte Störintensität für den nabennahen Radienschnitt. Dieser Verlauf liegt recht eng mit dem vom Mittelschnitt zusammen – bei K5

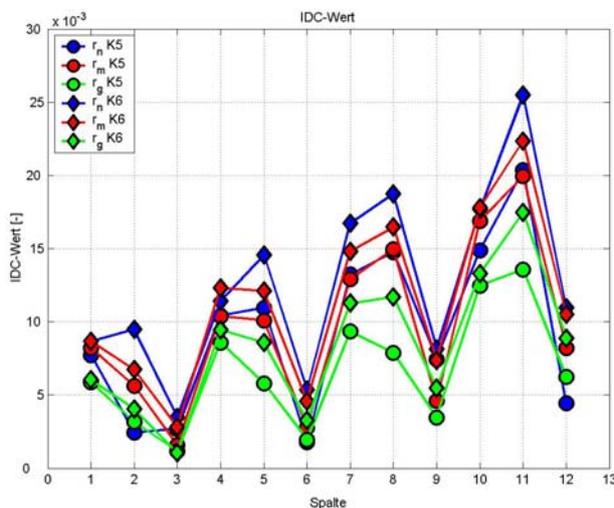


Abbildung 5.22: IDC-Werte für K5 und K6

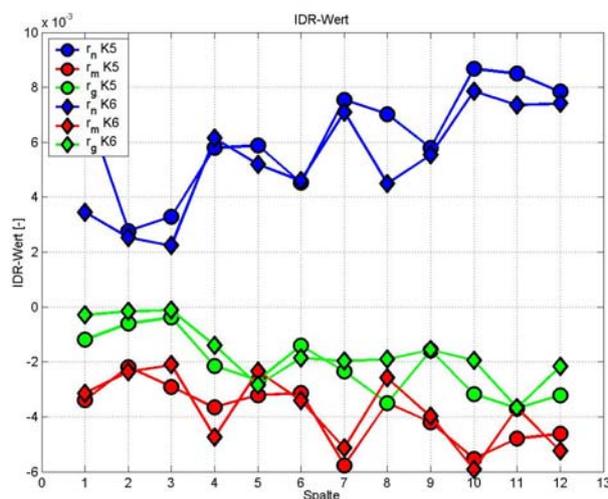


Abbildung 5.23: IDR-Werte für K5 und K6

übersteigt er sogar teilweise den vom Nabenschnitt. Die IDC-Werte für den gehäusenahen Schnitt liegen für beide Konfigurationen deutlich unter den anderen. Dieses Bild steht im Gegensatz zu den im Kapitel 5.3 gemachten Beobachtungen des Totaldruckverlaufs, wo Mittel- und Gehäuseschnitt recht nah zusammen liegen und der Nabenschnitt den weitaus größten Verlust zeigt. Die Begründung dafür ist wiederum im Verfahren zu finden. Die unterschiedlichen Totaldruckverläufe werden nicht entsprechend berücksichtigt.

Die Betrachtung der IDR-Werte (Abbildung 5.23) bestätigt die größte Störintensität im nabennahen Radienschnitt. Es zeigt sich für alle Drehzahl-linien beider Konfigurationen, dass $IDR(r_n) > IDR(r_g) > IDR(r_m)$ mit $IDR(r_g, r_m) < 0$. D.h., das mittlere Druckniveau ist höher als im nabennahen Schnitt. Im Vergleich zu den IDC-Werten geben die IDR-Werte im gehäusenahen Schnitt eine größere Störintensität an als im Mittelschnitt. Für alle drei Gehäuseschnitte erhöht sich Störintensität mit steigender Verdichterdrehzahl – erkennbar an der zunehmenden Entfernung zum Nulldurchgang. Der nabennahe Schnitt weist dabei einen

stärkeren Gradienten auf als die anderen beiden Radienschnitte.

5.7 Zusammenfassung

Der kombinierte Einsatz der SG'n erzeugt ein sehr komplexes Strömungsbild, in dem sowohl die stationären als auch die instationären Eintrittsstörungen erkennbar sind. Aufgrund der starken Wechselwirkungen und extremen Strömungsbeeinflussungen ist es jedoch sehr schwierig, die sich überlagernden Effekte genau zu trennen und den jeweiligen Ursachen zuzuordnen. Das zeigt sich insbesondere darin, dass die rotierenden Eintrittsstörungen bei K5 und K6 nach dem sSG noch erkennbar sind, aber deutliche Unterschiede zu den Verläufen der Konfigurationen 3 und 4 auftreten.

Mit einer vereinfachenden Betrachtungsweise der Totaldruckstörungen kann man schließen, dass aufgrund statischer Druckgradienten und Querströmungskomponenten in der freien Strömung diese nicht als ungestört bezeichnet werden kann. Der gestörte Sektor ist wesentlich stärker von statischen Druckgradienten und Querströmungen belastet und wird von ihnen dominiert.

Im Gegensatz zu den stationären Eintrittsstörungen gilt bei den kombinierten nicht mehr die Annahme, dass die Änderung der Axialgeschwindigkeiten den weit größeren Effekt auf die Inzidenzwinkel ausübt als die absoluten Zuströmwinkel.

Durch den Nachlauf des rSG erhält das gesamte Strömungsfeld einen Impuls in die jeweilige Umfangsrichtung. Eine starke Wechselwirkung zwischen den Bereichen der gestörten und ungestörten Strömung ist die Folge. Die Interaktion der Strömung mit dem ersten Rotor führt zu einem allgemein abgesenkten statischen Druckniveau und erhöhten Machzahlen, wo hohe Inzidenzwinkel vorliegen. Der Verlauf des relativen Totaldruckverlusts ist davon fast unbeeinflusst. Somit liegt eine der wichtigsten Erkenntnisse vor, dass allein die Betrachtung des Totaldrucks nicht ausreicht, um auf die anderen Strömungsgrößen zu schließen.

Jedoch ist eine Regelmäßigkeit in den Verläufen von Totaldruck, Gierwinkel und Machzahl für beide Konfigurationen mit kombiniertem Störgeneratorbetrieb zu erkennen. Die Strömung jeder Konfiguration, einzeln betrachtet, besitzt für alle Parametervariationen einen qualitativ ähnlichen Charakter.

Bei kleinen Drehzahlverhältnissen zwischen rSG und Verdichter ähnelt das Bild der eintretenden Totaldruckstörungen dem stationären Fall, indem eine relativ klare Abgrenzung zwischen gestörtem und ungestörtem Sektor möglich ist. Mit ansteigender Störgeneratordrehzahl entspricht die Totaldruckverteilung mehr einer Sinusschwingung und die Grenzen zur ungestörten Strömung verschwimmen aufgrund des stärkeren Nachlaufs hinter dem rSG. Bei der höchsten Störgeneratordrehzahl ist schließlich kaum noch eine als axial und ungestört zu bezeichnende Strömung erkennbar.

Der Versuch über die Geschwindigkeitsbestimmung der Strömung mittels der Kreuzkorrelation eine Temperaturverteilung zu erhalten, erbrachte keine zufrieden stellenden Ergebnisse. Die Verläufe der Sondendrucke p_2 und p_3 waren bei hohen Drallwinkeln qualitativ zu unterschiedlich, so dass sie nicht mit dem von p_1 korrelierten. Ein qualitativ ähnlicher Verlauf der Datensätze ist dafür aber Voraussetzung.

Der Versuch, eine Ähnlichkeitsgröße zu finden, die quantitative und vergleichbare Aussagen über die Störintensität der eintretenden Totaldruckstörungen geben kann, war nur zum Teil erfolgreich. Es konnte ein Großteil der qualitativ gemachten Betrachtungen nachgebildet werden. Jedoch ist das Verfahren zur Bestimmung der IDC- und IDR-Werte zu einfach, um auch komplexere Druckverläufe adäquat beschreiben zu können, was sich zum Beispiel im Vergleich zwischen den Konfigurationen 5 und 6 zeigte.

6 Verhalten im Kennfeld

6.1 Bestimmung der Verdichtercharakteristik

Das Betriebsverhalten eines Verdichters wird durch das so genannte Verdichterkennfeld charakterisiert. Dabei werden die Leistungsnachweise bei verschiedenen Betriebszuständen dargestellt. Das Kennfeld, auch Maschinencharakteristik genannt, ist, abgesehen von der Reynoldszahl, von Umgebungsbedingungen unabhängig, da als Größen Ähnlichkeitsparameter verwendet werden. Aus diesem Grund ist eine Vergleichbarkeit mit anderen Verdichtern möglich. Im Kennfeld werden Verdichterdruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad über den reduzierten Massenstrom aufgetragen.

6.1.1 Stationäre MWE

Die Abbildung 6.1 zeigt das aufgenommene Referenzkennfeld vom Rig212 bei ungestörter, homogener Einlaufströmung und geöffneter Abblaseung. Zu sehen sind alle gemessenen Linien konstanter reduzierter Drehzahl im stabilen Arbeitsbereich des Verdichters, also die Primärcharakteristik. Es ist erkennbar, dass die Drehzahllinien von einem flachen Verlauf bei geringen Verdichterdrehzahlen mit deren Ansteigen immer steiler werden. Ab der 80%-Drehzahllinie prägen sich in den letzten Stufen, wegen des Erreichens der Schallgeschwindigkeit, fast vertikale Verläufe an der Schluckgrenze aus. Die Steigung aller Drehzahllinien bleibt an der Stabilitätsgrenze negativ, was bei den meisten vielstufigen Verdichtern üblich ist.

Der maximale isentrope Verdichterwirkungsgrad beträgt 86% bei der Auslegungsdrehzahl (100%-Drehzahllinie) und einem Verdichterdruckverhältnis von 2,8. Im Auslegungspunkt mit einem Verdichterdruckverhältnis von 2,87 ist der Wirkungsgrad geringfügig niedriger. Die 80%- und 93,3%-Drehzahllinien weisen noch ähnlich hohe Wirkungsgrade auf. Mit weiterem Absenken der Verdichterdrehzahl sinken auch die maximalen Wirkungsgrade. Ebenso ist ein Schmalwerden des Gebietes hoher Wirkungsgrade erkennbar.

Aufgrund der begrenzten Instrumentierung werden alle Größen durch eine Mittelschnittsrechnung bestimmt, wobei wegen des hohen Nabenverhältnisses von den umfangsgemittelten Wanddrücken an Nabe und Gehäuse auf den Mittelschnittsdruck geschlossen werden kann und somit die radiale Abhängigkeit vernachlässigt wird. Weiterhin

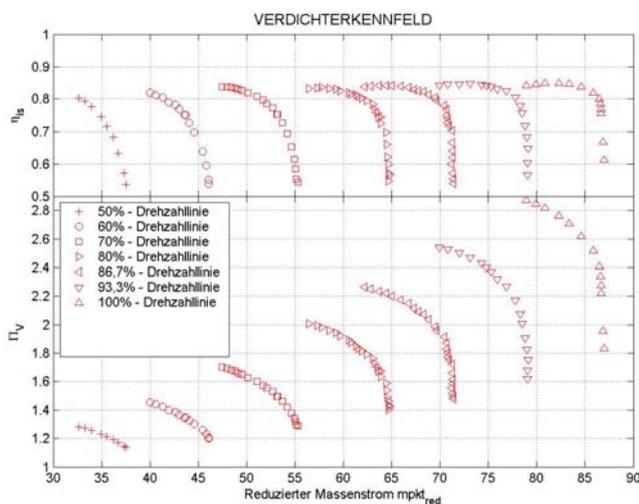


Abbildung 6.1: Referenzkennfeld Rig212

gelten die Annahmen einer adiabaten und drallfreien Strömung. Die Verdrängung der Wandgrenzschichten wird durch die Einführung der aerodynamischen Querschnittsflächen A_{aero} berücksichtigt.

Die jeweiligen Blockagefaktoren sind der Auslegungsrechnung entnommen. Mit den bestimmten Kennfelddaten können in der Auswertung auch Stufen- und Gittercharakteristiken bestimmt werden, bei denen allerdings nur die reduzierte Verdichterdrehzahl konstant gehalten werden konnte. Um jede stufenspezifische reduzierte Drehzahl konstant zu halten, müssten separate Kennfeldmessungen für die einzelnen Stufen durchgeführt werden.

Der Verdichtermassenstrom wird über Messgrößen in der engsten Stelle der Messdüse im Filterhaus (Ebenen 11 und 12) bestimmt. Dazu wird aus der Kontinuitäts- und Gasgleichung der theoretische Massenstrom des Verdichters mit folgender Formel berechnet:

$$\dot{m}_{theo} = \frac{p_{t,FH} A_d}{\sqrt{T_{t,FH}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)R}} \left(\frac{p_d}{p_{t,FH}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_{t,FH}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (6.1)$$

wobei der Index d für Düse und der Index FH für Filterhaus steht. Der theoretische Massenstrom gilt jedoch nur für den Fall reibungsfreier Strömung durch die Messdüse. Im tatsächlichen Fall muss noch die Verdrängungsdicke der Wandgrenzschicht berücksichtigt werden. Mit der Durchflusszahl für die Messdüse des Prüfstands, welche experimentell durch Traversierung (Martin, 2000) bestimmt wurde, kann der reale Massenstrom berechnet werden zu:

$$\dot{m}_V = \alpha \cdot \dot{m}_{theo}. \quad (6.2)$$

Nach der dritten Stufe des Rig212 wird Luft abgeblasen. Um den Massenstrom am Verdichteraustritt berechnen zu können, muss die Menge der abgeblasenen Luft bekannt sein. Die Bestimmung des Abblasemassenstroms erfolgt nach DIN1952. Gemessen werden dabei die Totaltemperatur $T_{t,abbl}$ der Abblaseluft sowie die statischen Drücke vor und nach der Messblende p_v und p_n . Zum Einsatz kommt eine Messblende mit Eck – Druckentnahmen, d.h. die statischen Drücke werden über einen ringförmigen Spalt direkt vor und hinter der Blende gemessen.

Zu berücksichtigen ist dabei die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität μ von Luft. Dies wird durch ein Ausgleichspolynom realisiert, welches auf die Stoffwerttabelle im VDI Wärmeatlas abgestimmt ist. Alternativ ist auch eine Bestimmung über „Sutherland“ möglich.

Die Ermittlung des Totaldrucks im Verdichtereintritt geht von der Tatsache aus, dass der Totaldruckverlust der Strömung von der Messdüse (Ebene 12) bis zum Verdichtereintritt (Ebene 1.1) nur vom durchgesetzten Massenstrom abhängt. Der Totaldruck im Eintritt lässt sich damit aus einem experimentell ermittelten Totaldruckverlust berechnen.

Für den Fall, dass der Strömung Eintrittsstörungen aufgeprägt werden, lässt sich dieser Weg nicht mehr verfolgen, da die Strömung dann mit Totaldruckveränderungen belastet ist und somit der Verdichtereintritttotaldruck nicht mehr allein eine Funktion vom durchgesetzten Massenstrom darstellt. Deshalb wird in diesem Fall der gemessene Totaldruck vom Übergangskanal (Ebene 0) herangezogen.

Der reduzierte Massenstrom stellt eine Ähnlichkeitsgröße dar und wird im Verdichterkennfeld auf der Abszisse aufgetragen. Dieser Wert ist über die folgende Formel definiert:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_V \sqrt{T_{t14}}}{p_{t1.1}}. \quad (6.3)$$

Der durchgesetzte Massenstrom und der Totaldruck sind, wie bereits beschrieben, bestimmt. Die Totaltemperatur ist eine Messgröße und braucht nicht weiter berechnet werden. Sie wird im Beruhigungsbehälter (Ebene 14) ermittelt und entspricht der Totaltemperatur im Verdichtereintritt für die ungestörte Strömung und den Fall der stationären Eintrittsstörungen. Beim Betrieb der Konfigurationen 3 bis 6, bei denen der rSG zum Einsatz kommt, muss dessen Einfluss auf die Totaltemperatur Rechnung getragen werden. Peters (1999) legte die Antriebsleistung des rSG unter Berücksichtigung der Drehzahlen von rSG und Verdichter zugrunde, um die Leistungsaufnahme der Strömung zu berechnen. Die Totaltemperatur aus dem Beruhigungsbehälter wird mit einem Polynom entsprechend korrigiert, wobei der Einfluss bei 100% Verdichterdrehzahl und maximaler Störgeneratordrehzahl knapp 2,5K erreicht.

Es gibt am Rig212 mehrere Möglichkeiten, den Totaldruck im Verdichteraustritt, welcher für das Druckverhältnis des Verdichters benötigt wird, zu bestimmen. Es steht für eine direkte

Messung des Totaldrucks $p_{t3.5}$ im Verdichteraustritt ein Totaldruckmesskamm zur Verfügung. Mit den bekannten Daten der Auslegungsrechnung vom Rig212 lässt sich analog jedoch auch eine Mittelschnittsrechnung durch die einzelnen Stufen des Verdichters durchführen. Ausgegangen wird dabei von bereits ermittelten Größen am Verdichtereintritt. Aus den Grundgleichungen wie Kontinuitäts- und Energiegleichung lässt sich der folgende Zusammenhang zur Bestimmung des Totaldruckes in den Messebenen ermitteln:

$$\frac{p}{p_t} = \left[-\frac{1}{2} \left[\left(\frac{B}{C} \right)^2 - \sqrt{\left(\frac{B}{C} \right)^4 + 4 \left(\frac{B}{C} \right)^2} \right] \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6.4)$$

mit $B = \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)R}}$ und $C = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{\rho A_{aero} \sin \alpha}$.

Das Verdichterdruckverhältnis eines Verdichters gibt an, wie groß die vom Verdichter bewirkte Druckerhöhung im Austritt gegenüber dem Eintritt ist. Es ist definiert als das Verhältnis aus dem Totaldruck im Verdichtereintritt und dem im Verdichteraustritt. Da beide Drücke bestimmt sind, lässt sich das Verhältnis wie folgt berechnen:

$$\Pi_V = \frac{p_{t3.5}}{p_{t1.1}}. \quad (6.5)$$

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad gibt das Verhältnis der Energieumsetzung zwischen dem isentropen Vergleichsprozess und dem realen Prozess an. Er stellt somit ein Maß für die Güte der Verdichterarbeit dar. Im Allgemeinen ist dieser Wirkungsgrad wie folgt definiert:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{t,is}}{\Delta h_t}. \quad (6.6)$$

Da der Verdichter jedoch über eine Abblasestrecke nach der dritten Stufe verfügt, muss bei der Berechnung des isentropen Verdichterwirkungsgrades der Abblasemassenstrom berücksichtigt werden:

$$\eta_{is} = \frac{T_{t,1.1} \dot{m}_{3.5} \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + T_{t,1.1} \dot{m}_{abbl} \left(\left(\frac{p_{t,abbl}}{p_{t,1.1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\dot{m}_{3.5} (T_{t,3.5} - T_{t,1.1}) + \dot{m}_{abbl} (T_{t,abbl} - T_{t,1.1})}. \quad (6.7)$$

Somit sind alle Größen zur Erfassung und Darstellung des Betriebspunktes im Verdichterkennfeld bekannt. Eine genaue Beschreibung der Bestimmung der Kennfeldgrößen findet sich bei Reuß (2002).

6.1.2 Instationäre MWE

Wenn der Verdichter Rotating Stall ausbildet, reißt die Strömung sehr schnell ab und der BP bewegt sich direkt auf die Tertiärcharakteristik („deep Stall“). Innerhalb weniger Rotorumdrehungen nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze entwickeln sich „Full-span“ Stallzellen, wie später bei der Analyse der Stall Inception noch gezeigt wird. Gerade im Vergleich zu den im [Kapitel 7](#) aufgezeigten numerischen Ergebnissen des Betriebsverhaltens im Kennfeld ist es von Interesse, den Verlauf des Betriebspunktes von der Primär- zur Tertiärcharakteristik zu verfolgen. Die stationäre MWE kann dies nicht leisten – sie zeigt im instabilen Arbeitsbereich nur die quasistationären Betriebspunkte auf der Tertiärcharakteristik an. Zur Berechnung des Betriebspunktes im Kennfeld gibt es auch bei der instationären MWE mehrere Möglichkeiten. Um nach der Bestimmung der Eintrittsgrößen, analog der stationären MWE, eine Mittelschnittsrechnung durchzuführen, um so auf die Austrittsgrößen zu gelangen, erbringt bei vorhandenen Instabilitäten keine zufrieden stellenden Ergebnisse.

Die messtechnische Lösung, mit der die besten Erfolge erzielt wurden, benutzt eine Mehrlochsonde im Verdichtereintritt und eine Totaldrucksonde im Austritt. Beide Sonden sind auf der 0° Position angebracht. Der Massenstrom wird mit Hilfe des statischen und des Totaldrucks (Glg. (6.1)) im Verdichtereintritt über die Kalibrierkurven der Dreilochsonde gewonnen. Das Verdichterdruckverhältnis wird aus den jeweils gemessenen Totaldrücken in den Ebenen 1.1 und 3.5 ermittelt (Glg. (6.5)).

Diese Messanordnung ist nur eindimensional, soll aber auf das globale Verhalten der ganzen Maschine übertragen werden und somit stellvertretend für alle radialen und Umfangspositionen sein. Für den stabilen Bereich der Konfiguration 1 mag diese Annahme noch hinreichend genau sein. Trotzdem werden hierbei die ermittelten Werte mit den Ergebnissen der zweidimensionalen stationären MWE über Korrekturfaktoren abgeglichen. Diese Faktoren gelten auch beim Überschreiten der Pumpgrenze. Weiterhin muss im instabilen Bereich, wo über große Strecken keine stationären Daten vorhanden sind, für ein Ergebnis, welches repräsentativ für die ganze Maschine sein soll und nicht nur für eine Umfangsposition, über mindestens einen kompletten Umlauf einer Stallzelle arithmetisch gemittelt werden. Das setzt die Abtastrate und somit das Auflösungsvermögen erheblich herab. Beim Betrieb des rSG ist zusätzlich dessen periodischer Einfluss entsprechend zu berücksichtigen. Ist auch der sSG im Einsatz, muss darüber hinaus auf die stationäre MWE zurückgegriffen werden. Aus diesen Gründen sind die Ergebnisse der instationären MWE bei der Berechnung instabiler Betriebspunkte im Kennfeld qualitativen Charakters und können nur den ungefähren Verlauf anzeigen und einen Trend angeben, wo die Sekundärcharakteristik liegt.

6.2 Einfluss der Eintrittsstörungen auf das Betriebsverhalten

Zur Beurteilung des Einflusses der kombinierten Eintrittstotaldruckstörungen auf das Betriebsverhalten des Verdichters dient das Kennfeld der ungestörten Zuströmung, Konfiguration 1, als Referenz.

Um einen systematischen Überblick zu erhalten, wurden, wie im Messplan erwähnt, vier ausgesuchte Drehzahllinien aus dem unteren, mittleren und hohen Geschwindigkeitsbereich (70%, 80%, 86,7% 93,3%) untersucht. Ebenso wurden bei den Konfigurationen 3 bis 6 die Störgeneratordrehzahlen variiert, so dass gleich- bzw. gegensinnig rotierende Eintrittsstörungen mit 2000min^{-1} , 4000min^{-1} oder 6000min^{-1} angeregt wurden, die somit eine Untersuchung praxisnaher Drehzahlverhältnisse von Mehrwellentriebwerken ermöglichen. Insgesamt stehen damit 56 verschiedene Drehzahllinien zur Auswertung bereit und können verglichen werden.

Die Darstellung der verschiedenen Eintrittsstörungen in Bezug ihrer Auswirkungen auf das Verdichterbetriebsverhalten erfolgt, um den Rahmen der Darstellung nicht zu sprengen, für ausgewählte Konfigurationen nur in der Maschinencharakteristik.

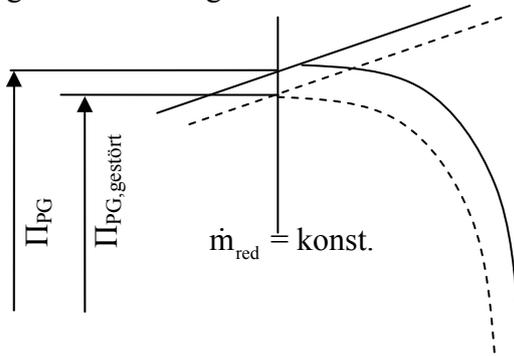


Abbildung 6.2: Definition des Verlusts an Pumpgrenzendruckverhältnis

Das Heranziehen des Pumpgrenzenabstandes als Maß für den Einfluss der eintretenden Störungen macht nur in wenigen Fällen Sinn, da sich die Drehzahlkurven selbst und somit auch die Pumpgrenze zu weniger Durchsatz und Druckerhöhung verschieben. Selbst innerhalb einer Konfiguration zeigten sich bei der Variation der entsprechenden Parameter signifikante Unterschiede beim Durchsatz und Druckverhältnis. Deshalb definierte bereits Jahnen (1998) einen Verlustwert, der die Minderung an Pumpgrenzendruckverhältnis

ausdrückt und sich auf die aktuelle Pumpgrenze bezieht. Neben dem Verlust an maximalen Druckaufbau wird auch die Änderung des reduzierten Massenstroms berücksichtigt (Abbildung 6.2 und Glg.(6.8)):

$$V = \frac{\Pi_{PG} - \Pi_{PG,gestört}}{\Pi_{PG,gestört}} \quad (6.8)$$

Den Schwerpunkt der Untersuchungen stellen die kombinierten Eintrittsstörungen der Konfigurationen 5 und 6 dar. Bei allen Konfigurationen mit Störgeneratoreinsatz zeigt sich ein Verlust beim Verdichterdruckverhältnis und beim durchgesetzten Massenstrom im Bereich der Pumpgrenze, während das Druckverhältnis im Bereich der Schluckgrenze nahezu unverändert bleibt. Einige grundlegende Phänomene sind dabei überlagert, die im Folgenden in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussgrößen untersucht werden sollen.

6.2.1 Vergleich der Konfigurationen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

Wie im vorangegangenen Kapitel 5 gezeigt wurde, haben die unterschiedlichen Konfigurationen selbst den größten Einfluss auf die Strömungsverhältnisse im Verdichtereintritt und ändern dementsprechend das globale Betriebsverhalten der Maschine am stärksten. Als Parameter werden dabei die Sektorgröße der Eintrittsstörungen und die Drehrichtung des rSG variiert. Der größte Einfluss auf das Betriebsverhalten wird wiederum beim kombinierten Einsatz der Störgeneratoren (K5, K6) erwartet, bei dem eine Versperrung des Ringraums bis 180° erfolgt.

In der Abbildung 6.3 sind je vier Drehzahllinien der Konfigurationen 1, 2, 3 und 5 bzw. 1, 2, 4 und 6 im stabilen Arbeitsbereich der Maschinencharakteristik dargestellt. Aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit wurden die Konfigurationen mit unterschiedlicher Drehrichtung des rSG in zwei Darstellungen untergebracht. Die Konfigurationen 3 bis 6 sind mit einer Störgeneratordrehzahl von einheitlich 4000min⁻¹ dargestellt.

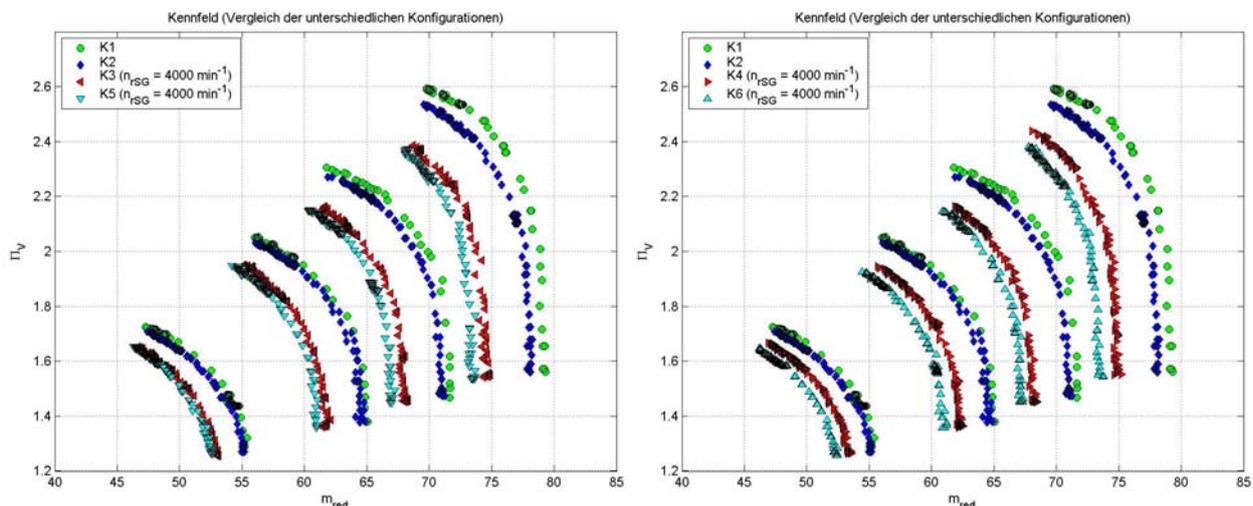


Abbildung 6.3: Drehzahllinien aller Konfigurationen
(links: K1, K2, K3, K5; rechts: K1, K2, K4, K6)

Deutlich zu erkennen ist die Verschiebung der Drehzahllinien nach links, hin zu geringeren Massenströmen und Druckverhältnissen aufgrund des Einsatzes der Störgeneratoren. Dabei wachsen die Verluste mit steigender Sektorgröße. So zeigt sich der geringste Einfluss bei K2 mit durchschnittlich 1,5% bis 2% Verlust an Massenstrom und Druckverhältnis. Einen größeren Verlust verursachen die Konfigurationen 3 und 4 mit durchschnittlich 4% bis 7% Prozent. Den stärksten Einfluss auf das Betriebsverhalten zeigen die Konfigurationen 5 und 6. Der Verlust an Massendurchsatz und Druckverhältnis liegt hier im Schnitt bei ca. 5% bis fast

10%. K5 und K6 weisen in dieser groß skalierten Darstellung, wie auch K3 und K4, keine signifikanten Unterschiede auf.

Die Verschlechterung der Leistung war zu erwarten, da die sektorielle Versperrung des Einlaufkanals zur Erzeugung von Eintrittstotaldruckstörungen einer saugseitigen Drosselung sehr verwandt ist. Ein ähnliches, aber weitaus weniger stark ausgeprägtes, Bild ist bei Verdichtern mit verstellbarem Vorleitrad zu sehen. Denn infolge der Eintrittsstörungen, was eine Verringerung der durchströmten Querschnittsfläche im Einlauf bedeutet, vermindern sich der Massenstrom und die Axialgeschwindigkeit. Dadurch kommt es zu einer Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke, was schließlich auch zu einer Reduktion des Druckverhältnisses führt.

Beim Einfluss der Verdichterzahl auf das Betriebsverhalten zeigt sich der steigende Leistungsverlust für alle Konfigurationen mit anwachsender Verdichterzahl, wie es auch schon im Kapitel 5 beobachtet wurde. Der Verlust an durchgesetzten Massenstrom und Druckverhältnis nimmt für jede Drehzahl zu. Der Verlust zeigt einen parabolischen Verlauf. Hieran erkennt man den Einfluss des an den Störsieben anliegenden Staudrucks, der eine Funktion der Anströmgeschwindigkeit darstellt, die dort quadratisch eingeht. Dieser Zusammenhang ist bereits bei dem einfachen Ansatz von Roach (1987) für den Auslegungstotaldruckverlust ersichtlich.

Genauso zeigt sich das verstärkte Absenken der Pumpgrenze mit ansteigender Verdichterzahl. Im Gegensatz dazu scheinen sich jedoch kaum Abhängigkeiten vom jeweiligen Drosselgrad zu zeigen. Der Verlust an Massenstrom scheint für alle Drosselstellungen mit Erhöhung der Verdichterzahl im gleichen Maße zu sinken. Ein ähnliches Bild zeigt die Betrachtung des Druckverhältnisses. Beim Knickverhalten und der Form der Drehzahlkurven sind keine Änderungen feststellbar.

Verlustwert V	$n_V=70\%$	$n_V=80\%$	$n_V=86,7\%$	$n_V=93,3\%$
K2	0,0290	0,0149	0,0177	0,0198
K3*	0,0424	0,0410	0,0602	0,0708
K4*	0,0320	0,0462	0,0741	0,0412
K5*	0,0200	0,0204	0,0417	0,0675
K6*	0,0305	0,0363	0,0605	0,0586
* $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$				

Tabelle 6.1: Verlustwerte aller Konfigurationen (bezogen auf K1)

Die Tabelle 6.1 zeigt die Verlustwerte der untersuchten Drehzahlkurven. Der geringste Pumpgrenzenverlust wird unter dem alleinigen Einfluss der stationären Eintrittstotaldruckstörung des sSG verzeichnet. Erstaunlich ist das Ergebnis bei der Betrachtung der Konfigurationen 3 und 5 bzw. 4 und 6, bei denen die Drehrichtung des rSG gleich ist. Hier zeigt sich ein allgemein stärkerer Einbruch der Pumpgrenze bei den Konfigurationen 3 und 4 als im kombinierten Störgeneratorbetrieb. Dieses Ergebnis weist auf eine Interaktion zwischen den beiden Störgeneratoren im gemeinsamen Einsatz hin. Dabei scheint der sSG, zumindest was den vom rSG erzeugten Drall betrifft, eine dämpfende Wirkung zu haben. Vergleicht man die Konfigurationen 3 und 5, so sieht man die deutlich größeren Verluste bei der Konfiguration 3. Dort spiegeln sich auch die Ergebnisse von Peters (2004) und Longley et al. (1994) wider, die einen frühzeitigeren Einbruch der Pumpgrenze bei gleichsinnig eintretenden Totaldruckstörungen mit geringer Störgeneratordrehzahl fanden. Die Tabelle zeigt, dass über alle Drehzahlkurven hinweg betrachtet, der bei K3 auftretende Verlust größer ist als der bei K4. Bei den kombinierten Eintrittsstörungen der Konfigurationen 5 und 6 lässt sich diese Zuordnung nicht mehr treffen. Es scheint sogar, dass sich das Bild umkehrt.

In der [Abbildung 6.4](#) wird neben dem stabilen Arbeitsbereich auch der instabile beschrieben. Dargestellt ist die 93,3%-Drehzahllinie der gerade schon betrachteten Konfigurationen 5 und 6. Nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze bildete der Verdichter Rotating Stall aus. Danach wurde die Drossel so weit geöffnet, bis die Strömung wieder anlegte. Für ein Stabilisieren des Verdichters aus dem Rotating Stall heraus muss die Drossel wesentlich weiter geöffnet sein als bei dessen Initiierung. Der Ablauf dieser Hystereseschleife wurde mit der stationären MWE aufgezeichnet. Dabei ist im Kennfeld, neben der Primärcharakteristik, der Verlauf der quasistationären Betriebspunkte der Tertiärcharakteristik beim Öffnen der Drossel zu sehen.

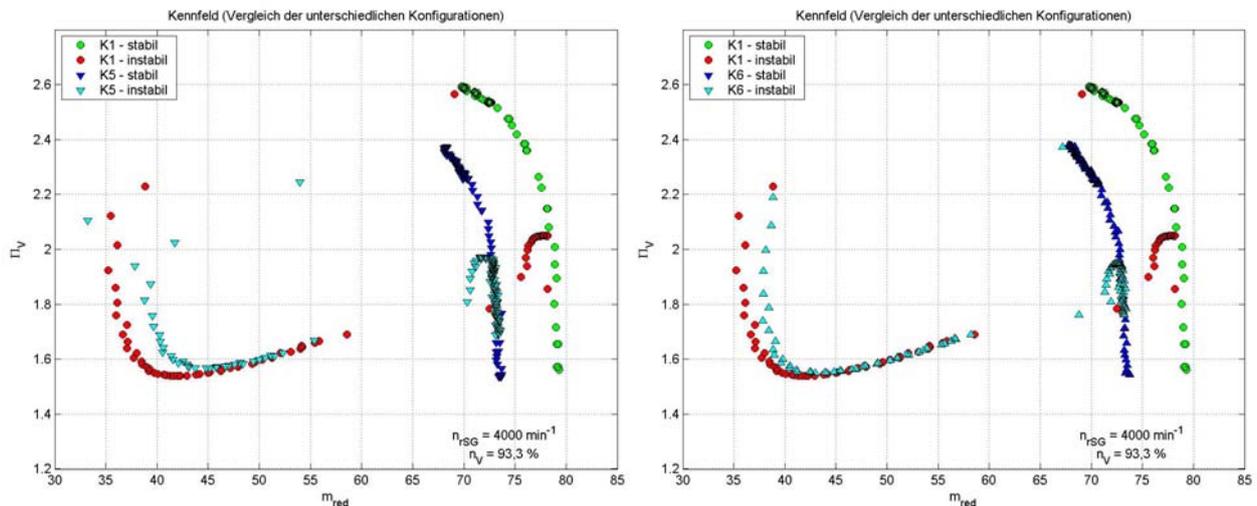


Abbildung 6.4: Hysterese K1, K5 (links); Hysterese K1, K6 (rechts)

In dieser Zeitspanne arbeitete der Verdichter quasistabil im Rotating Stall mit deutlich verschlechterter Leistung. Auffällig ist hierbei jedoch, dass der Verdichter bei ungestörter Zuströmung nach dem Abreißen deutlich tiefer in den Rotating Stall geht als bei der gestörten und die Strömung auch erst nach wesentlich längerer Zeit wieder anlegt, was später noch gezeigt wird. Eine Erklärung dafür könnte die verminderte Leistungsumsetzung der Maschine beim Betrieb mit Eintrittsstörungen sein, was dazu führt, dass das Abreißen der Strömung weniger heftig einsetzt. Des Weiteren wird durch die verminderte Leistungsumsetzung bei gestörter Zuströmung das druckseitige Plenum nicht so stark aufgeladen, weshalb der Gegendruck beim Überschreiten der Pumpgrenze geringer ist.

Die Konfigurationen 5 und 6 unterscheiden sich einzig in der Drehrichtung des rSG. Hier scheinen die Unterschiede bei der Betrachtung der gesamten Maschinencharakteristik fast vernachlässigbar klein zu sein. Aus diesem Grund ist eine Darstellung der einzelnen Drehzahlkurven in direkter Gegenüberstellung dieser beiden Konfigurationen zweckmäßig.

Die [Abbildung 6.5](#) zeigt den Einfluss der Drehrichtung der eintretenden Totaldruckstörungen im stabilen sowie instabilen Arbeitsbereich des Verdichters analog [Abbildung 6.4](#). Wie bereits erwähnt, sollte aufgrund der in [Kapitel 5](#) angestellten Überlegungen bei gleichsinnig drehenden Eintrittsstörungen die Leistungsumsetzung schlechter sein, da sie die entsprechenden Schaufelpassagen länger beeinflusst. Dies konnte jedoch im stabilen Bereich der Maschinencharakteristik nicht nachgewiesen werden. Bei der alleinigen Benutzung des rotierenden Störgenerators (K3, K4) ergab sich ein symmetrisches Bild der eintretenden Totaldruckstörungen bei gleich- und gegensinniger Anregung. Dies wurde beim kombinierten Betrieb der Störgeneratoren im Verdichtereintritt nicht beobachtet ([Kapitel 5](#)).

Der größte Einfluss der Drehrichtung auf das Betriebsverhalten im Kennfeld kann im quasistationären Bereich beobachtet werden, während der Verdichter im Rotating Stall arbeitet. Auf der Tertiärcharakteristik ist der Verlauf der Betriebspunkte beim Öffnen der

Drossel zu sehen. Obwohl auf der stabilen Charakteristik kein Unterschied zwischen den Konfigurationen zu erkennen ist, zeigt die quasistabile doch erhebliche Differenzen. Bei Variation der Störgeneratordrehzahl ändert sich die Lage der Tertiärcharakteristik bei gleichsinnig drehenden Eintrittsstörungen (K5) deutlich mehr als bei den gegensinnig drehenden (K6). Diese Ergebnisse decken sich mit den gemachten Beobachtungen beim Einbruch der Pumpgrenze, wo die gegensinnig drehenden Störungen einen konstanteren Verlauf aufwiesen (vgl. mit K4, K6 in [Tabelle 6.1](#)).

Während bei einer Störgeneratordrehzahl von 2000 min^{-1} die Konfiguration 5 tiefer abreißt, zeigt sich bei 4000 min^{-1} ein umgekehrtes Bild. Dieser Einfluss der Störgeneratordrehzahl, der bei den höheren Verdichterdrehzahlen am stärksten ist, wird im [Kapitel 6.2.2](#) untersucht.

Bei der Vermessung der Eintrittsstörungen im [Kapitel 5](#) wurde gezeigt, dass bei den rotierenden Eintrittsstörungen aufgrund des Nachlaufs am rSG ein Nettodrall in die Strömung gebracht wird. Jahnen (1998) setzte Drallgeneratoren zur passiven Erzeugung von Drallstörungen ein. Er lenkte die Strömung entgegengesetzt zur Rotordrehrichtung um. Im gestörten Sektor und im Umfangsmittel wurde dadurch die Inzidenz des ersten Rotors erhöht, was offensichtlich zu einem gesteigerten Saugverhalten des Verdichters und somit auch zu einem gesteigerten Durchsatz führte.

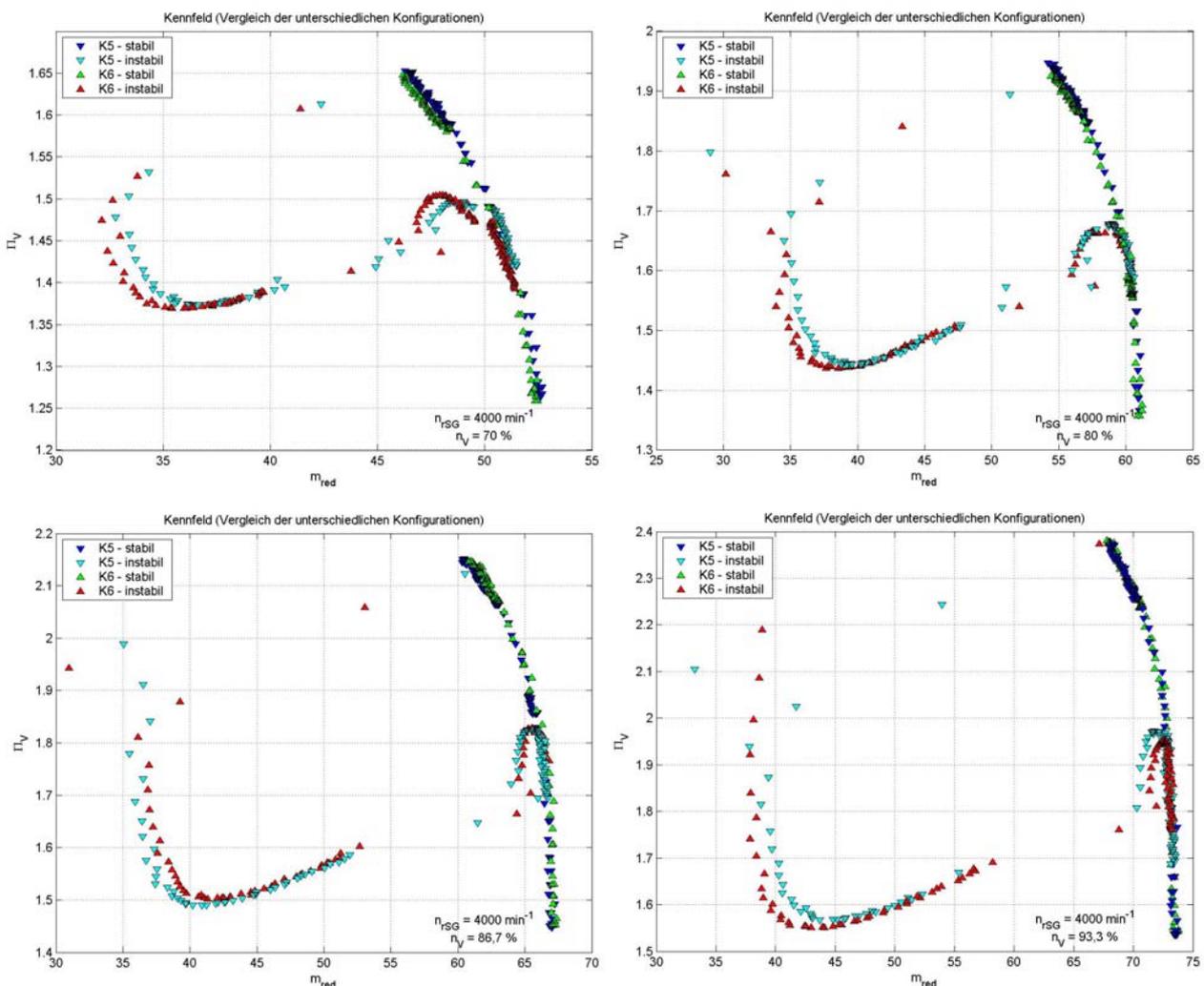


Abbildung 6.5: Vergleich von K5 und K6 im stabilen und instabilen Arbeitsbereich für $n_v = 70, 80, 86,7, 93,3\%$ (v. o. li. n. u. re.)

Setzt man diese Überlegungen für die Konfigurationen fort, in denen auch der rSG zum Einsatz kommt, dann müsste sich bei steigender Störgeneratordrehzahl und somit erhöhtem Nettodrall in der Strömung das Saugverhalten der Verdichters verstärken und damit der Massendurchsatz vergrößern. Allerdings sollten sich dann erhebliche Unterschiede zwischen

den Konfigurationen 3 und 4 bzw. 5 und 6 ergeben. Denn dieser Effekt dürfte nur bei den gegensinnig eintretenden Totaldruckstörungen auftreten. Dass ein Nettodrall in die jeweilige Umfangsrichtung erzeugt wird, zeigen die Ergebnisse bei der Vermessung der Störungen im Kapitel 5. Dieser von Jahnen gefundene Effekt scheint wegen des hier viel größeren Sektors gestörter Strömung untergeordnet zu sein und keinen Einfluss auf das globale Betriebsverhalten zu nehmen.

Interessant ist die Beobachtung, dass die Summe der von den Störgeneratoren jeweils im Einzelbetrieb erzeugten Verluste (K2 bis K4) gleich der Verluste des kombinierten Betriebes der Konfigurationen 5 und 6 ist. Interessant deshalb, da die Größe des gestörten Sektors bei K5 und K6 durch die wechselnde Position der Störgeneratoren zueinander ständig variiert. Im zeitlichen Mittel, welches die stationäre MWE liefert, sind die Verluste im Kennfeld jedoch die Summe der Einzelstörungen. Dieses Erkenntnis weist darauf hin, dass die Größe des gestörten Sektors nicht linear in das Verlustverhalten eingeht, was auch schon beim Vergleich von K2 mit K3 bzw. K4 ersichtlich ist. Vernachlässigt ist hierbei jedoch die Abhängigkeit von der Drehzahl des rSG, die im folgenden Kapitel betrachtet wird.

6.2.2 Einfluss der Störgeneratordrehzahl

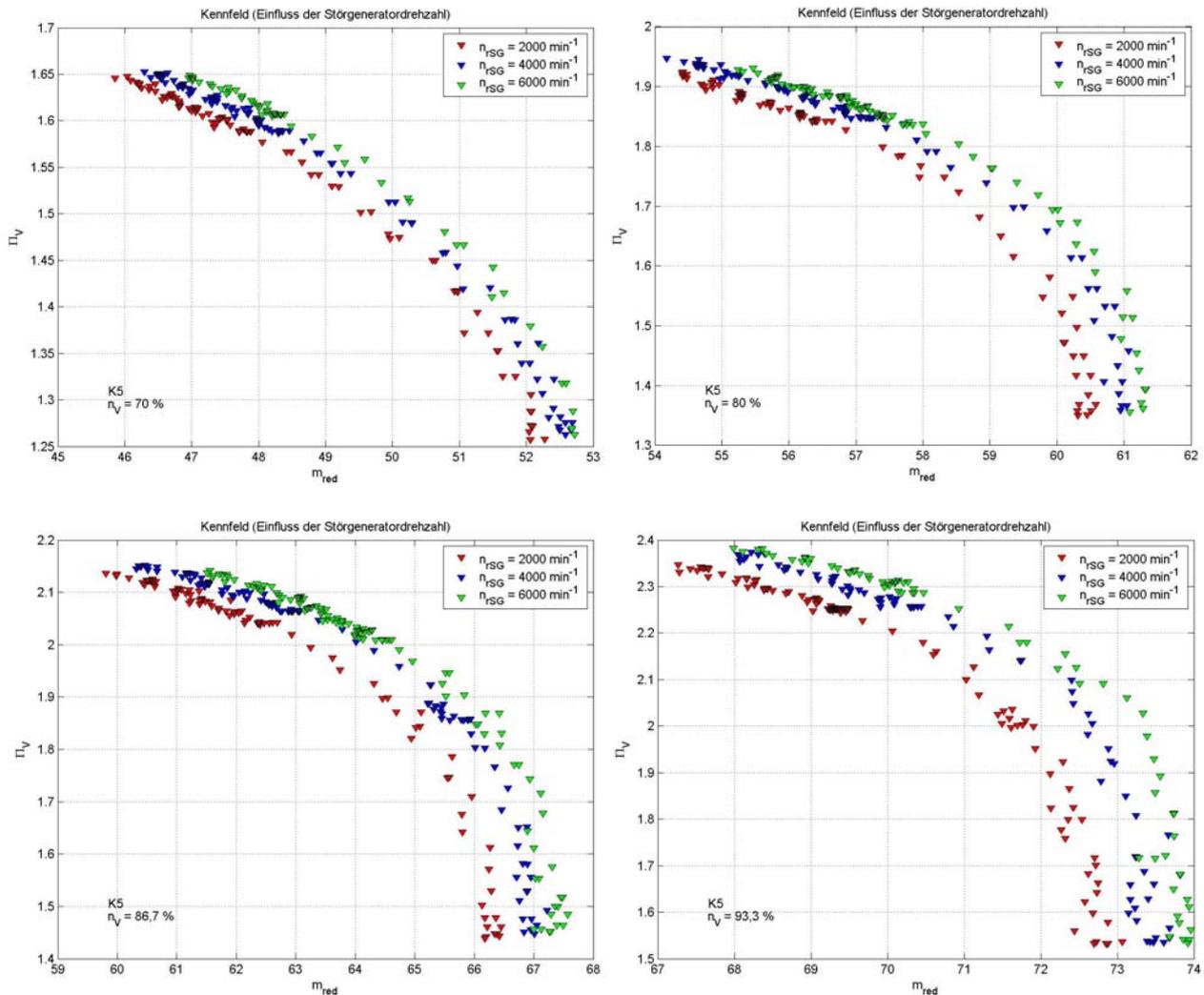
In den Abbildungen 6.6 bis 6.10 ist der Einfluss der Störgeneratordrehzahl auf die 70%-, 80%-, 86,7%- und 93,3%-Drehzahllinie der Konfigurationen 5 und 6 dargestellt. Dabei wurde der rSG auf 2000min^{-1} , 4000min^{-1} und 6000min^{-1} eingestellt. Für ansteigende Störgeneratordrehzahlen nehmen sowohl die absoluten als auch die reduzierten Massenströme zu. Im Gegensatz dazu ist kaum ein Einfluss der Störgeneratordrehzahlen auf das Verdichterdruckverhältnis feststellbar. Des Weiteren zeigt sich bei der Betrachtung der Primärcharakteristik der beiden Konfigurationen kaum eine Erhöhung der relativen Verluste mit ansteigenden Verdichterdrehzahlen trotz des erhöhten Saugverhaltens der Maschine.

So beträgt bei der Konfiguration 5 der durchschnittliche Verlust des reduzierten Massenstroms für alle Drehzahllinien und Drosselstellungen ca. 0,5% bei Senken der Störgeneratordrehzahl von 6000min^{-1} auf 4000min^{-1} , wenn die maximale Störgeneratordrehzahl von 6000min^{-1} , aufgrund des geringsten Einflusses, als Referenz dient. Bei weiterem Absenken auf 2000min^{-1} erhöht sich der Verlust auf durchschnittlich ca. 1,5%. Im Vergleich zum Kapitel 5 decken sich diese Beobachtungen mit den dort angestellten Untersuchungen, wo die Eintrittsstörungen mit der geringsten Störgeneratordrehzahl die größten Druckschwankungen im Verdichtereintritt hervorriefen.

Da der Einfluss der unterschiedlichen Eintrittstotaltemperaturen auf die reduzierten Massenströme fast vernachlässigbar (max. 0,1% von $n_{\text{rSG}}=2000\text{min}^{-1}$ bis $n_{\text{rSG}}=6000\text{min}^{-1}$) klein ist, zeigen die absoluten Massenströme ein ähnliches Bild. Für die untersuchten Drehzahllinien der Konfiguration 6 ergeben sich nahezu identische Verluste. Hierbei zeigt sich auch, dass, zumindest für K5 und K6, die Lage der stationären Betriebspunkte im Kennfeld keine Funktion der Drehrichtung des rSG, darstellt. Eine Regelmäßigkeit für einen Einfluss auf die Lage der Stabilitätsgrenze als Funktion der Störgeneratordrehzahl war nicht nachweisbar.

Der Anstieg der Totaltemperatur im Verdichtereintritt wird indirekt aus der Leistungsaufnahme des rSG berechnet. Im Verdichteraustritt wird die Totaltemperatur mit den dort angebrachten Totaltemperaturmesskämmen gemessen. Beim alleinigen Einsatz des rSG zeigte Peters einen, für verschiedene Verdichterdrehzahlen unterschiedlich stark ausgeprägten, Wirkungsgradanstieg des Gesamtverdichters mit wachsender Störgeneratordrehzahl aufgrund der erhöhten Eintrittstotaltemperaturen. Dieser Wirkungsgradanstieg war bei hohen Verdichterdrehzahlen am stärksten ausgeprägt. Im kombinierten Betrieb der Störgeneratoren der Konfigurationen 5 und 6 war ein gegenteiliger Effekt zu bemerken. Für beide Konfigurationen stellte sich ein leichter Wirkungsgradverlust

mit steigender Störgeneratordrehzahl ein, der über alle Verdichterdrehzahllinien nahezu konstant verlief. Dabei scheint der Einfluss des stromab positionierten sSG die Fehlanströmung der Schaufeln derart zu verstärken, dass es zu diesem Wirkungsgradabfall kommt.



**Abbildung 6.6: K5, stabiler Bereich, $\eta_v = 70\%$, 80% , $86,7\%$, $93,3\%$
(v. o. li. n. u. re.)**

Der Verdichterwirkungsgrad gibt die Güte der Energieumsetzung in der Beschauflung des Verdichters an. Aufgrund der Eintrittsstörungen führen dabei Fehlanströmungen zu wachsenden Temperaturen des Fluids. Die bei K3 und K4 festgestellte Wirkungsgraderhöhung mit steigender Störgeneratordrehzahl im Vergleich zum Abfall des Wirkungsgrades bei K5 und K6 lässt so auf verbesserte Zuströmbedingungen für die Beschauflung bei den schneller umlaufenden Störungen ohne den zusätzlichen stationären Einfluss des sSG schließen. Da jedoch die Wirkungsgradbestimmung wesentlich von den Temperaturen abhängt, nimmt selbst eine geringfügige Fehlbestimmung einen enormen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Eine Bestimmung des isentropen Verdichterwirkungsgrades mit Hilfe einer Drehmomentenmesswelle würde genauere Ergebnisse hervorbringen.

Die Abbildung 6.8 zeigt den Einfluss der Störgeneratordrehzahl auf das stabile Betriebsverhalten der Konfigurationen 5 und 6 bei der Drosselstellung 50% unterhalb der stationären Arbeitslinie im Detail. Dabei wurde der rSG schrittweise, beginnend von 250min^{-1} , da ein Festhalten des rSG mit 0min^{-1} im laufenden Verdichterbetrieb

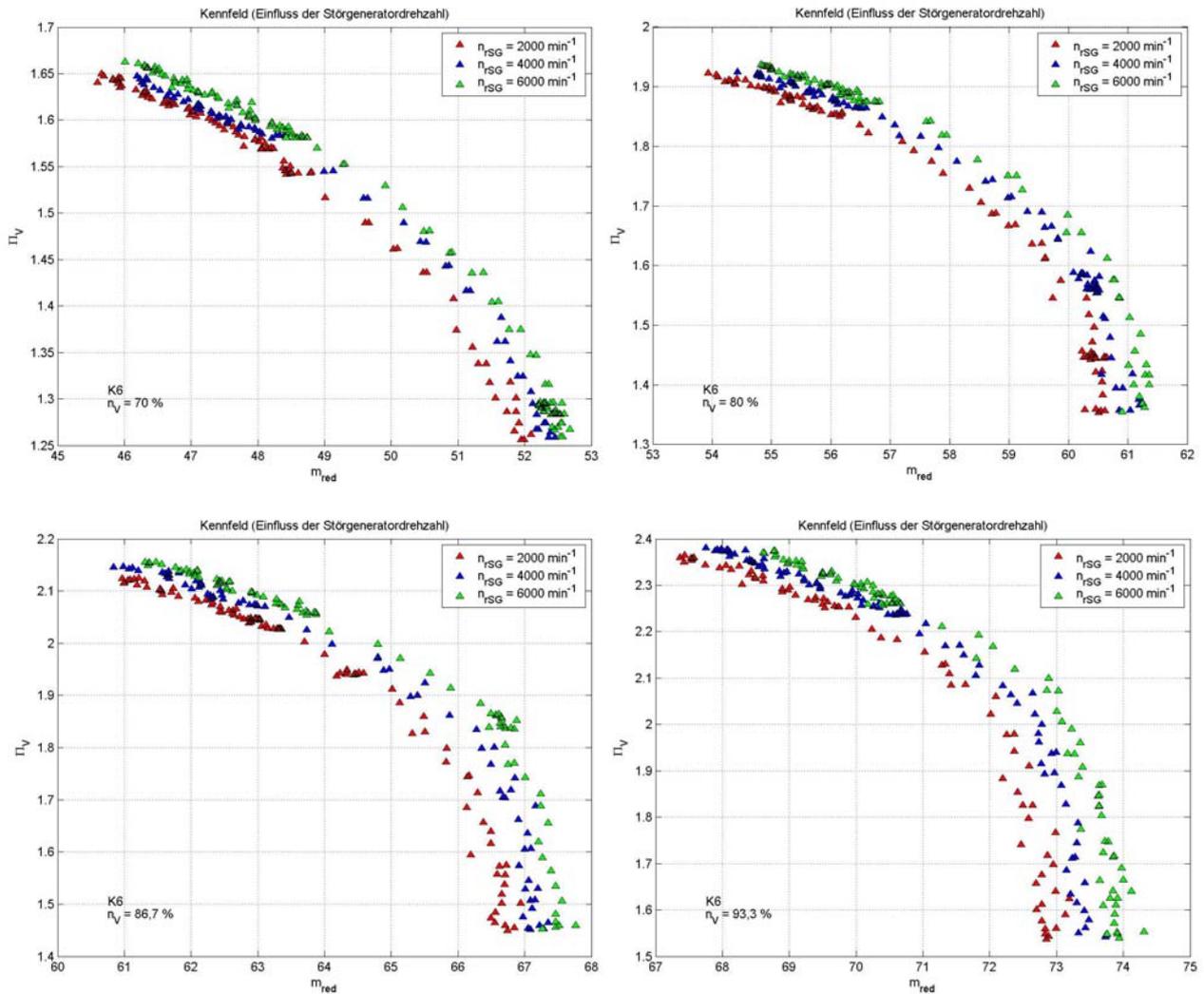


Abbildung 6.7: K6, stabiler Bereich, $n_V = 70\%$, 80% , $86,7\%$, $93,3\%$ (v. o. li. n. u. re.)

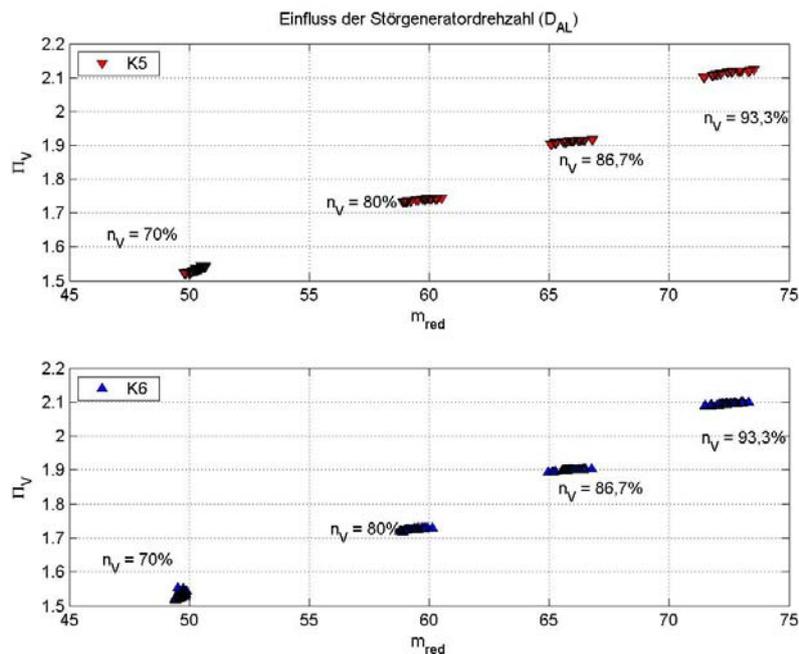


Abbildung 6.8: Einfluss der Störgeneratordrehzahl bei K5 (oben) und K6 (unten)

konstruktionsbedingt nicht möglich ist, bis auf 6000min^{-1} eingestellt. Die Schrittweite zwischen den aufgenommenen Betriebspunkten betrug 250min^{-1} . Die erzielten Ergebnisse sind für beide Konfigurationen fast identisch. Bei steigender Störgeneratordrehzahl ist eine Abnahme des reduzierten Massenstroms um durchschnittlich 3%-4% für alle Verdichterdrehzahlen zu erkennen. Der maximale Verlust beim Verdichterdruckverhältnis beträgt 1% auf der 93,3%-Drehzahllinie. Die absoluten Verluste erhöhen sich mit steigender Verdichterdrehzahl.

Anders als im stabilen Arbeitsbereich des Verdichters lässt sich beim Durchlaufen der Hysterese nach Ausbildung von Rotating Stall kein solch systematischer Einfluss der Störgeneratordrehzahl auf das Betriebsverhalten erkennen. Wie oben bereits erwähnt, ist bei den Konfigurationen 5 und 6 der Übergang in den instabilen Arbeitsbereich weder eine Funktion der Drehrichtung noch der Drehzahl des rSG. Auf der Tertiärcharakteristik ist jedoch ein Trend erkennbar, der dem Verhalten auf der Primärcharakteristik ähnelt. Der Einfluss bei geringen Störgeneratordrehzahlen ist auch hier größer, so dass der Verdichter dabei tiefer abreißt, sobald Rotating Stall ausgebildet ist.

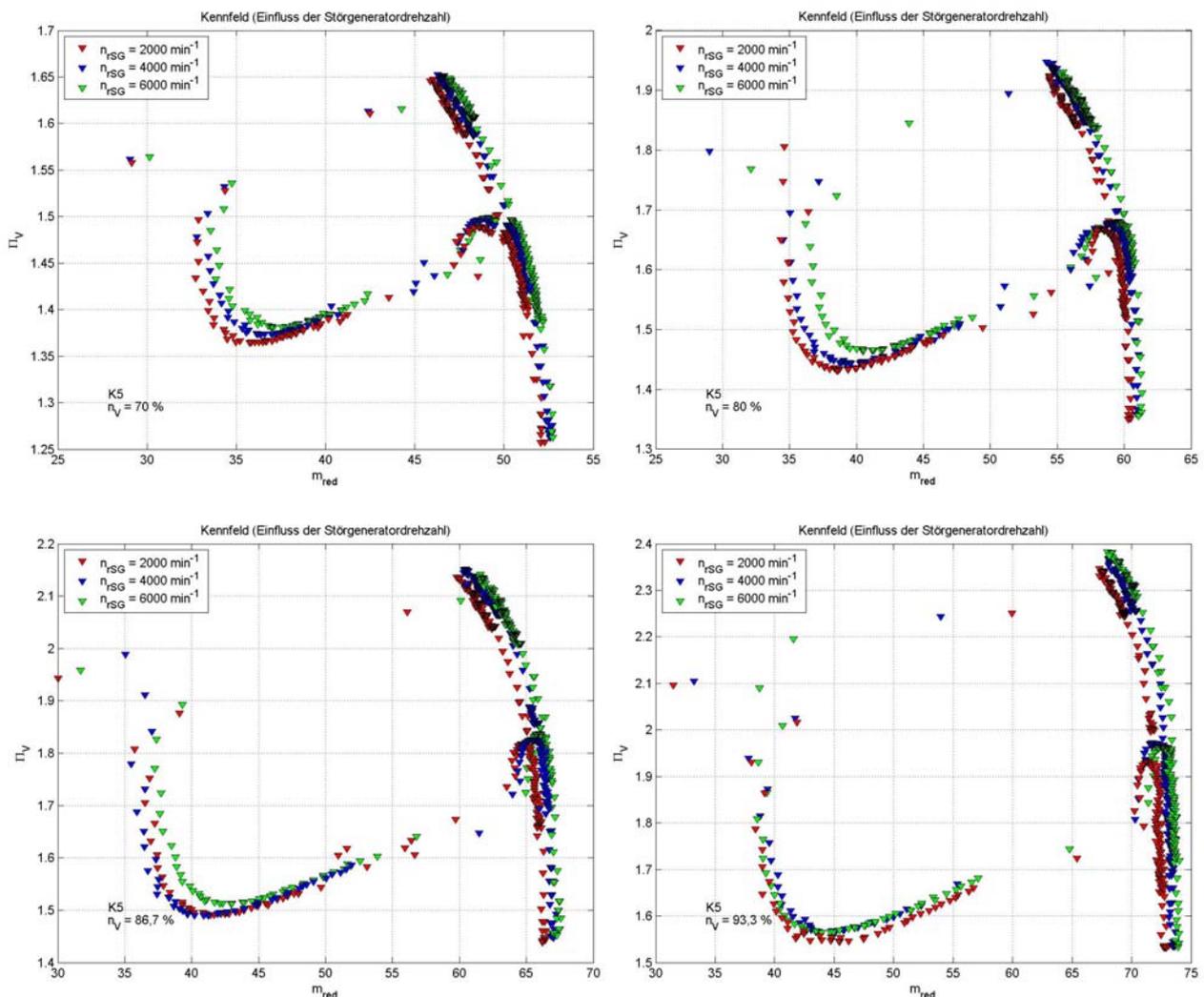


Abbildung 6.9: K5, Hysterese, $n_V = 70\%$, 80% , $86,7\%$, $93,3\%$ (v. o. li. n. u. re.)

Bei der Konfiguration 5 ([Abbildung 6.9](#)) ist dieses Verhalten regelmäßiger erkennbar als bei der Konfiguration 6 ([Abbildung 6.10](#)). Mit steigender Verdichterdrehzahl geht der Einfluss der Störgeneratordrehzahl bei K5 zurück und die Drehzahlkurven auf der Tertiärcharakteristik liegen enger beieinander. Dieser Effekt ist zu erwarten, da der höhere Gegendruck im Plenum

den dominierenden Faktor beim Ablösen der Strömung im Verdichter darstellt. Dies äußert sich auch in der größeren Hystereseschleife, die beim Öffnen der Drossel nach deren vorherigem Schließen durchlaufen wird. Bei der maximalen Verdichterdrehzahl ($n_V=93,3\%$) von K5 ist kein Einfluss mehr erkennbar.

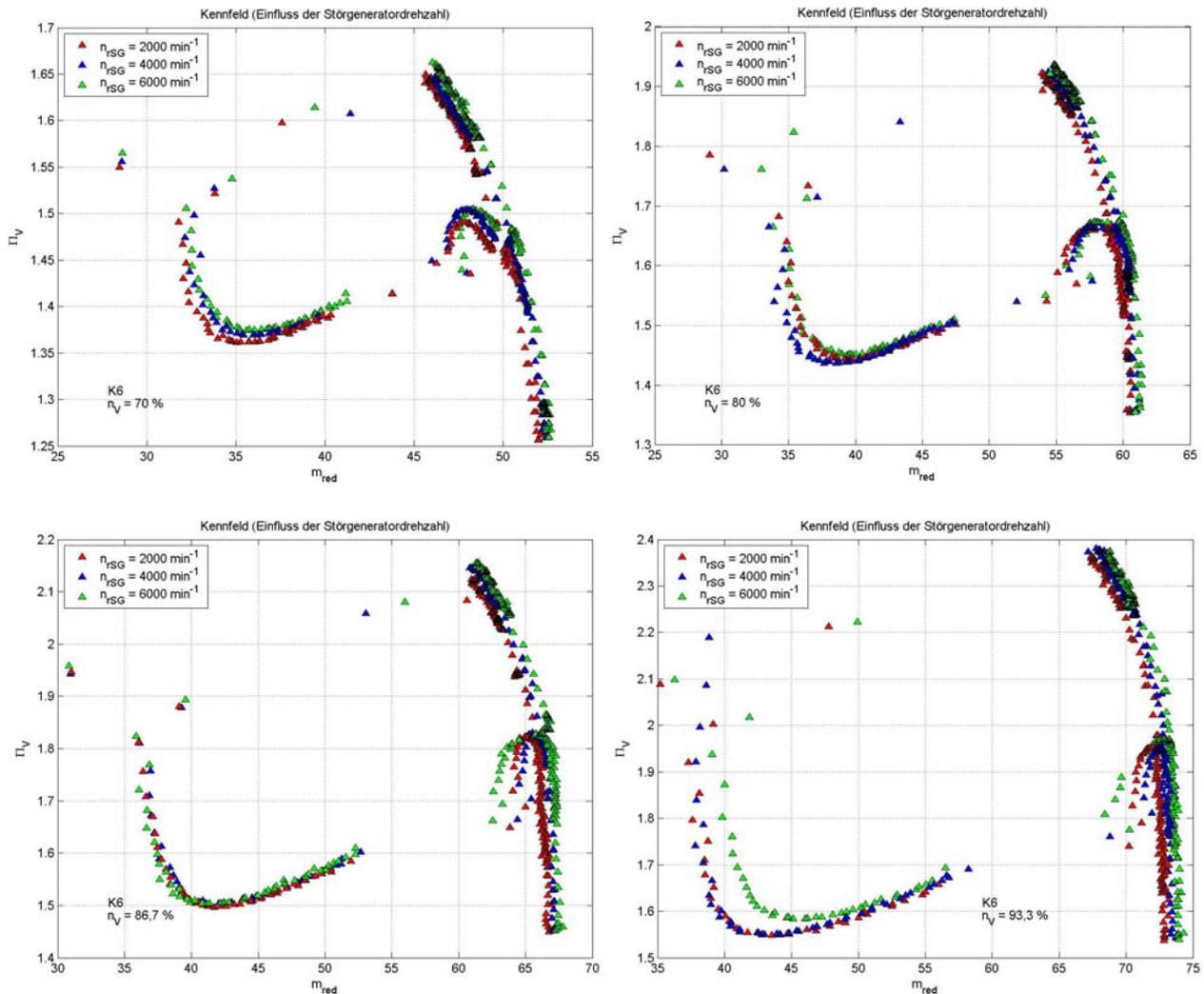


Abbildung 6.10: K6, Hysterese, $n_V = 70\%$, 80% , $86,7\%$, $93,3\%$ (v. o. li. n. u. re.)

Bei der Konfiguration 6 liegen die einzelnen Drehzahllinien auf der Tertiärcharakteristik enger zusammen als bei der Konfiguration 5. Eine Abhängigkeit von der Störgeneratordrehzahl ist hier jedoch nicht mehr feststellbar. Aber in Bezug auf K5 zeigt auch hier die maximale Verdichterdrehzahl ($n_V=93,3\%$) die größte Auffälligkeit, was wieder vermuten lässt, dass die steigende Verdichterdrehzahl einen untergeordneten Einfluss der Störgeneratordrehzahl zur Folge hat.

6.3 Betrachtung des instationären Betriebsverhaltens

Im Folgenden erfolgt eine gesonderte Betrachtung des Verdichterbetriebsverhaltens bei Überschreiten der Pumpgrenze. Dabei sollen die grundlegenden Effekte beim Ablösen und Wiederanlegen der Strömung im Rig212 in der Maschinencharakteristik und deren Einfluss auf den Verlauf des aktuellen Betriebspunktes aufgezeigt werden. Zum anderen dient diese Betrachtung als Vergleich zu den Ergebnissen der numerischen Bestimmung des transienten Verdichterverhaltens in [Kapitel 7](#). Ein weiterer wichtiger Aspekt stellt der Querschluss zur

detaillierten Strömungsanalyse in den Kapiteln 8 und 9 dar, um einen Zusammenhang des jeweilig auftretenden Strömungsphänomens mit der Lage des Betriebspunktes im Kennfeld herzustellen.

Die Drehzahllinien rechts der Pumpgrenze werden als die primäre Charakteristik bezeichnet, bei der, global betrachtet, keine Ablösungen auftreten und die somit kennzeichnend für den stabilen Nominalfall ist. Wird die Stabilitätsgrenze überschritten, arbeitet der Verdichter je nach Ablöseverhalten auf der sekundären bzw. der tertiären Charakteristik.

Die Sekundärcharakteristik schließt sich direkt an die Primärcharakteristik an. Bildet der Verdichter nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze „Part-span“ Stallzellen aus, so arbeitet er meist auf dieser Charakteristik. Entwickeln sich im weiteren Verlauf „Full-span“ Stallzellen, befindet sich der Betriebspunkt auf der Tertiärcharakteristik („deep stall“). Beim Übergang von Primär- auf Sekundärcharakteristik („progressive stall“) weist der Verdichter einen moderaten Verlust auf. Im Gegensatz dazu stellen sich auf der Tertiärcharakteristik wesentlich höhere Verluste ein (vgl. Kapitel 2, „Part-span“ und „Full-span“ Stall).

Der Übergang zur Tertiärcharakteristik kann direkt an der Stabilitätsgrenze aus dem stabilen Arbeitsbereich („abrupt stall“) oder auch im Anschluss an die sekundäre Charakteristik erfolgen. Soll nun wieder ein stabiler BP erreicht werden, muss der Verdichter so weit entdrosselt werden bis die Strömung anlegt und sich somit wieder ein Arbeitspunkt auf der ursprünglichen Primärcharakteristik einstellt.

Im Falle des Rig212 arbeitet der Verdichter zunächst, während der Ausbildung der Stallzellen, instabil auf der Sekundärcharakteristik bis er sich innerhalb weniger Rotorumdrehungen auf der Tertiärcharakteristik stabilisiert und mit quasi-stationären BP'n arbeitet. Das Verdichtungssystem hat dann wieder einen stabilen Gleichgewichtszustand gefunden. Im Verdichter herrschen jedoch aerodynamisch stark instationäre Zustände, die eine enorme mechanische Belastung für die Beschaufung darstellen, weshalb er schnellstmöglich zurück auf die Primärcharakteristik entdrosselt werden sollte.

Auf der Primär- und Tertiärcharakteristik bildet der Verdichter stationäre bzw. quasi-stationäre Betriebspunkte aus, weshalb zu deren Bestimmung die stationäre MWE verwendet wurde. Diese liefert aufgrund der zweidimensionalen Anordnung der Messstellen auf verschiedenen Radienschnitten bessere Ergebnisse als die eindimensionale Erfassung der Messwerte von der instationären MWE, welche zur Bestimmung der Sekundärcharakteristik verwendet wurde.

Die Abbildung 6.11 zeigt die Kennfelder der Konfiguration 1 für die 70%- und 93,3%-Drehzahllinie. Dargestellt ist jeweils die komplette Drosselfahrt von der Schluckgrenze entlang der Primärcharakteristik (blau) bis zur Pumpgrenze. Bei deren Überschreiten arbeitet der Verdichter instabil auf der Sekundärcharakteristik (rot) und stabilisiert sich, trotz festgehaltener Drossel, auf der Tertiärcharakteristik (grün), die dann bei kontinuierlicher Drosselöffnung nach Anlegen der Strömung wieder auf der Primärcharakteristik endet.

Der Verdichter bildet in beiden Fällen Rotating Stall aus. Man erkennt sehr deutlich, dass die Drosselstellung zum Wiederanlegen der Strömung viel weiter geöffnet sein muss als zur Initiierung des Strömungsabrisses bei Überschreitung der Pumpgrenze. Aus regelungstechnischer Sicht ist das Verdichterpumpen die Instabilität, die sich leichter zurückbilden lässt, weil dort die Drossel nur wieder auf die Stellung gebracht werden muss, die beim Auftreten des Pumpens eingestellt war.

Für die Betrachtung des instabilen Betriebsverhaltens des Verdichters nach Überschreiten der Pumpgrenze ist die Konfiguration 1 stellvertretend für alle anderen zu sehen. Die grundlegenden Effekte, die zu beobachten sind, gleichen sich in der Maschinencharakteristik für alle Konfigurationen. Wie schon weiter oben gezeigt wurde, konnte beim globalen Betriebsverhalten kaum ein regelmäßiger Einfluss der Eintrittsstörungen auf die

Charakteristiken im instabilen Arbeitsbereich gefunden werden. Eine detailliertere Untersuchung der Eintrittsstörungen in Bezug auf das Ablöseverhalten des Rig212 wird bei der Strömungsanalyse gegeben ([Kapitel 8](#) und [9](#)).

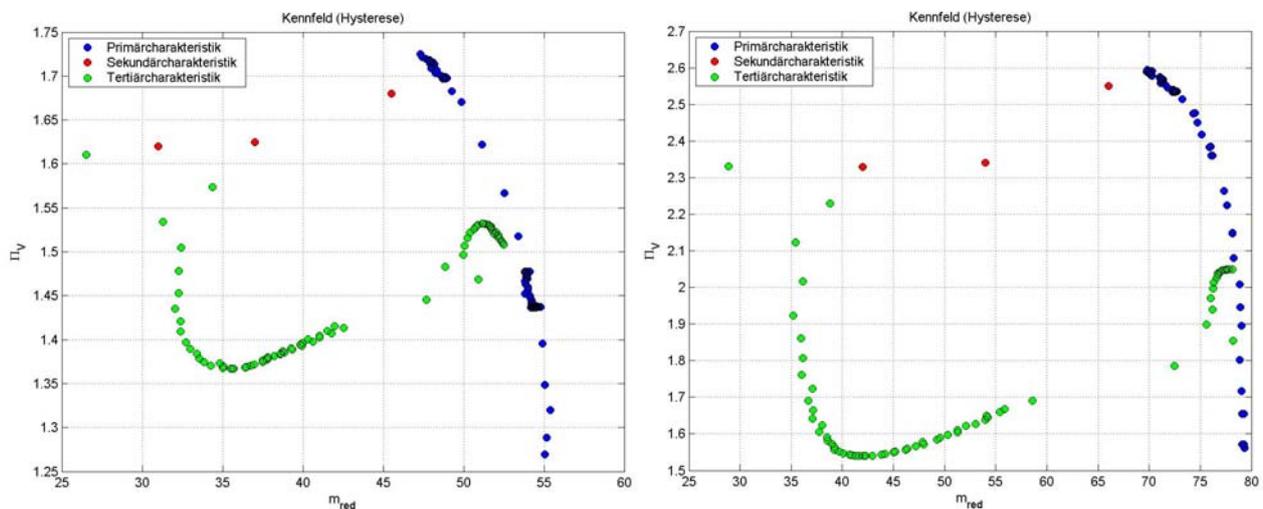


Abbildung 6.11: Kennfeld mit den 3 Charakteristiken für K1
(links: $n_v = 70\%$, rechts: $n_v = 93,3\%$)

Beim Drosseln des Verdichters über die Pumpgrenze hinweg, arbeitet er für sehr kurze Zeit auf der Sekundärcharakteristik. In dieser Periode fallen das Verdichterdruckverhältnis leicht und der Massenstrom mit fortschreitender Zeit stark ab. Für die dargestellten Fälle der 70%- und 93,3%-Drehzahllinie dauert dieser Vorgang ca. 3-5 Rotorumdrehungen. Danach ist die Ausbildung des voll entwickelten Rotating Stall abgeschlossen und der Verdichter arbeitet auf der Tertiärcharakteristik.

Die Hysterese, die dabei beschrieben wird, ist bei der höheren Verdichterdrehzahl, sowohl absolut als auch relativ betrachtet, um den Faktor 1,5 bis 2,9 größer als bei der niedrigen. Das heißt, mit steigender Drehzahl erhöhen sich die maximalen Verluste an durchgesetzten Massenstrom und Verdichterdruckverhältnis nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze deutlich.

Die grün dargestellte Tertiärcharakteristik beschreibt den Verlauf der Betriebspunkte beim Öffnen der Ringdrossel. Auffällig ist dabei die offensichtliche Zweiteilung. Auf der linken Seite arbeitet der Verdichter in beiden Fällen mit „Full-span“ Stallzellen. Die benötigte Zeit zum Abfahren dieses Teils der Tertiärcharakteristik beträgt 6,7 Sekunden für die 70%-Drehzahllinie und 6,9 Sekunden für die 93,3%-Drehzahllinie. In Rotorumdrehungen ausgedrückt sind das 1070 bzw. 1460. Bemerkenswert ist das Ergebnis, weil der Verdichter für die höhere Drehzahl zwar mehr Rotorumdrehungen benötigt, um aus dem Betrieb im Rotating Stall gebracht zu werden und höheren Gegendruck im Plenum stromab abzubauen, aber die absolute Zeit fast identisch ist. Die Schließungs- und Öffnungsrate der Drossel ist immer gleich. Das heißt, dass die Drossel für beide Drehzahllinien zwischen Ablösen und Wiederanlegen der Strömung um einen fast identischen Wert geöffnet werden muss.

Wie später noch gezeigt wird, ist das Ablöseverhalten für alle Drehzahllinien aller Konfigurationen sehr ähnlich. Nach einer sehr kurzen Entwicklungszeit arbeitet der Verdichter mit „Full-span“ Stallzellen. Im Gegensatz dazu zeigt sich beim Wiederanlegen der Strömung ein drehzahlabhängiges Verhalten. Im Kennfeld sind diese Unterschiede nicht zu sehen. Für beide Drehzahllinien ergibt sich eine Zweiteilung der Tertiärcharakteristik. Aber auf der 70%-Drehzahllinie legt die Strömung im Verdichter über stetig kleiner werdende „Part-span“ Stallzellen an, während dieser zweite Teil bis zur Primärcharakteristik durchfahren wird. Auf der 93,3%-Drehzahllinie legt die Strömung genauso abrupt, wie sie

auch ablöste, wieder an. Dort durchfährt der Verdichter den zweiten Teil der Tertiärcharakteristik praktisch ohne Strömungsablösung. Bei beiden Drehzahlen endet demnach der erste Teil der tertiären Charakteristik mit dem Ende der Existenz von „Full-span“ Stallzellen. Der Übergang zum zweiten Teil ist mit ebenfalls 3-5 Rotorumdrehungen sehr abrupt. Aus diesem Grund ist die Bezeichnung Tertiärcharakteristik für diesen zweiten Teil, so kurz vorm Stabilisieren auf der primären Charakteristik, wohl kaum noch gerechtfertigt.

Die Form der durchlaufenen Hystereseschleife ähnelt sich qualitativ für alle Drehzahllinien aller Konfigurationen. Jedoch muss darauf verwiesen werden, dass der Verlauf der Sekundärcharakteristik aufgrund der oben beschriebenen Problematik nur qualitativer Natur ist. Im Vergleich der Daten mit Day (1996) zeigen sich sehr ähnliche Ergebnisse. Dies ist vor allem beim Übergang von der Sekundär- auf die Tertiärcharakteristik zu sehen. Beim Ausbilden der Instabilität bei fast konstantem Verdichterdruckverhältnis äußert sich der Rückgang des Massenstroms in einem charakteristischen Zacken, bevor sich der Verdichter auf die geänderten Strömungsverhältnisse einstellt. Der Massenstrom nimmt bei dann fallendem Druckverhältnis wieder leicht zu.

Day untersuchte das Verdichterbetriebshalten an einem fünfstufigen Rolls-Royce Viper HDV. Den Schwerpunkt der Untersuchungen setzte er dabei auf die Unterschiede im Betriebsverhalten von NDV und HDV mit besonderem Augenmerk auf die kompressiblen Effekte im HDV. Die Instrumentierung, die für diese Messungen benutzt wurde, war eine Standard-HDA-Technik, welche nur über begrenzte dynamische Fähigkeiten verfügte. Einige transiente Eigenschaften sind deswegen verloren gegangen, aber die allgemeinen Trends sind gut erkennbar. Day zeigt die experimentell bestimmte Betriebslinie des Verdichters und die Pumpgrenze. Des Weiteren wurden die Verläufe der BP'e von unmittelbar vor Ausprägen der Instabilität bis zu deren Eliminierung bestimmt.

Der Verlauf der BP'e nach Überschreiten der Pumpgrenze war selbst innerhalb einer Drehzahllinie abhängig von der Technik, mit der die Instabilität aufgeprägt wurde. Im unteren Geschwindigkeitsbereich, wo die Arbeitslinie und die Pumpgrenze nah beieinander liegen, arbeitete der Verdichter die ganze Zeit mit Rotating Stall. Diese Form des Stalls ist bekannt als so genannter „front end“ Stall, welcher nicht stark genug ist, den Verdichter am Beschleunigen zu höheren Geschwindigkeiten zu hindern. Wenn ein Brennstoffüberschuss in die Brennkammer gegeben wurde, während der Verdichter unter diesen Bedingungen arbeitete, änderte sich der Zustand zu einem voll entwickelten „Full-span“ Rotating Stall, welcher den ganzen Verdichter betraf. Das führte dazu, dass die Maschine abgeschaltet werden musste. Auch im mittleren Geschwindigkeitsbereich wurde mit Brennstoffüberschuss der BP über die Pumpgrenze gedrückt, wo Rotating Stall initiiert wurde. Wenn erst einmal Stall auftrat, fiel der Verdichtermassenstrom plötzlich mit einem begleitenden Abfall des Druckanstieges und die Maschine musste wieder abgeschaltet werden. Der Typ des Stalls, welcher bei dieser Geschwindigkeit wiederum auftrat, war „Full-span“ Stall. Die Stallzelle dehnte sich als eine einzige axiale Störung durch die gesamte Länge des Verdichters aus und rotierte um den Ringraum mit ca. 50% der Rotordrehzahl. Dieses Verhalten ist sehr ähnlich zu dem des Rig212, wie im [Kapitel 9](#) zu sehen ist. Im hohen Geschwindigkeitsbereich wurde im Gegensatz zum Rig212 Verdichterpumpen initiiert, was sich aber auch dort zunächst über die Ausbildung von Rotating Stall entwickelte.

Bemerkenswert ist bei Days Untersuchungen, dass für alle Drehzahllinien, bei denen die Verdichterininstabilität durch die Technik des Brennstoffüberschuss ausgelöst wurde, im Kennfeld ähnliche Verläufe der Sekundärcharakteristiken zu erkennen waren. Diese entsprechen denen des Rig212 ziemlich genau, wo der Schließvorgang der Drossel die aerodynamischen Instabilitäten auslöst.

6.4 Zusammenfassung

Die Ergebnisse der Untersuchungen im stationären, sowie im instationären Bereich lassen sich wie folgt kurz zusammenfassen: Die vorgestellten Messergebnisse dokumentieren detailliert die Auswirkungen der erzeugten Totaldruckstörungen in Abhängigkeit verschiedener Parameter auf das Betriebsverhalten des Verdichters und verifizieren die bereits in [Kapitel 5](#) gemachten Beobachtungen.

Der stärkste Einfluss der Totaldruckstörungen machte sich bei der Variation der Sektorgröße bemerkbar. Die Variation der Verdichterdrehzahl zeigte den zweitstärksten Einfluss, da das geänderte Saugverhalten des Verdichters einen geänderten Staudruck an den Störgeneratoren zur Folge hat und somit direkt die Störintensität beeinflusst. Somit stellte sich auch das erwartete Ergebnis ein, dass die Konfigurationen 5 und 6 bei maximaler Verdichterdrehzahl den stärksten Leistungsverlust hervorriefen.

Die Drehzahl des rSG zeigte ebenfalls deutliche Auswirkungen auf die Maschinencharakteristik. Hierbei konnte eine leichte Zunahme von Verdichterdruckverhältnis und eine stärkere beim reduzierten Massenstrom mit steigender Störgeneratorzahl beobachtet werden. Beim alleinigen Einsatz des rSG konnten Einflüsse auf den Pumpgrenzeinbruch bei charakteristischen Drehzahlverhältnissen festgestellt werden, wobei es zu vorzeitigen Einbrüchen bei den gleichsinnig eintretenden Totaldruckstörungen kam. Peters (2004) und Longley et al. (1994) nahmen an, dass diese Einbrüche durch die Anregung der entsprechenden Frequenzen von Modalwellen und Spikes als Stallvorläufer entstehen. Im Gegensatz dazu zeigte sich im kombinierten Störgeneratorbetrieb anscheinend eine dämpfende Wirkung des sSG, so dass dort ein symmetrisches Bild zu sehen war.

Den Totaldruckstörungen im Verdichtereintritt sind aufgrund von statischen Druckgradienten Drallstörungen überlagert. Allerdings war kaum ein signifikanter Zusammenhang zwischen Drallrichtung, also Drehrichtung des rSG, und globalem Verhalten des Verdichters im Kennfeld erkennbar. Einzig ein leicht vorzeitiger Einbruch der Pumpgrenze bei gleichsinnig drehenden Totaldruckstörungen stand im Einklang mit den Ergebnissen von Peters und Longley et al. Im instabilen Bereich konnten keine systematischen Abhängigkeiten gefunden werden.

Jahnen (1998) analysierte die gestörte Strömung durch eine getrennte Auswertung von gestörtem und ungestörtem Sektor. Auf diese Weise konnte auch die Anwendbarkeit der ungestörten Charakteristik im Sinne des Parallelkompressor-Modells untersucht werden. Bei diesem Modell wird von zwei unabhängig voneinander arbeitenden Verdichtern ausgegangen. Der erste Verdichter arbeitet im ungestörten Sektor mit einer eigenen Charakteristik und der andere im gestörten Bereich. Diese getrennte Auswertung von gestörtem und ungestörtem Sektor zur Analyse einer Strömung mit Eintrittsstörungen wurde von Mazzawy (1977) eingeführt. Jahnen zeigte, dass weder der gestörte noch der ungestörte Sektor auf der Charakteristik des Verdichters bei ungestörter Zuströmung lagen. Die Beschreibung des Verdichterbetriebsverhaltens konnte nicht zufrieden stellend gelöst werden. Das zweite Ziel, mit der reinen Betrachtung des gestörten Sektors, die aerodynamische Belastung der einzelnen Stufen bzw. Gitter wiederzugeben, wurde mit dem Ansatz des Parallelkompressor-Modells ebenfalls nicht erreicht.

Im folgenden Kapitel soll das Verdichterbetriebsverhalten numerisch mit einem anderen Modell untersucht und mit den hier dargestellten Messergebnissen verglichen werden. Es handelt sich dabei um das im [Kapitel 2](#) beschriebene und erweiterte Greitzer-Moore Modell.

7 Numerische Betrachtung des Verhaltens im Kennfeld

Im Kapitel 6 wurden die quasi-stabilen Betriebspunkte auf der Tertiärcharakteristik gezeigt, nachdem der Verdichter Rotating Stall ausbildete. Dieses Verhalten soll im Folgenden mit dem GMM (vgl. Kapitel 2) numerisch beschrieben werden. Dabei wird das Modell zunächst an den Verdichter angepasst.

7.1 Anpassen des GMM an die Spezifikationen des Rig212

7.1.1 Konvertierung der Messwerte

Am Rig212 werden alle Größen, die das System beschreiben, gemäß den Konventionen des LTH bestimmt. Deshalb muss zunächst die Umrechnung auf die Konventionen des GMM erfolgen.

Für die Druckerhöhung gilt also:

$$\Pi_V = \frac{p_{t3.5}}{p_{t1.1}} \Rightarrow \Psi = \frac{p_s - p_r}{\rho U^2} \quad (7.1)$$

und für den Massendurchsatz:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_V \sqrt{T_{t1.1}}}{p_{t1.1}} \Rightarrow \varphi = \frac{c_{ax}}{U}. \quad (7.2)$$

Die Schwierigkeit bestand darin, dass das GMM aufgrund seines inkompressiblen Ansatzes eine konstante Dichte und Axialgeschwindigkeit fordert. Im Rig212 erhöhen sich jedoch diese Größen entlang des Verdichters. Es reichte nicht aus, sich auf die Eintrittsgrößen zu beziehen, es mussten geeignete Mittelwerte gefunden werden.

Die Forderung nach der konstanten Umfangsgeschwindigkeit für alle Stufen konnte wegen des hohen Nabenverhältnisses gut erfüllt werden

7.1.2 Anpassen der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik

Um das Verhalten des HDV Rig212 im Modell beschreiben zu können, muss die Verdichtercharakteristik an die Daten aus den Messungen angepasst werden. Die Charakteristik besteht aus 3 Bereichen (Abbildung 7.1), von denen jedoch nur der I. für das Anpassen von Relevanz ist.

Die Bereiche I und II sind stabil, wohingegen es sich bei Bereich III um den instabilen handelt. Es ist anzumerken, dass sich der letzte stabile Betriebspunkt bereits rechts vom relativen Maximum, also noch im Bereich der Kurve mit negativer Steigung, befindet (Koff, 1984). Diese Beobachtung konnte bei den meisten mehrstufigen Axialverdichtern, auch beim Rig212, gemacht werden. Obwohl dieser Sachverhalt bei der Modellierung der Charakteristik Beachtung findet, wird der Stall-Prozess, charakterisiert durch das Anwachsen der Störung, im GMM erst beim Maximum initiiert.

Die hierbei zu optimierende Funktion ist die der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik:

$$\Psi_c(\Psi_{c0}, H, W, \varphi) = \Psi_{c0} + H \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\varphi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\varphi}{W} - 1 \right)^3 \right]. \quad (7.3)$$

Es ist das Ziel, die Parameter Ψ_{c0} , H und W der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik so an die Messwerte, welche in der Form $\Psi(\varphi)$ vorliegen, anzupassen, dass diese im stabilen Bereich I möglichst genau interpoliert und in den Bereichen II und III entsprechend extrapoliert wird.

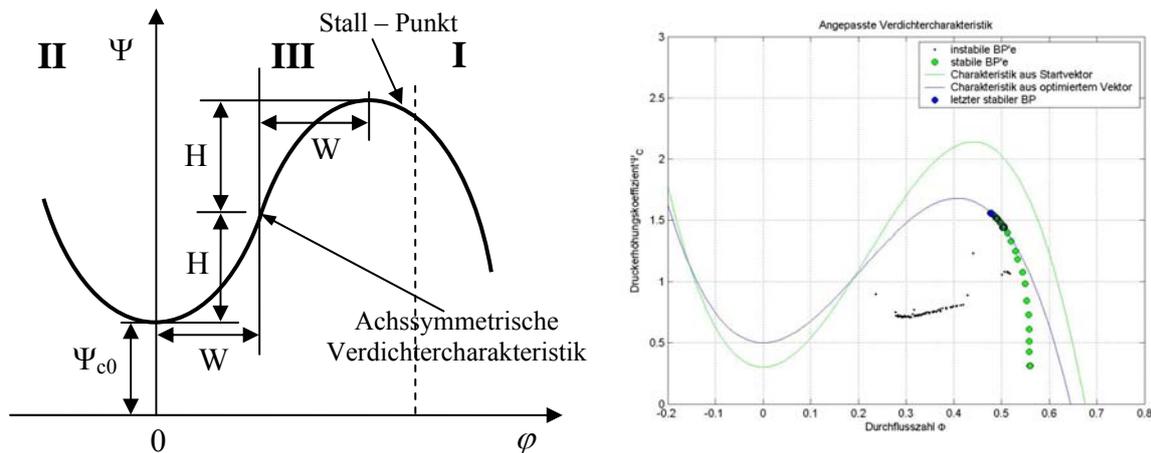


Abbildung 7.1: Anpassung der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik am Beispiel der 80%-Drehzahllinie von K1

Ausgangspunkt dieser Optimierung ist der Startvektor:

$$\vec{p}_0 = (\Psi_{c0} \quad H_0 \quad W_0). \quad (7.4)$$

Des Weiteren wird die zusätzliche Bedingung gefordert:

$$\Psi_c = 0.1 \cdot N \text{ bei } \varphi = 0, \quad (7.5)$$

welche den Nulldurchgang und das Minimum der Charakteristik beschreibt. N stellt die Stufenanzahl des Verdichters dar (Rig212: $N = 5$). Es ergeben sich damit zwei Vektoren mit jeweils $n + 1$ Einträgen und n Messwerten für φ und Ψ_c :

$$(\varphi, \Psi_c) = \begin{pmatrix} 0 & 0.5 \\ \varphi_1 & \Psi_{c1} \\ \vdots & \vdots \\ \varphi_n & \Psi_{cn} \end{pmatrix}. \quad (7.6)$$

Mit diesen Werten wird eine Optimierung gestartet, welche für jedes φ ein Ψ_c mit der kubischen Gleichung der Verdichtercharakteristik berechnet und den Fehler zwischen berechnetem und gemessenem Ψ_c durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate minimiert. Es ist zu erkennen, dass die Kurve in Richtung Schluckgrenze stark von den Messwerten abweicht. Der Grund hierfür liegt darin, dass nur Messwerte in der Nähe der Pumpgrenze zur Anpassung verwendet wurden. 20 BP'e aus dem unteren Druckbereich sind deshalb nicht in die Berechnung eingeflossen.

7.1.3 Anpassen der Drosselcharakteristik

Eine Form der Drosselcharakteristik wurde im [Kapitel 2](#) mit der quadratischen Funktion:

$$\Psi = F_T = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2 \quad (7.7)$$

vorgelegt. Dabei ist K_T der Drosselkoeffizient und Φ_T der Strömungskoeffizient. Es gilt, analog der Verdichtercharakteristik, auch die Funktion für die Drosselcharakteristik zu optimieren und an das reale Verhalten der Ringdrossel anzupassen. Dazu wird eine allgemeine Form dieser Charakteristik mit:

$$\Psi = F_T = A \Phi_T^E \quad (7.8)$$

angegeben, wobei A einen Wert für die Stauchung oder Streckung (Schließung) und E einen Wert für den Grad der Drosselcharakteristik darstellt, welcher konstant und ≈ 2 ist.

Es stehen die Messwerte für die vier Drehzahllinien (70%, 80%, 86,7%, 93,3%) für jeweils acht Drosselschließungswerte (90%, 80%, 70%, 60%, 55%, 50%, 45%, 42%) zur Verfügung.

Die Ermittlung der Größen A und E wird mit dem folgenden Gleichungssystem durchgeführt:

$$\begin{aligned} \Psi_{933,I} &= A_I \Phi_{T933,I}^E & \Psi_{933,II} &= A_{II} \Phi_{T933,II}^E & \dots & \Psi_{933,VIII} &= A_{VIII} \Phi_{T933,II}^E \\ \Psi_{867,I} &= A_I \Phi_{T867,I}^E & \Psi_{867,II} &= A_{II} \Phi_{T867,II}^E & \dots & \Psi_{867,VIII} &= A_{VIII} \Phi_{T867,VIII}^E \\ \Psi_{80,I} &= A_I \Phi_{T80,I}^E & \Psi_{80,II} &= A_{II} \Phi_{T80,II}^E & \dots & \Psi_{80,VIII} &= A_{VIII} \Phi_{T80,VIII}^E \\ \Psi_{70,I} &= A_I \Phi_{T70,I}^E & \Psi_{70,II} &= A_{II} \Phi_{T70,II}^E & \dots & \Psi_{70,VIII} &= A_{VIII} \Phi_{T70,VIII}^E \end{aligned} \quad (7.9)$$

Nach der Konvertierung der Messwerte werden die Vektoren für φ und Ψ um das Wertepaar:

$$\Psi(\varphi = 0) = 0 \quad (7.10)$$

erweitert. Damit wird sichergestellt, dass alle Kurven durch den Koordinatenursprung

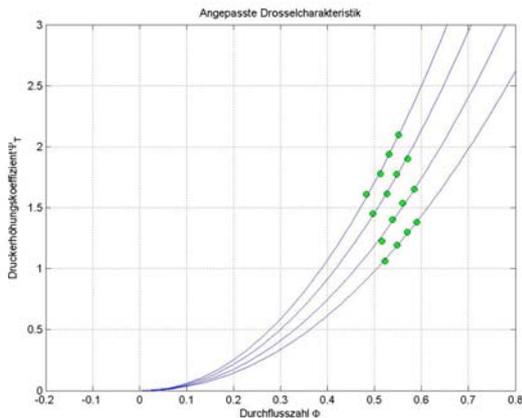


Abbildung 7.2: Angepasste Drosselcharakteristik für 60% - 90% Schließung, E=2,09

verlaufen. Für jedes E wird eine Fehlerquadratsumme und für die jeweiligen Drosselschließungswerte ein A ermittelt. Das E, für welches die Fehlerquadratsumme minimal wird, ist der Exponent der optimalen Drosselcharakteristik.

Die Drosselcharakteristik wurde in der (Abbildung 7.2) für die Drosselschließungswerte zwischen 60% und 90% angepasst. Der Wert für den Exponenten der Drosselcharakteristik entspricht mit E=2,09 ungefähr dem der theoretischen Charakteristik.

7.2 Ergebnisse

Das allgemeine, gekoppelte, nichtlineare, partielle Differentialgleichungssystem dritter Ordnung, das Greitzer und Moore (Kapitel 2) aufgestellt haben, ist analytisch nicht lösbar. Daher wird im Folgenden ein numerisches Lösungsverfahren für das Gleichungssystem nach Galerkin vorgestellt. Im Weiteren wird die Approximation von Hu, die eine andere Beziehung zwischen g und h als Greitzer und Moore verwendet, aufgezeigt.

Hu et al. (1999) haben rotierende Eintrittsstörungen der Hauptströmung überlagert. Dieser Ansatz führte nicht zum Erfolg. Aus Kapitel 6 kann man aber sehr deutlich sehen, dass sich die Form der Verdichtercharakteristik bei K2 bis K6 im Vergleich zu K1 kaum ändert, sondern diese nur verschoben wird. Bei den Konfigurationen 3 und 4 bzw. 5 und 6, bei denen sich nur die Drehrichtung des rSG unterscheidet, lassen sich in der globalen Betrachtung der Maschinencharakteristik kaum Differenzen erkennen. Aus diesem Grund wird versucht, das Systemverhalten ausgehend von diesen Charakteristiken zu untersuchen.

7.2.1 Lösungsverfahren nach Galerkin

7.2.1.1 Das Verfahren

Zur Behandlung einer allgemeinen transienten Störung, die sowohl eine Winkelabhängigkeit, wie zum Beispiel Rotating Stall, als auch eine Zeitabhängigkeit des mittleren Strömungskoeffizienten, zum Beispiel Pumpen, beinhaltet, muss das komplette partielle Differentialgleichungssystem, welches Ableitungen dritter Ordnung in der Umfangskoordinate, aber nur erster Ordnung in der Zeit, enthält, gelöst werden. Daher überlegt man sich ein einfaches Lösungsverfahren, welches die Ordnung in der Umfangskoordinate reduziert.

In einem Galerkinverfahren wird die Lösung einer Differentialgleichung durch eine geeignete Reihe von Formfunktionen dargestellt. Bei einer geschickten Wahl dieser Funktionen, wenn in der Reihe genügend Terme berücksichtigt werden, kann die wahre Lösung sehr genau approximiert werden.

Im vorliegenden Fall wird nach einer möglichst einfachen Störung gesucht, die in der Lage ist, das transiente Verhalten zu beschreiben. Dementsprechend wurde eine harmonische Welle als Funktion für g gewählt, welche die umlaufende Rotating Stallzelle darstellen soll. Die Fourierreihe wurde also nach dem ersten Term abgeschnitten. Bei dieser Vorgehensweise ist es wichtig, die Grenzen einer solchen Approximation zu kennen. Das Galerkinverfahren mit nur einem Term ist für schwach nichtlineare Systeme am zuverlässigsten. Das vorliegende Gleichungssystem ist jedoch stark nichtlinear. Trotzdem wurden mit dieser Methode für reinen Rotating Stall für die ermittelten Amplituden der axialen Geschwindigkeitsstörung und die korrespondierenden Druckerhöhungskurven gute Ergebnisse erzielt.

In dieser Betrachtung wird verstärkt Wert auf die Störungsamplitude und deren Einfluss auf die Verdichtercharakteristik gelegt. Es wird hierzu Y als eine einfache harmonische Funktion mit unbekannter Amplitude A angesetzt:

$$Y = WA(\xi) \sin(\theta - r(\xi)). \quad (7.11)$$

An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Frage nach der Gültigkeit der Annahme $h' = -g$ bei der Benutzung dieses Galerkinverfahrens nicht aufkommt, da gezeigt werden kann, dass eine einfache harmonische Welle die Bedingungen für Y exakt erfüllt (vgl. [Kapitel 2](#)).

Setzt man [Glg. \(7.11\)](#) in [Glg. \(2.12\)](#) ein, so lässt sich ein Residuum formulieren, welches verschwindet, wenn die Lösung exakt ist. Anschließend werden mehrere Momente dieses Residuums gleich Null gesetzt. Zunächst muss dessen Integral verschwinden, was sich direkt auf [Glg. \(2.13\)](#) auswirkt:

$$\Psi + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c (\Phi + WA \sin(\zeta)) d\zeta. \quad (7.12)$$

Das Moment $\sin(\theta - r)$ des Residuums ergibt:

$$\frac{1}{\pi W} \int_0^{2\pi} \sin(\zeta) \Psi_c (\Phi + WA \sin(\zeta)) d\zeta = \left(m + \frac{1}{a} \right) \frac{dA}{d\xi} \quad (7.13)$$

und entsprechend für das Moment $\cos(\theta - r)$:

$$\frac{1}{\pi W} \int_0^{2\pi} \cos(\zeta) \Psi_c (\Phi + WA \sin(\zeta)) d\zeta = - \left[\left(m + \frac{1}{a} \right) \frac{dr}{d\xi} - \frac{1}{2a} \right] A. \quad (7.14)$$

Da Ψ_c eine stetige Funktion ist, kann man sehen, dass das Integral auf der linken Seite von [Glg. \(7.14\)](#) verschwindet. Daher muss, für den nichttrivialen Fall $A \neq 0$, für $\frac{dr}{d\xi}$ eine bestimmte Konstante f_0 vorhanden sein:

$$r = \xi f_0, \quad \text{mit } f_0 = \frac{1/2}{1 + ma}. \quad (7.15)$$

Die Konstante f_0 ist mit der Fortschrittsgeschwindigkeit einer Stallzelle für kleine Störungen, wie sie Moore bereits gefunden hatte, identisch. Man kann folgern, dass, obwohl die Amplitude A zeitlich variiert, die Approximation mit nur einem Term das Ergebnis liefert, dass die Umfangsstörung mit einer konstanten Geschwindigkeit, welche mit der des reinen Rotating Stalls vergleichbar ist, wandert.

Es bleiben die [Gln. \(2.14\)](#), [\(7.12\)](#) und [\(7.13\)](#), welche die unbekannt Funktionen der Zeit $\Psi(\xi)$, $\Phi(\xi)$ und $A(\xi)$ beinhalten. Diese Gleichungen gelten für jede beliebige Funktion Ψ_c . Untersuchungen der Gleichungen ergeben, dass A unabhängig von der Form von Ψ_c , als Quadrat eingehen muss. Aus diesem Grund wird eine neue Variable J wie folgt definiert:

$$J(\xi) = A^2(\xi). \quad (7.16)$$

Führt man die aufgezeigten Integrale aus, erhält man folgenden Gleichungssatz:

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{W/H}{4B^2} \cdot \left[\frac{\Phi}{W} - \frac{1}{W} F_T^{-1}(\Psi) \right] \frac{H}{l_c}, \quad (7.17)$$

$$\frac{d\Phi}{d\xi} = \left[-\frac{\Psi - \Psi_{c0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{2} J \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \frac{H}{l_c}, \quad (7.18)$$

$$\frac{dJ}{d\xi} = J \cdot \left[1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4} J \right] \frac{3aH}{(1+ma)W}. \quad (7.19)$$

Das sind die endgültigen Gleichungen für den umfangsgemittelten Massenstrom Φ , den Druckerhöhungskoeffizienten Ψ und das Quadrat der Amplitude A der Umfangsstörung J als Funktionen der Zeit. Die in diesen Gleichungen auftretenden Verdichter- und Systemparameter sind die Steilheit der Verdichtercharakteristik H/W , das Verhältnis von Abschaltwert und halber Höhe der Charakteristik Ψ_{c0}/H , die normierte Verdichterkannallänge l_c und dessen Gestalt m , der interne Verzögerungsparameter a , das Plenumvolumen über B und die Drosselcharakteristik $F_T(\Phi)$.

7.2.1.2 Ergebnisse mit dem Galerkinverfahren

Im Folgenden werden die Ergebnisse des GMM mit dem Galerkinverfahren für die Konfigurationen 1, 5 und 6 für alle Drehzahllinien dargestellt. Bei K5 und K6 ist der rSG auf 2000min^{-1} eingestellt. Es handelt sich dabei um bereits optimierte Ergebnisse, infolge ausführlicher Parameterstudien (Fiehne, Schneider, 2004). Diese beinhalteten unter anderem auch eine Variation der verwendeten Messpunkte für Ψ_c und des Greitzer-B-Parameters.

Die Drossel wurde jeweils leicht über das Maximum der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik gefahren, um Rotating Stall zu initiieren. Sobald das System einen quasi-stationären BP ausgebildet hatte, wurde die Drossel soweit geöffnet, dass der berechnete BP wieder im stabilen Bereich I, also auf der Primärcharakteristik, lag. Es wurde also analog dem realen Messablauf vorgegangen.

In der Abbildung 7.3 sind die Ergebnisse der Rechnungen für K1 dargestellt. Die Messergebnisse, die im Kapitel 6 gezeigt wurden, sind als blaue (BP'e vor dem Überschreiten der Pumpgrenze) und als rote Kreuze (BP'e während des Öffnens der Drossel) hinterlegt. Die blaue Linie zeigt die Funktion der angepassten achssymmetrischen Verdichtercharakteristik Ψ_c . Die rote Linie gibt den Verlauf des Betriebspunktes des Verdichters Ψ an. Dabei ist anzumerken, dass, bevor sich das System stabilisiert, nicht der reale transiente Verlauf des BP's nachgebildet werden kann, sondern nur von Interesse ist, wo sich das System einschwingt. Für die 70%- und 80%-Drehzahllinie trifft die Rechnung den ersten BP des Verdichters auf der Tertiärcharakteristik recht gut. Mit steigender Verdichterdrehzahl wird ein zunehmend zu großes Druckverhältnis errechnet. Ab dem Öffnen der Drossel, deren Verlauf des BP's durch die grüne Linie charakterisiert ist, befindet sich das System nicht mehr im Einschwingvorgang, weshalb der Verlauf von Ψ mit dem realen Verlauf der BP'e auf der Tertiärcharakteristik verglichen werden kann. Auch hierbei zeigt sich ein zu hoch berechnetes Druckniveau, dessen Abweichung zum gemessenen mit steigender Verdichterdrehzahl zunimmt.

Das liegt in der Modellierung von Ψ_c begründet. Im Gegensatz dazu wird der Punkt, an dem die Strömung wieder anlegt, durchweg sehr gut berechnet. Eine Vergrößerung des B-Parameters verlängert zwar die Einschwingphase, ändert aber nicht die Position des ersten quasi-stabilen BP's, so lange das Verfahren konvergiert ($B < B_{\text{krit}}$).

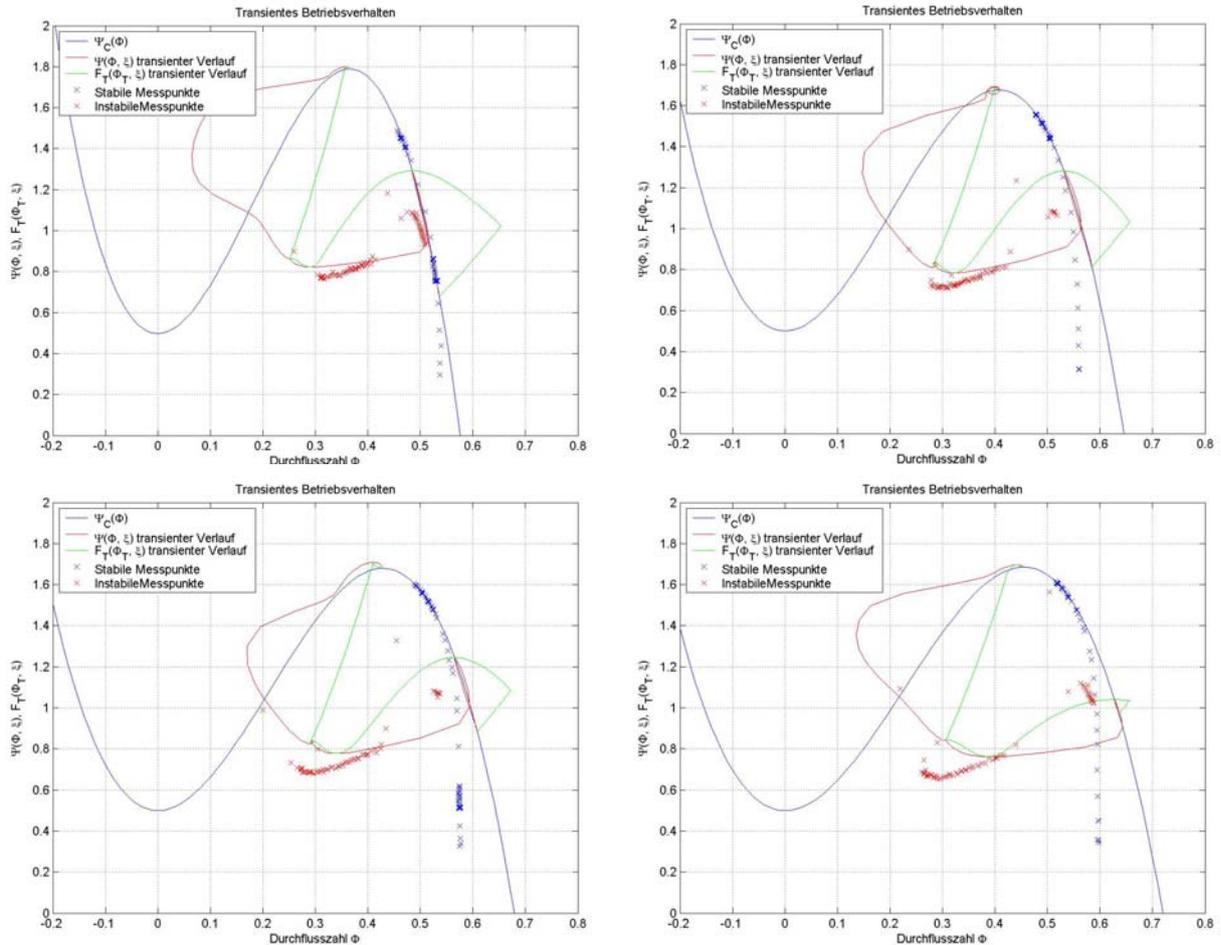


Abbildung 7.3: Berechnung nach Galerkinverfahren für K1
 (v.o.li.n.u.re.: $n_V=70\%$, 80% , $86,7\%$, $93,3\%$)

Der Unterschied bei K5 und K6 (Abbildungen 7.4 bis 7.7) zu K1 besteht in der geänderten Verdichtercharakteristik. Der Einfluss von den SG'n zeigt sich in der globalen Kennfeldbetrachtung nur in einer Verschiebung der Drehzahllinien (vgl. Kapitel 6). Insgesamt zeigt sich daher ein ähnliches Bild wie bei K1: der erste Punkt auf der Tertiärcharakteristik wird mit der Rechnung relativ gut getroffen, während das Druckverhältnis mit steigender Verdichterdrehzahl zu hoch berechnet wird.

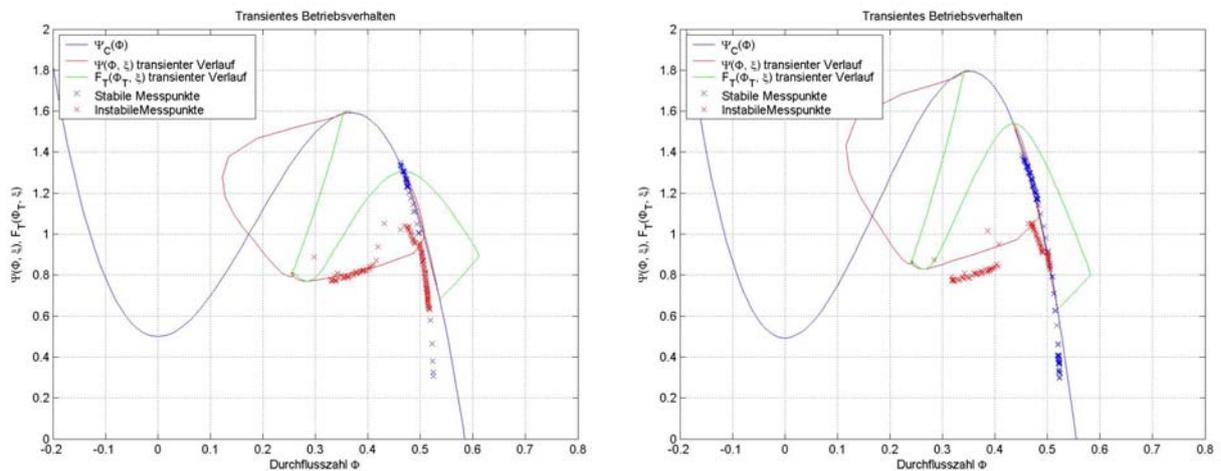


Abbildung 7.4: Berechnung nach Galerkinverfahren für K5 (links) und K6 (rechts)
 ($n_V=70\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

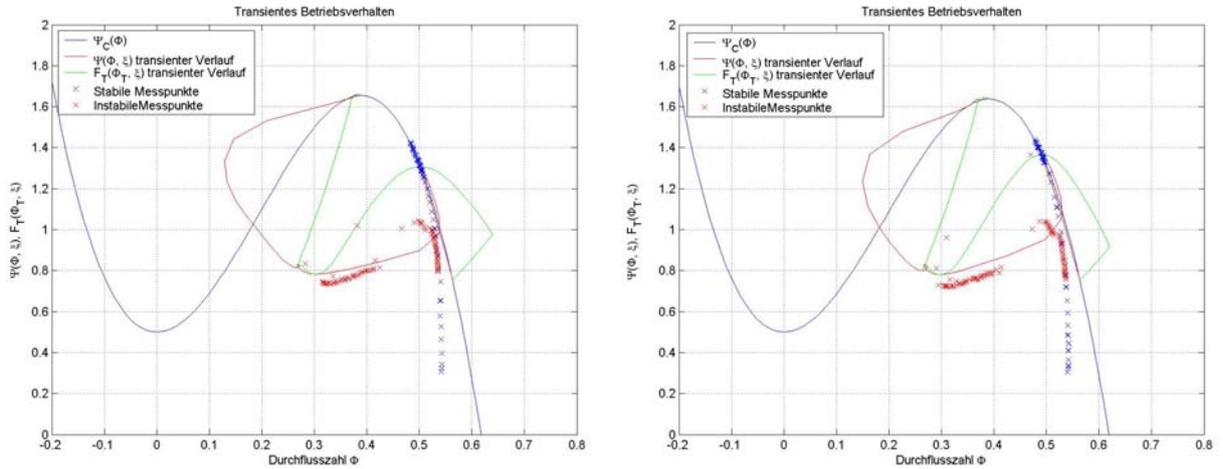


Abbildung 7.5: Berechnung nach Galerkinverfahren für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=80\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

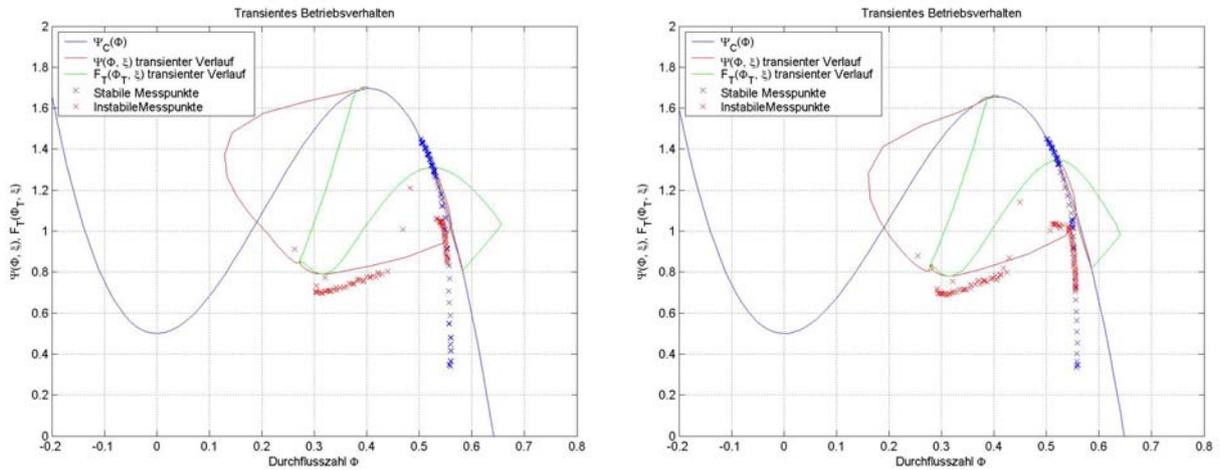


Abbildung 7.6: Berechnung nach Galerkinverfahren für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=86,7\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

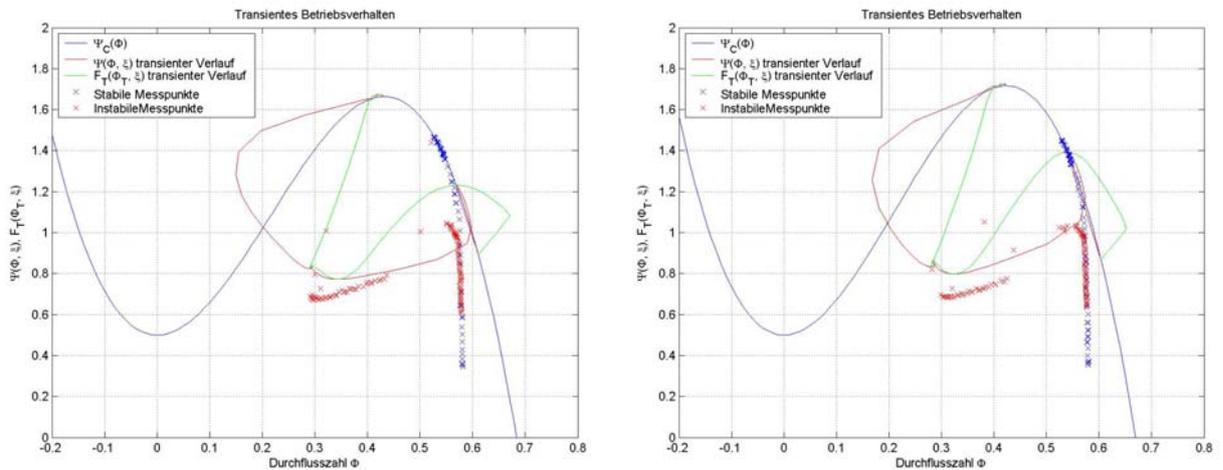


Abbildung 7.7: Berechnung nach Galerkinverfahren für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=93,3\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

Allgemein schwingt das Galerkinverfahren sehr schnell ein, was fast eine Echtzeitberechnung zulässt. Trotzdem ist das Verfahren nicht sehr stabil. Damit sich das System mit Rotating Stall einschwingen kann, muss allgemein ein B-Parameter gefunden werden, der um den Faktor

drei kleiner ist, als der berechnete für die jeweilige Drehzahllinie. Überschreitet der B-Parameter diesen Wert, erfolgt keine Stabilisierung des Systems – es kommt zum Pumpen.

7.2.2 Lösungsansatz nach Hu

7.2.2.1 Das Verfahren

Hu (1996) verwendet ebenfalls das klassische GMM, jedoch mit einer neuen vereinfachenden Approximation für die Beziehung zwischen g und h . Die von ihm verwendete Approximation weist die beiden folgenden Vorteile auf:

- Der Einfluss höherer Harmonischer der Störungen wird berücksichtigt
- Das partielle Differentialgleichungssystem dritter Ordnung von Greitzer-Moore wird auf ein System erster Ordnung reduziert, weshalb ein einfaches Zeitschrittverfahren zur Lösung verwendet werden kann

Das theoretische Modell entspricht dem von Greitzer-Moore, jedoch wird hier das von ihnen verwendete Störgeschwindigkeitspotential $\tilde{\varphi}'$ als σ und der interne Verzögerungsparameter a als α bezeichnet, um mit der Nomenklatur des Originalberichts konsistent zu bleiben.

Damit ergibt sich für den Druckanstieg im Verdichter:

$$\Psi(\xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - m \left(\frac{d\sigma}{d\xi} \right)_{\eta=0} - \frac{1}{2\alpha} \left(2 \frac{\partial^2 \sigma}{\partial \xi \partial \eta} + \gamma \frac{\partial \sigma}{\partial \theta \partial \eta} \right)_{\eta=0} - \frac{1}{2} (1 - K_G) h^2, \quad (7.20)$$

Das Störgeschwindigkeitspotential σ erfüllt die Laplace-Gleichung:

$$\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{\eta\eta} = 0. \quad (7.21)$$

Aus diesem lassen sich der axiale Störgeschwindigkeitskoeffizient g und der umfangsgerichtete Störgeschwindigkeitskoeffizient h im Verdichterkanal berechnen:

$$(\sigma_\eta)_{\eta=0} = g(\xi, \theta), \quad (7.22)$$

$$(\sigma_\theta)_{\eta=0} = h(\xi, \theta). \quad (7.23)$$

Da in Glg. (7.20) die Ableitung des Störgeschwindigkeitspotentials nach η (axiale Richtung) vorkommt, muss für die mathematische Behandlung das Störgeschwindigkeitsfeld im Eintrittskanal, durch Lösen der Laplace-Gleichung, bestimmt werden. Es wird daher nach einer geeigneten Vereinfachung gesucht, um diese Schwierigkeit zu umgehen. Greitzer und Moore verwendeten in ihrem Modell die Beziehung $h' = -g$.

Setzt man Glg. (7.22) in Glg. (7.20) ein, so kann die Druckerhöhungsgleichung wie folgt geschrieben werden:

$$\Psi(\xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - m (\sigma_\xi)_{\eta=0} - \frac{1}{2\alpha} (2g_\xi + \gamma g_\theta) - \frac{1}{2} (1 - K_G) h^2, \quad (7.24)$$

welche jetzt nur noch Ableitungen erster Ordnung, aber die drei Variablen g , h und σ , enthält. Deshalb sollte diese Gleichung, durch den Versuch $(\sigma_\xi)_{\eta=0}$ und h als Funktion von g auszudrücken, noch weiter vereinfacht werden.

Man geht davon aus, dass Glg. (7.21) als Lösung eine Fourierreihe besitzt (vgl. Ansatz bei Greitzer-Moore):

$$\sigma(\eta, \theta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{m\eta} [a_n(\xi) \sin(n\theta) + b_n(\xi) \cos(n\theta)] \quad \text{mit } \eta \leq 0. \quad (7.25)$$

Dabei klingt das Potential jeder räumlichen Harmonischen in axialer Richtung exponentiell mit ihrer Ordnungsnummer ab. Nimmt man nun an, dass die Harmonischen, unabhängig von ihrer Ordnung, in axialer Richtung abklingen, gilt:

$$\sigma(\eta, \theta, \xi) = e^\eta \left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [a_n(\xi) \sin(n\theta) + b_n(\xi) \cos(n\theta)] \right] \quad \text{mit } \eta \leq 0. \quad (7.26)$$

Daraus lassen sich folgende Beziehungen ableiten (Herleitung Reuß, 2004):

$$(\sigma_\xi)_{\eta=0} = g_\xi, \quad (7.27)$$

$$h = g_\theta. \quad (7.28)$$

Setzt man diese in Glg. (7.24) ein, ergibt sich letztendlich:

$$\Psi(\xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha} \right) g_\xi - \frac{\gamma}{2\alpha} g_\theta - \frac{1}{2} (1 - K_G) g_\theta^2. \quad (7.29)$$

Hier treten nur noch Ableitungen erster Ordnung des axialen Störgeschwindigkeitskoeffizienten g auf, was die Lösung sehr erleichtert, da nun ein einfaches Zeitschrittverfahren angewendet werden kann. Des Weiteren umfasst sie im Vergleich zum Galerkinverfahren ein wesentlich größeres Anwendungsgebiet, weil die getroffene Approximation den Einfluss höherer Harmonischer berücksichtigt und den axialen Störgeschwindigkeitskoeffizienten g direkt als Variable benutzt.

Der lokale, dynamische Druckanstieg im Ringraum wird durch Glg. (7.29) beschrieben. Integriert man diese über den Umfang, so erhält man die umfangsgemittelte, axiale Impulsgleichung:

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\Psi_c(\Phi + g) - \frac{1}{2} (1 - K_G) g_\theta^2 \right] d\theta. \quad (7.30)$$

Die Massenbilanz am Plenum lautet gemäß Glg. (2.14):

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} [\Phi(\xi) - F_T^{-1}(\xi)]. \quad (7.31)$$

Somit fehlt noch die Beschreibung der Drosselcharakteristik:

$$F_T(\xi) = \Psi(\xi) = \frac{1}{2} K_T(\xi) \Phi_T^2(\xi), \quad (7.32)$$

damit das transiente Verhalten des Verdichtungssystems beschrieben werden kann.

7.2.2.2 Ergebnisse mit Approximation nach Hu

Im Folgenden werden die Rechnungen für die gleichen Konfigurationen (K1, K5, K6, alle Drehzahllinien, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$) wie beim Galerkinverfahren vorgestellt. Das Verfahren nach Hu bietet den Vorteil, höhere Harmonische der umlaufenden Störungen im Gegensatz zum Galerkinverfahren zu berechnen, bei dem sich nur die Amplitude der Sinusschwingung verändert. Deshalb kann hier auch über die Struktur der Störungen eine Aussage getroffen werden (siehe hierzu Parameterstudien Fiehne und Schneider, 2004). Des Weiteren unterscheidet sich das Verfahren darin, dass die Störung g direkt in die Berechnung einfließt.

Die Abbildung 7.8 zeigt die Ergebnisse für K1. Man erkennt deutlich, dass das System einen wesentlich längeren Einschwingvorgang aufweist, bevor es sich stabilisiert. Trotzdem ist das Verfahren stabiler als das Galerkinverfahren. Dies äußert sich darin, dass die verwendeten B-Parameter größer sind und näher an den theoretisch bestimmten liegen. Das System fängt also wesentlich später an zu pumpen.

Allgemein ist das berechnete Druckniveau im ersten quasi-stabilen BP mit Rotating Stall und der darauf folgenden Drosselfahrt zu hoch berechnet. Aufgrund der Anpassung der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik stimmen die Punkte, an denen die Pumpgrenze überschritten wird, nicht zwischen Modell und Versuch überein. Setzt man diese gleich, wie bei der 80%-Drehzahllinie geschehen, dann trifft die Rechnung die Tertiärcharakteristik. So gesehen, liefert der Ansatz nach Hu die besseren Ergebnisse als das Galerkinverfahren für den ersten quasi-stabilen BP mit Rotating Stall. Jedoch verschiebt sich dann der Durchsatz und die

verwendete Funktion für Ψ_c stimmt nicht mehr mit der experimentell ermittelten überein. Für alle Rechnungen des Verfahrens nach Hu zeigt sich weiterhin, dass weder der Verlauf der Tertiärcharakteristik noch der Punkt des Wiederanlegens der Strömung den realen Verläufen entsprechen.

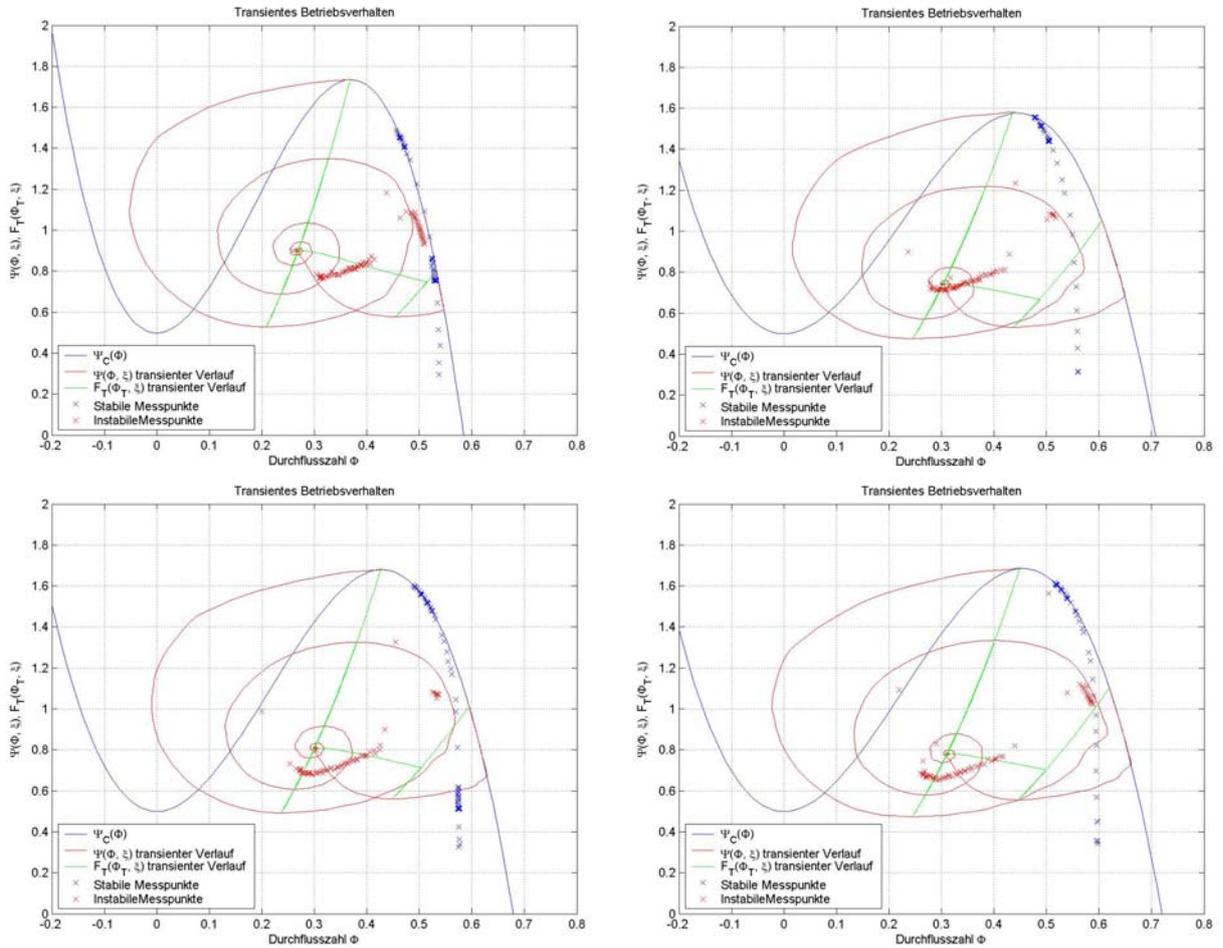


Abbildung 7.8: Berechnung nach Verfahren von Hu für K1
(v.o.li.n.u.re.: $n_v=70\%, 80\%, 86,7\%, 93,3\%$)

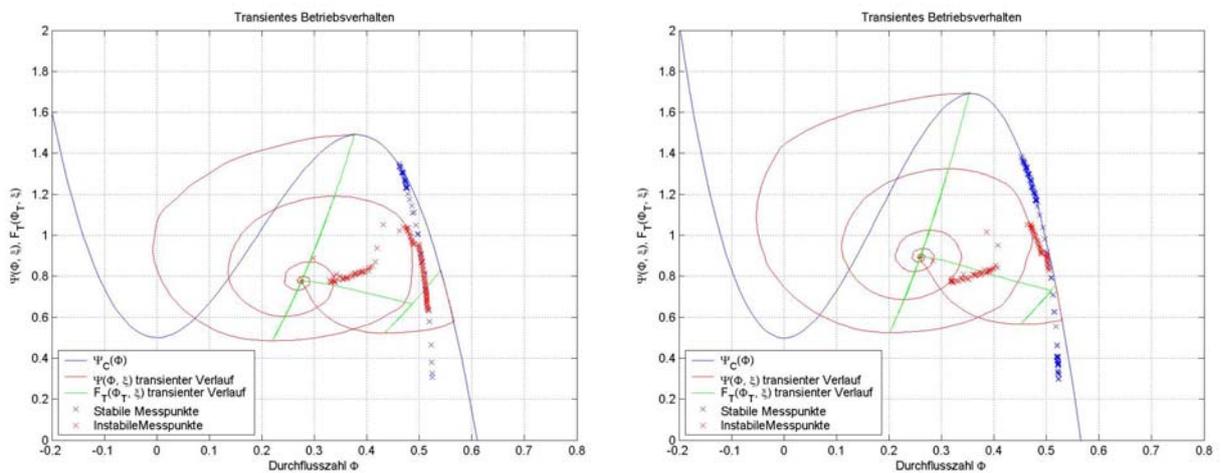


Abbildung 7.9: Berechnung nach Verfahren von Hu für K5 (links) und K6 (rechts)
($n_v=70\%, n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

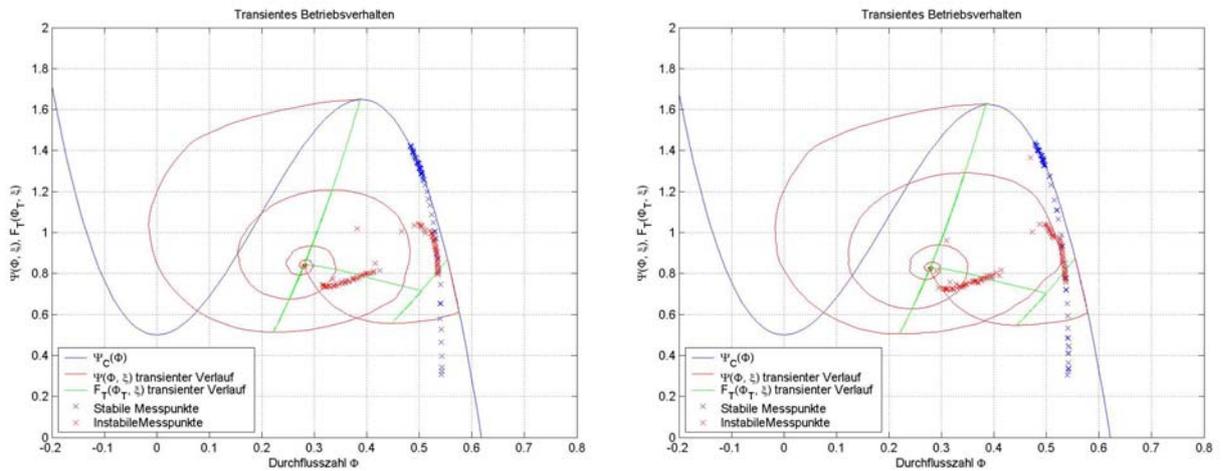


Abbildung 7.10: Berechnung nach Verfahren von Hu für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=80\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

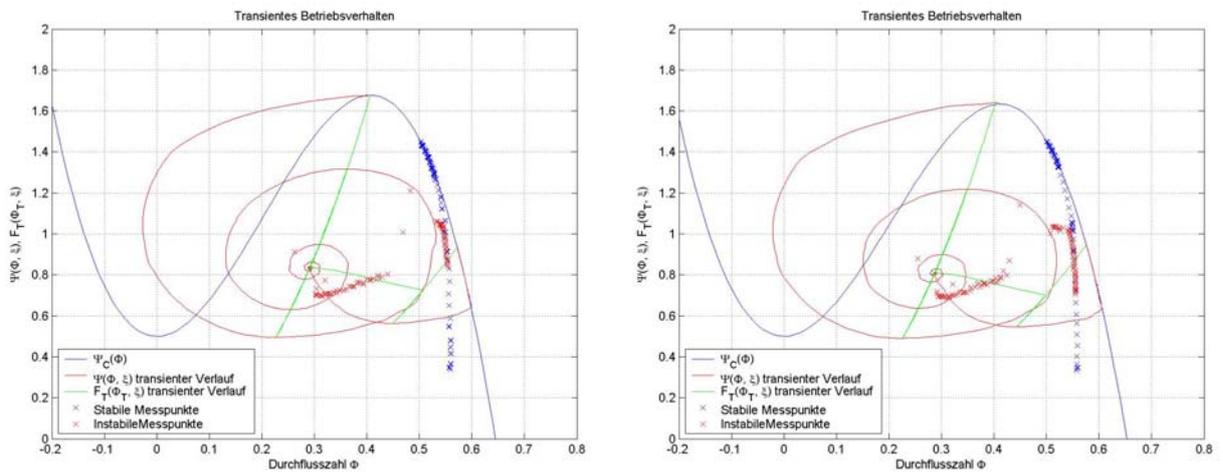


Abbildung 7.11: Berechnung nach Verfahren von Hu für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=86,7\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

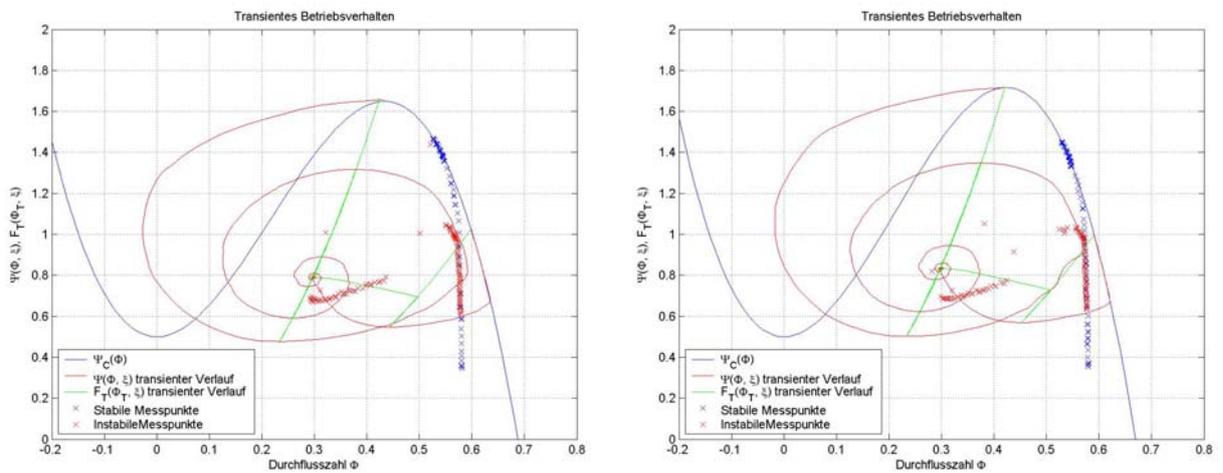


Abbildung 7.12: Berechnung nach Verfahren von Hu für K5 (links) und K6 (rechts) ($n_v=93,3\%$, $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

Wie schon beim Galerkinverfahren, zeigt sich auch beim Ansatz nach Hu kaum ein Unterschied zu den Ergebnissen mit kombiniertem Störgeneratorbetrieb (Abbildungen 7.9 bis 7.12). Mit steigender Verdichterdrehzahl verschiebt sich der erste berechnete, quasi-stabile BP relativ zum ersten gemessenen auf der Tertiärcharakteristik zu mehr Durchsatz – liegt aber bei den hohen Drehzahllinien in dessen Bereich. Das Druckniveau wird unabhängig von der Drehzahl zu hoch berechnet. Der Grund liegt, wie oben schon erwähnt, in der Diskrepanz zwischen der realen und der modellierten Verdichtercharakteristik und dem daraus folgenden unterschiedlichem Einsetzpunkt von Rotating Stall.

So kann zwar ein Vergleich der beiden Verfahren hinsichtlich Druckerhöhung und Durchsatz für den ersten quasi-stabilen BP auf der Tertiärcharakteristik getroffen werden. Aber da die Einschwingzeit stark unterschiedlich und verfahrensabhängig ist, sind keine Aussagen über das zeitliche Verhalten des Verdichtungssystems möglich.

7.2.3 Modifikationen am GMM

7.2.3.1 Erweiterung des B-Parameters

Der B-Parameter charakterisiert das instabile Verdichterbetriebsverhalten. Bei einem großen Parameter bildet das System Pumpen, bei einem kleinen Rotating Stall aus. Der klassische B-Parameter muss experimentell für jeden Betriebszustand des Verdichters ermittelt werden. Neben der Plenumsgröße enthält er nur die Umfangsgeschwindigkeit als Kriterium für die aerodynamische Belastung der Beschaufelung. Verdichter variieren, für gleiche Umfangsgeschwindigkeiten sehr im Bezug auf Stufenzahl und Leistung. Deshalb ist der kritische B-Parameter, welcher Rotating Stall vom Pumpen trennt, nicht universell, sondern verdichterabhängig.

Im Gegensatz dazu entfällt für den universellen B-Parameter die experimentelle Bestimmung. Er ist bereits während der Auslegungsphase des Verdichters durch die theoretischen Werte oder durch die Werte der Charakteristik im stabilen Bereich bestimmbar. Der universelle B-Parameter berücksichtigt die Druckerhöhung und den Durchfluss im stabilen Arbeitsbereich. Er entsteht durch Normierung des klassischen B-Parameters mit dem Quotienten aus dem Druckerhöhungskoeffizienten Ψ_{\max} und der Durchflusszahl φ_{\max} im Maximum der Verdichtercharakteristik. Der universelle B-Parameter wird mit B' bezeichnet und ist wie folgt definiert (Day, 1996):

$$B' = B \frac{\Psi_{\max}}{\varphi_{\max}} = \frac{U}{2a_s} \sqrt{\frac{V_P}{A_C L_C}} \frac{\Psi_{\max}}{\varphi_{\max}}. \quad (7.33)$$

Dieser universelle B Parameter wurde in das vorhandene Modell eingearbeitet. Seine Werte

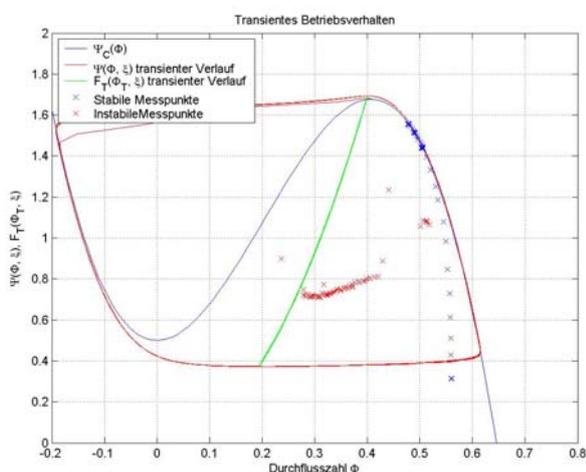


Abbildung 7.13: K1 ($n_v=80\%$) mit $B'=0,786$ nach Galerkinverfahren

liegen zwischen 0,75 beim kleinen Plenum und der 70%-Drehzahllinie und 1,17 beim großen Plenum und der 93,3%-Drehzahllinie, wobei sich eine Abhängigkeit zwischen der Größe des B-Parameters und dem Anpassen der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik ergibt.

Verwendet man B' in den einzelnen Verfahren, so bildet das Galerkinverfahren durchweg Pumpen aus (Abbildung 7.13). Im Gegensatz dazu führte erst ein größerer Wert für B' beim Verfahren nach Hu zum Pumpen, weshalb B' dort als B_{krit} angesehen werden kann.

7.2.3.2 Verwendung der Hilberttransformaten

Die Funktion g beschreibt im GMM den axialen Störkoeffizienten, welcher der Hauptströmung überlagert ist. Der Störkoeffizient h in Umfangsrichtung steht senkrecht auf g . Die Approximation von Greitzer und Moore geht davon aus, dass sich g in einer Fourierreihe entwickeln lässt:

$$g(\theta) = \sum_1^{\infty} (a_n \sin(n\theta) + b_n \cos(n\theta)) \tag{7.34}$$

und somit die komplizierte Integration übergangen wird, da die senkrechte Funktion auf $g = \varepsilon \Phi \sin(n\theta)$ mit $h = \varepsilon \Phi \cos(n\theta)$ gefunden ist. Es ergibt sich also für die Grundschwingung, welche keine höheren Harmonischen aufweist ($n=1$), die einfache Beziehung $h' = -g$. Die Vereinfachung von Hu ($h = g_0$) berücksichtigt zwar die höheren Harmonischen während der Berechnung, folgt aber nur der Vereinfachung von Glg. (7.25). Aus diesem Grund soll zur Verknüpfung von g und h nun ein Verfahren verwendet werden, welche höhere Harmonische bei den Störfunktionen zulässt und die Orthogonalität während der gesamten Berechnung garantiert – ohne den Ansatz für g zu vereinfachen.

Für dieses Problem bietet sich die Hilberttransformation an. Mit ihr ist es möglich, für ein periodisches Signal, das auf ihm senkrecht stehende Signal zu erzeugen. Sie wird durch die Integraltransformation:

$$H\{s(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{s(\tau)}{\tau - t} d\tau \tag{7.35}$$

beschrieben. Im Gegensatz zur Fourier- und Laplacetransformation bildet die Hilberttransformation eine Zeitfunktion $s(t)$ wieder im Zeitbereich ab. Sie erzeugt zu einer gegebenen Funktion das negative orthogonale Signal. Die Hilberttransformation verknüpft dabei den Realteil und den Imaginärteil eines analytischen Signals.

In die reelle Darstellung übertragen bedeutet dies, dass die Hilberttransformation die Phasen aller Komponenten um $\pi/2$ dreht, ohne die Amplitude zu ändern. Wendet man die Transformation zweimal an, dreht man alle Phasen um π und kehrt das Vorzeichen um:

$$H\{H\{s(t)\}\} = -s(t). \tag{7.36}$$

Beim Galerkinverfahren ist die Einführung der Hilberttransformation ausgeschlossen, da die gesamte Herleitung geändert werden müsste. Beim Verfahren nach Hu ersetzt die Hilberttransformation die Approximation $h = g_0$ durch:

$$h(\theta) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{g(\xi)}{\xi - \theta} d\xi. \tag{7.37}$$

Die Lösung dieses Integrals liefert für jeden Zeitpunkt t die auf g orthogonale Funktion h . Zudem kann g jede beliebige periodische Funktion annehmen. Dies ermöglicht erstmals die Einbeziehung des Terms $\frac{1}{2}(1-K_G)h^2$ bei den Impuls-

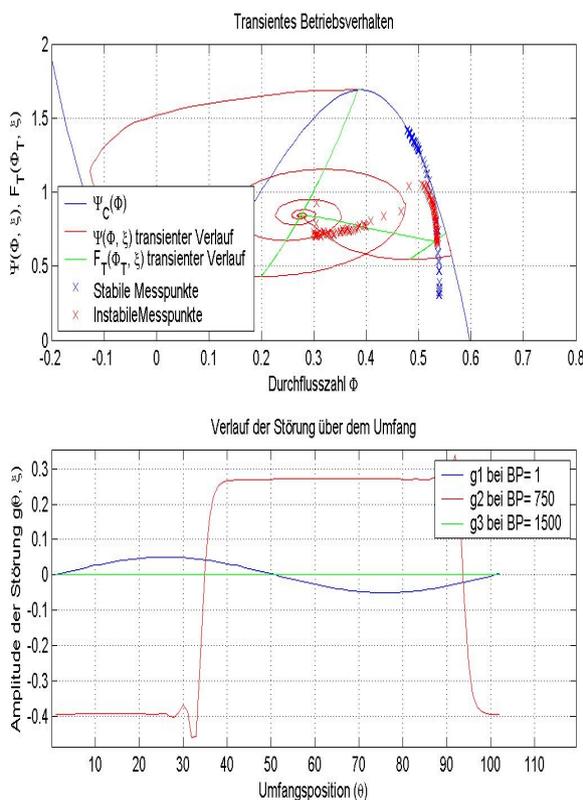


Abbildung 7.14: Berechnung mit Verfahren nach Hu mit Hilberttransformation (K5, $n_V=80\%$, $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$)

gleichungen, mit der die neue Störfunktion g sowie die Druckerhöhung Ψ bestimmt wird. Dieser Term musste mit der bisher verwendeten Approximation immer zu null werden, da sonst das System instabil wurde und ausschließlich Pumpen ausbildete.

Die Abbildung 7.14 zeigt eine Rechnung mit der Hilberttransformation für $K_G=0,5$ und 1500 Zeitschritten. Im unteren Teil der Abbildung ist die Struktur der Störfunktion g , die die Stallzelle repräsentiert, zu verschiedenen Zeitpunkten dargestellt.

Das Ergebnis gleicht im Wesentlichen dem für $K_G=1$ bei Verwendung der Approximation, ermöglicht jetzt aber, dem Einfluss von IGV bzw. anderen Einlaufmodifikationen Rechnung zu tragen.

7.2.3.3 „Close-Coupled-Valve“ Modell

Am Verdichterprüfstand sind zwei Drosseln verfügbar, mit denen das Betriebsverhalten auch kombiniert gesteuert werden kann. Deshalb soll im Folgenden eine Erweiterung des GMM vorgestellt und deren Anwendbarkeit geprüft werden.

Diese Erweiterung ist das so genannte „Close-Coupled-Valve“ Modell (CCV) von Gravidahl (1998). Darin wird eine Drossel, die direkt hinter dem Verdichter positioniert ist, zur Entlastung des Verdichters benutzt. Die Voraussetzung dafür ist, dass das Plenum zwischen Verdichter und Drossel extrem klein sein muss. Im Rig212 kommt dafür die Ringdrossel hinter dem kleinen Plenum in Frage.

Dussourd et al. (1977), Greitzer und Griswold (1976) fanden heraus, dass eine Blende hinter dem Verdichter den Punkt des Einsetzens von Rotating Stall zu geringeren Durchsätzen hinbewegt, wobei der Effekt bei „Full-span“ Stallzellen am größten war. Weiterhin fanden sie heraus, dass der stabilisierende Effekt der Blende rapide abnahm, wenn die Entfernung zwischen Verdichter und Düse anstieg, was die Bedeutung von „close coupling“ zwischen Verdichter und Aktuator betont. Darauf basierend wird diese CCV-Drossel als Regler zum Stabilisieren von Rotating Stall und Pumpen benutzt.

Im Gegensatz zur bisherigen Betrachtung, modifiziert die CCV-Drossel die Verdichtercharakteristik. Sie muss so nahe am Verdichter angebracht sein, dass zwischen Verdichter und Drossel keine signifikante Masse gespeichert werden kann, was am Axialverdichterprüfstand für die Ringdrossel näherungsweise erfüllt ist. Die Annahme, dass das Plenum zwischen Verdichter und CCV-Drossel so klein ist, dass es nicht als Gasfeder fungieren kann, erlaubt die Definition eines äquivalenten Verdichters. Der Druckanstieg über diesen ist die Summe des Druckanstiegs über den Verdichter und des Druckabfalls über die CCV-Drossel. Dabei bewirkt genau dieser Druckabfall der Strömung deren Stabilisierung. Aufgrund des kleinen Plenums ist auch der Durchfluss zwischen Verdichter und CCV-Drossel gleich, wodurch dort keine transienten Prozesse stattfinden können. Für die äquivalente Verdichtercharakteristik ergibt sich somit:

$$\Psi_e(\Phi) = \Psi_c(\Phi) - \Psi_v(\Phi). \quad (7.38)$$

Der Druckabfall über die CCV-Drossel Ψ_v muss in dieser Gleichung als Betrag gesehen werden. Der Grundgedanke dieses Modells besteht darin, dass die Steigung der Verdichtercharakteristik die Stabilitätseigenschaften der Strömung festlegt. Eine positive Steigung bedeutet instabiles, eine negative Steigung stabiles und ein Scheitelpunkt indifferentes Verhalten der Strömung. Diese Steigung kann nun durch den Druckabfall über die CCV-Drossel variiert werden. Die Charakteristik dieser Drossel ist dabei ähnlich der bereits verwendeten Definitionen:

$$\Psi_v = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2 = \frac{1}{\gamma_{CCV}^2} \Phi_T^2. \quad (7.39)$$

Dabei sei erwähnt, dass die bisher getroffenen Ansätze zunächst nur für den gemittelten Durchfluss gemacht wurden und noch keine Aussagen über eventuelle Störungen zulassen.

Es geht hier im Wesentlichen darum, Greitzer-Moores achssymmetrische Verdichtercharakteristik in eine achssymmetrische, äquivalente Charakteristik zu überführen. Geht man nun vom umfangsgemittelten Strömungskoeffizienten Φ auf den lokalen Strömungskoeffizienten φ über, folgt für die neue Charakteristik:

$$\Psi_e(\varphi) = \frac{p_E - p_1}{\rho U^2} = NF(\varphi) - \frac{1}{2a} \left(2 \frac{\partial \varphi}{\partial \xi} + \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right) - \Psi_v(\varphi). \quad (7.40)$$

Die [Abbildung 7.15](#) verdeutlicht die Idee des CCV-Modells. Hier sieht man, dass der Schnittpunkt der Drosselcharakteristik links des Maximums der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik, also im instabilen Bereich, liegt. Bei Benutzung der CCV-Drossel

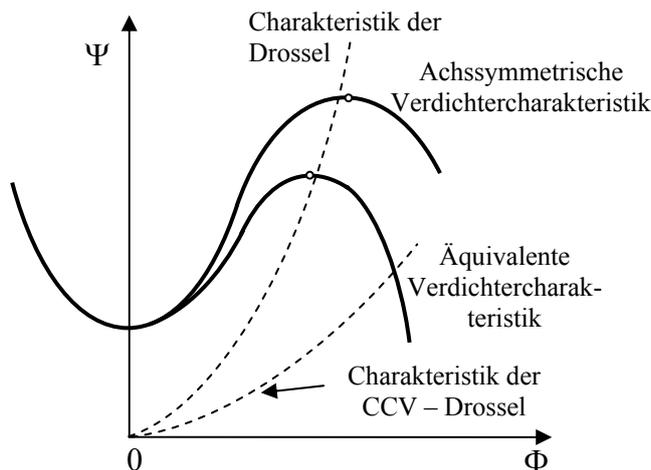


Abbildung 7.15: Äquivalente Verdichtercharakteristik

wird diese Charakteristik zur äquivalenten Verdichtercharakteristik hin verschoben, so dass die Drosselcharakteristik nun rechts des Maximums im stabilen Bereich schneidet. Dieser Stabilitätsgewinn ist jedoch mit einem nicht geringen Leistungsverlust verbunden.

Zwar kann eine Blendenströmung durch eine parabelförmige Charakteristik beschrieben werden, womit das Betriebsverhalten der CCV-Drossel relativ gut erfasst wird, sie ist aber am ehesten mit einer Strömung durch eine konvergent-divergente Düse vergleichbar. D.h., dass die Strömung zunächst beschleunigt

wird und somit aus strömungsmechanischer Sicht die Störungen vermindert werden. Aufgrund dieser Tatsache sind die Ergebnisse mit dem CCV-Modell nur qualitativer Natur. Analog dem GMM wurde auch das CCV-Modell mit den zwei vorgestellten Ansätzen gelöst. Für das Modell ist die achssymmetrische Verdichtercharakteristik Ψ_c der Startwert. Ab einem bestimmten Zeitindex kann die CCV-Drossel geschlossen werden. Dieser Zeitpunkt wird in den Programmen festgelegt, oder, weiterführend, über ein Kontrollgesetz so bestimmt, dass das Einsetzen der CCV-Drossel beim Überschreiten des Betriebspunktes über die Stabilitätsgrenze erfolgt.

Man erwartet, dass sich ein neuer stabiler Betriebspunkt, dessen Steuerung über die zweite Drossel erfolgt, bei einem niedrigeren Druckverhältnis ausbildet. Eine experimentelle Bestätigung am Prüfstand für den Verdichter Rig212 konnte nicht durchgeführt werden. Eine stabilisierende Wirkung der als CCV-Drossel fungierenden Ringdrossel am Prüfstand könnte geprüft werden, wenn mit der Drossel hinter dem Luftsammler der Verdichter in den instabilen Bereich gefahren werden würde. Da der Luftsammler aber ein sehr großes Plenum darstellt, gerät der Verdichter direkt ins Pumpen. Beide Drosseln verfahren aber sehr langsam, weshalb ein zusätzliches Schließen der Ringdrossel nicht riskiert wird. Außerdem reicht das Plenum zwischen Verdichter und Ringdrossel aus, um Rotating Stall auszulösen. Dies deutet darauf hin, dass das CCV-Modell nicht auf die Konfiguration des Verdichterprüfstandes angewendet werden kann, da zwischen dem Verdichter und der Ringdrossel kompressible Effekte auftreten. Das CCV-Modell beschreibt also die physikalischen Vorgänge wegen seiner Einfachheit nicht hinreichend genau.

Ein besserer, aber auch komplexerer, Lösungsansatz ist eine Erweiterung des GMM mit einer weiteren Massenbilanz über ein zweites Plenum, der ebenfalls in das Modell integriert wurde. Jedoch konnte auch hierbei aus den genannten Gründen keine experimentelle Validierung der gerechneten Verläufe erfolgen. Aus diesem Grund werden weder für das CCV- noch für das Zwei-Bilanzen-Modell Ergebnisse der Rechnungen dargestellt. Eine detaillierte Herleitung mit ausführlichen Parameterstudien findet sich bei Reuß (2004).

7.3 Vorhersage der Stabilitätsgrenze nach Bonnaure (1991)

Wie sich weiter oben zeigte, ist eine genaue Vorhersage der Stabilitätsgrenze Voraussetzung für die richtige Beschreibung des Verlaufs eines BP's im instabilen Arbeitsbereich des Verdichters. Bei mehrstufigen, kompressiblen Axialverdichtern liegt der Abreißpunkt meist rechts des Maximums der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik Ψ_c im Bereich der negativen Steigung. Das GMM mit der kubischen Approximation von Ψ_c berücksichtigt diesen Sachverhalt nicht.

7.3.1 Verdichtermodell

Die im GMM verwendete Analogie des Helmholtzresonators ist nur dann gültig, wenn die Kanäle vor und hinter dem Verdichter, sowie der Verdichter selbst, als inkompressibel betrachtet werden, was bei einem HDV nicht erfüllt ist. Bei dem Verdichtermodell nach Bonnaure handelt es sich um ein zweidimensionales, kompressibles Modell für moderne Hochdruckverdichtungssysteme. Das Modell besteht aus den gleichen Teilen wie das GMM. Im Gegensatz dazu wurden jedoch der Verdichter und die Kanäle anders modelliert. Im Verdichter werden die Schaufelräume und die Schaufelzwischenräume einzeln betrachtet (Abbildung 7.16). Ebenso wie beim GMM wird die Instabilität des Systems durch umlaufende Wellen wachsender Amplitude verursacht, von denen jedoch die erste und zweite Harmonische in beiden Raumrichtungen untersucht werden.

Während Cumpsty und Marble (1974) noch mit einfachen kompressiblen Scheiben, anstelle der Schaufelreihen arbeiteten, werden hier „verschmierte“ Wirkenden Scheiben („semi actuator disk“) benutzt, um die Strömungsmechanik innerhalb der Schaufelreihen ebenfalls zu erfassen. Das Modell von Bonnaure orientiert sich an den Modellen von Hynes (1987), der mit Wirkenden Scheiben und „verschmierten“ Wirkenden Scheiben Eintrittsstörungen und deren Wechselwirkungen mit Komponenten des Verdichtungssystems untersuchte.

Mit Hilfe dieses Modells wird der Einfluss der Kompressibilität auf den Pumpgrenzenabstand und die Störungsfortschrittsgeschwindigkeit bei neutraler Stabilität untersucht. Durch die Berücksichtigung der Kompressibilität, der Verdichtergeometrie und instationärer Verluste wird die Komplexität der Berechnungen stark erhöht. Das Modell wurde von Bonnaure an verschiedenen HDV'n getestet und zur Vorhersage des Betriebsverhaltens um den Stall-Einsetz-Punkt verwendet.

Das Modell besteht aus zwei Teilen: eine Vorhersagemodell für die ungestörte Mittelschnittsströmung, was in der vorliegenden Arbeit durch die Messwerte im stabilen Betriebsbereich des Rig212 ersetzt wird und eine linearisierte Stabilitätsanalyse. Mit der linearisierten Stabilitätsanalyse werden die Überprüfung der Stabilität und eine Feststellung der Art der Instabilität durchgeführt.

Für das Modell gelten folgende Annahmen: Es ist spezifisch für einen Verdichter und für die zuvor gemachten Geometrieannahmen. Der Verdichter hat eine kleines Nebenverhältnis, so dass radiale Änderungen der Strömungsgrößen vernachlässigt werden können bzw. dass eine Mittelschnittsrechnung für den gesamten Verdichter repräsentativ ist. Die einzigen zulässigen Änderungen in radialer Richtung sind Druckunterschiede, um das radiale Gleichgewicht zu erfüllen. Alle Störungen werden jedoch als unabhängig vom Radius betrachtet. Darin besteht die einzige große Einschränkung des Modells, da frühere Untersuchungen bereits gezeigt haben, dass sich zweidimensionale Störungen zu dreidimensionalen entwickeln, wenn genügend Raum dafür zur Verfügung steht. D.h., wenn die Schaufelzwischenräume klein gegenüber der axialen Länge der Schaufelreihen sind, dann ist die Annahme zweidimensionaler Störungen immer noch hinreichend genau. Die Viskosität des Fluids und die Wärmeübertragung zwischen Fluid und Gehäuse werden nicht berücksichtigt, was aber nur von geringer Bedeutung für das Strömungsmodell ist. Die Amplituden der Störungen der

Strömungsgrößen werden als klein angenommen, so dass die Strömungsgleichungen um stationäre Werte linearisiert werden können. Somit gilt wie beim GMM, dass einer Hauptströmung eine instationäre Störung überlagert wird:

$$X = \bar{X} + \delta X. \quad (7.41)$$

Anschließend werden die Strömungsgleichungen linearisiert und das Wachstum der Störungen untersucht. Durch das Ausdrücken der Störungen als eine harmonische Reihe der Zeit liefert die Bestimmungsgleichung eine Dispersionsbeziehung zwischen der stationären Verdichtercharakteristik, der Geometrie, der Harmonischen und der Wachstumsrate der Störung. Diese Gleichung wird dann nach der Wachstumsrate der Störung aufgelöst. Ist diese positiv, dann ist das System instabil. Ist sie negativ, so ist das System stabil. Auf diese Weise kann ein Punkt neutraler Stabilität bestimmt werden, wenn die Wachstumsrate der Störung gleich Null ist. Des Weiteren können die bestimmenden Gleichungen integriert werden und liefern damit das transiente Verhalten der Instabilitätsphänomene des Strömungsfeldes durch den Verdichter. Durch Untersuchung der Wachstumsraten um den Punkt neutraler Stabilität herum, kann das Einsetzen der Instabilitätsphänomene untersucht werden. Eine detaillierte Herleitung des Modells findet sich bei Kubon und Neuber (2005).

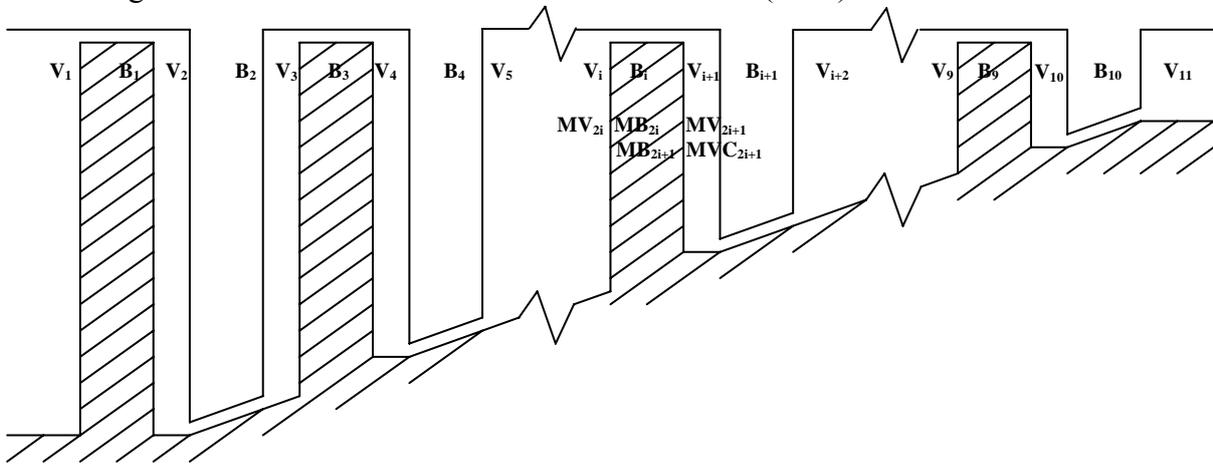


Abbildung 7.16: Modell des Verdichters mit den Randbedingungen nach Bonnaure (1991)

Das zweidimensionale Strömungsfeld in den Schaufelzwischenräumen, kann mit den linearisierten Gleichungen für Massenerhaltung, Impulsgleichung in axialer und Umfangsrichtung und Energieerhaltung beschrieben werden. Diese Gleichungen werden für die Volumina vor und hinter dem Verdichter sowie für jeden Schaufelzwischenraum angewendet. Als Lösungsansatz wird (Beispiel: statischer Druck):

$$\delta P = \sum_n A(x) e^{i\omega t + in\theta} \quad (7.42)$$

verwendet. Da die Strömungsdifferentialgleichung eine Wellengleichung ist, wird zur Lösung eine Spektralmethode für zeitabhängige Störungen der Form $e^{i\omega t}$ verwendet. Jede räumliche Harmonische kann unabhängig voneinander gelöst werden und die allgemeine Zeitabhängigkeit wird durch eine Fourier-Superposition erhalten (lineares Problem).

Der Lösungsansatz überführt die Strömungsdifferentialgleichung in eine lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung in $A(x)$. Sie wird nach der Störung aufgelöst:

$$\frac{\delta P}{P} = \sum_{n \neq 0} \left[\gamma \left(\frac{\omega r}{a} + r\alpha \frac{c_{ax}}{a} + n \frac{w_u}{a} \right) B_n e^{i\varphi} + \gamma \left(\frac{\omega r}{a} + r\beta \frac{c_{ax}}{a} + n \frac{w_u}{a} \right) C_n e^{i\psi} \right], \text{ mit} \quad (7.43)$$

$$\varphi = \omega t + n\Theta + \alpha x \quad \psi = \omega t + n\Theta + \beta x, \quad (7.44)$$

$$\alpha = \frac{\left(\frac{\omega c_{ax}}{a^2} + \frac{nc_{ax} w_u}{ra^2} \right) - i \left[- \left(\frac{\omega}{a} + \frac{nw_u}{ra} \right)^2 + \frac{n^2}{r^2} \left(- \frac{c_{ax}^2}{a^2} + 1 \right) \right]^{1/2}}{1 - \frac{c_{ax}^2}{a^2}}, \quad (7.45)$$

$$\beta = \frac{\left(\frac{\omega c_{ax}}{a^2} + \frac{nc_{ax} w_u}{ra^2} \right) + i \left[- \left(\frac{\omega}{a} + \frac{nw_u}{ra} \right)^2 + \frac{n^2}{r^2} \left(- \frac{c_{ax}^2}{a^2} + 1 \right) \right]^{1/2}}{1 - \frac{c_{ax}^2}{a^2}}. \quad (7.46)$$

Die anderen Störungen werden analog gefunden. Somit werden die gestörten Strömungsgrößen in den Schaufelzwischenräumen als Funktionen der vier komplexen Koeffizienten B_n , C_n , D_n und E_n gebildet, welche im Folgenden durch Randbedingungen an den Grenzen der Volumina bestimmt werden. Diese Koeffizienten sind Konstanten, die zum Teil durch die Amplitude der Eintrittsstörung und zum Teil durch die Wechselwirkung mit anderen Komponenten des Verdichtungssystems bestimmt werden. D.h., mit diesen Koeffizienten werden zum einen die Störungen in den Volumina und zum anderen die Verdichtergeometrie eindeutig charakterisiert. Als Ergebnis erhält man:

$$\delta X = \sum_n \left[\begin{array}{l} B_n e^{in\Theta} e^{ik_B x} e^{i\omega t} \\ + C_n e^{in\Theta} e^{ik_C x} e^{i\omega t} \\ + D_n e^{in\Theta} e^{ik_D x} e^{i\omega t} \\ + E_n e^{in\Theta} e^{ik_E x} e^{i\omega t} \end{array} \right] \left. \begin{array}{l} \text{-----} \rightarrow \text{Potential} \\ \text{-----} \rightarrow \text{Potential} \\ \text{-----} \rightarrow \text{Vortical} \\ \text{-----} \rightarrow \text{Entropy} \end{array} \right\} \text{Mode}, \quad (7.47)$$

wobei k_A , k_B , k_C und k_D komplexe Zahlen bzw. Funktionen von ω und des BP's sind. Betrachtet man jede räumliche Harmonische und jeden Koeffizienten getrennt, so erhält man:

$$\delta X = A \cdot \exp \left[-\text{Im}(k_A(\omega))x - \text{Im}(\omega)t \right] \cdot \exp \left[in\Theta + i \text{Re}(k_A(\omega))x + i \text{Re}(\omega)t \right], \quad (7.48)$$

axiale Dämpfung Dämpfung Harmonische Frequenz der Welle
wobei der erste Exponent die Wellenamplitude und der zweite Exponent eine umlaufende Welle darstellt. Für den Fall von $\omega=0$ reduziert sich die Lösung auf den stationären Fall, wo die Potentialmoden keine Störungen des Totaldruckes und der Totaltemperatur hervorrufen.

Die Schaufelreihen werden als „verschmierte“ Wirkende Scheiben modelliert und die Strömung im Relativsystem als eindimensional betrachtet. Aus diesem Grund ist eine Rückverteilung der Strömung nur in den Schaufelreihenzwischenräumen möglich. Ähnlich der vorherigen Analyse werden die eindimensionalen Gleichungen im Relativsystem aufgestellt.

Als Lösungsansatz wird (Beispiel: statischer Druck):

$$\delta P = \sum_n A(\xi) e^{i(\omega+n\Omega)t} \quad (7.49)$$

für eine Störung mit der Zeitabhängigkeit $e^{i\omega t}$ verwendet. Im Relativsystem wird für die Harmonische n in Umfangsrichtung die Frequenz der Störung zu $\omega+n\Omega$ gesetzt, wobei Ω die Umdrehungsfrequenz der Schaufelreihe ist.

Durch Lösen der Differentialgleichung nach $A(\xi)$ erhält man für die Druckstörung folgende Lösung im Relativsystem:

$$\frac{\delta P}{P} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[\gamma \tilde{B}_n e^{i\tilde{\varphi}} + \gamma \tilde{C}_n e^{i\tilde{\psi}} \right], \text{ mit} \quad (7.50)$$

$$\tilde{\varphi} = \omega t + n\Theta - n \cdot \tan \xi \frac{x}{r} - \frac{(\omega + n\Omega)}{W - a} \frac{x}{\cos \xi}, \quad (7.51)$$

$$\tilde{\psi} = \omega t + n\Theta - n \cdot \tan \xi \frac{x}{r} - \frac{(\omega + n\Omega)}{W + a} \frac{x}{\cos \xi}. \quad (7.52)$$

Auf gleiche Weise erhält man die Gleichungen für die anderen Störungen.

Die in den vorherigen Abschnitten erwähnten Fourier-Koeffizienten, welche für jede Schaufelreihe und jedes Volumen unterschiedlich sind, sind über die Randbedingungen an den Grenzen der einzelnen Elemente miteinander verbunden. Für jedes Volumen existieren die vier Fourier-Koeffizienten B_n , C_n , D_n und E_n , sowie für jede Schaufelreihe die drei Fourier-Koeffizienten \tilde{B}_n , \tilde{C}_n und \tilde{E}_n .

Wenn die Strömungskonstanten B_n , C_n , D_n und E_n der Eintrittsströmung bekannt sind, oder zu bestimmten Werten angenommen werden, dann können daraus mit Hilfe der Randbedingungen an der Vorderkante die Strömungskonstanten \tilde{B}_n , \tilde{C}_n und \tilde{E}_n im Schaufelraum und aus diesen wiederum, mit Hilfe der Randbedingungen an der Hinterkante, die Strömungskonstanten im Volumen hinter der betrachteten Schaufelreihe bestimmt werden. Als Ergebnis erhält man die Übertragungsgleichung für eine Schaufelreihe:

$$\begin{pmatrix} B_{n_{i+1}} \\ C_{n_{i+1}} \\ D_{n_{i+1}} \\ E_{n_{i+1}} \end{pmatrix} = \underbrace{MV_{2i+1}^{-1} \cdot (-MVC_{2i+1} + MB_{2i+1} \cdot MB_{2i}^{-1} \cdot MV_{2i})}_{A_i(\omega)} \cdot \begin{pmatrix} B_{n_i} \\ C_{n_i} \\ D_{n_i} \\ E_{n_i} \end{pmatrix} = A_i(\omega) \cdot \begin{pmatrix} B_{n_i} \\ C_{n_i} \\ D_{n_i} \\ E_{n_i} \end{pmatrix}, \quad (7.53)$$

wobei MV und MVC die Randbedingungsmatrizen im Volumen und MB jene im Schaufelraum darstellen. A_i bildet die Übertragungsmatrix der Strömung durch eine Schaufelreihe. Der Index i gibt die Nummer der Schaufelreihe an. Schließlich erhält man durch Multiplikation der Übertragungsmatrizen aller Schaufelreihen die Gesamtübertragungsmatrix A des Verdichters.

7.3.2 Stabilitätsanalyse

Für eine Betrachtung, ob das System für Rotating Stall ähnliche Störungen anfällig ist, muss die Harmonische n ungleich Null sein. Die Austrittsbedingung an der Grenze zwischen Verdichter und Austrittskanal lautet:

$$\begin{pmatrix} B_{n_{N+1}} \\ C_{n_{N+1}} \\ D_{n_{N+1}} \\ E_{n_{N+1}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ x \\ y \\ z \end{pmatrix}. \quad (7.54)$$

Demnach ergibt sich die für Übertragungsgleichung des Verdichters:

$$\begin{pmatrix} 0 \\ x \\ y \\ z \end{pmatrix} = A(\omega) \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (7.55)$$

was zu der Dispersionsgleichung führt:

$$A(\omega)(1,1) = 0, \quad (7.56)$$

welche eine Funktion des Betriebspunktes, der Verdichtergeometrie und der Frequenz der Störung ist. Es handelt sich dabei um ein Eigenwertproblem. Man muss beachten, dass alle weiteren Komponenten stromab: Plenum und Drossel, nicht von dieser Abgleichbedingung

beeinflusst werden, da angenommen wird, dass das Strömungsfeld in Plenum und Drossel achssymmetrisch ist.

Das Ziel der folgenden Betrachtungen besteht in der Berechnung des neutralen Stabilitätspunktes. Für eine gegebene Verdichtergeometrie und einen gegebenen Massendurchsatz ist die komplexe Frequenz der Störung ω so zu bestimmen, dass die Dispersionsgleichung:

$$f(\omega, \dot{m}) = 0 \quad (7.57)$$

erfüllt wird. Die Dispersionsgleichung besteht dabei aus den für Rotating Stall spezifischen Gleichungen. Zur Lösung dieses Eigenwertproblems werden die Eigenmoden bestimmt durch Werte von ω , für die an einem gegebenen Betriebspunkt eine Störung des Strömungsfeldes in der jeweiligen Harmonischen besteht. D.h., für einen bestimmten Massenstrom muss die Dispersionsgleichung erfüllt werden. Durch Einsetzen eines passenden bzw. zu suchenden Betriebspunktes mit dem Massenstrom $\dot{m}_{neutral}$ wird der Punkt neutraler Stabilität für eine Wachstumsrate der Störungen von Null, d.h., $\text{Im}(\omega)=0$, erhalten. Ferner gilt für Betriebspunkte abseits dieses Massenstroms, dass sie bei Störungen bezüglich der jeweiligen Harmonischen für $\text{Im}(\omega)>0$ stabil bzw. für $\text{Im}(\omega)<0$ instabil sind.

Die Stabilitätsanalyse besteht demnach aus dem Lösen der Dispersionsgleichung (7.57) mit der Stabilitätsbedingung $\text{Im}(\omega)=0$. Dies liefert einen Betriebspunkt neutraler Stabilität und einen dazugehörigen Eigenwert des Systems in Form der komplexen Frequenz $\omega_{neutral}$. Daraus können die Moden des Systems und die gestörten Strömungsgrößen überall im Verdichter bestimmt werden.

7.3.3 Ergebnisse

Die Stabilitätsanalyse nach Bonnaure wurde an BP'n der 93,3%-Drehzahllinie für die Konfigurationen 1, 5 und 6 ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$) durchgeführt. Die Ergebnisse sind repräsentativ für alle untersuchten Konfigurationen und Drehzahllinien. Es wurden fünf Betriebspunkte entlang der gemessenen Drehzahllinie gewählt: beginnend mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis bei geöffneter Drossel bis zu einem BP auf der Tertiärcharakteristik bei geschlossener Drossel. Dabei wurden jeweils drei BP'e im stabilen Bereich der Verdichtercharakteristik und zwei im instabilen Bereich untersucht. Der BP3 ist der letzte gemessene, stabile Betriebspunkt, während für BP4 der erste Messwert im instabilen Bereich gewählt wurde.

Bei der Berechnung der Nullstelle der Dispersionsgleichung verwendete Bonnaure eine Verzögerungszeit τ_{Loss} , welche aus empirischen Daten für jeden Verdichter speziell ermittelt werden muss. Für das Rig212 wurde die Stabilitätsrechnung mit den Werten $\tau_{Loss}=0,2$ untersucht.

Die Abbildung 7.17 zeigt die Ergebnisse der Stabilitätsanalyse auf Rotating Stall für die gewählten BP'e. In einigen Fällen wurde die Übertragungsmatrix A im Laufe der Iteration singular. Eine mögliche Ursache dafür kann die Nähe der Nullstelle zu einem Pol des Systems sein. Dies verhindert das Konvergieren der Iteration und lässt, durch immer größer werdende Störfrequenzen ω , die Matrix A singular und damit nicht invertierbar werden.

Für die Entwicklung der Störfrequenz ω entlang der Drehzahllinie wurde in Abbildung 7.17 neben dem Imaginärteil auch der Realteil von ω dargestellt. Bei den ersten drei BP'n sind die Real- und Imaginärteile von ω für die Untersuchung auf Rotating Stall ($n=1$) nahezu konstant. Die Real- und Imaginärteile von ω steigen nach Überschreiten der Pumpgrenze zunächst an und fallen dann stark ab. Der Imaginärteil ist im stabilen Bereich durchweg positiv, erlebt dann kurz nach der Pumpgrenze seinen Nulldurchgang, was eigentlich den Punkt der neutralen Stabilität charakterisieren soll, und ist beim voll ausgebildeten Rotating Stall negativ. Somit gibt die Stabilitätsanalyse die gemessenen Beobachtungen wieder. Jedoch erfolgt der Übergang in den Bereich der Pumpgrenze sehr abrupt und ohne Vorankündigung,

was man am relativ konstanten Verlauf der ersten drei BP'e erkennt. Auch bei der Betrachtung des Realteils kündigt sich die Stabilitätsgrenze nicht an, weshalb dieses Verfahren nicht zur Detektion von Stallvorläufern benutzt werden kann. Es zeigt aber, dass es in der Lage ist, den neutralen Stabilitätspunkt und damit die Position der Pumpgrenze hinreichend genau zu bestimmen.

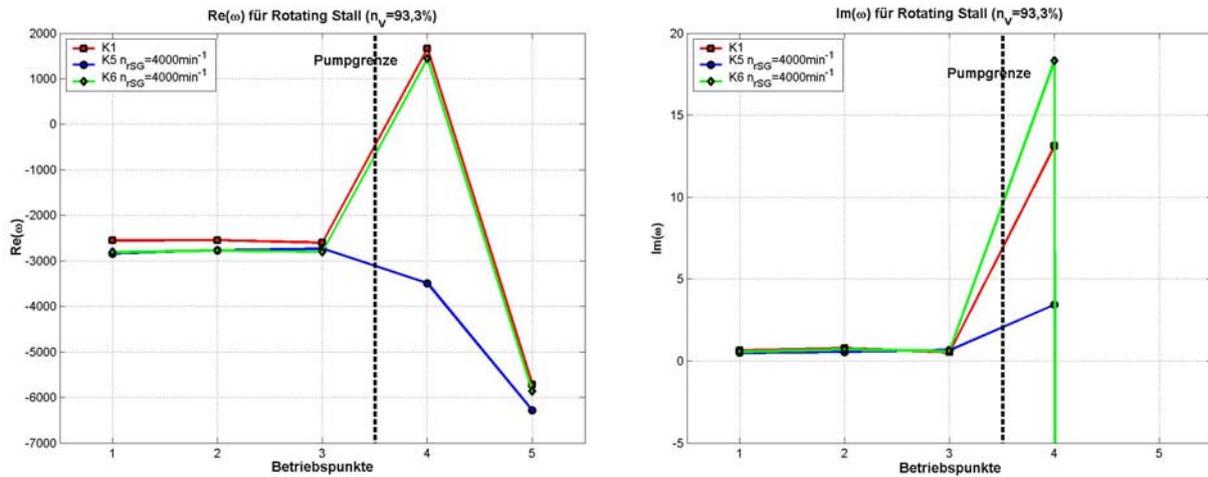


Abbildung 7.17: Ergebnisse der Stabilitätsanalyse für K1, K5 und K6 ($n_V=93,3\%$; $n_{rSG}=4000 \text{ min}^{-1}$)

Die experimentell bestimmten Drehzahlkurven bieten den Vorteil, das Betriebsverhalten des Verdichters am genauesten darzustellen. Der Nachteil besteht darin, dass sie auf den stabilen Bereich beschränkt sind, da es nicht möglich ist, den Verdichter ohne Strömungsablösungen bis zu null Durchsatz zu drosseln. Für die Berechnung des transienten Betriebsverhaltens ist aber eine solche Hauptströmung, welcher die Störung überlagert wird, über den gesamten Durchflussbereich Voraussetzung.

Im oben behandelten GMM erfüllt die Funktion der achssymmetrischen Verdichtercharakteristik Ψ_c diese Aufgabe. Bonnaure verwendet ein kompliziertes Strömungsmodell, was an den zu untersuchenden Verdichter angepasst wird, um die ungestörte Hauptströmung zu berechnen.

Leider war es aufgrund von Desinteresse seitens des MIT nicht möglich, das Modell zur Bestimmung der Hauptströmung zu erhalten, weshalb für das Rig212 nur die Stabilitätsanalyse an gemessenen BP'n durchgeführt werden konnte.

Die Kenntnis der Lage des neutralen Stabilitätspunktes im Kennfeld, könnte jedoch die Ergebnisse vom GMM entscheidend verbessern. Das Modell nach Bonnaure kann diese Information liefern, wenn im Rahmen weiterer Arbeiten ein Modell zur Berechnung der Mittelschnittsströmung im Rig212 erstellt wird.

7.4 Zusammenfassung

Es wurden zwei Verfahren zur Lösung des PDGL-Systems vorgestellt, welche das transiente Verhalten des Verdichtungssystems nach dem GMM beschreiben. Die Lösung des Galerkinverfahrens konvergierte deutlich schneller als die Lösung des Verfahrens nach Hu. Trotzdem ist das Galerkinverfahren wesentlich anfälliger, instabil zu werden. Dies äußerte sich darin, dass selbst leichte Erhöhungen des B-Parameters das System zum Pumpen brachten.

Auf den ersten Blick liefert das Galerkinverfahren die besseren Ergebnisse in kürzerer Zeit. Der erste quasi-stabile BP auf der Tertiärcharakteristik und dessen Verlauf beim Öffnen der Drossel konnten für Druckerhöhung und Durchsatz relativ gut berechnet werden. Jedoch spiegelt der Abreißpunkt in der angepassten achssymmetrischen Verdichtercharakteristik

nicht die Messergebnisse wider. Daher kommt der Anpassung von Ψ_c eine besondere Bedeutung in Bezug auf die Ergebnisse der Rechnungen zu. Berücksichtigt man das durch die Anpassung von Ψ_c verfälschte Druckniveau, liefert das Verfahren nach Hu die besseren Ergebnisse. Es bietet auch den zusätzlichen Vorteil, die Struktur der Störung, welche die Stallzelle charakterisiert, zu untersuchen.

Es konnten zwei wesentliche Punkte herausgestellt werden, warum die aufgezeigten numerischen Modelle nicht als verlässliche Werkzeuge zur Vorauslegung von Verdichtern genutzt werden können, ohne zuvor experimentelle Daten gesammelt zu haben. Erstens ist zur korrekten Berechnung des Druckverhältnisses, die genaue Kenntnis des Abreißpunktes der Strömung Kennfeld Voraussetzung. Das Modell nach Bonnaure, mit seinem kompressiblen Ansatz, kann hierbei die Lösung darstellen, wenn die störungsfreie Mittelschnittsströmung vorhergesagt werden kann. Zweitens errechnet gerade das Galerkinverfahren, mit den theoretisch bestimmten Greitzer B-Parametern, falsche Systemantworten. Der universelle Greitzer B-Parameter scheint dabei, in Zusammenhang mit der Hilberttransformation, eine Lösung anzubieten, welche jedoch noch keine zufrieden stellenden Ergebnisse liefert.

8 Strömungsanalyse im Verdichtereintritt bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze

Beim Drosseln eines Verdichters über die Pumpgrenze bildet er ein instabiles Betriebsverhalten aus. Dies kann, je nach Drehzahl und Größe des druckseitigen Plenums, Rotating Stall oder auch Pumpen sein. In den vorliegenden Konfigurationen wurde am Rig212 mit dem kleinen Plenum zwischen Verdichteraustritt und Ringdrossel für alle Drehzahllinien Rotating Stall beobachtet, während bei der Benutzung der Drossel hinter dem Luftsammler durchweg das Verdichterpumpen initiiert wurde.

Die folgenden zwei Kapitel zeigen die Strömungsanalyse nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze. Die Analyse bezieht sich dabei hauptsächlich auf Messungen mit Wanddrucksensoren, die zum einen im Verdichtereintritt über den Umfang angeordnet und zum anderen auf der 0°-Position im Ringraum axial zwischen den Stufen verteilt (Kapitel 9) sind.

Das Ziel ist dabei, zu untersuchen, wie sich die Eintrittsstörungen auf das Ablöseverhalten des Verdichters auswirken und wie sich die Strömungsinstabilitäten entwickeln. Weiterhin erfolgt die Betrachtung der Eigenschaften der voll ausgebildeten Störung im Vergleich zur ungestörten Referenz der Konfiguration 1. Im Anschluss werden die Einflussfaktoren auf das Wiederanleageverhalten der Strömung untersucht.

Im zweiten Teil dieses Kapitels werden die Eigenschaften der sich entwickelnden Strömungsinstabilitäten mit Hilfe verschiedener Analyseverfahren bestimmt. Dort wird auch der Versuch einer Detektion von so genannten Stallvorläufern unternommen.

8.1 Analyse im Zeitbereich

Für die anstehenden Untersuchungen wurden die Messdaten von fünf im Verdichtereintritt und über den Umfang verteilten statischen Wanddrucksensoren herangezogen. Die Abtastfrequenz betrug für die meisten Messungen 100kHz. Bei einer solch hohen Abtastrate ergeben sich besondere Anforderungen an die Verarbeitung und Auswertung der Signale. Zunächst muss eine absolut synchrone Aufnahme der verschiedenen Messkanäle gewährleistet sein, um Verschiebungen der Daten zueinander zu verhindern. Des Weiteren ist die richtige Zuordnung aller auftretenden Frequenzen zu gewährleisten. Aus diesem Grund soll vor der eigentlichen Auswertung eine kurze Betrachtung der Grundlagen der Signalanalyse im Zeitbereich erfolgen.

8.1.1 Grundlagen der Signalanalyse im Zeitbereich

Signale, unabhängig davon, ob sie analog oder digital vorliegen, können nach Abbildung 8.1 klassifiziert werden. Die periodischen Signale werden weiter in harmonische (monofrequente) und in allgemein periodische Signale eingeteilt. Quasiperiodische und transiente Signale sind weitere Unterteilungen für nichtperiodische Signale. Stochastische Signale kommen durch einen Zufallsprozess zustande. Sie sind nicht analytisch beschreibbar, d.h. ihre Augenblickswerte sind nicht vorhersagbar. Bei den Messungen am Verdichter können grundsätzlich alle Signalklassen, wenn auch nur kurzzeitig, auftreten. Schwerpunktmäßig müssen quasiperiodische und stochastische Signale mit geeigneten Methoden analysiert werden. Eine ausgebildete rotierende Ablösezone beispielsweise wird einen quasiperiodischen Druckverlauf mit einer bestimmten charakteristischen Frequenz aufweisen, während der Prozess, der zum Ausbilden dieses Phänomens führt, instationär ist.

Das Ziel der Signalverarbeitung ist es, aus einer gegebenen Funktion f (entspricht einem Signal bzw. einer physikalischen Messgröße), spezifische Informationen zu gewinnen. Diese liegt in der Praxis meist als endliche Folge abgetasteter Messwerte vor. Ein wesentliches

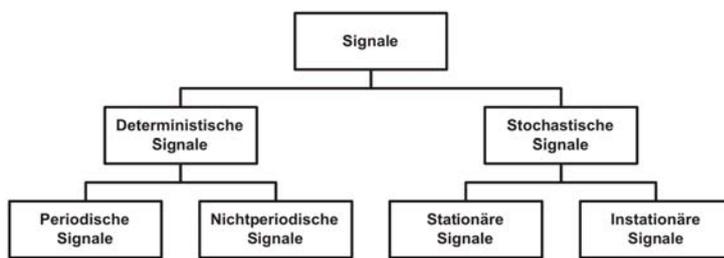


Abbildung 8.1: Signalklassifizierung

Mittel ist die Transformation dieses Signals. Mathematisch wird diese Operation durch eine Integration durchgeführt. Die verschiedenen Arten der Signaltransformation unterscheiden sich dabei durch die verwendeten Basisfunktionen und durch den Transformationsvorgang. Ziel der Signaltransformation ist es, gewünschte Informationen leichter

oder eindeutiger ablesen zu können. Welche Art der Transformation nun Anwendung findet, wird von Fall zu Fall entschieden, je nachdem, welche Information von Interesse ist.

Um Signale rechnergestützt transformieren und analysieren zu können, müssen sie zunächst digital aufgezeichnet werden. In der experimentellen Praxis werden physikalische Größen gemessen, die kontinuierlich in Abhängigkeit von einer oder mehrere Variablen, beispielsweise der Zeit oder dem Ort, vorliegen. Man spricht dabei von der Zeit- und Wertdiskretisierung.

Zeitlich diskretisiert wird das analoge Zeitsignal, indem es mit einer meist konstanten Abtastrate oder Abtastfrequenz f_s aufgezeichnet wird. Um auch wirklich das reale Signal diskretisiert einzulesen, muss das Abtasttheorem von Shannon und Nyquist erfüllt sein. Die Abtastfrequenz muss mindestens das doppelte der maximalen Signalfrequenz betragen:

$$f_s > 2f_{max} \quad (8.1)$$

um „Aliasing“ zu vermeiden (Abbildung 8.2). Andernfalls erzeugt die abgetastete Folge der Messwerte Pseudofrequenzen, die in Wirklichkeit gar nicht auftreten. Das Signal wird also verfälscht. Um zu vermeiden, dass bei Messungen ungewollt hochfrequente Störsignale mit

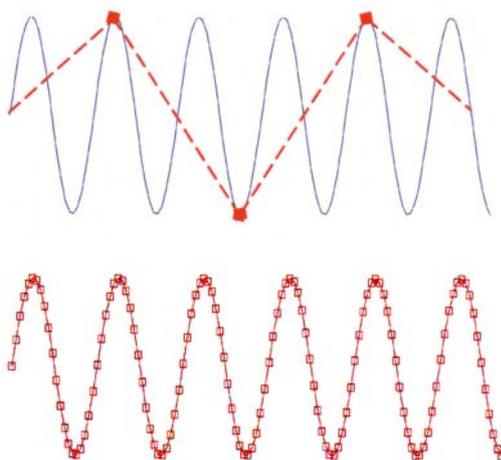


Abbildung 8.2: Aliasing (oben) und korrekte Zeitdiskretisierung (unten)

aufgenommen werden, muss man Tiefpassfilter einsetzen, die nur Frequenzen durchlassen, die unterhalb einer Grenzfrequenz liegen. Damit stellt man sicher, dass das Abtasttheorem erfüllt ist.

Das zeitlich abgetastete Signal muss nun noch wertdiskretisiert oder quantisiert werden. Die digitale Verarbeitung erfolgt mit einer endlichen Wortbreite von n Binärstellen, so dass insgesamt 2^n unterschiedliche Stufen, die nicht unbedingt äquidistant sind, zur Darstellung des kontinuierlichen Amplitudenbereichs bereit stehen. Die Auflösung der instationären MWE beträgt 24 Bit. So stehen 2^{24} mögliche Werte zur Verfügung, die dem analogen Signal zugeordnet werden können. Dabei tritt ein statistisch verteilter Fehler auf,

den man als Rauschen wahrnehmen kann. Diese Abweichung zwischen dem realen Amplitudenwert der Messgröße und dem zugeordneten digitalen Wert nennt man Diskretisierungs- oder Quantisierungsfehler („Mean-Square-Error“). Dieser wird als gleich verteilt angenommen.

Beim Übergang zur diskreten Form der Fourier-Transformation (vgl. [Kapitel 8.2.1](#)) tritt der „Leckeffekt“ auf. Ein diskretes Signal ist immer endlich lang. Hingegen geht die Fourier-Transformation, z.B., immer von einem kontinuierlichen, unendlich langen Signal aus. Falls nun ein endliches Signal nicht mit dem ganzzahligen Vielfachen der Signalperiode abgetastet

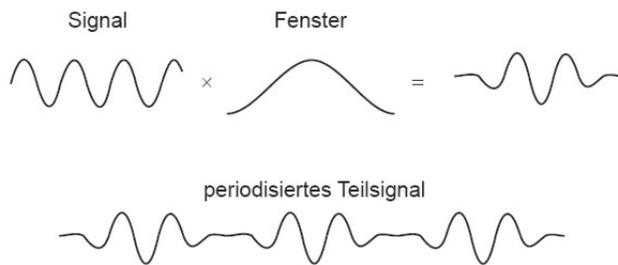


Abbildung 8.3: Wirkung einer Fensterfunktion

Signal oder der Signalausschnitt, der analysiert werden soll, gewichtet wird. Die Fensterfunktionen nehmen, wie oben dargestellt, an den Rändern den Wert Null an und dienen dazu, das Signal an den Rändern abzuflachen. Dadurch wird eine stetige periodische Fortsetzung ermöglicht. Die Wirkungsweise verdeutlicht [Abbildung 8.3](#). Ein Signalausschnitt wird mit einer Fensterfunktion multipliziert, die genau so lang ist, wie der zu analysierende Signalausschnitt. Die Periodizität des Signals bleibt dabei erhalten. Es gibt eine Vielzahl verschiedener Fensterfunktionen. Später, bei der Kurzzeit-Spektralanalyse, sind beispielhaft einige gebräuchliche Fensterfunktionen aufgeführt.

Allgemein bezeichnet man „Rauschen“ als eine Schwingung, deren Amplitude und Frequenz

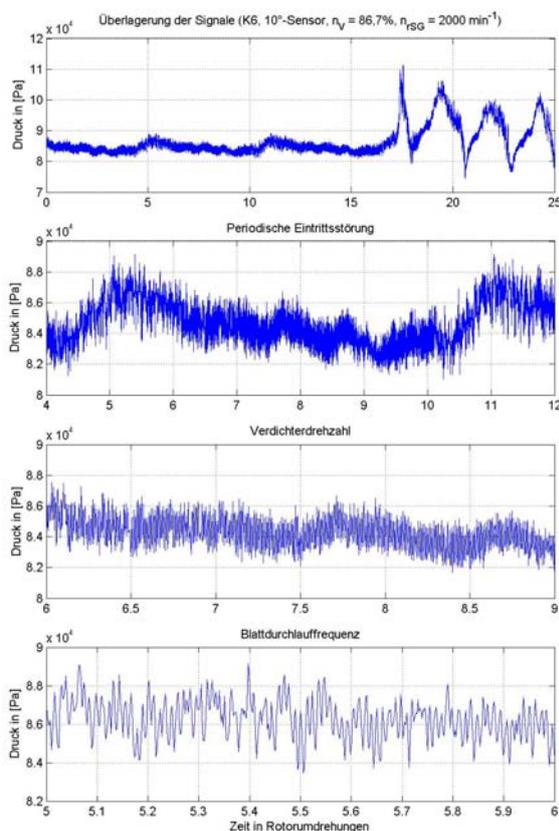


Abbildung 8.4: Überlagerung der Signale

wird, wie es bei realen Signalen immer der Fall ist, so wird das Signal im Frequenzbereich automatisch periodisch fortgesetzt. Dies führt zu Unstetigkeitsstellen an den Rändern des Signals und wird als Leckeffekt („spectral leakage“) bezeichnet. Es treten verfälschte Frequenzkomponenten im Spektrum auf, die in Wirklichkeit gar nicht im Signal enthalten sind. Um diesen Effekt zu vermeiden, setzt man Fensterfunktionen ein, mit denen das

Signal oder der Signalausschnitt, der analysiert werden soll, gewichtet wird. Die Fensterfunktionen nehmen, wie oben dargestellt, an den Rändern den Wert Null an und dienen dazu, das Signal an den Rändern abzuflachen. Dadurch wird eine stetige periodische Fortsetzung ermöglicht. Die Wirkungsweise verdeutlicht [Abbildung 8.3](#). Ein Signalausschnitt wird mit einer Fensterfunktion multipliziert, die genau so lang ist, wie der zu analysierende Signalausschnitt. Die Periodizität des Signals bleibt dabei erhalten. Es gibt eine Vielzahl verschiedener Fensterfunktionen. Später, bei der Kurzzeit-Spektralanalyse, sind beispielhaft einige gebräuchliche Fensterfunktionen aufgeführt.

ständig statistisch schwankt. Es tritt als unvermeidliche Störgröße bei jeder Messung auf und begrenzt die Empfindlichkeit der Messanordnung. Außerdem wird Rauschen häufig als Testsignal verwendet. Man unterscheidet zwischen „Breitbandrauschen“ und „Schmalbandrauschen“. Beim Breitbandrauschen ist die spektrale Leistungsdichte des Rauschsignals im gesamten interessierenden Frequenzbereich konstant, während beim Schmalbandrauschen das Leistungsspektrum nur in einem engen Frequenzbereich von Null verschieden ist (Guicking, 1974). Eine sehr einfache, aber dennoch gute, Möglichkeit, die Qualität der Messwerte zu verbessern, ist die Mittelung im Zeitbereich bei periodischen Signalen. Die gebräuchlichste Variante ist das „Ensembled Averaging“, die im [Kapitel 5](#) bei der Mittelung der eintretenden periodischen Totaldruckstörungen angewendet wurde. Die Signalwerte einer Periode werden mit den Werten anderer Perioden arithmetisch gemittelt. Diese Art

der Mittelung ist nicht bei transienten Vorgängen anwendbar, denn dort sind keine periodisch wiederkehrenden Signalwerte vorhanden.

Die Abbildung 8.4 zeigt am Beispiel einer Aufnahme des 10° -Wanddrucksensors die Überlagerung verschiedener Signale. Es wurde der Übergang von der stabilen Strömung zur instabilen bei der Konfiguration 6 auf der 86,7%-Drehzahllinie aufgezeichnet. Das beginnende Rotating Stall ist ab Rotorumdrehung 17 im obersten Bild zu erkennen. Davor ist der periodische Anteil der eintretenden, kombinierten Totaldruckstörung deutlich zu sehen. Der rSG prägt der Strömung hierbei eine rotierende Störung mit 2000min^{-1} auf. Das zweite Bild von oben zeigt etwas mehr als einen Umlauf der Störung innerhalb der Rotorumdrehungen 4 bis 12. Bei einer weiteren Ausschnittsverfeinerung erkennt man zwischen den Umdrehungen 6 bis 9 sehr deutlich die Schwingungen, welche die Verdichterdrehzahl repräsentieren. Im untersten Bild zeigen sich schließlich die 87 Ausschläge der Schaufeln des ersten Rotors innerhalb einer Umdrehung. Es ist zu erkennen, dass selbst bei dieser simplen Betrachtungsweise des Zeitsignals viele Informationen aus der Strömung gelesen werden können. Die Benutzung eines, dem A/D-Wandler vorgeschalteten, Tiefpassfilters verhindert die Verfälschung der Daten durch höherfrequente Störsignale.

Trotzdem können diesen sichtbaren Verläufen andere überlagert sein und Regelmäßigkeiten unterliegen, die erst bei einer Analyse des Frequenzspektrums ersichtlich werden.

Andererseits zeigt die Abbildung 8.4 aber auch, dass manche auftretenden Schwingungen zur Untersuchung anderer Sachverhalte hinderlich sein können. Als Beispiel dafür dient die Verdichterdrehzahl. Durch ihre Überlagerung ist der Verlauf der Eintrittsstörungen wesentlich beeinflusst. Die nicht ganz einfache Lösung besteht in der Anwendung von Bandpass- und Bandstopfilter, die bestimmte Frequenzen aus dem Signal filtern können. Bei einer Abtastrate von 100kHz treten erhebliche Probleme auf, einen Bandstop mit nur wenigen Hertz Eckfrequenz zu erzeugen. Die Anwendung dieser Filter wird später im Kapitel 8.2 dargestellt.

8.1.2 Entwicklung der instabilen Strömung („Stall Inception“)

Axialverdichter, wie das Rig212, bezeichnet man wegen der bereits erwähnten großen Streckungsverhältnisse auch als so genannte „Tip-Staller“. Bei ihnen reißt die Strömung zuerst in Gehäusenähe ab, was zunächst zum „Part-span“ Stall führt. Bei einer engen Teilung, also bei nahe aneinander stehenden Schaufeln, kann die Strömung der Kontur der Beschauflung besser folgen als dort, wo die Teilung groß ist. An der Nabe ist die Teilung kleiner als am Gehäuse. Daraus folgt hier eine bessere Umlenkung der Strömung an der Nabe und eine Minderumlenkung der Strömung am Gehäuse, was wiederum schlechtere Anströmwinkel für die nächste Stufe bedeutet. Durch die Minderumlenkung, aufgrund der größeren Teilung im Gehäusebereich, wird die Schaufel mit größerer Wölbung konstruiert. Dies bedeutet aber auch eine größere Verzögerung der Strömung, was die Ablösegefahr erhöht. Damit ist die Strömung im Tip-Bereich zusammen mit den Sekundärströmungsphänomenen, wie dem Wirbel durch den Radialspalt, von Natur aus instabiler als im Nabenschnitt.

Der ideale Fall wäre der mit unendlich vielen Schaufeln ohne Reibung. Die Reibung und das Gewicht sind die Gründe für die Begrenzung der Anzahl der Schaufeln. Wird die Teilung immer größer (zum Beispiel im Gehäuseschnitt), erreicht man im Extremfall einer unendlich großen Teilung den Fall des umströmten Einzelflügels, der keine Umlenkung der Strömung bewirkt.

Über die Analyse der in Umfangsrichtung verteilten Drucksensoren kann untersucht werden, wie sich die Strömung im Verdichter bei Erreichen der Stabilitätsgrenze verhält. Wenn der Verdichter beginnt abzulösen, ist es möglich, die spezifischen Phasen in diesem, insgesamt als Stall Inception bezeichneten, Prozess zu identifizieren. Nach einer stationären Operation

kann eine kurze Periode der Strömungszosillation noch vor der Formierung und dem Wachstum einer Stallzelle präsent sein. Die „pre-stall“ und „cell-formation“ Phasen sind hierfür von primärem Interesse. Die Unterteilung gestaltet sich wie folgt:

a) Stabiler Betrieb

b) Pre-Stall

- Zeitperiode direkt vor der Stall Inception. Der Verdichter arbeitet hier stationär. Es können sich aber Störungen kleiner Amplitude ($\sim 1\%$, Modalwellen) ausbilden.
- Verglichen mit c) und d) sind die Störungen sehr klein.

c) Stall Inception

- Transienter Prozess von achssymmetrischen, mit kleinen Störungen behafteten Strömungsbedingungen hin zu Rotating Stall mit großen Störungen, deren Amplituden sich mit der Zeit ändern.
- Die kurzweiligen Störungen (Spikes), die Day (1993) entdeckt hat, fallen in diese Kategorie.

d) Voll entwickeltes Rotating Stall

- Es treten Störungen großer Amplitude auf (50 %-100 % der Massenstromfluktuation).
- Die Amplitudenänderungen der Störungen sind währenddessen nicht signifikant.

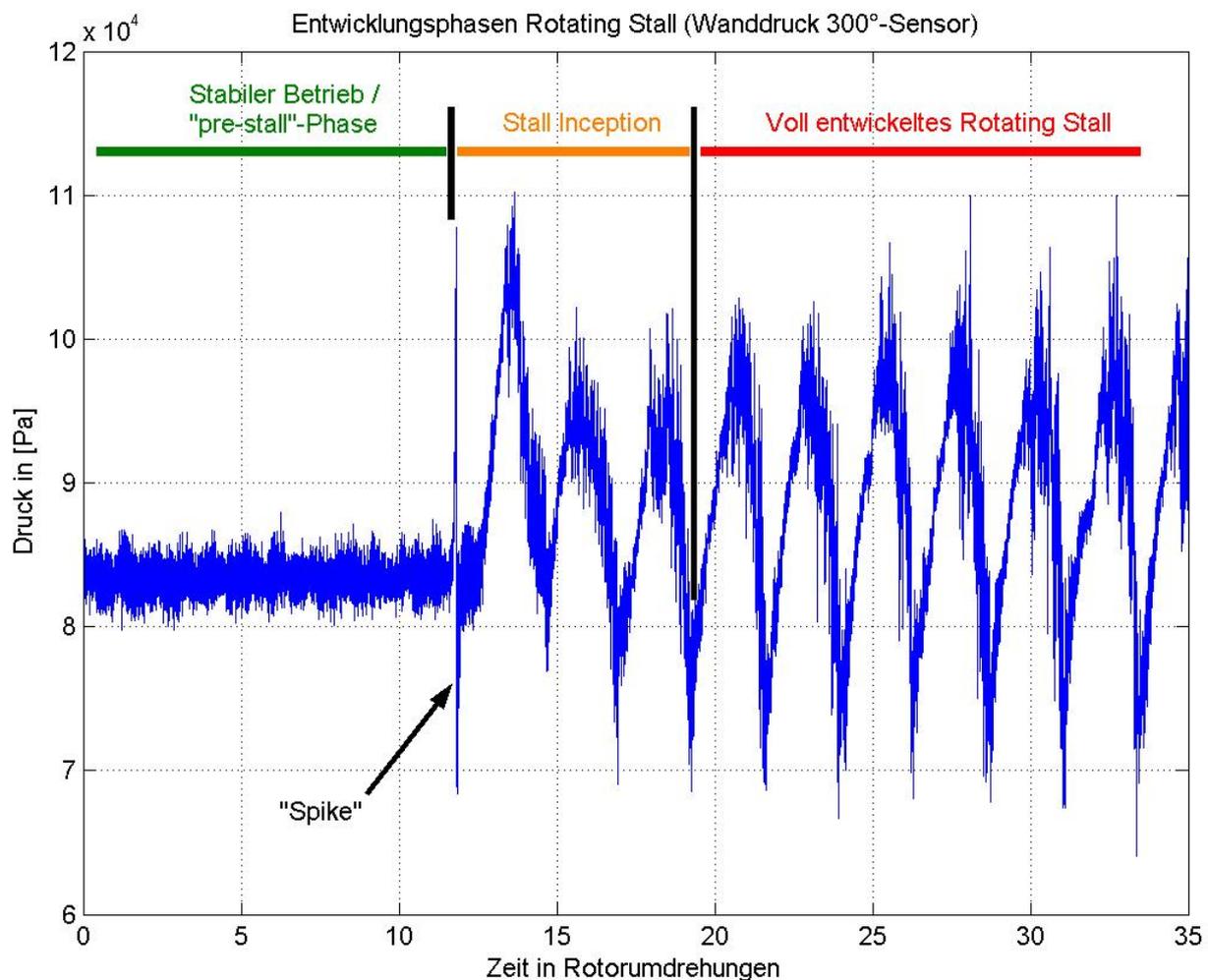


Abbildung 8.5: Entstehungsprozess einer rotierenden Ablösung am Rig212 (K1; 300°-Sensor; $n_V=86,7\%$)

Es ist sehr schwer, die Regionen a) bis d) präzise zu unterteilen. Aber diese Terminologie erlaubt eine eindeutige Kommunikation. Den Entwicklungsprozess des Rotating Stall sieht man in Abbildung 8.5. Spikes leiten nach Überschreiten der Pumpgrenze die Bildung der rotierenden Ablösung ein. Nach etwa drei Umläufen ist die Strömungsbilösung entwickelt

und man erkennt die voll ausgebildeten Zellen durch wiederkehrende Druckschwankungen. Die „pre-stall“-Phase ist im Zeitbereich nicht erkennbar – oder möglicherweise gar nicht vorhanden, da Spikes und keine Modalwellen den Prozess einleiten. Die quasi-stabile „pre-stall“-Region ist aber oft die interessanteste, da das stabile Arbeiten das Entwurfsziel ist – und das Ziel als verfehlt angesehen werden muss, sobald Stall erst einmal initiiert wurde. Deshalb legten Tryfonidis et al. (1995) ihren Fokus auf die „pre-stall-inception-dynamics“ der HDV. Mit der „Travelling Wave Energy“ – Analyse (kurz: TWE, vgl. [Kapitel 8.2.3](#)) zeigten sie, dass bei allen untersuchten HDV umlaufende „pre-stall“ Wellen kleiner Amplitude vorhanden sind. Diese sind stark von der reduzierten Drehzahl abhängig. Das legt die Vermutung nahe, dass die Abhängigkeit der Wellenstruktur infolge der Kompressibilitätseffekte bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten zustande kommt.

Im Folgenden wird der Entwicklungsprozess der Rotating Stall Inception im Eintritt des Verdichters mit den über den Umfang verteilten Wanddruckaufnehmern betrachtet. Die Sensoren sind dabei direkt in der Eintrittsebene des ersten Rotors angebracht, was in Bezug auf die erhaltene Struktur der Stallzelle im Druckverlauf sehr wichtig ist (vgl. [Kapitel 8.1.3](#)). Die nachfolgenden [Abbildungen 8.6 bis 8.12](#) zeigen das Strömungsverhalten der Konfiguration 1 sowie der Konfigurationen 5 und 6 mit Störgeneratordrehzahlen von 2000min^{-1} , 4000min^{-1} und 6000min^{-1} im Verdichtereintritt bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze bei 70% und 93,3% Verdichterdrehzahl.

Das Ablöseverhalten des Rig212 unterschied sich kaum in einer der untersuchten Konfigurationen. Der Verdichter löste immer innerhalb weniger Rotorumdrehungen über Spikes ab. In der „pre-stall“-Phase vor dem Auftreten der Instabilität ist bei K5 und K6 der periodische Einfluss des rSG deutlich zu erkennen. Einen Einfluss auf das Ablöseverhalten und auf die Struktur der sich dann entwickelnden Stallzellen konnte nicht beobachtet werden. Jedoch war ein unterschiedlicher Ausprägungsgrad der jeweiligen Instabilität in verschiedenen Aspekten erkennbar.

Im Normalfall wurde das plötzliche erste Auftreten einer Strömungsablösung vom 180° Sensor detektiert. Die Stallzelle bewegt sich mit ca. 60% Verdichterdrehzahl und wächst sehr rasch innerhalb von ein bis zwei Umläufen. Nach weiteren zwei bis drei Umläufen hat sich der voll entwickelte Rotating Stall etabliert. Dabei verlangsamt sich die Geschwindigkeit der Zelle auf ca. 45% Verdichterdrehzahl und nimmt eine Breite von ca. 50% des Ringraumes ein. Die einzelnen Werte für die Geschwindigkeiten der Spikes für die untersuchten Konfigurationen sind der [Tabelle 8.1](#) zu entnehmen.

Geschw. Spike [% n _V]	n _V =70%			n _V =80%			n _V =86,7%			n _V =93,3%		
K1	58			64			63			58		
n _{rSG} [min ⁻¹]	2000	4000	6000	2000	4000	6000	2000	4000	6000	2000	4000	6000
K5	58	58	64	64	65	54	62	62	59	58	54	65
K6	58	62	61	65	65	53	64	65	56	62	65	65

Tabelle 8.1: Geschwindigkeit der „Spikes“ im Verhältnis zur Verdichterdrehzahl

Das ist ein typisches Verhalten für das Ablösen über Spikes, wo sich innerhalb kürzester Zeit eine schnell umlaufende „Part-span“ Stallzelle bildet. Diese entwickelt sich dann sehr rasch zu einer langsam umlaufenden „Full-span“ Zelle, die der Grund für das gezeigte tiefe Abreißen im Kennfeld ist ([Kapitel 6](#)).

Ein Einfluss des sSG hat sich vor allem darin gezeigt, dass in verschiedenen Versuchsreihen eine Detektierung der ersten Stallzelle mit verschiedenen Umfangspositionen des sSG korrelierte. Dies war bei der ungestörten Referenz nie der Fall. Das ist ein deutlicher Hinweis auf die Richtigkeit des Modells der Spikes, die durch kurzweilige Störungen im sonst achssymmetrischen Strömungsfeld des Einlaufkanals ausgelöst werden.

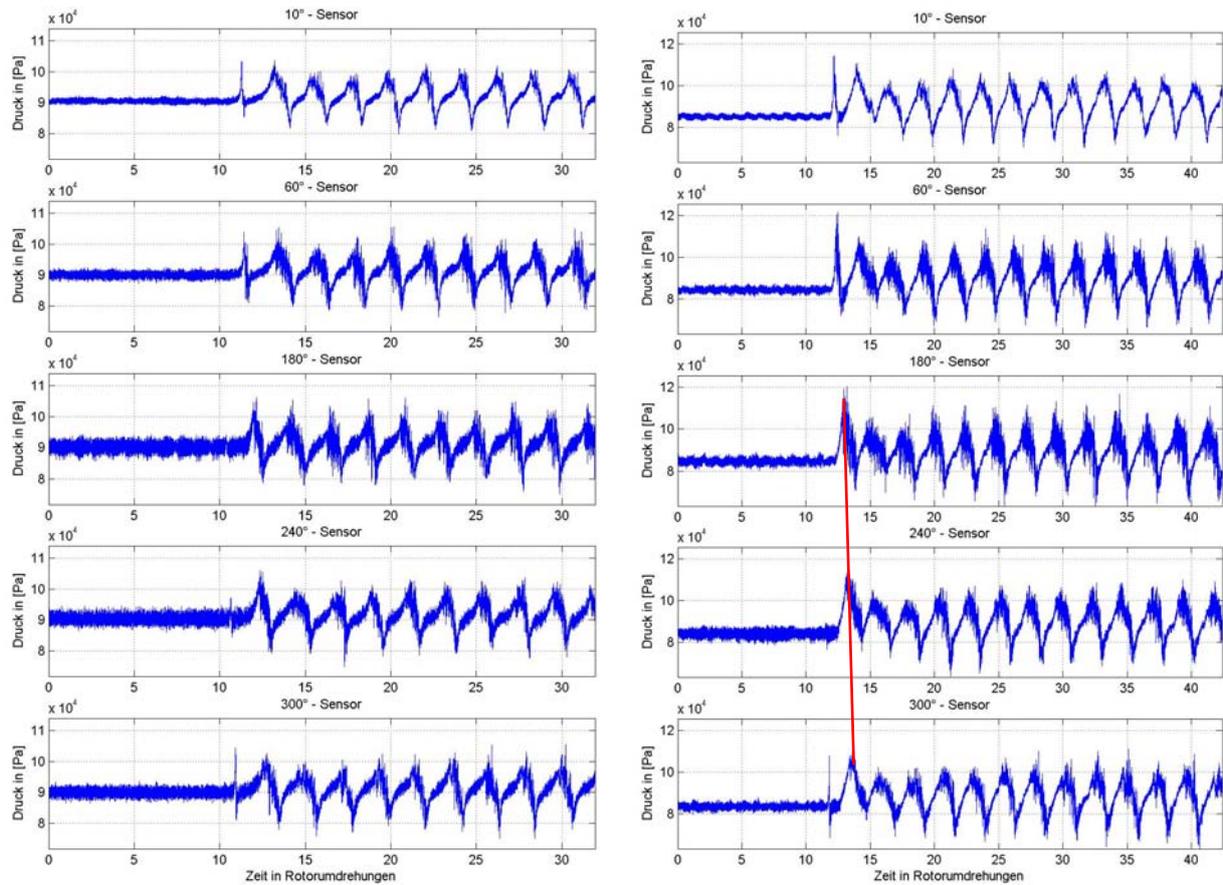


Abbildung 8.6: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K1
(li.: $n_V=70\%$; re.: $n_V=93,3\%$)

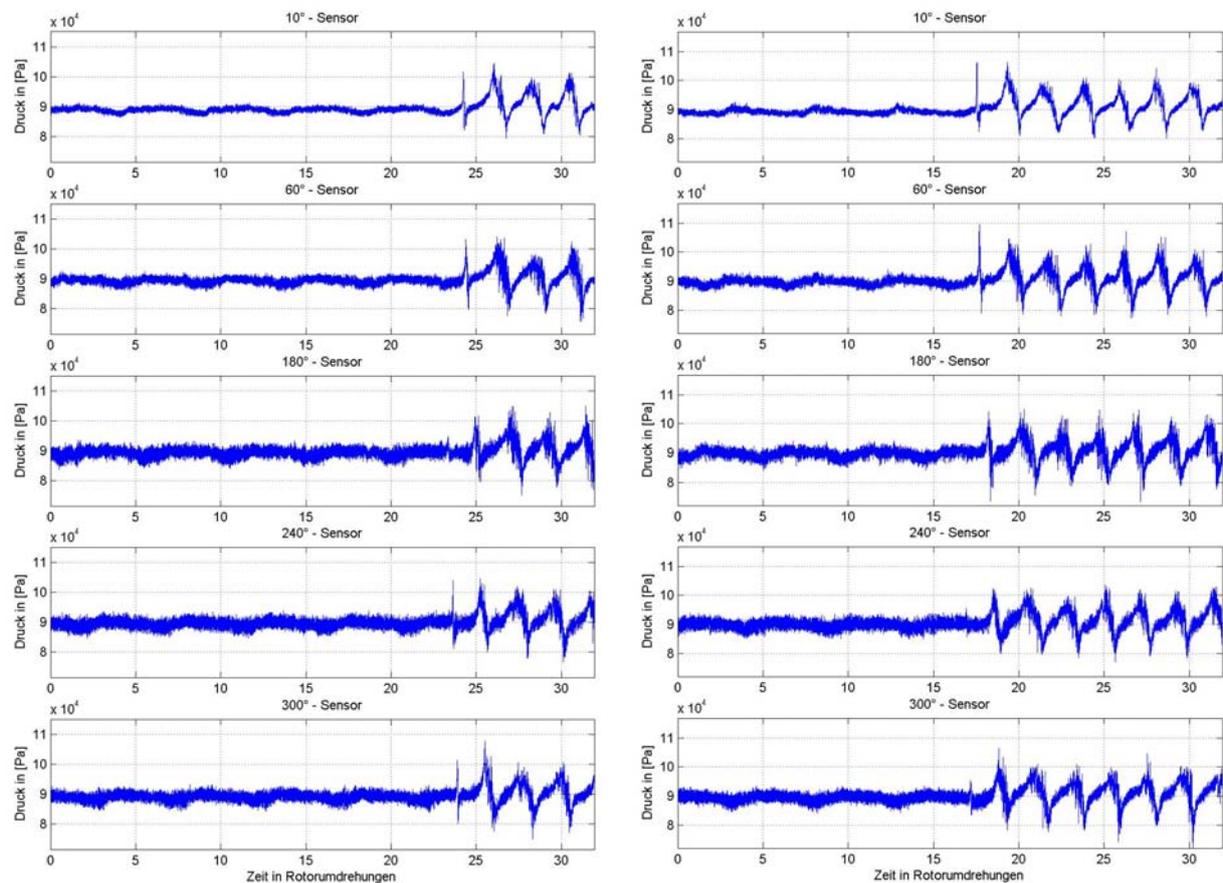


Abbildung 8.7: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_V=70\%$; $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

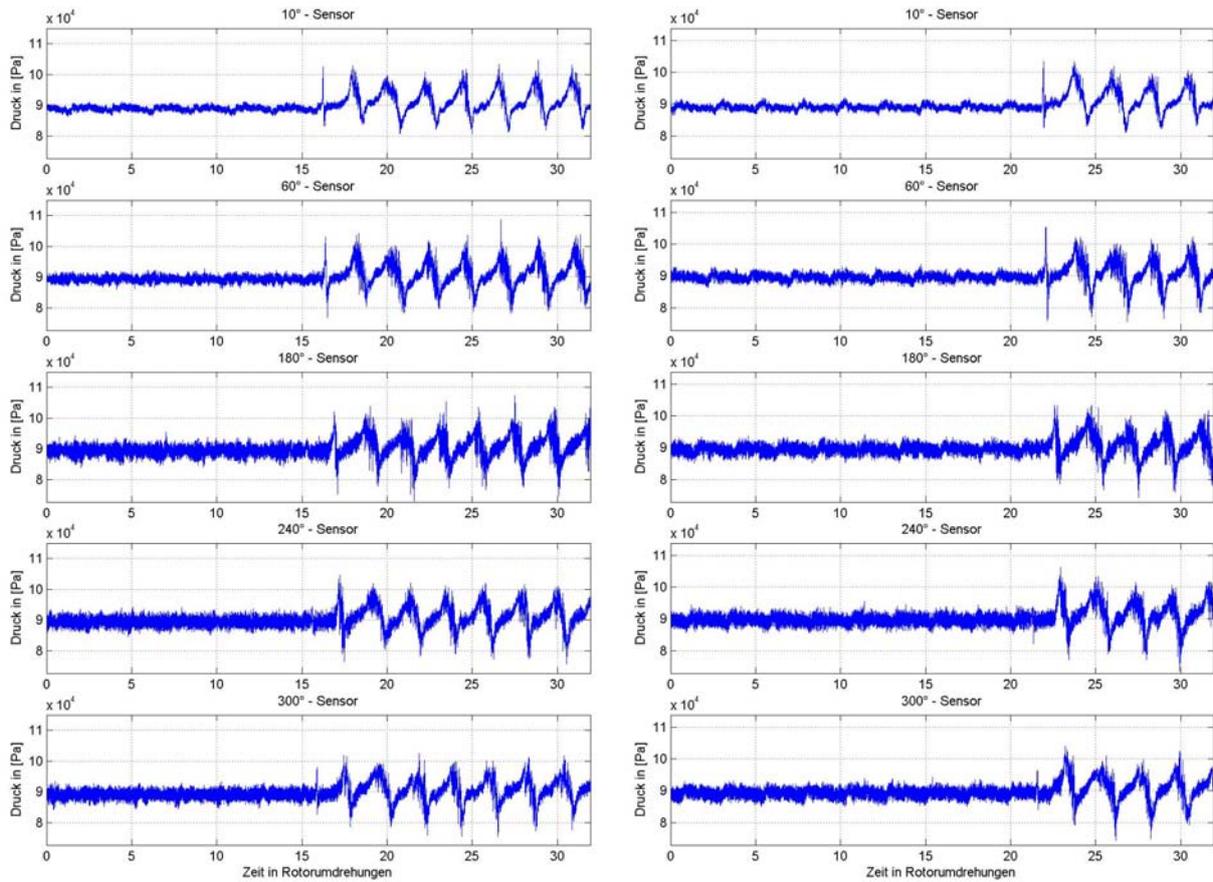


Abbildung 8.8: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=70\%$; $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

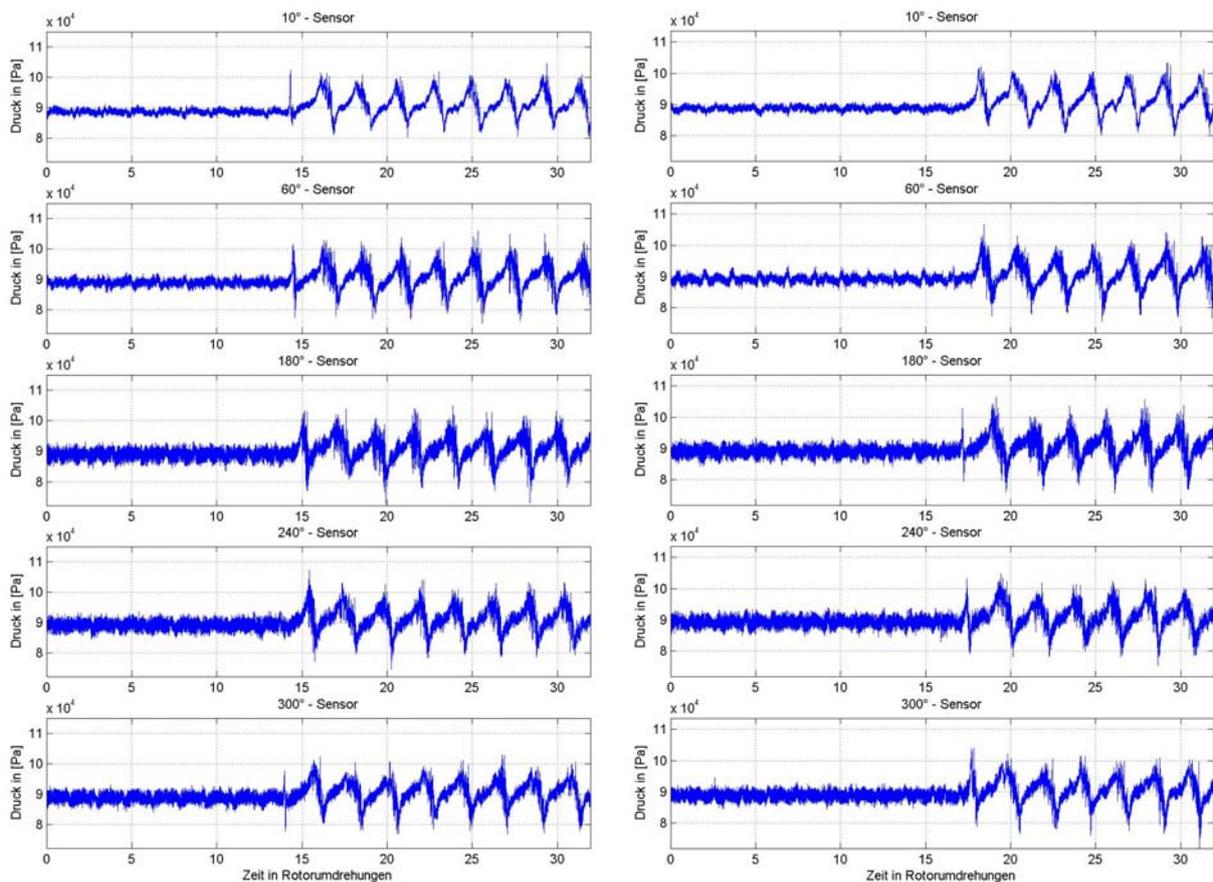


Abbildung 8.9: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=70\%$; $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$)

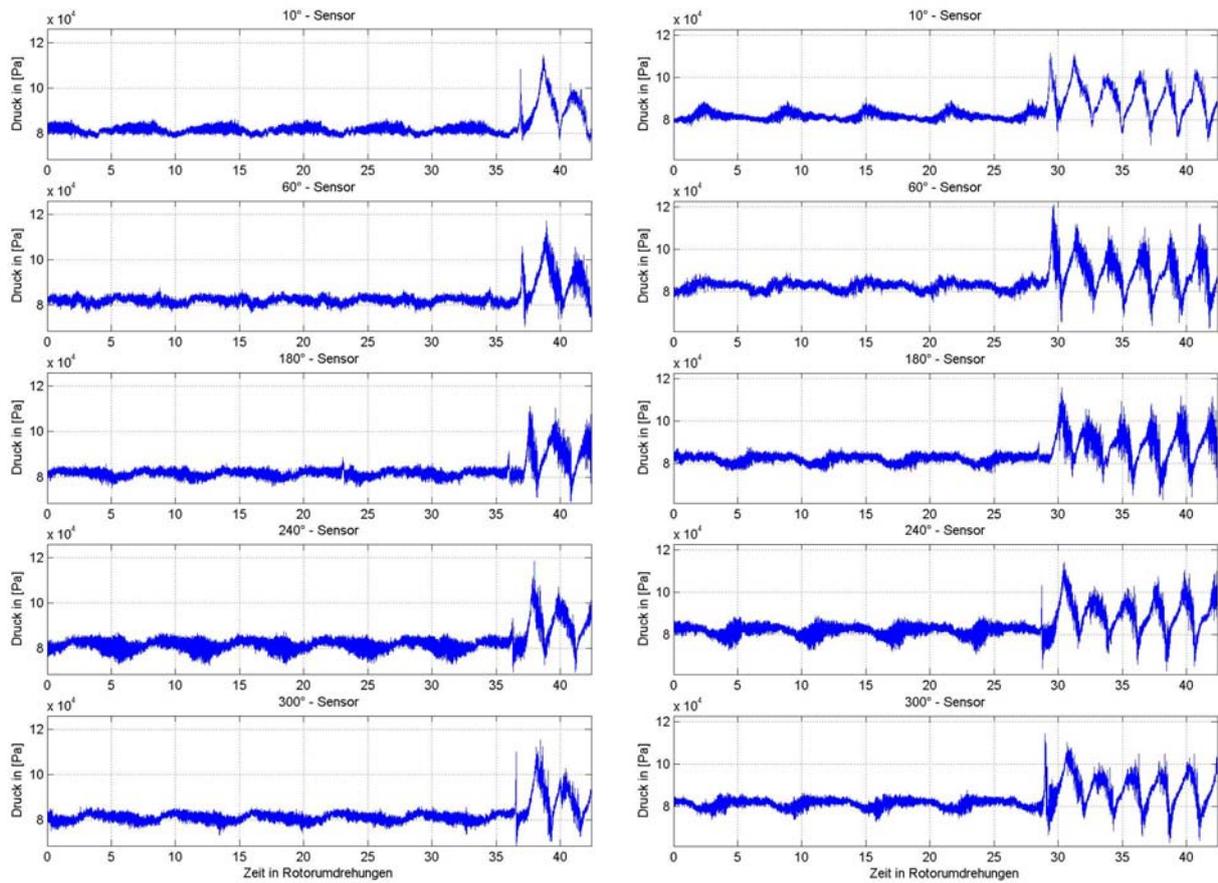


Abbildung 8.10: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
 ($n_V=93,3\%$; $n_{RSG}=2000\text{min}^{-1}$)

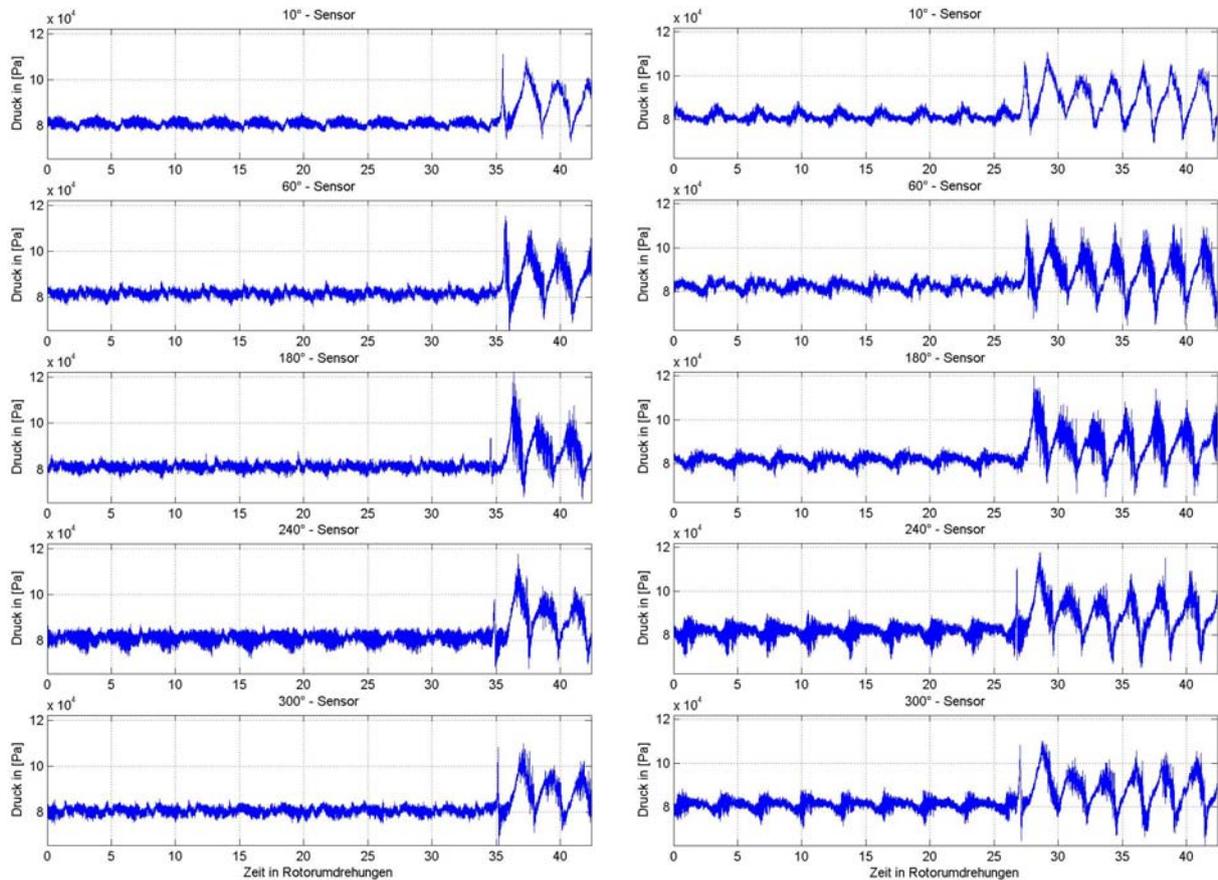


Abbildung 8.11: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
 ($n_V=93,3\%$; $n_{RSG}=4000\text{min}^{-1}$)

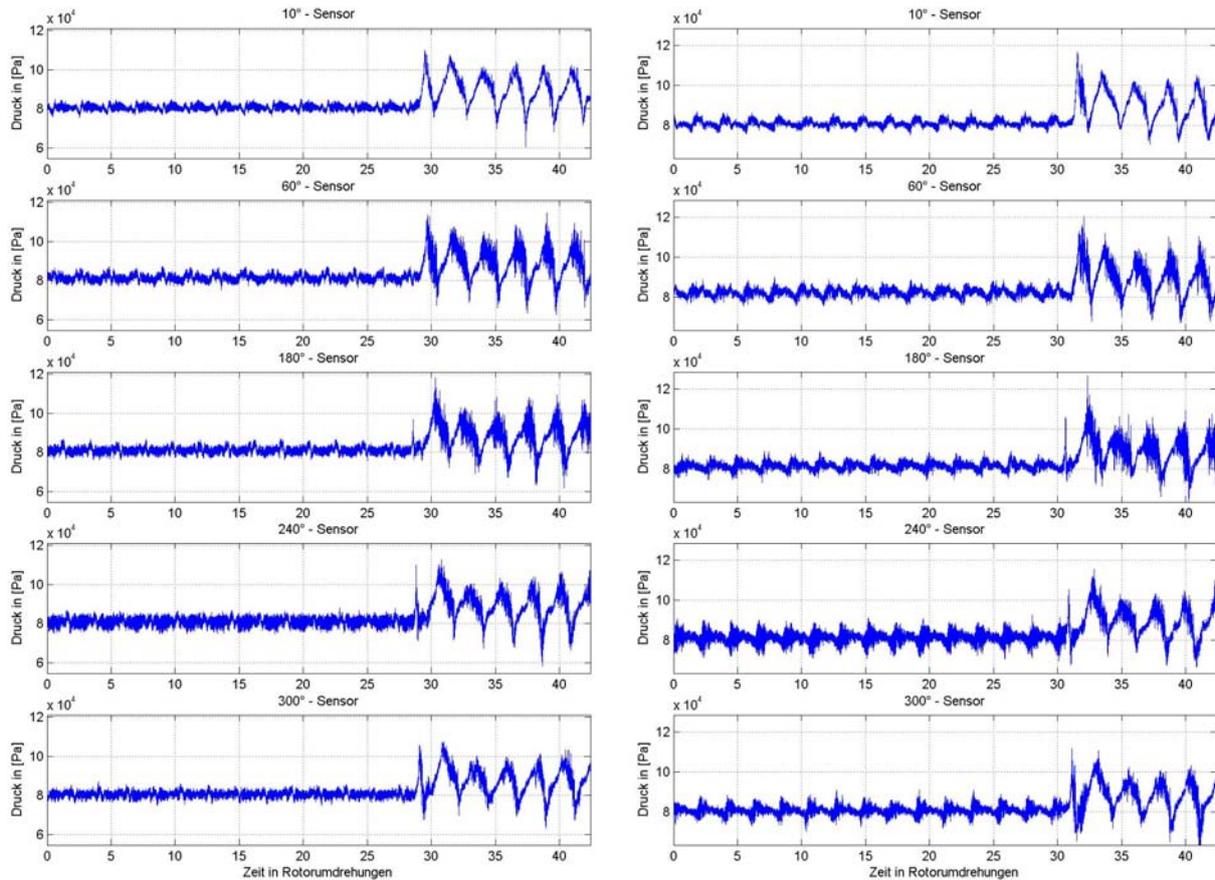


Abbildung 8.12: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
 $(n_v=93,3\%;n_{rSG}=6000\text{min}^{-1})$

Die rote Linie in [Abbildung 8.6](#) kennzeichnet die Fortschrittsgeschwindigkeit der entstehenden Stallzelle an verschiedenen Positionen im Ringraum. Offenbar handelt es sich um eine „Part-span“ Stallzelle, die sich sehr schnell in eine „Full-span“ Stallzelle wandelt. Zumindest zeigt ein Vergleich der Messungen von den statischen Wanddrucksensoren mit den Ergebnissen der Mehrlochsonden eine leichte Verzögerung beim Einsetzen des Stalls vom Gehäuse zur Nabe. Die Strömungsablösung beginnt also im Schaufelspitzenbereich. Darüber hinaus ist bei der Betrachtung der Ergebnisse der Umfangsensoren deutlich zu erkennen, dass es sich ausschließlich um eine Zelle handelt, die im Verdichter den Ringraum umläuft.

Obwohl die im Verdichtereintritt über den Umfang angeordneten Wanddrucksensoren erfahrungsgemäß am besten geeignet sind, die ersten Anzeichen für eine Strömungsdestabilisierung zu signalisieren, ist allen ausgewerteten Datensätze gemein, dass im Zeitbereich keine Stall-Vorläufer detektiert werden können.

Beim Hochfahren des Verdichters auf der Arbeitslinie vom unteren Teillastbereich bis zur Volllast bei Auslegungsdrehzahl konnte kein „front end“ Stall detektiert werden. Hierbei zeigt der Verdichter kein typisches Verhalten einer kompressiblen, mehrstufigen Maschine, sondern eher ein inkompressibles, was im [Kapitel 9](#) noch deutlich wird. Sobald sich die Stallzelle ausbildet, ist sofort der gesamte Stufenverband betroffen.

8.1.3 Eigenschaften der voll entwickelten Strömungsinstabilitäten

8.1.3.1 Full Developed Rotating Stall

Die Struktur der Stallzellen ist in ihrer Darstellung sehr stark abhängig vom Einsatzort der Sensoren. So stellt sich die Frage, was denn in der [Abbildung 8.13](#) die eigentliche Stallzelle

ist und wie sich das gezeigte Strömungsfeld physikalisch interpretieren lässt. Die Drucksensoren im Verdichtereintritt befinden sich direkt im Bereich der Schaufelvorderkanten des ersten Rotors. Wie im Kapitel 9 noch gezeigt wird, ist diese axiale Position der Druckaufnehmer zur Interpretation der Messdaten von erheblicher Bedeutung. Eine Rotating Stallzelle ist ein Gebiet abgelöster Strömung und im Druckverlauf durch ein starkes Verrauschen des Signals zu erkennen. In der Abbildung 8.13 ist das jeweils von links des Maximums über die absteigende Flanke bis zum Druckminimum der Fall. Die Stallzelle stellt eine Verblockung in Teilen des Ringraumes dar, die ein Aufstauen der Strömung zur Folge hat. Dadurch wird sie zum Ausweichen gezwungen, was sich in der Aufnahme als Druckanstieg zeigt. Passiert die Zelle den Sensor, fällt der Druck wieder ab, die Strömung stabilisiert sich und der Vorgang beginnt von Neuem.

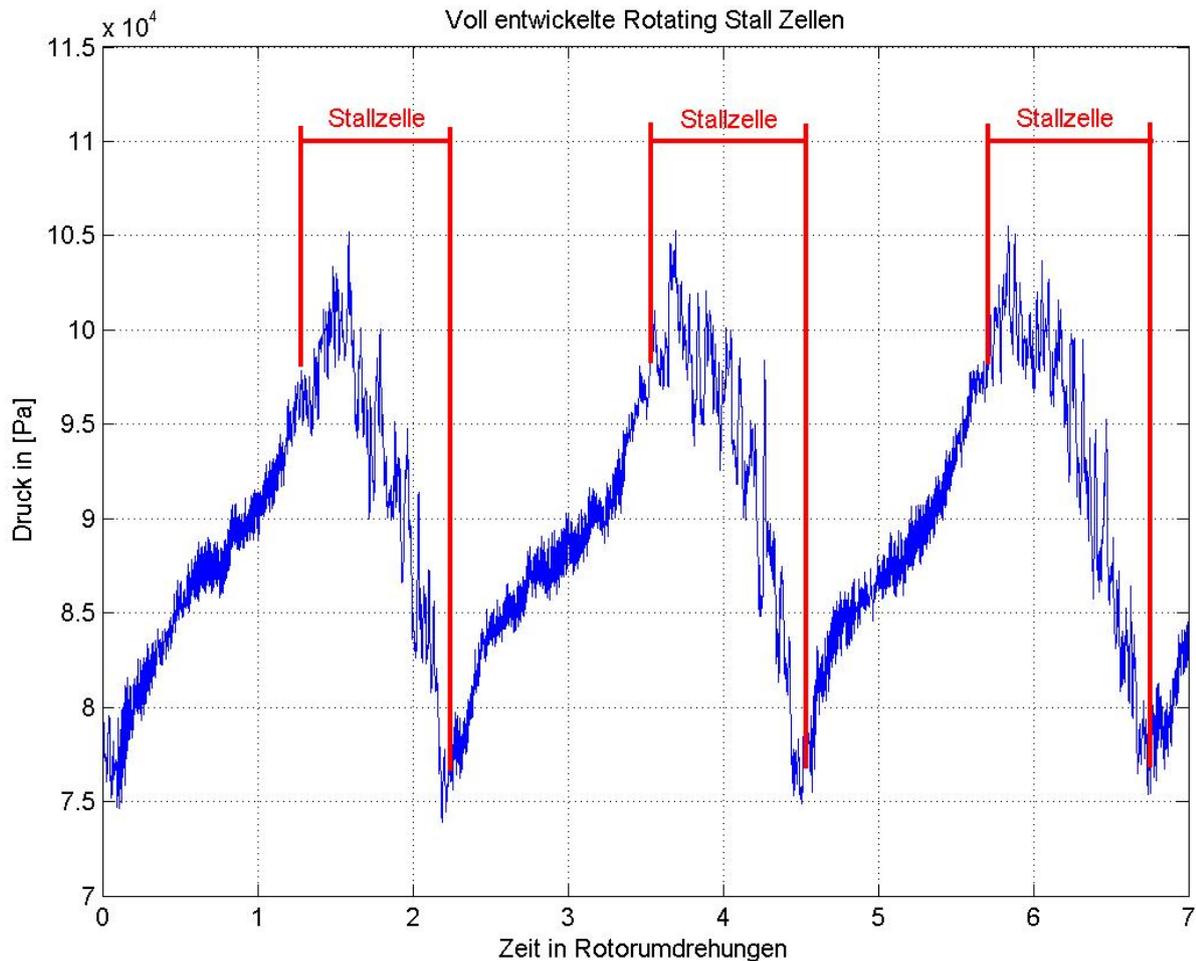


Abbildung 8.13: Charakterisierung der Stallzelle (K1; 10° -Sensor; $n_v=86,7\%$)

Vor bzw. nach dem kompletten Umlauf einer Stallzelle liegt eine stabile Strömung an der Beschauelung im Bereich des Sensors an. Dies ist durch Vergleichen der Druckniveaus vor und nach der Ablösung erkennbar. Das Verhältnis der Länge der Zelle zur Gesamtlänge der Periode ergibt die relative Ausdehnung. Die Ergebnisse am Rig212 schwanken zwischen ca. 55% und ca. 62% relativer Ausdehnung. Der Prozess ist zwar periodisch, aber durch die extremen Strömungsverhältnisse an der Verdichterbeschauelung Schwankungen in der räumlichen Ausdehnung einer Zelle unterworfen. Einen Hinweis darauf, dass sich die Gebiete der abgelösten Strömung nicht sehr weit in die Zuströmung des ersten Rotors erstrecken, liefern die Ergebnisse der in Ebene 1.1 positionierten Dreilochsonden. Während bei den seitlichen Druckbohrungen 2 und 3, analog den statischen Wanddrucksensoren, starke

Druckschwankungen beim Durchlauf der Stallzelle registriert werden, zeigt die Bohrung 1 nur noch ein Ausweichen der Strömung an.

Die Strömungsmuster in Stallzellen sind extrem komplex. Das Fluid in den Stallzellen hat nur einen geringen axialen Impuls, um dem gegenläufigen Druckgradienten von hinten nach

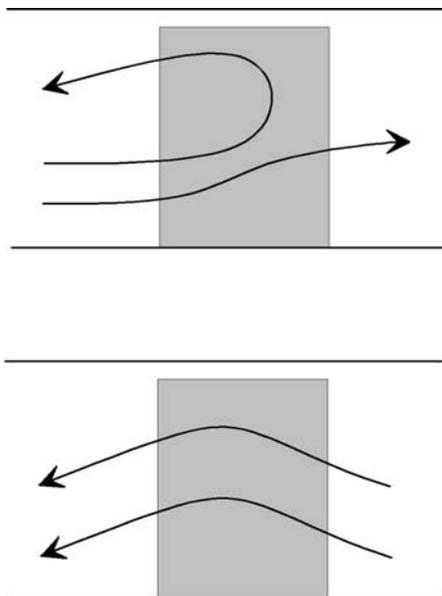


Abbildung 8.14: Strömungsstruktur von Stallzellen (Day, 1993)

vorne im Verdichter standzuhalten, und driftet deshalb oft in die umgekehrte Richtung. Zusätzlich dazu teilen die Rotorscheufeln der Strömung eine tangentielle Geschwindigkeitskomponente mit, welche durch zentrifugale Effekte Komponenten in radialer Richtung erzeugt (Day, 1993).

Die Abbildung 8.14 zeigt eine vereinfachte Skizze von Strömungsmustern in einer Rotorpassage – oben eine „Part-span“ Stallzelle und unten eine „Full-span“ Stallzelle. Beide Muster zeigen eine Strömungsumkehrung. Bei der Betrachtung dieser Bilder sollte nicht vergessen werden, dass die dominante Strömungskomponente in Umfangsrichtung zeigt. Jedoch haben einige Stallzellen gezeigt, dass sie eine Nettoströmung in entgegen gesetzter Richtung besitzen. Aber die meisten Stallzellen repräsentieren eine Verblockung mit geringer Nettoströmung in jede Richtung. In diesem Sinn ist eine Stallzelle einfach ein Phänomen, das die Querschnittsfläche des Ringraumes reduziert.

Im Rig212 besteht keine Möglichkeit der Sondentraversierung im Bereich der Statoren, um Rotating Stall zu vermessen. Die Abmaße sind zu gering, da es sich um ein Testrig handelt. Das bringt zwar im Vergleich zu Versuchsverdichtern den Vorteil, relativ reale Strömungsverhältnisse zu erhalten, ist aber auf der anderen Seite baulich zu eng ausgeführt, um im Verdichter zu messen.

Saathoff (2001) führte Messungen zu Rotor-Spaltströmungen an einer Axialverdichterstufe

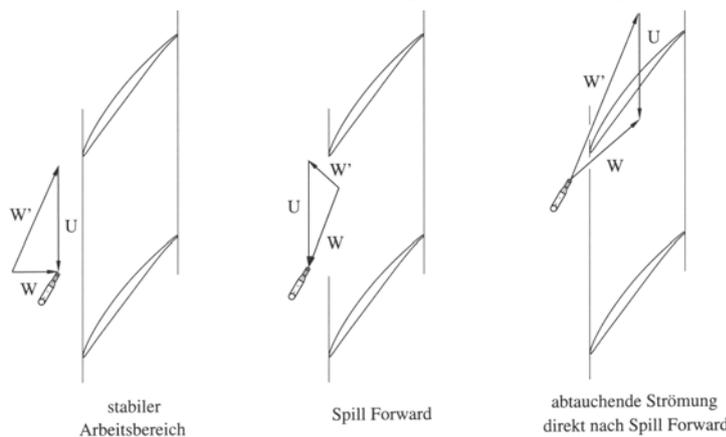


Abbildung 8.15: Beaufschlagung der Petermann-Sonden (Saathoff, 2001)

auch bei Überschreiten der Pumpgrenze durch. Er setzte so genannte „Petermann“-Sonden ein, die entgegen der Rotordrehrichtung ausgerichtet waren. Somit wurden die Sonden bei auftretendem Rotating Stall voll beaufschlagt. Mit Drosselung bewegte sich die Ablöselinie der Gehäusegrenzschicht stromauf und befand sich bei Erreichen der Stabilitätsgrenze in der Eintrittsebene des Rotors. Saathoff fand heraus, dass der

Stallvorgang im Gitter durch ein Durchbrechen der wandnahen Strömung entgegen der Hauptströmung vor die Beschauflung – „Spill Forward“ genannt – gekennzeichnet ist. Für einsetzendes Spill Forward wurde, basierend auf den Ergebnissen der Gitter-Untersuchungen, ein Geschwindigkeitsdreieck konstruiert, das in der Abbildung 8.15 dargestellt ist. Die Totaldruckverläufe der Sonde zeigten deutlich die Charakteristika, die auf Spill Forward als

Auslöser für den einsetzenden Stallvorgang hinweisen: eine Druckspitze kurz vor dem Passieren der betroffenen Rotorschaukel, gefolgt von einer Saugspitze im Bereich der anschließenden Schaukel Passage. Für die im einsetzenden Stall auftretende Rückströmrichtung ließ sich somit ein Winkelbereich zwischen $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ ermitteln. Ein ähnliches Verhalten war auch beim ausgebildeten Stall zu beobachten. Nach einem regelmäßig wiederkehrenden, durch die Stromaufwirkung der Rotorschaukeln gekennzeichneten, Anstieg des Totaldruckes folgte jeweils eine Beaufschlagung der Sonde durch die umlaufende Stallzelle. Diese Ergebnisse stützen die neuen, in Kapitel 2 erwähnten, Theorien und numerischen Überlegungen, die besagen, dass das Aufplatzen des Spaltwirbels bei der Entwicklung des Rotating Stalls eine wesentliche Rolle spielt. Die Betrachtung der Druckverläufe der Bohrung 3 der Dreilochsonden in verschiedenen Radienschnitten am Rig212 scheinen die Beobachtungen von Saathoff zu unterstützen. Da die Bohrungen jedoch nicht als Pitot-Sonden ausgeführt sind, was für solche Untersuchungen aber Voraussetzung ist, sind die Ergebnisse nur von sehr qualitativer Natur.

Wie bei der Stall Inception soll auch beim Full Developed Rotating Stall eine Betrachtung der Eigenschaften über den Umfang im Eintritt des Verdichters vorgenommen werden. Zur besseren Übersicht wurden die aus den gemessenen Daten berechneten Merkmale in der Tabelle 8.2 für die Konfigurationen 1 (Referenzkonfiguration), 5 und 6 zusammengestellt. Zu den markanten Eigenschaften gehören die Dauer des gesamten Stallvorgangs, die Druckamplitude, die Fortschrittsgeschwindigkeit und die Ausdehnung einer Stallzelle im Ringraum.

$n_v=70\%$	K1	K5			K6		
$n_{rSG} [\text{min}^{-1}]$		2000	4000	6000	2000	4000	6000
Dauer [s]	9,7	7,8	8,5	8,7	8,6	9,1	9,1
Größe [bar] (Druckamplitude)	0,18	0,22	0,21	0,18	0,19	0,17	0,2
Geschwindigkeit [% n_v]	45,8	45,9	45,9	45,9	45,9	45,8	45,8
$n_v=80\%$							
Dauer [s]	9,6	7,9	8,4	7,1	8,6	9,0	8,6
Größe [bar] (Druckamplitude)	0,24	0,26	0,27	0,25	0,27	0,25	0,28
Geschwindigkeit [% n_v]	43,5	46,9	43,5	43,5	43,5	43,4	43,4
$n_v=86,7\%$							
Dauer [s]	9,4	6,9	6,0	7,5	8,1	8,8	7,0
Größe [bar] (Druckamplitude)	0,27	0,27	0,3	0,27	0,29	0,29	0,29
Geschwindigkeit [% n_v]	43,4	43,3	43,3	43,3	43,3	43,3	43,3
$n_v=93,3\%$							
Dauer [s]	6,9	6,0	5,8	7,9	6,1	7,0	8,2
Größe [bar] (Druckamplitude)	0,3	0,29	0,29	0,34	0,32	0,32	0,33
Geschwindigkeit [% n_v]	43,2	43,1	43,1	43,1	43,1	43,1	43,1

Tabelle 8.2: Eigenschaften des voll entwickelten Rotating Stall

Zur besseren Vergleichbarkeit wurde die Dauer des kompletten Rotating Stall Vorgangs absolut und nicht in Rotorumdrehungen bestimmt. Es gab Unterschiede in der Dauer des Rotating Stall und beim Wiederanlegen der Strömung. Allgemein konnte beobachtet werden, dass für alle Konfigurationen bei steigender Verdichterdrehzahl die Zeitspanne, in welcher der Verdichter auf der abgelösten Charakteristik arbeitete, abnahm. Weiterhin zeigte sich auch ein Einfluss der Drehrichtung des rSG. Bei gleichsinnig rotierenden Eintrittsstörungen (K5) betrug die Dauer des Rotating Stall für alle untersuchten Drehzahllinien und Störgeneratordrehzahlen ca. 90% und bei K6 ca. 80% der Referenzkonfiguration 1.

Nach der Stall Inception Phase bilden sich bei allen untersuchten Konfigurationen innerhalb weniger Rotorumdrehungen „Full-span“ Stallzellen aus, bei denen der Verdichter auf der Tertiärcharakteristik arbeitet (vgl. [Kapitel 6](#)). Das Anlegen der Strömung hingegen ist drehzahlabhängig. Bei niedrigen Verdichterdrehzahlen entwickeln sich zunächst „Part-span“ Stallzellen, bevor die Strömung wieder anlegt. Im Gegensatz dazu endet die Phase, in welcher

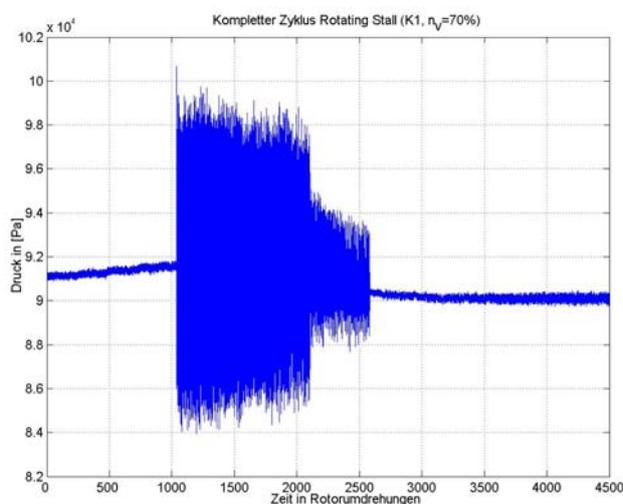


Abbildung 8.16: Kompletter Vorgang Rotating Stall (K1, $n_v=70\%$)

der Verdichter im Stall arbeitet, bei hohen Verdichterdrehzahlen genauso abrupt, wie sie beginnt. Die [Abbildung 8.16](#) zeigt den Druckverlauf des 10°-Sensors bezüglich einer kompletten Drosselfahrt für K1. Deutlich zu erkennen ist die Zweiteilung in ein Gebiet mit „Full-span“ Stallzellen, gefolgt von einem Bereich mit „Part-span“ Stallzellen. Die Dauer, in welcher der Verdichter mit „Full-span“ Stallzellen arbeitet, ist für alle Konfigurationen annähernd gleich lang. Da auch die Drosselstellungen während der Hystereseschleife für alle Konfigurationen annähernd gleich sind und ausschließlich eine Funktion der Zeit darstellen, lässt

sich schlussfolgern, dass der Betrieb des Verdichters auf der Tertiärcharakteristik mit „Full-span“ Stallzellen in erster Linie von der Drosselstellung und nicht von der Verdichterdrehzahl abhängt. Eine detailliertere Betrachtung des Wiederanlegens der Strömung gibt [Kapitel 9](#), wo die Untersuchung längs des Verdichters erfolgt.

Eine Drehzahlabhängigkeit konnte bei der Amplitude der Druckschwankungen der Stallzellen festgestellt werden. Aufgrund der größeren potentiellen Energie im druckseitigen Plenum erhöhen sich die Druckschwankungen mit steigender Verdichterdrehzahl erwartungsgemäß. Dieser Effekt des tieferen Abreißens der Strömung wurde bereits bei der Betrachtung des Betriebsverhaltens im [Kapitel 6](#) festgestellt. Die Druckamplitude erhöht sich von der 70%-Drehzahllinie um ca. 50% bis zur 93,3%-Drehzahllinie für alle untersuchten Konfigurationen. Einen Einfluss der eintretenden Störungen auf die Druckamplitude der Stallzellen konnte nicht beobachtet werden.

Die Fortschrittsgeschwindigkeit der voll entwickelten Stallzellen war jeweils für alle Konfigurationen einer Drehzahllinie annähernd gleich. Es konnte nur eine leichte Abnahme der Geschwindigkeit von 46% der Verdichterdrehzahl auf 43% mit steigender Verdichterdrehzahl beobachtet werden. Dies steht aber im direkten Zusammenhang mit der jeweils auftretenden Größe der Stallzelle im Ringraum. Das Verhältnis der Umfangsausdehnung der Zelle zum Gesamtumfang ergibt die relative Ausdehnung. Die Ergebnisse schwanken zwischen ca. 55% ($n_v=70\%$) und ca. 62% ($n_v=93,3\%$) relativer Ausdehnung. Das deckt sich mit der obigen Beobachtung. Denn je größer die Zellen werden, umso langsamer werden sie auch, da mehr Energie für einen Umlauf umgesetzt werden muss.

Dieser Effekt zeigt sich auch im Vergleich mit den kleineren „Part-span“ Stallzellen, die im Allgemeinen eineinhalbmal so schnell im Ringraum umlaufen wie die größeren „Full-span“ Stallzellen. Das Wachsen der Zellen mit steigender Verdichterdrehzahl korreliert mit der Zunahme der Druckamplituden und liegt derselben Ursache zu Grunde.

Der Stallprozess ist periodisch, mit Zellen, die sich nach ihrer Entwicklung in Form und Eigenschaft kaum ändern. Aber durch die komplexen Strömungsverhältnisse an der Verdichterbeschaufelung kommt es dennoch zu Schwankungen in der Breite. Deshalb ist diese Größe in der Tabelle 8.2 nicht aufgeführt.

8.1.3.2 Surge

Im Folgenden (Abbildungen 8.17 bis 8.19) soll das Strömungsverhalten des Verdichters vorgestellt werden, wenn der Betriebspunkt über die Drossel hinter dem Luftsammler gesteuert wird. Aufgrund des großen Plenums, welches der Luftsammler darstellt, wurde dem Verdichter ein anderes Instabilitätsverhalten aufgeprägt. Nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze geriet das Verdichtungssystem ins Pumpen. Dargestellt wird jeweils ein Pumpzyklus der Konfigurationen 1, 5 und 6 für die 70%- und 93,3%-Drehzahllinie. Im kombinierten Einsatz der SG'n betrug die Drehzahl des rSG 4000min^{-1} .

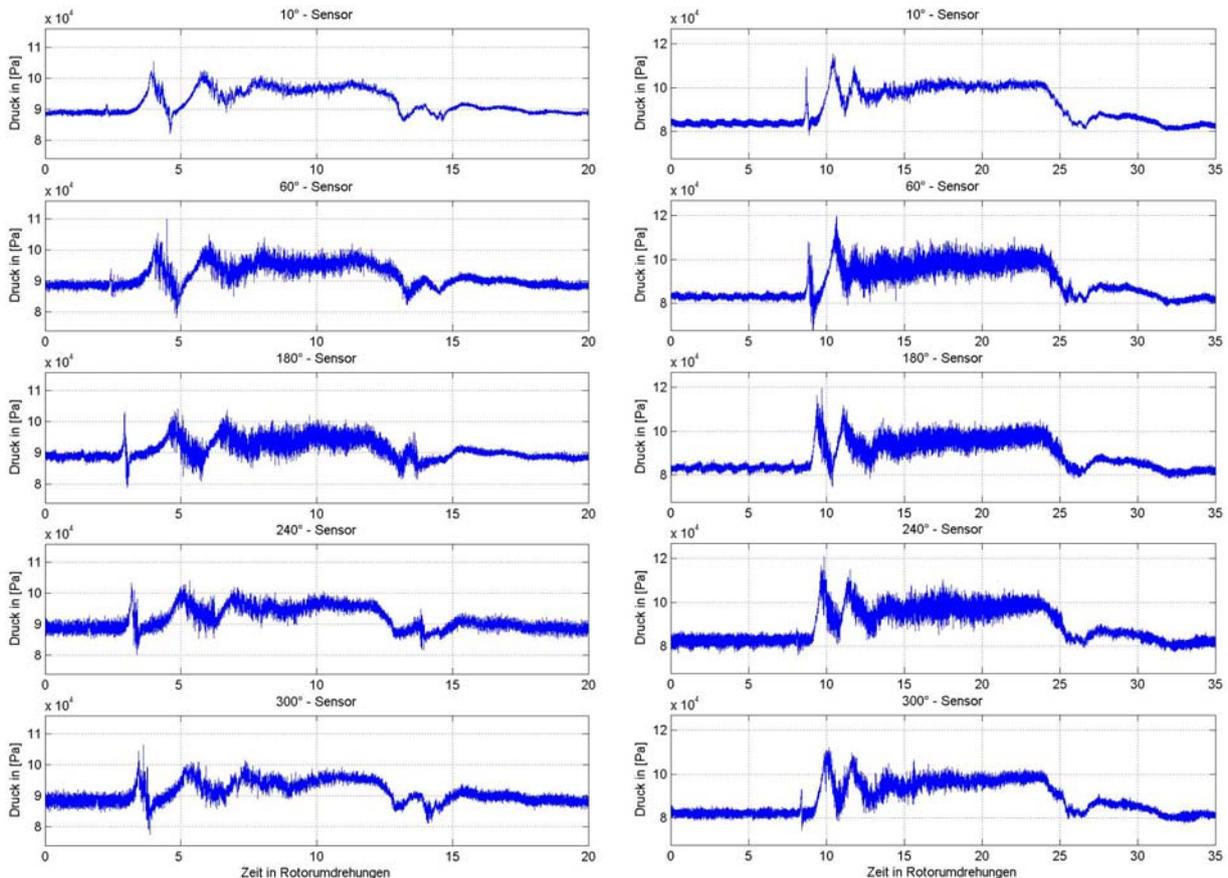


Abbildung 8.17: Pumpzyklus bei K1 (li.: $n_v=70\%$, re.: $n_v=93,3\%$)

Die Abbildung 8.17 zeigt die Pumpvorgänge für K1. Wie bereits im Kapitel 2 erwähnt, zeigt sich hier, dass der Pumpzyklus über die Ausbildung einer Rotating Stallzelle eingeleitet wird und sich nicht von den bisherigen Betrachtungen unterscheidet. Aus diesem Grund reicht es auch aus, die Einleitungsprozesse beim Rotating Stall zu untersuchen, da das Pumpen eine enorme mechanische Belastung der gesamten Maschine darstellt.

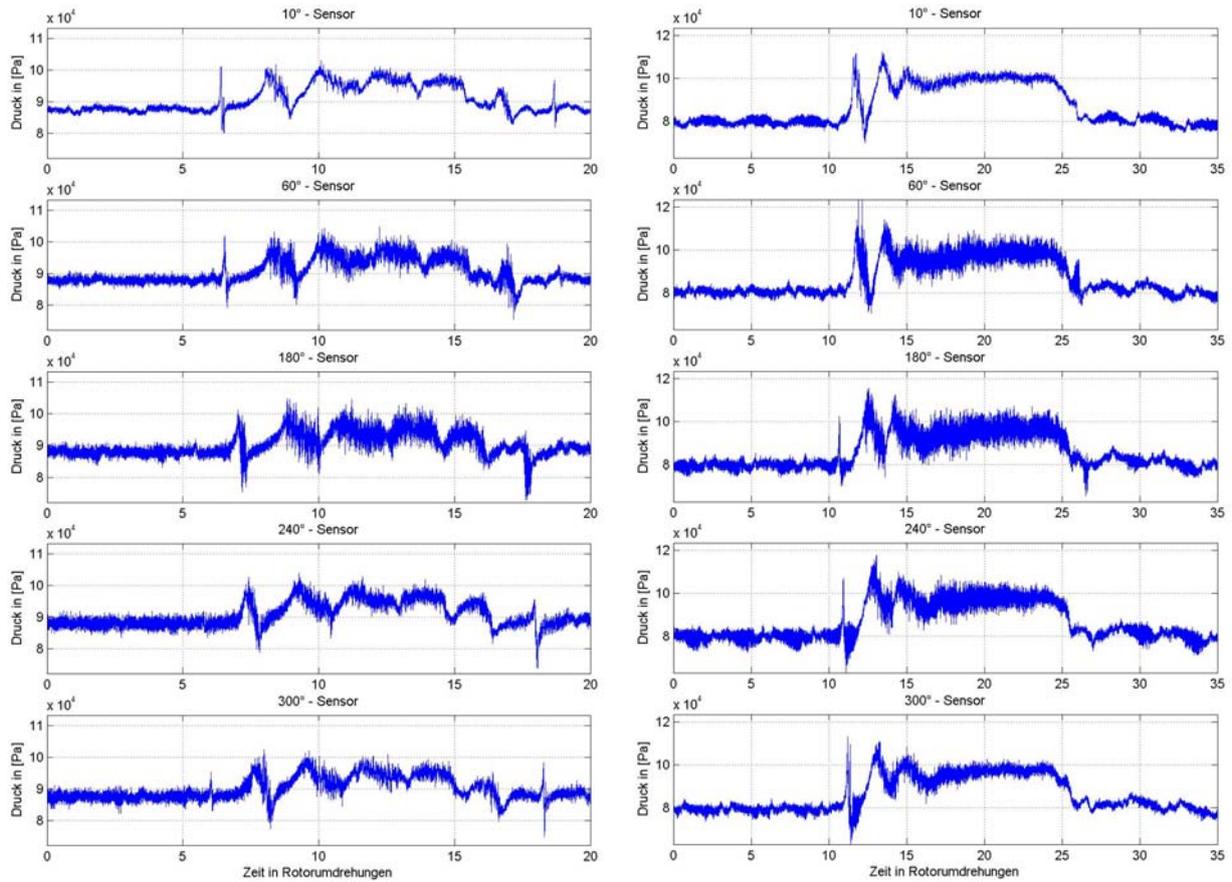


Abbildung 8.18: Pumpzyklus bei K5 ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$; li.: $n_v=70\%$, re.: $n_v=93,3\%$)

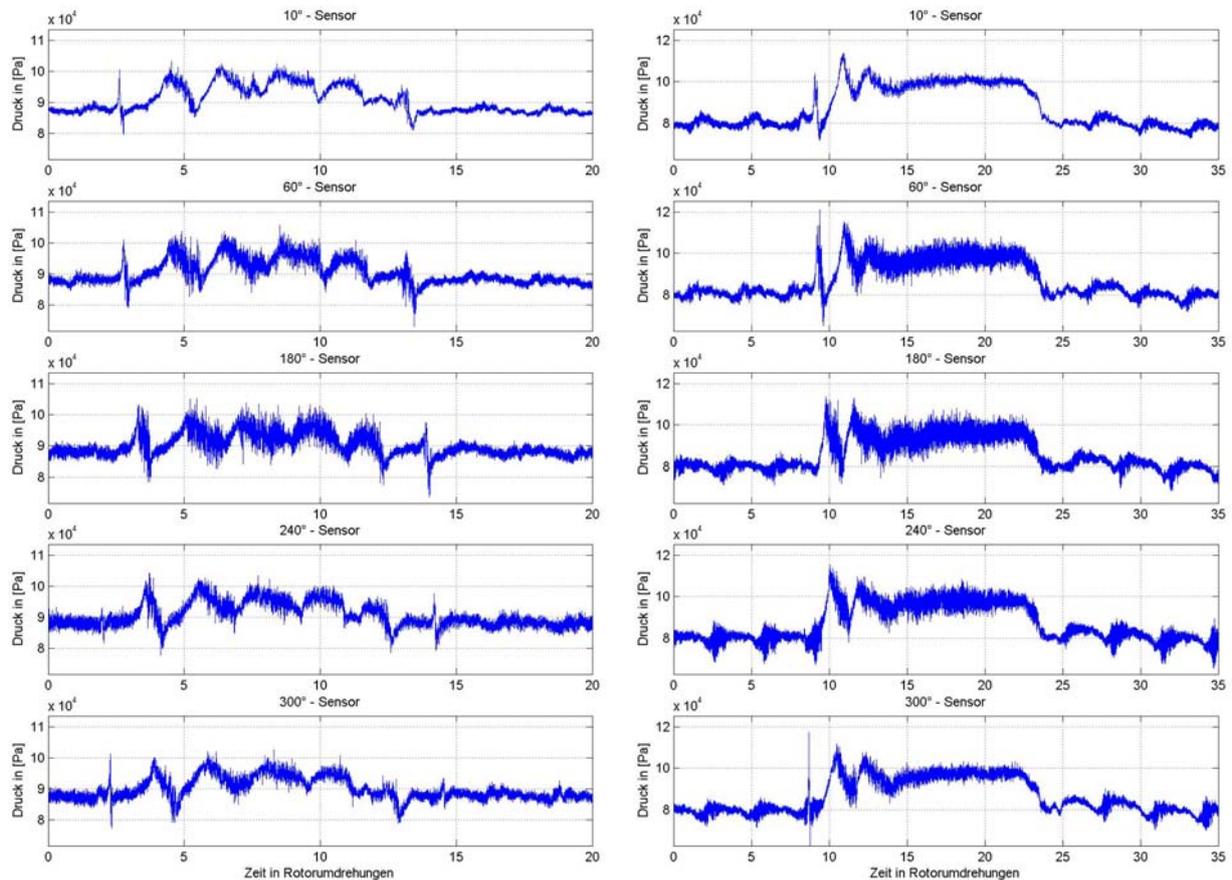


Abbildung 8.19: Pumpzyklus bei K6 ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$; li.: $n_v=70\%$, re.: $n_v=93,3\%$)

Nach ca. zwei Umläufen der Stallzelle erfolgt der Übergang zur achssymmetrischen Störung bis die Strömung im Verdichter wieder relativ abrupt anlegt. Alle weiteren Zyklen sind so lang exakte Wiederholungen, bis Änderungen an der Systemkonfiguration vorgenommen werden. Aus regelungstechnischer Sicht ist dies viel einfacher als beim Rotating Stall, da die Drossel nur ein wenig weiter geöffnet werden muss, als zur Initiierung des Verdichterpumpens. Im Gegensatz zu K1 weisen die Konfigurationen 5 und 6 bei der 70%-Drehzahllinie einen deutlich anderen Druckverlauf auf. Es ist zwar noch ein Pumpzyklus erkennbar, dem aber Zellen abgelöster Strömung überlagert sind. Diese Zellen weisen die gleiche Frequenz auf, wie der rotierende Anteil der Eintrittsstörungen des rSG. Dazwischen lassen sich Gebiete erkennen, in denen die Strömung wieder anzulegen scheint, das Druckniveau aber trotzdem weit über dem normalen liegt. Der Grund dieses Strömungsphänomens scheint die durch die kombinierten Eintrittsstörungen, welche als eine Art saugseitige Drossel fungieren, allgemein verminderte Leistungsumsetzung der Maschine zu sein. Es zeigt sich die Grenze zwischen den aerodynamischen Instabilitäten Rotating Stall und Pumpen. Bei allen anderen Drehzahllinien konnte dieser Effekt nicht beobachtet werden. Dort zeigt sich auch kein Einfluss der Störgeneratoren. Offensichtlich stößt der Greitzer-B-Parameter hier auf seine Grenzen. Denn sowohl für K1 als auch für K5 und K6 ergeben sich bei der Benutzung des großen Plenums und derselben eingestellten reduzierten Drehzahl von 70% die gleichen Werte.

Die Frequenz, in der die Pumpzyklen durchlaufen werden, liegt durchweg bei ca. 2,5Hz. Somit ist keine Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl zu erkennen. Das ist ein zunächst unerwartetes Ergebnis, da mit der Gleichung für die Massenerhaltung über die Plenumsgröße und den Durchsätzen von Verdichter und Drossel das Pumpverhalten ganz wesentlich bestimmt wird. Die Kontinuitätsgleichung ist eine Funktion der Axialgeschwindigkeit der Strömung, die wiederum von der Verdichterdrehzahl bestimmt wird. Erklären lässt sich dieser Sachverhalt nur über die unterschiedlichen Drosselstellungen, bei denen das Pumpen initiiert wird. Im Kapitel 6 konnte bereits gesehen werden, dass mit steigender Verdichterdrehzahl die Drosselcharakteristik im Schnittpunkt mit den Drehzahllinien im Bereich der Pumpgrenze kontinuierlich flacher wurde. Das heißt, die Drossel war im letzten Gleichgewichtszustand bei hohen Verdichterdrehzahlen weiter geöffnet als bei niedrigen. Erst nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze wird das Plenum aufgeladen, weil der Verdichter mehr Luft in das Plenum fördert als durch die Drossel wieder entweichen kann. Die etwas weiter geöffnete Drossel wirkt bei höheren Drehzahllinien dem gesteigerten Aufladen des Plenums entgegen, so dass die Pumpfrequenz über alle Verdichterdrehzahlen und Konfigurationen konstant bleibt.

8.2 Analyse im Frequenzbereich

Nicht alle Informationen, die in einem Signal enthalten sind, lassen sich im Zeitbereich herauslesen, da sie vielleicht so nieder- oder hochfrequent sind, dass ihre Systematik nicht mehr erkennbar ist. Daher greift man häufig auf die Betrachtung des Spektrums der Signale zurück. Mathematisch sind die Transformationen recht kompliziert und erfordern zum Teil hohe Rechenleistungen. Aus diesem Grund sollen zunächst einige Grundlagen der Frequenzanalyse gegeben werden.

8.2.1 Grundlagen der Signalanalyse im Frequenzbereich

Die Fourier-Analyse, die auf die Fourier-Reihe von Jean-Baptiste Fourier aus dem Jahre 1822 zurückgeht, ist ein mächtiges Werkzeug der Signalanalyse und -verarbeitung. Mit ihrer Hilfe kann berechnet werden, aus welchen harmonischen Anteilen unterschiedlicher Amplitude, Frequenz und Phasenlage sich ein beliebiges periodisches Signal im Zeitbereich zusammensetzt. Als Basisfunktionen werden die Sinus- und Kosinusfunktionen verwendet.

Deshalb spricht man auch von der „Methode der harmonischen Analyse“. Damit kann jede periodische Funktion als Summe von Sinus- und Kosinusschwingungen dargestellt werden. Mit der Fourier-Entwicklung kann eine gegebene periodische Funktion $x(t)$ mit der Periodendauer T exakt oder approximativ durch eine Summe aus trigonometrischen Funktionen in der Form:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} \sum_{k=1}^M a_k \cos k\omega_k t + b_k \sin k\omega_k t \tag{8.2}$$

dargestellt werden (Bronstein, 2000). Für die Kreisfrequenz ω gilt:

$$\omega_k = k\omega = \frac{2\pi}{T} k = 2\pi k f \tag{8.3}$$

Dabei ist f die Grundfrequenz der periodischen Funktion $x(t)$. Die Fourier-Koeffizienten a_k und b_k beschreiben die Amplituden und Phasenlagen der einzelnen diskreten Schwingungen. Anders gesagt, sie bestimmen den Anteil des Signals $x(t)$, der in jeder Harmonischen der Basisfunktionen vorhanden ist (Abbildung 8.20). Für eine kontinuierliche Funktion $x(t)$ berechnen sie sich über folgende Integralgleichungen:

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos(k\omega t) dt \text{ bzw. } b_k = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin(k\omega t) dt \text{ mit } k = 1, 2, 3, \dots \tag{8.4}$$

Der Koeffizient a_0 beschreibt den Gleichanteil des Signals, gebildet aus der arithmetischen Mittelung über die Periodendauer:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) dt \tag{8.5}$$

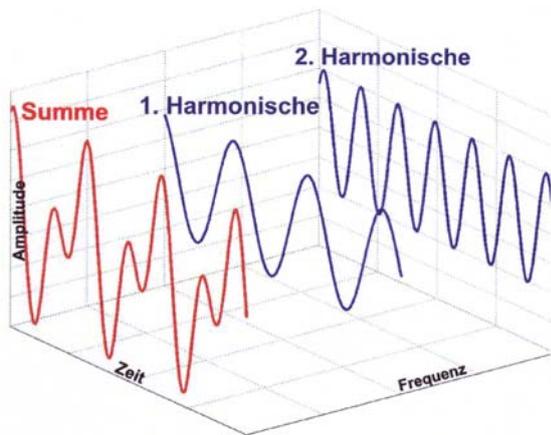


Abbildung 8.20: Periodisches Signal als Summe von Sinus- und Kosinussignalen

Die diskrete Fourier-Transformation (DFT) wurde von der klassischen oder kontinuierlichen Fourier-Transformation abgeleitet, um abgetastete, endliche, periodische Signale auswerten zu können. Reale physikalische Signale besitzen zwei wesentliche Eigenschaften: sie sind zeit- und bandbreitenbegrenzt. Zeitbegrenzt, weil die Signale immer endlich sind, d.h., es existiert nur eine begrenzte Anzahl diskreter Messwerte. Bandbreitenbegrenzt, weil der Anteil hoher Frequenzen an der Signalamplitude sehr klein ist. Die diskrete Fourier-Transformation der Länge M für eine Eingangsfolge $x(k)$ ist folgendermaßen definiert:

$$X(\mu) = \text{DFT}\{x[k]\} = \sum_{k=0}^{M-1} x[k] e^{ik \frac{2\pi}{M} \mu} \text{ mit } k = 0, 1, \dots, M-1 \tag{8.6}$$

Die Abtastrate oder Abtastfrequenz beträgt:

$$f_s = \frac{1}{\Delta t} = \frac{N}{T_s} \tag{8.7}$$

Zu den N gemessenen Werten aus dem Zeitbereich existieren somit M Spektralwerte im Frequenzbereich. Somit hängt die Frequenzauflösung Δf einer DFT von der Abtastfrequenz und der Anzahl der verwendeten Punkte ab:

$$\Delta f = \frac{f_s}{M} \tag{8.8}$$

Die schnelle Fourier-Transformation (FFT) ist die numerische Umsetzung der diskreten Fourier-Transformation in einem effizienten Algorithmus. 1965 publizierten Cooley und

Tukey in „Mathematics of Computation“ ihre numerische Umsetzung der DFT. In Verbindung mit der rasanten Weiterentwicklung der digitalen Rechner wurde die FFT zu einem wichtigen Werkzeug in der Signalanalyse. Heute werden unter dem Begriff FFT viele Verfahren zur schnellen, aufwandsgünstigen Berechnung der diskreten Fourier-Transformation zusammengefasst. Der wesentliche Aufwand besteht dabei in der Ausführung von M^2 komplexen Multiplikationen. Der Algorithmus basiert im Wesentlichen auf der Zerlegung des Abtastsatzes in kleinere Blöcke, die dann getrennt voneinander transformiert werden. Dadurch verringern sich die erforderlichen Rechenoperationen von M^2 auf $M/2 \log_2(M)$ (Brigham, 1989).

Die FFT fand in dieser Arbeit als erstes ihre Anwendung im Kapitel 5 zur Frequenzbestimmung bei der periodischen Mittelung der eintretenden Totaldruckstörungen des rSG. Im Kapitel 8.1 wurde mit ihrer Hilfe die Geschwindigkeit der umlaufenden Stallzellen bestimmt. Neben der zeitlichen gibt es auch noch eine räumliche Fourier-Transformation, die im „Travelling Wave Energy“-Verfahren (TWE) von Tryfonidis (1995) Anwendung findet.

Durch die unendlichen Integrationsgrenzen bei der Fourier-Transformation geht jegliche Zeitinformation verloren, d.h., der Transformierten kann nicht entnommen werden, zu welchem Zeitpunkt welche Frequenzanteile auftreten. Doch genau das ist bei der Auswertung von physikalischen Messsignalen oft wünschenswert. Man umgeht dieses Problem, indem man das zu analysierende Signal in Teilsignale gleicher Länge zerlegt und diese dann getrennt voneinander einer Fourier-Transformation unterzieht. Dem diskreten Zeitsignal $x[k]$ werden im Abstand von n Abtastintervallen regelmäßig Muster der Länge M entnommen. Diese Signalmuster $x_M[k]$ werden dann einer DFT-Operation unterworfen:

$$X_k[\mu] = \text{DFT}_M \{x_M[k]\} \text{ mit } x_M[k] = \{x[k], \dots, x[k + M - 1]\}^T. \quad (8.9)$$

Meistens analysiert man dabei aneinanderhängende oder sich überlappende Signalabschnitte. Durch die in allen Transformationsschritten konstante Fensterlänge, die ein Mehrfaches der Signallänge betragen sollte, ist die Auflösung der Zeit-Frequenz-Ebene in allen Bereichen gleich. Dieses Verfahren wird als Kurzzeit-Spektralanalyse oder als „short time fourier transform“ (STFT) bezeichnet. Durch Aneinanderreihung der einzelnen Transformierten kann man den Verlauf des Signal-Frequenzspektrums über der Zeit analysieren. Diese Darstellung wird auch als Spektrogramm bezeichnet. Bei dieser gefensterten Fourier-Transformation muss ein Kompromiss zwischen guter Zeitauflösung und guter Frequenzauflösung getroffen werden. Außerdem muss das gesamte Signal mit derselben Fensterbreite analysiert werden. Um die STFT in der Praxis optimal anwenden zu können, muss daher schon vor der Analyse bekannt sein, wie sich das Signal im betrachteten Zeitintervall verhält.

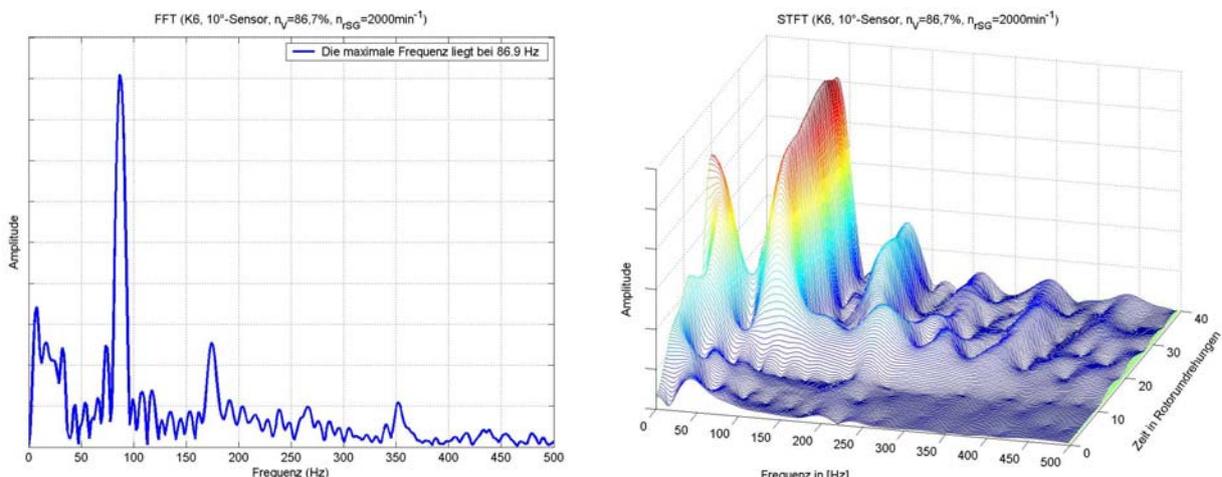


Abbildung 8.21: Beginn Rotating Stall analysiert mit FFT (li.) und STFT (re.)

In der Abbildung 8.21 ist der Datensatz aus Abbildung 8.4 im Frequenzbereich dargestellt. Auf der linken Seite sieht man die FFT und auf der rechten Seite die STFT angewendet. Ab

der Rotorumdrehung 17 setzt Rotating Stall ein. Wie oben erwähnt, gehen bei der FFT sämtliche Zeitinformationen des Signals verloren. Man erkennt die erste Harmonische bei 86,9Hz. Diese Frequenz gibt die Fortschrittsgeschwindigkeit der Stallzelle an. Sie wurde mit der FFT richtig bestimmt, obwohl in einem Teilbereich des analysierten Signals noch kein Stall vorhanden ist. Es wurden jedoch genug Umläufe registriert, um die korrekte Frequenz zu berechnen. Die Druckschwankungen der Stallzellen weisen die größten Druckamplituden auf und dominieren den Signalverlauf nach ihrem auftreten, weshalb sie auch im Frequenzspektrum die größte Amplitude besitzen.

Die Genauigkeit der Fourier-Transformation ist abhängig von der Anzahl der durchlaufenen Perioden. Je mehr Durchläufe gemessen wurden, umso genauer kann die Frequenz der Harmonischen bestimmt werden. Aus diesem Grund ist die Frequenz des rSG mit 33Hz nicht zu sehen. In der Abbildung 8.4 sind nicht einmal drei Umläufe des rSG vor Stallbeginn erkennbar. Natürlich ist die Schwingung danach noch vorhanden, wird jedoch von den extremen Strömungsbedingungen, die beim Rotating Stall vorherrschen, überlagert. So lassen sich bei der FFT, wie auch bei der STFT, im Bereich bis 50Hz keine Ausschläge eindeutig dem rSG zuordnen. Ähnlich verhält es sich bei der FFT mit der Verdichterdrehzahl, die bei 197Hz einen Ausschlag im Spektrum hervorrufen müsste. Man sieht also, dass bei der FFT das Frequenzspektrum vom Rotating Stall beherrscht wird und durch die integrale Betrachtungsweise ganz offensichtliche Signalinformationen verloren gehen.

Bei der STFT sieht man sehr deutlich die zeitliche Entwicklung des Signals und somit des Spektrums. Es ist ein Gebiet vor dem Einsetzen des Rotating Stall zu erkennen, bei welcher die Verdichterdrehzahl zu sehen ist. Danach zeigt sich das Anwachsen des Rotating Stall, der

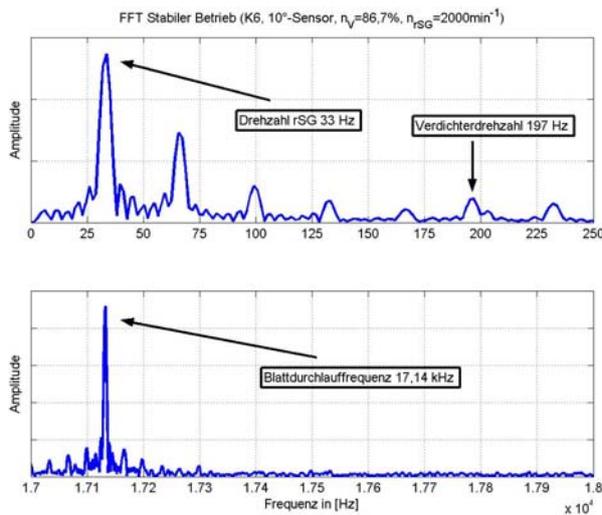


Abbildung 8.22: Rotordrehzahl (Verdichter, rSG) und Blattdurchlaufrfrequenz ermittelt mit der FFT

dann auch hier das Spektrum beherrscht und dem der FFT sehr ähnelt. Die Blattdurchlaufrfrequenz, die bei 17,14kHz liegt, wurde von beiden Verfahren richtig ermittelt.

Zur Untersuchung des Vorgangs Rotating Stall, der selbst voll entwickelt keinen streng periodisch instationären Charakter, sondern eher einen transienten, besitzt, eignet sich demnach besser die gefensterete Fourier-Transformation.

Die Abbildung 8.22 zeigt die FFT der gleichen Konfiguration vor Einsetzen des Rotating Stall. Im stabilen Betrieb treten einige Frequenzen charakteristisch hervor. So werden die Drehzahlen von

8.2.2 Detektion von Stallvorläufern

Zur Detektion von Stallvorläufern wurden verschiedene Analysemethoden mit mehr oder weniger großem Erfolg entwickelt, die im Folgenden aufgeführt werden. Die Auswertung im Spektrum zeigt wesentlich mehr Strömungsdetails auf als die reine Betrachtung im Zeitbereich (vgl. Abbildung 8.22). Selbst das allmähliche Anwachsen von Modalwellen als Anzeichen einer beginnenden Instabilität wurde im Zeitbereich äußerst selten detektiert.

8.2.2.1 Betrachtung mit der gefensterten Fourier-Transformation (STFT)

Als erstes Verfahren wird die oben vorgestellte STFT herangezogen. Dabei wurden die Spektrogramme für die gleichen Datensätze wie in [Kapitel 8.1.2](#) (K1, K5, K6; $n_V=70\%$, $93,3\%$; $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$, 4000min^{-1} , 6000min^{-1}) erzeugt ([Abbildungen 8.23 bis 8.29](#)). Die Fensterlänge betrug 50ms mit 49ms Überlappung. Als Fensterfunktion diente ein modifiziertes „Bartlett-Hanning“-Fenster, was eine gewichtete Linearkombination aus „Bartlett“- und „Hanning“-Fenster darstellt. Es beschreibt eine Glockenform ähnlich einer Normalverteilung mit asymptotisch abfallenden Flanken an den Seiten. Die Länge der jeweiligen DFT wurde auf 65536 eingestellt. Mit dieser relativ großen Fensterbreite und DFT-Länge konnte eine optimale Frequenzauflösung erreicht werden. Die quantitative Bestimmung der jeweiligen Amplituden ist sensorabhängig und bei dieser Betrachtung völlig ohne Relevanz. Es würden für den Betrachter verwirrende Zahlen auftauchen, deren physikalische Interpretation am ehesten mit in dem Signal enthaltener Energie erklärt werden kann. Einzig der qualitative Verlauf ist von Interesse, so dass für gleiche Drehzahllinien, die Achse der Amplitude gleich skaliert wurde.

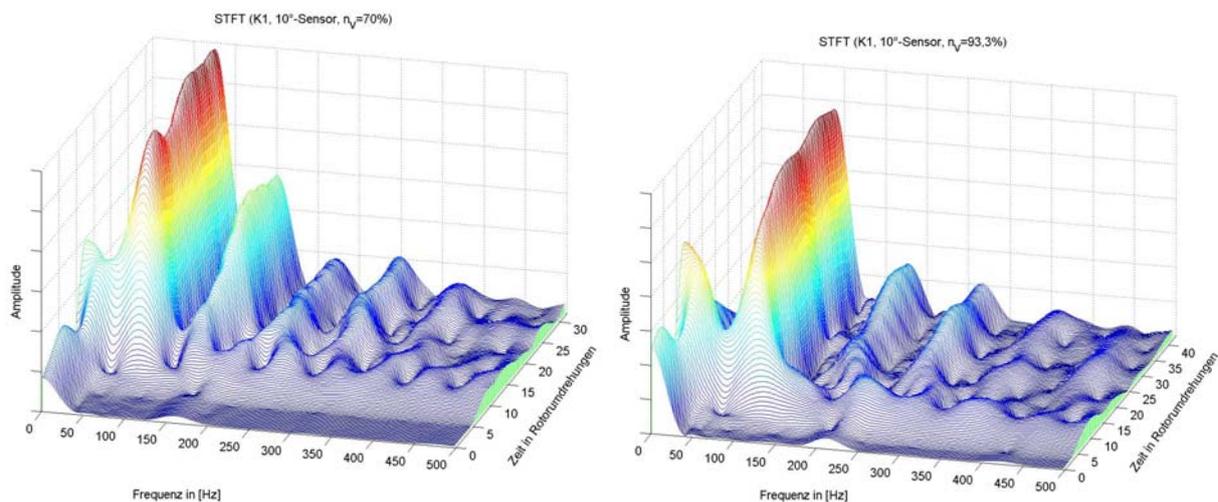


Abbildung 8.23: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K1
(li.: $n_V=70\%$; re.: $n_V=93,3\%$)

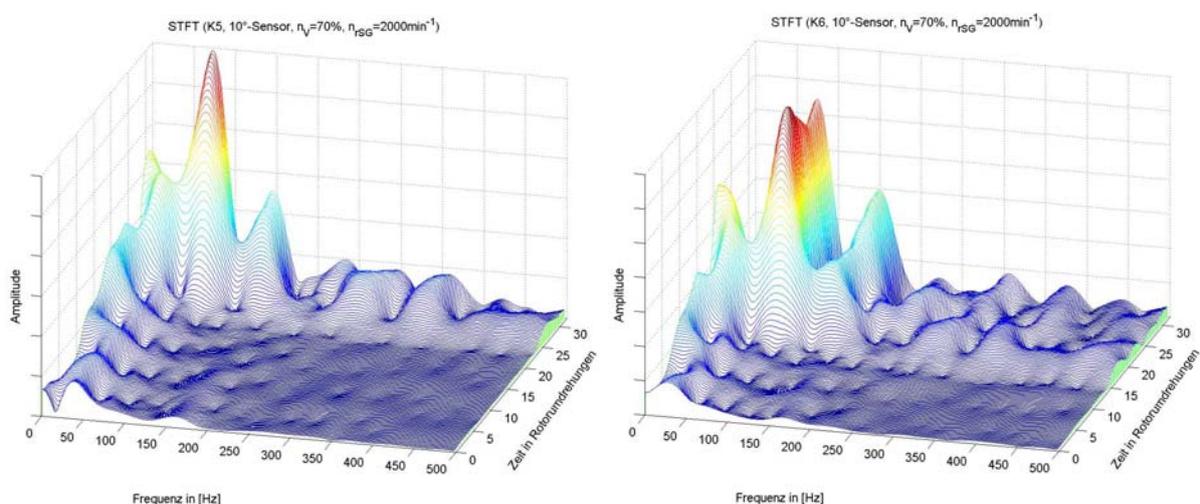


Abbildung 8.24: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_V=70\%$; $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

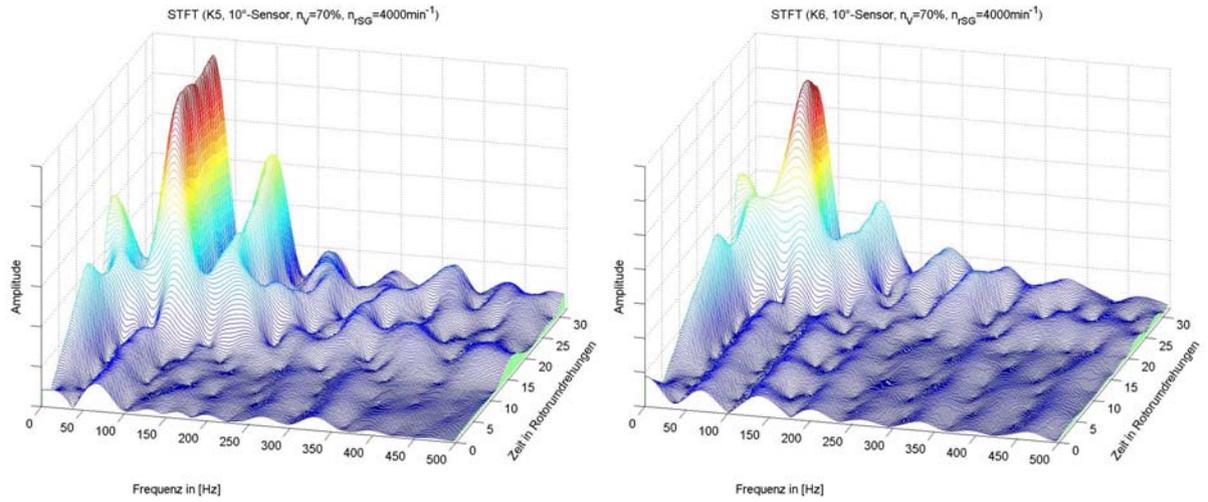


Abbildung 8.25: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=70\%$; $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

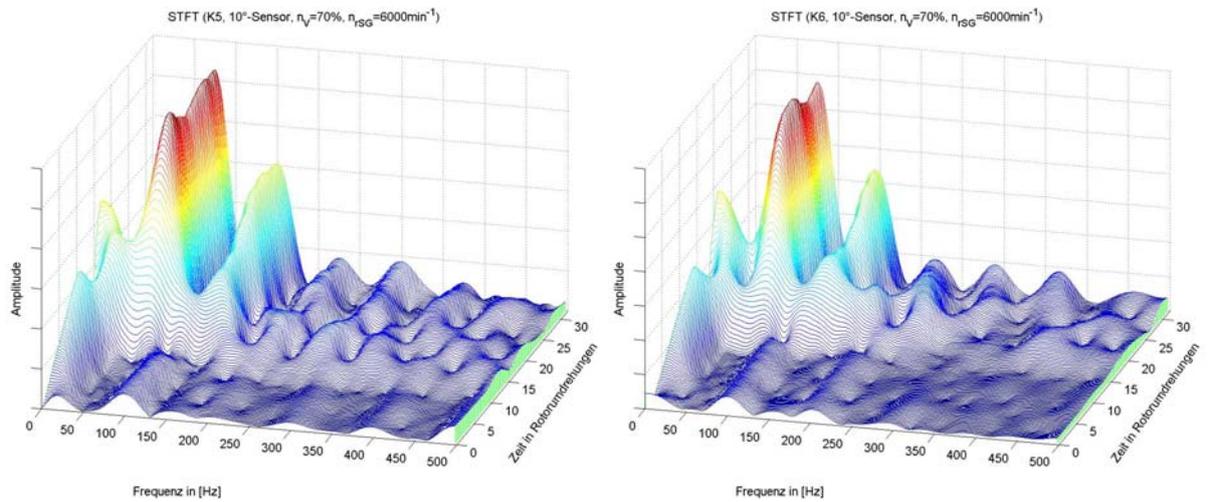


Abbildung 8.26: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=70\%$; $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$)

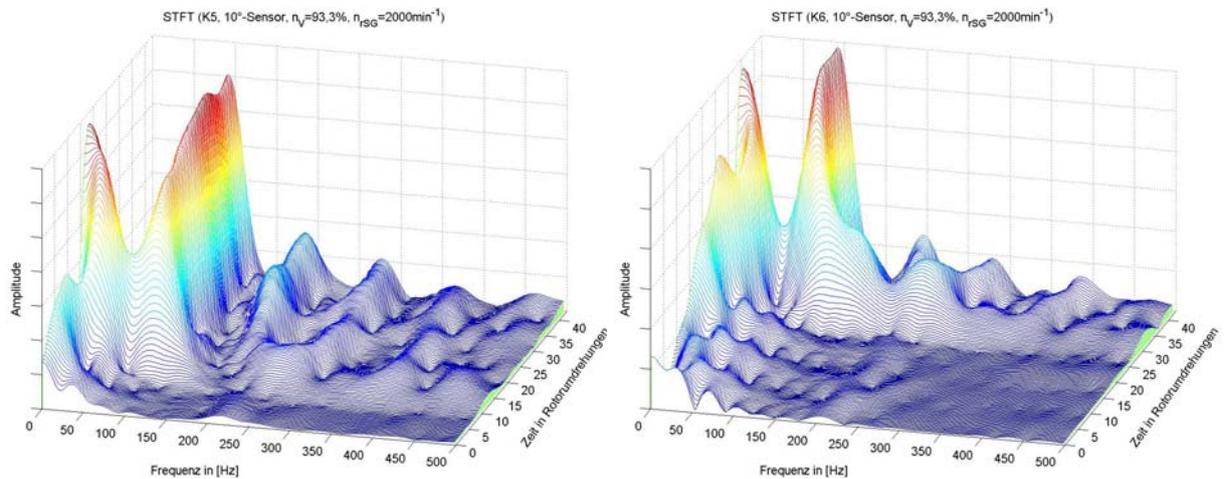


Abbildung 8.27: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=93,3\%$; $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$)

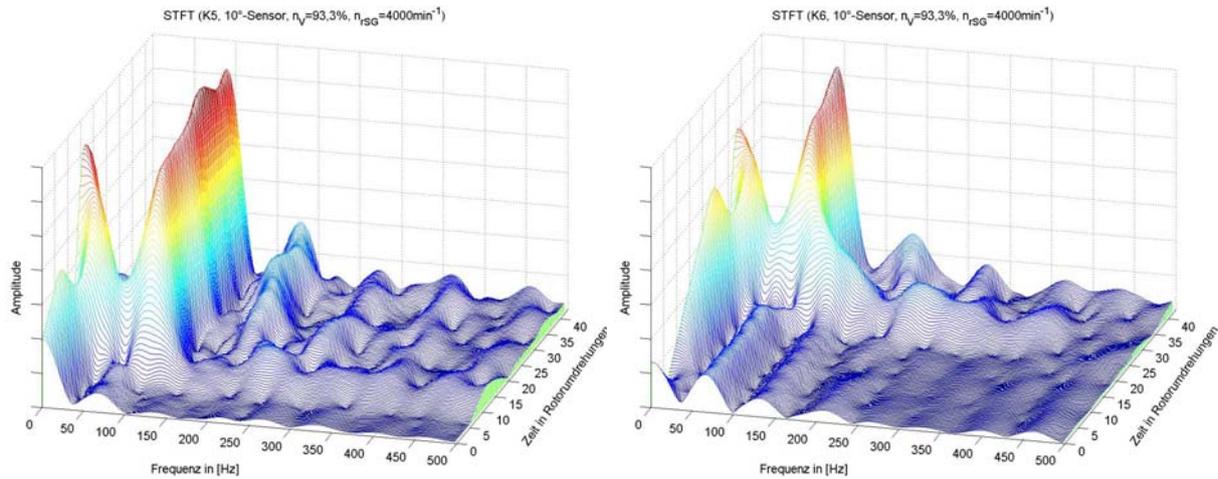


Abbildung 8.28: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_v=93,3\%$; $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

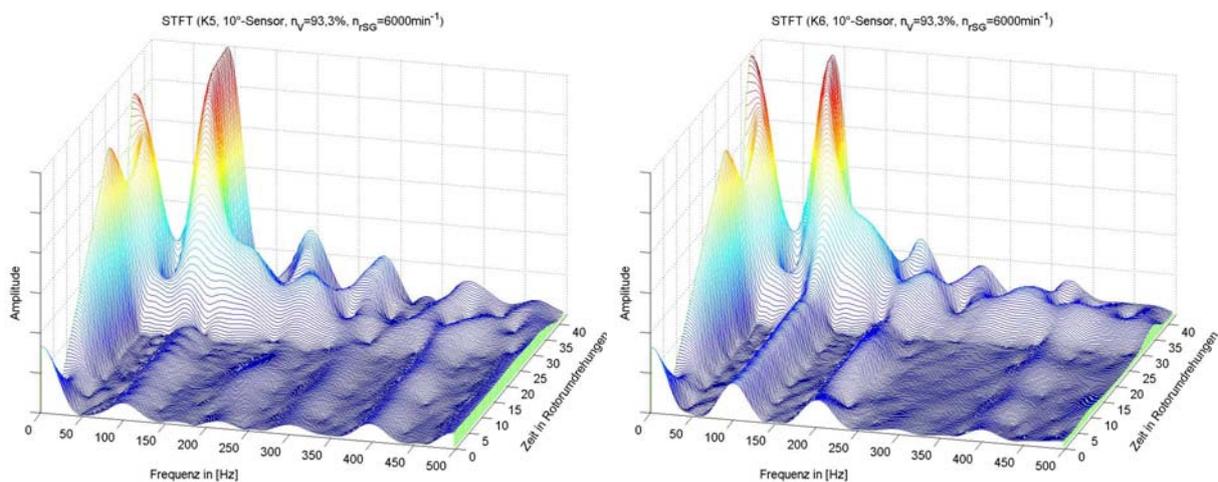


Abbildung 8.29: Beginn Rotating Stall im Verdichtereintritt für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_v=93,3\%$; $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$)

Modalwellen und auch Spikes bewegen sich im Ringraum mit einer Geschwindigkeit die unterhalb der Verdichterdrehzahl liegt. Aus diesem Grund sollte zunächst eine detaillierte Betrachtung des niederfrequenten Bereichs erfolgen.

Alle Bilder zeigen einen enormen Anstieg der entsprechenden Frequenzen, bei denen Rotating Stall auftritt (vgl. [Tabelle 8.2](#)). Nach dem Einsetzen der Instabilitäten dominiert deren erste Harmonische, welche durch die Fortschrittsgeschwindigkeit der Zellen charakterisiert ist, das Spektrum. Bei den Auswertungen der 70%-Drehzahllinie kann für alle Konfigurationen ein weiterer deutlicher Ausschlag bei ca. 150Hz beobachtet werden, der wahrscheinlich eine Oberwelle der umlaufenden Stallzelle darstellt. Der Effekt ist jedoch drehzahlabhängig, denn die Amplitude dieser Schwingung nimmt mit steigender Verdichterdrehzahl ab. Bei der 93,3%-Drehzahllinie ist sie kaum noch von den anderen auftretenden Grund- und Oberschwingungen zu unterscheiden.

Im stabilen Bereich vor dem Einsetzen des Rotating Stall sind die Verdichterdrehzahl und die Drehzahl r_{SG} zu sehen. Die Verdichterdrehzahl beträgt als Frequenz ausgedrückt in der ersten Harmonischen für die 70%-Drehzahllinie ca. 160Hz und für die 93,3%-Drehzahllinie ca. 215Hz. Diese Angaben sind abhängig von den Eintrittsbedingungen, um die relative reduzierte Drehzahl auf die gewünschten Werte zu regeln. Bei den Störgeneratordrehzahlen ergeben sich unabhängig immer 33Hz, 67Hz und 100Hz.

Besonders deutlich sind die Drehzahlen in der rechten Seite der [Abbildung 8.29](#) bei 100Hz bzw. 215Hz bis Rotorumdrehung 25 zu erkennen. Es sieht in manchen Bildern so aus, als ob sich der Rotating Stall aus diesen Drehzahlen heraus entwickelt. Das mag aber aufgrund der überlappenden Betrachtungsweise, die eine kontinuierliche Entwicklung des Spektrums über die Zeit erlaubt, täuschen. Zumindest wurden keine Regelmäßigkeiten gefunden.

Ein Phänomen, welches sich vor dem Einsetzen der Instabilität zeigt und kontinuierlich bis zur deren Beginn anwächst, zeigt sich bei 0-50Hz. Es handelt sich hierbei aber um Pseudofrequenzen, die aufgrund der Überlappung entstehen und das Anwachsen des Rotating Stall zeigen. Wie oben bereits erwähnt, ist es für eine richtige Auflösung der vorhandenen Schwingung notwendig, mehrere Perioden in einem Analysefenster zu untersuchen. Durch das kontinuierliche Versetzen des Analysefensters wird das beginnende Rotating Stall mit ausgewertet. Es ist aber noch kein voller Umlauf enthalten. So zeigt die STFT einen Gleichanteil bei 0Hz, der mit steigendem Drucksignal wächst. Sobald sich der Rotating Stall entwickelt hat und komplett im Analysefenster ist, verschwinden diese Pseudofrequenzen wieder. Leider ist das Problem unvermeidlich, da bei der STFT entweder nur eine hohe Frequenzauflösung oder eine hohe Zeitauflösung erzielt werden kann. Gleichzeitig wird damit aber ein interessanter Frequenzbereich überdeckt, so dass eventuell dort befindliche Indikatoren nicht gesehen werden können. Ein ähnliches Problem ergibt sich mit den Frequenzen der Drehzahlen von Verdichter und rSG, deren erste Harmonische weite Frequenzbereiche überdecken.

Zusammenfassend kann man sagen, dass bei der Betrachtung der Datensätze mit der STFT keine Änderungen der Signalcharakteristiken festgestellt werden konnten. Rotating Stall trat bei allen untersuchten Konfigurationen und Drehzahllinien plötzlich und ohne Vorwarnung ein. Im Vorlauf zeigte sich lediglich ein verrauschtes Spektrum mit schwacher Ausprägung der Rotorfrequenzen von Verdichter und rSG. Auch in den Regionen weit vor dem Einsetzen des Stalls konnte kein Anwachsen charakteristischer Frequenzen gefunden werden – ebenso wenig, wie bei den Untersuchungen der hochfrequenten Anteile bis zur Nyquist-Frequenz.

8.2.2.2 Betrachtung mit der „Traveling Wave Energy“-Analyse (TWE) nach Tryfonidis

Eigentlich kann argumentiert werden, dass trotz des Auftretens von Spikes Modalstörungen vorhanden sind, aber ihre Amplituden zu klein sind, um detektiert zu werden. Das ist möglich, denn Tryfonidis et al. (1995) verglichen die Daten von 9 HDV während der Stall Inception. Sie entwickelten das Modell der „Travelling Wave Energy“ (TWE) als Stabilitäts-analyse zur Detektierung von „pre-stall“ Wellen vor dem Einsetzen des Stalls. Dabei zeigte sich, dass bei jedem HDV dem Einsetzen von Pumpen Rotating Stall vorausging. Dem wiederum gingen umlaufende Wellen geringer Amplitude bis zu mehreren hundert Rotorumdrehungen vor Beginn der Instabilität voraus. Diese umlaufenden Wellen konnten als Funktion der Verdichterdrehzahl bestimmt werden, wobei bei Volllast kompressible Effekte stark sichtbar waren. Die Idee wurde motiviert durch die hydrodynamische Theorie von Greitzer und Moore (1986) und deren Modellbeschreibung.

Grundlage für das Verfahren ([Abbildung 8.30](#)) ist die Annahme, dass vor dem Auftreten einer rotierenden Ablösung die in der Strömung enthaltene Energie zunehmen muss. Die Störampplituden sind aber so klein, dass sie im Zeitbereich nicht detektierbar sind. Deshalb ist eine räumliche Fourier-Transformation der erste Berechnungsschritt des Verfahrens. Aus den Daten der Umfangsinstrumentierung werden die umfangsabhängigen Fourier-Koeffizienten berechnet. Es stehen, nach der im [Kapitel 3](#) vorgestellten instationären MWE, bis zu sieben

Wanddrucksensoren für diese Auswertung zur Verfügung. Durch Tryfonidis et al. wurden nachgewiesen, dass die Umfangs-Fourier-Transformation allein und die Auswertung nach Betrag und Phase der ersten und zweiten harmonischen Koeffizienten zur Früherkennung, wie von Garnier et al. (1991) eingeführt, nicht ausreicht. Vor allem Modalwellen kleiner Amplitude sind durch die Umfangs-FFT nur sehr schwer oder überhaupt nicht detektierbar.

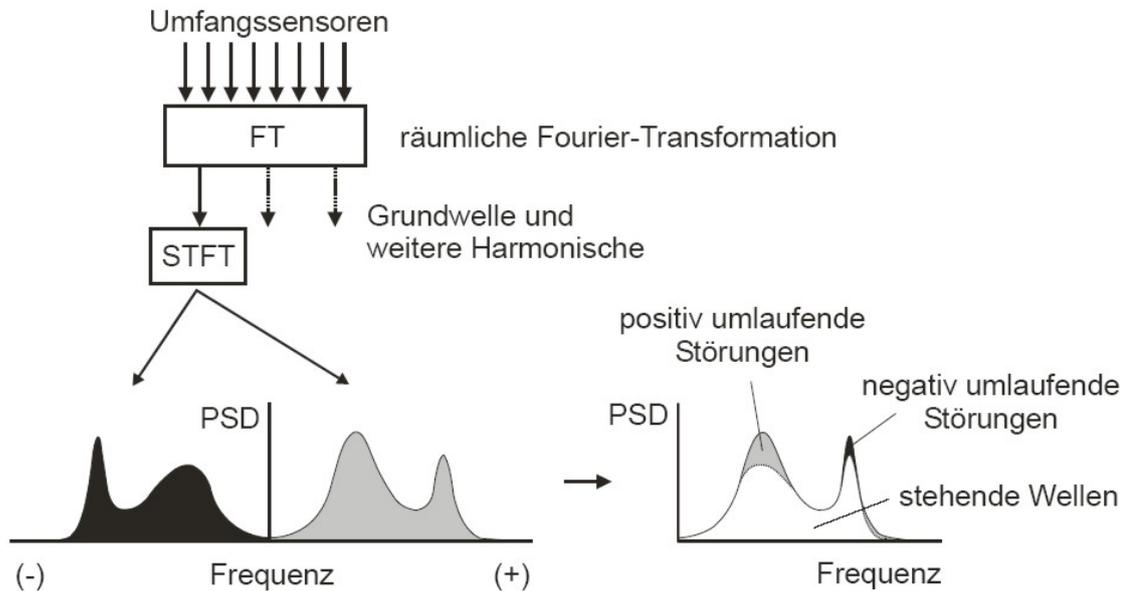


Abbildung 8.30: Skizze vom Auswerteverfahren nach Tryfonidis

Um ein Maß für den Energieinhalt der auftretenden Störungen zu bekommen, berechnet man für die zeitliche Abfolge der, aus der Umfangsanalyse gewonnenen, ersten oder zweiten harmonischen Fourier-Koeffizienten das Leistungsdichtespektrum („Power Spectral Density“, PSD). Dazu wählt man ein Zeitfenster aus, in das alle ersten oder zweiten Fourier-Koeffizienten eingehen. Damit erhält man für jedes Zeitfenster ein Leistungsdichtespektrum, das aufgrund der komplexen Koeffizienten zweiseitig ist.

Die spektrale Leistungsdichte, die aus der spektralen Leistung hervorgeht, ist das wichtigste Instrument bei der Berechnung des TWE-Wertes. Denn das Ziel von Spektralschätzverfahren ist, zu beschreiben, wie die Energie über der Frequenz in einem Signal, basierend auf einer endlichen, diskreten Eingangsfolge, verteilt ist. Die Anteile der Frequenzen am Signal werden dazu als Leistungswerte dargestellt. Die Größe des Leistungswertes entspricht dabei dem Leistungsanteil der Frequenz an der gesamten Signalleistung. Mathematisch ist die spektrale Leistung eines zufälligen Prozesses die Fourier-Transformierte der Autokorrelationsfunktion:

$$S_{xx}(\omega) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} R_{xx}(m) e^{-j\omega m} . \quad (8.10)$$

Die Leistungsdichte des stationären, zufälligen Prozesses ist durch die beiden folgenden Gleichungen definiert:

$$P_{xx}(\omega) = \frac{S_{xx}(\omega)}{2\pi} \quad \text{und} \quad P_{xx}(f) = \frac{S_{xx}(f)}{f_s} . \quad (8.11)$$

Eine exakte Berechnung der spektralen Leistungsdichte ist nicht möglich, da es sich um einen zufälligen Prozess handelt, der durch das Signal dargestellt wird. Sie muss mit verschiedenen Verfahren abgeschätzt werden. Die gebräuchlichste stellt die Periodogramm-Methode dar, die auch hier verwendet wurde. Die Leistungsdichte wird dabei einfach durch die spektrale Energiedichte abgeschätzt. Es wird die Fourier-Transformierte des zu untersuchenden Signals berechnet und dann deren Betrag quadriert:

$$P_{xx}(e^{j\omega}) = \frac{1}{n} \left| \sum_{m=1}^n x_m e^{-j\omega m} \right|^2. \quad (8.12)$$

Es wird die Differenz zwischen dem positiven und dem negativen Teil des Spektrums gebildet (differentielles Leistungsdichtespektrum, dPSD). Dadurch verschwinden die Anteile stehender Wellen, da diese sowohl im positiven als auch im negativen Teil des Spektrums gleichermaßen auftreten. Umlaufende Wellen dagegen erscheinen nur in einer Hälfte des Spektrums, je nach dem ob sie gleichsinnig oder gegensinnig umlaufen. Diese Differenz wird von Tryfonidis als Energie umlaufender Wellen bezeichnet, weil durch die Differenzbildung der stationäre Anteil verschwindet. Das Analysefenster wird nun verschoben und das differentielle Leistungsdichtespektrum wird erneut ermittelt. Anschließend wird über jedes Differenzgebiet integriert.

Damit wird jedes Spektrum auf einen einzigen integralen TWE-Wert reduziert. Aufgetragen über der Zeit ergibt sich so eine Entwicklung der Energie umlaufender Wellen, die als Frühwarnindikator gut geeignet ist. Das Niveau der Wellenenergie steigt bis zum Auftreten der rotierenden Ablösung an. Überschreitet der TWE-Wert eine bestimmte Grenze, so fährt der Verdichter in den instabilen Bereich. Diese Berechnung eignet sich daher auch für Regelungssysteme, die das Betriebsverhalten überwachen. Durch die Bildung des TWE-Wertes geht jede Information über die Modalwelle selbst verloren, weil aus jedem Spektrum durch die Integration nur ein Wert übrig bleibt.

Aufgrund der erwarteten Anstiege der Energie im niederfrequenten Bereich besteht die Gefahr, dass die Überlagerung der Rotorfrequenzen von Verdichter und rSG eine mögliche Detektion von umlaufenden Wellen verhindern. Deshalb wurden deren Frequenzen aus allen untersuchten Datensätze digital herausgefiltert.

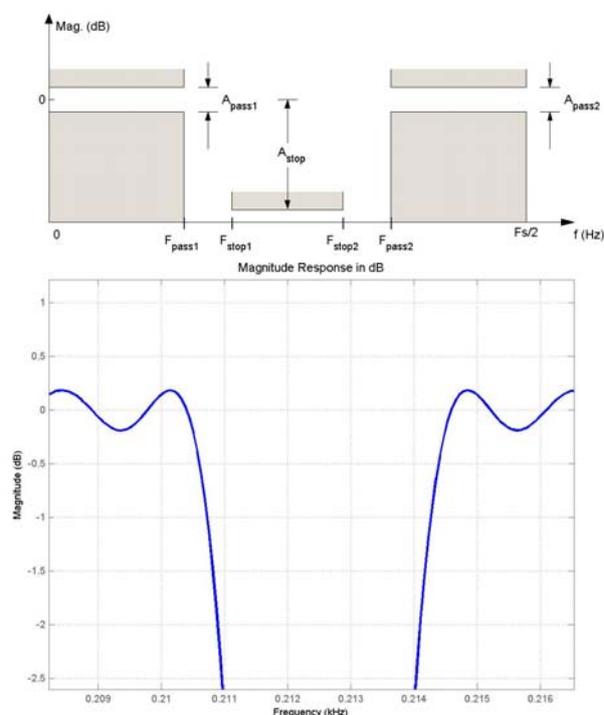


Abbildung 8.31: Struktur und Impulsantwort eines verwendeten Bandstopfilters

Schaltet man einem Hochpassfilter einen Tiefpass mit der Gegenfrequenz $f_2 < f_1$ parallel, so entsteht eine Bandstopfilter, der alle Frequenzen mit Ausnahme des Bereiches von f_1 bis f_2 überträgt. In dieser Arbeit wurde ein so genannter FIR-Filter („Finite Impulse Response Filter“) vom Typ „Equiripple“ angewendet. Dieser Filtertyp führt nur zu einer geringen Signalverzerrung mit einer flachen Übertragungscharakteristik. Er weist eine gleichmäßige, d.h., konstante Welligkeit (eingestellt auf 0,5dB) sowohl im Durchlassbereich mit A_{pass} als auch im Sperrbereich mit A_{stop} (eingestellt auf 60dB) auf. Zur Berechnung der Filterkoeffizienten kann allerdings keine allgemeine Formel angegeben werden. Dafür steht ein iterativ arbeitender numerischer Algorithmus, der so genannte Remez Exchange Algorithmus, zur Verfügung.

In der Abbildung 8.31 sind die Struktur und die Impulsantwort des Bandstop-Filters für die 93,3%-Drehzahllinie mit den Eckfrequenzen von 211,5Hz und 213,5Hz und eines jeweils 1Hz breiten Transitionsbereichs dargestellt. Die Schwierigkeit besteht darin, diesen Bereich so

klein wie möglich zu halten. Da das Verhältnis von Bandstop zu Bandpass sehr gering ist, besteht die Gefahr eines breiten Transitionsbereichs mit einem Überschwingen an den Rändern.

Für jede Drehzahllinie wurde der integrale TWE-Wert für die erste und die zweite Harmonische der Umfangs-FFT bis 180 Rotorumdrehungen vor dem Beginn des Rotating Stall bestimmt. Untersucht wurde wieder der obige Datensatz. Die TWE-Werte liegen bei abgelöster Strömung um Zehnerpotenzen über denen im stabilen Bereich, weshalb der beginnende Stall nicht mit dargestellt ist.

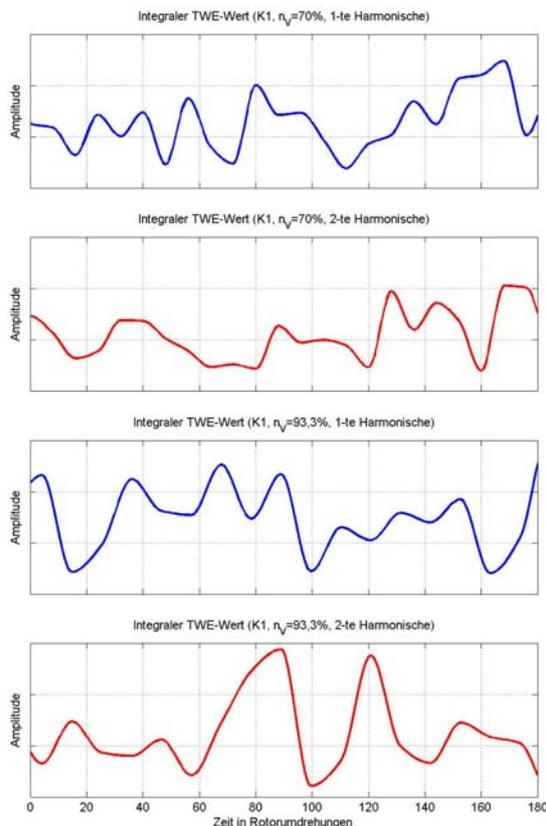


Abbildung 8.32: Integraler TWE-Wert bei K1 ($n_v=70\%$ (oben); $n_v=93,3\%$ (unten))

Die Integrationsgrenzen für das verwendete Zeitfenster betragen 10ms. Abbildung 8.32 zeigt den TWE-Wert für die ungestörte Konfiguration 1, bei der die jeweilige Rotorfrequenz herausgefiltert wurde. Für die 70%-Drehzahl lässt sich ca. 60 Rotorumdrehungen vor Beginn des Rotating Stall ein Ansteigen des TWE-Wertes, sowohl für die erste, als auch für die zweite Harmonische registrieren. Bei der 93,3%-Drehzahl fällt nur bei der Betrachtung der zweiten Harmonischen zwischen Umdrehung 60 und 140 ein plötzliches Ansteigen des Wertes auf, der auch weit vorher nicht registriert werden konnte. Im Gegensatz dazu zeigt die erste Harmonische bis auf den Bereich unmittelbar vor dem Rotating Stall keine Ausschläge, die über die normale Schwankungsbreite hinausgehen.

Für die praktische Anwendung des Verfahrens zur Regelung von Triebwerken muss ein kritischer TWE-Wert experimentell in Vorversuchen bestimmt werden, der um einen bestimmten Faktor größer ist als das Mittel der bis dahin bestimmten Werte. Er dient dann als Schwelle zwischen dem stabilen Bereich und dem Vorhandensein von umlaufenden Wellen.

Im Gegensatz zu K1 können bei K5 und K6 (Abbildungen 8.33 und 8.34) im Bereich der kombinierten Störung keine Auffälligkeiten gesehen werden. Zum einen ist sicherlich der dämpfende Einfluss des sSG mit verantwortlich. Zum anderen lässt sich aber sehr deutlich eine Abhängigkeit der erzeugten Graphen von der Drehzahl des rSG sehen. Dieser Einfluss ist wahrscheinlich den Oberwellen der rotierenden Eintrittsstörung zuzuschreiben, da nur die Frequenz der Grundwelle herausgefiltert wurde. Mit jeder weiteren Filterung bestimmter Frequenzbereiche würde auch das Ursprungssignal weiter verfälscht werden, so dass eventuelle Pseudofrequenzen, die eigentlich gar nicht vorhanden sind, auftreten könnten. Zum anderen besteht auch die Gefahr, dass gerade die Frequenzbereiche, in denen ein Anwachsen der „pre-stall“ Wellen erfolgt, mit herausgefiltert werden.

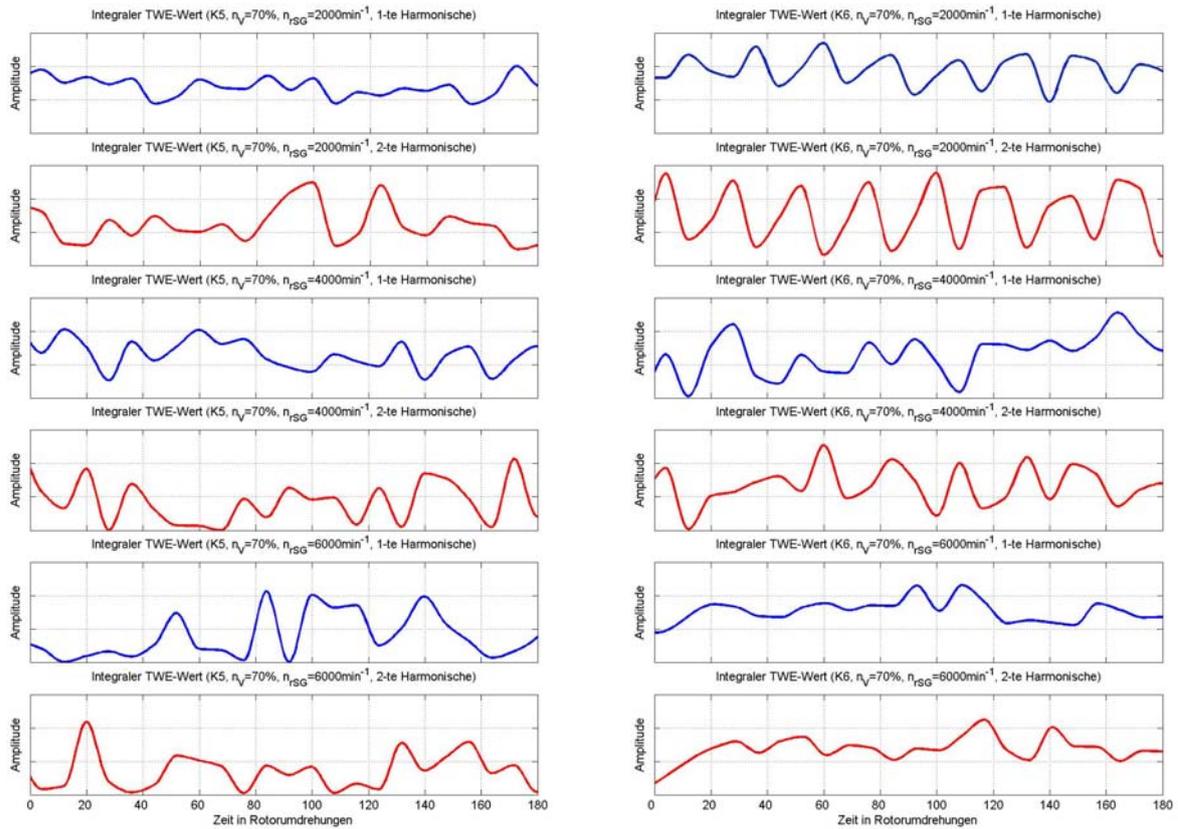


Abbildung 8.33: Integraler TWE-Wert bei K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=70\%$; $n_{rSG}=2000 \text{ min}^{-1}$ (oben), $n_{rSG}=4000 \text{ min}^{-1}$ (mittig), $n_{rSG}=6000 \text{ min}^{-1}$ (unten))

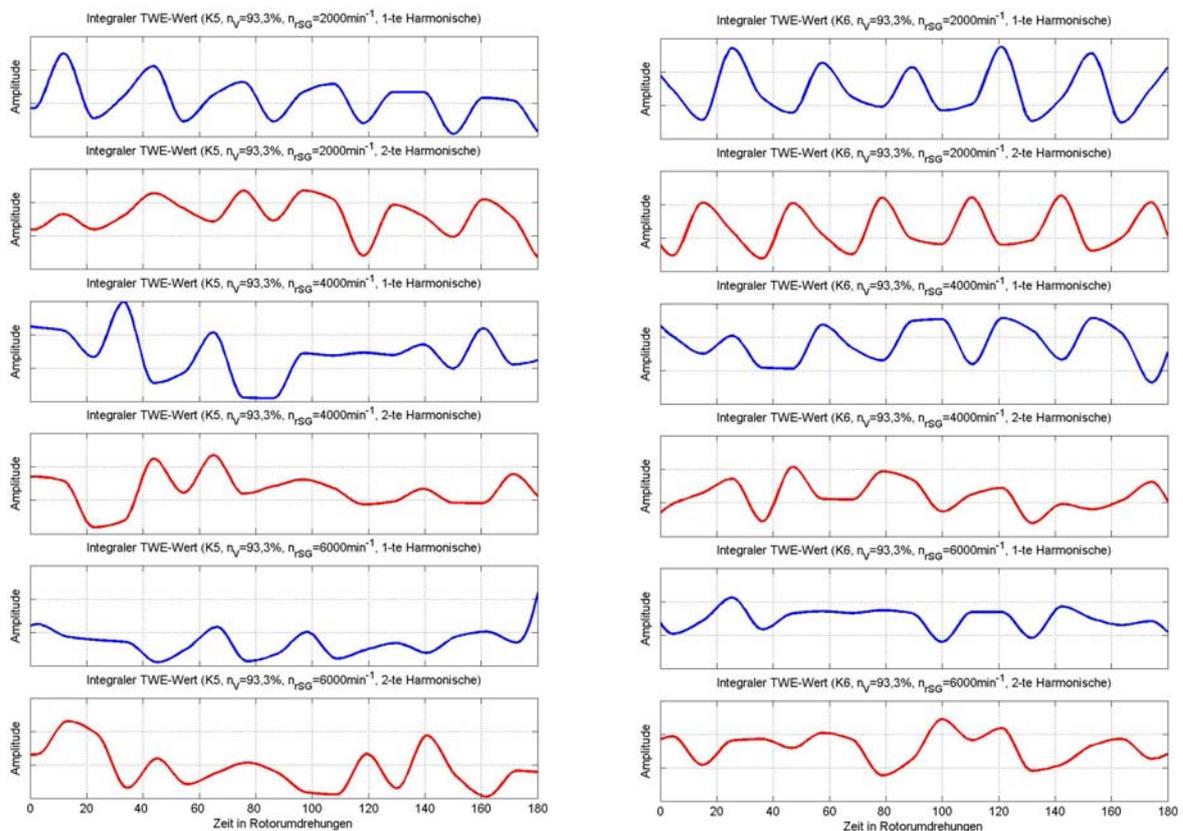


Abbildung 8.34: Integraler TWE-Wert bei K5 (li.) und K6 (re.) ($n_v=93,3\%$; $n_{rSG}=2000 \text{ min}^{-1}$ (oben), $n_{rSG}=4000 \text{ min}^{-1}$ (mittig), $n_{rSG}=6000 \text{ min}^{-1}$ (unten))

Die von Tryfonidis et al. untersuchten HDV arbeiteten ohne Eintrittsstörungen. Dass aber gerade diese einen Einfluss auf die Ergebnisse liefern, zeigt der Vergleich der Konfigurationen 1, 5 und 6. Peters (2004), der sich mit dem Einfluss der rotierenden Eintrittstotaldruckstörungen am Rig212 beschäftigte, teilte den untersuchten Frequenzbereich auf. Dies führte jedoch auch nicht zum Erfolg, denn es zeigten sich nur bei zufälligen Drehzahlverhältnissen Anstiege des TWE-Wertes. Regelmäßigkeiten bzw. Abhängigkeiten konnten nicht gefunden werden. Peters nutzte außerdem Hitzdrahtsonden im Mittelschnitt unmittelbar vor dem ersten Rotor, während diesen Untersuchungen Daten von Wanddrucksensoren zugrunde lagen, welche direkt über der Vorderkante der Schaufeln positioniert waren.

8.2.2.3 Betrachtung mit der Wavelet-Transformation

Uhlmann (2003) testete ein Verfahren zur Früherkennung aerodynamischer Instabilitäten an verschiedenen Verdichtern. Er konnte mittels der Wavelet-Analyse Stallvorläufer erkennen – benötigte dabei aber maximal nur zwei Drucksensoren im Verdichtereintritt.

Die oben dargestellten Arten der Fourier-Transformationen geben den Frequenzinhalt einer Zeitreihe wieder. Dabei gehen zeitliche Aspekte verloren. Ein extremer Fall wird in Abbildung 8.35 gezeigt. Für zwei völlig unterschiedliche Datensätze erhält man sehr ähnliche Fourier-Spektren. Die Wavelet-Analysen hingegen unterscheiden sich charakteristisch. Sowohl die Zeit- als auch die Frequenzachse werden aufgelöst.

Im Gegensatz zur Fourier-Transformation wird bei der Wavelet-Transformation das Fenster skaliert. Das ist besonders bei Signalen von Bedeutung,

- die aus einem Frequenzgemisch bestehen,
- deren Spektren sich über der Zeit ändern.

Es wird nur eine einzige, zeitlich begrenzte Kurve (das Wavelet) verwendet, welche im Verlauf der Transformation sukzessive verschoben und skaliert wird. Für die Wavelet-Transformation, die allgemein als Faltung des Signals $x(t)$ mit der Funktion ψ definiert ist, kann nahezu jede beliebige Funktion als Basisfunktion verwendet werden, sofern die allgemeine Wavelet-Funktion:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (8.13)$$

folgende Bedingungen erfüllt (Louis, Maaß, Rieder, 1998):

$$1. \int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t) dt = 0$$

2. Der Funktionswert muss mit der Zeit schnell gegen Null laufen.

In obiger Formel bezeichnet a den Skalierungsfaktor und b den Verschiebungsfaktor. Der Faktor $a^{-1/2}$ dient der Normierung der in dem Wavelet enthaltenen Energie bei verschiedenen Skalierungen. Bedingung 1 stellt sicher, dass das Ausgangssignal rekonstruiert werden kann, d.h., die Transformation ist invertierbar. Die zweite Bedingung, „compact support“ genannt, ermöglicht in der Praxis eine gute zeitliche Lokalisation. Welche Wavelets gebräuchlich sind, ist bei Gütter (2004) aufgelistet. Die Berechnung der Wavelet-Koeffizienten $c_{a,b}$ erfolgt analog zu den Fourier-Koeffizienten durch Integration:

$$c_{a,b} = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (8.14)$$

Diese Beziehung ist ähnlich der Gleichung für die gefensterterte Fourier-Transformation. Das Produkt aus Fensterfunktion und komplexer Exponentialfunktion ist ersetzt durch die Wavelet-Funktion $\psi_{a,b}(t)$, die aus dem Mutterwavelet $\psi(t)$ durch Verschiebung um b und Skalierung mit a hervorgeht. Fensterfunktionen werden nicht benötigt, weil

Waveletfunktionen entweder einen kompakten Wertebereich mit nicht verschwindendem Funktionswert besitzen oder schnell abklingen. Große Skalierungsfaktoren strecken das Wavelet und ermöglichen eine globale Untersuchung des Signals. Mit Verringerung der Skalierung lassen sich hochfrequente Frequenzanteile identifizieren. Bei einer Stauchung des Wavelets erhöht sich seine Frequenz. Man spricht von einer Einteilung der Frequenzachse in Oktavbänder (Kott, 1997).

Die Stärke der Wavelet-Transformation liegt in der Vielzahl möglicher Basisfunktionen und damit in der Flexibilität und Anpassungsfähigkeit des Verfahrens an verschiedene zu analysierende Signale und in der Vorgehensweise bei der Transformation. Das Signal kann in

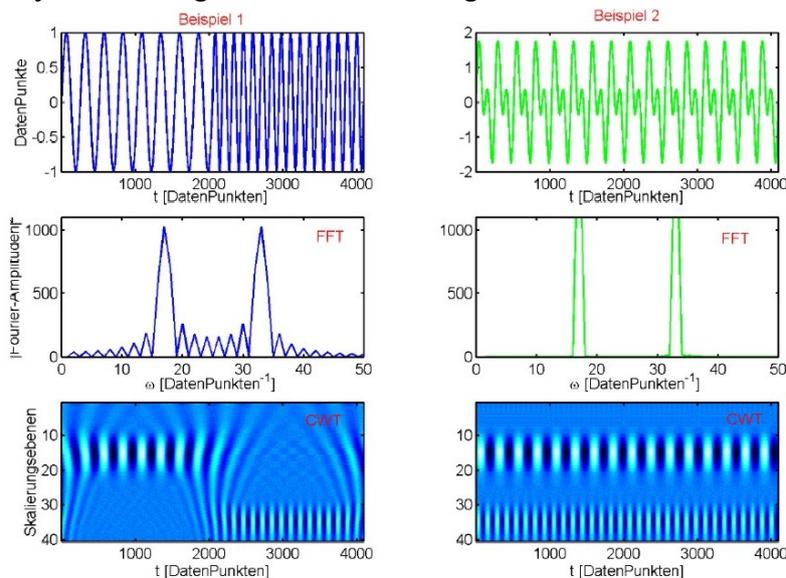


Abbildung 8.35: Unterschiede FFT und Wavelet-Analyse

verschiedenen Auflösungen untersucht werden. Damit erhält man eine dyadische Aufteilung der Zeit-Skalierungs-Ebene. Die y-Achse heißt nun Skalierungsachse und entspricht dem Inversen der Frequenzachse der Fourier-Transformation.

Eine Frequenz im Sinne von Fourier, also die Anzahl der Sinus- und Kosinusschwingungen in einer bestimmten Zeiteinheit, existiert nicht. Über den Skalierungs- und Verschiebungsfaktor erhält man dafür eine genaue

Angabe bezüglich Streckung und Position des Wavelets. Der Wavelet-Koeffizient liefert dazu die Ähnlichkeit des zu untersuchenden Signals mit dem verwendeten Wavelet an der jeweiligen Stelle. Man erhält dadurch automatisch den Zeitpunkt des Auftretens einer bestimmten Signalcharakteristik. Durch die dyadische Aufteilung der Zeit-Skalierungs-Darstellung liefert die Wavelet-Transformation eine gute Frequenzauflösung für niedrige Wavelet-Frequenzen (hohe Skalierungsfaktoren) und eine gute Zeitauflösung bei hohen Frequenzen (niedrige Skalierungsfaktoren). Diese Eigenschaft fehlt der gefensterter Fourier-Transformation und stellt den eingangs beschriebenen Mangel dar.

Das Konzept der Multi-Skalen-Analyse (MSA), auch Multiresolution-Analyse genannt, erlaubt die schnelle und stabile Wavelet-Analyse. Nur durch die Entwicklung schneller Algorithmen auf Basis der MSA konnte die Wavelet-Transformation, trotz ihrer Vorteile, in Konkurrenz zur Fourier-Transformation treten. Detailliertere Informationen finden sich bei Louis (1998). Das Prinzip der MSA ermöglicht eine Implementierung der diskreten Wavelet-Transformation (DWT) in einer Filterbank, deren Wirkungsweise bei Uhlmann (2003) nachgelesen werden kann. Die Skalierungsfunktion stellt dabei den Tiefpassfilter dar, während die Wavelet-Funktion den Hochpassfilter bestimmt. Das Ausgangssignal $x[k]$ wird tief- und hochpassgefiltert und anschließend wird jeder zweite Wert entfernt (Downsampling). Die Ausgangswerte des Hochpassfilters sind nun bereits die Waveletkoeffizienten der aktuell verwendeten Skalierungsebene. Der Tiefpass jedoch wird nun weiter iteriert (Abbildung 8.36). Mit jedem Schritt halbiert sich aufgrund der Reduktion der Bandbreite durch die Filterung die Auflösung. Der Skalierungsfaktor verdoppelt sich, weil die Signallänge durch die Elimination jedes zweiten Wertes halbiert wurde. Beides

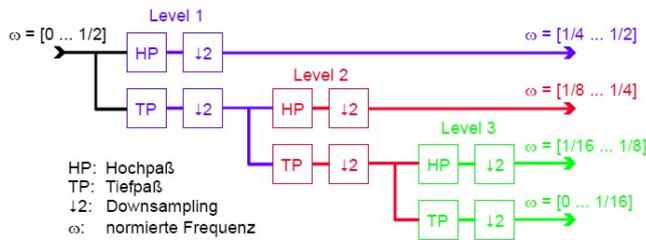


Abbildung 8.36: „Wavelet decomposition tree“ (Uhlmann, 2003)

zusammengefasst bedeutet, dass sich die Frequenzauflösung von Level zu Level erhöht, die Zeitauflösung sich aber verringert. Das Endergebnis besteht aus den Waveletkoeffizienten aller Skalierungsebenen und den Koeffizienten der letzten Tiefpassfilterung (Detailkoeffizienten).

Im Folgenden wird von K1 bei der 70%-Drehzahllinie der Datensatz des

10°-Sensors, der sich bei K5 und K6 im Einflussbereich beider SG'n befindet, mit der DWT untersucht. Allerdings muss im Gegensatz zu den bisherigen Betrachtungen, die auf verschiedene Formen der Fourier-Transformation beruhten, berücksichtigt werden, dass bei der Wavelet-Transformation der Begriff Frequenz durch die Skalierungsebenen der Wavelettypen mit ihren zugrunde liegenden Pseudofrequenzen ersetzt ist. Für alle folgenden Wavelet-Spektrogramme wurden die Filterkoeffizienten des Daubechies-10-Wavelets (db10) verwendet (Abbildung 8.37), mit denen die besten Ergebnisse erzielt wurden. Der „Wavelet decomposition tree“ wurde bis zum Level 8 durchgerechnet, was eine Aufteilung des Spektrums in 2^8 diskrete Werte ermöglicht.

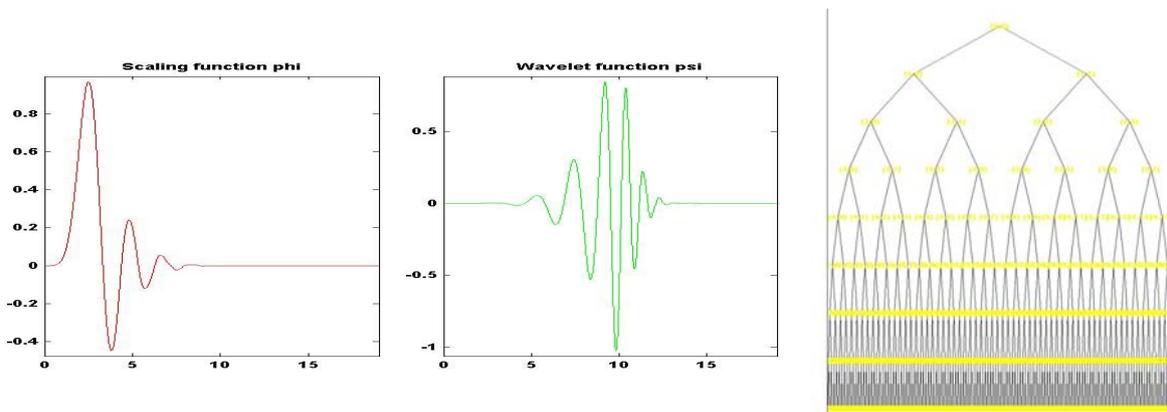


Abbildung 8.37: Wavelet Basisfunktion db10 (li.), Resultierende Wavelet-Funktion (mi.), Verwendeter „Wavelet Decomposition tree“ (re.)

In der Abbildung 8.38 ist neben dem Drucksignal das Ergebnis der DWT dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der Rotating Stall auf der rechten Seite durch die ansteigende Amplitude. Mit steigendem Skalierungsfaktor, der proportional zur Frequenz gesehen werden kann, zeigt sich ein zunehmender Rauschpegel. Jedoch zeigt das Spektrogramm auch Veränderungen der Koeffizienten vor dem Einsetzen des Stalls (gestrichelte Ellipsen). Eine Erklärung für die obere im hohen Frequenzspektrum konnte nicht gefunden werden. Die untere beginnt ca. 150 Rotorumdrehungen vor Überschreiten der Pumpgrenze und liegt unterhalb der Rotorfrequenz, die herausgefiltert wurde. Das deutet auf die Existenz von Modalwellen hin, was bei dieser Konfiguration auch schon die TWE-Auswertung zeigte.

Die Abbildung 8.39 zeigt die zur DWT berechneten Detailkoeffizienten. Es lässt sich ein Anstieg der Amplituden von d3 und d4 ca. 150 Rotorumdrehungen vor Beginn des Rotating Stall erkennen. Es ist aber auch zu sehen, dass mit steigendem Level die Frequenzauflösung zu- und die Zeitauflösung abnimmt. So ist der Detailkoeffizient d8 des achten Levels des „Wavel decomposition tree“ der letzte vertretbare Auflösungsgrad, da sonst Anteile des Stalls ins Analysefenster genommen und somit nur scheinbare Stallvorläufer produziert werden.

Aufgrund des relativ stark verrauschten Spektrums der DWT sind zum einen Fehlinterpretationen der Ergebnisse möglich und zum anderen können wichtige Informationen durch das Rauschen überdeckt werden. Diese Effekte verstärken sich stark bei

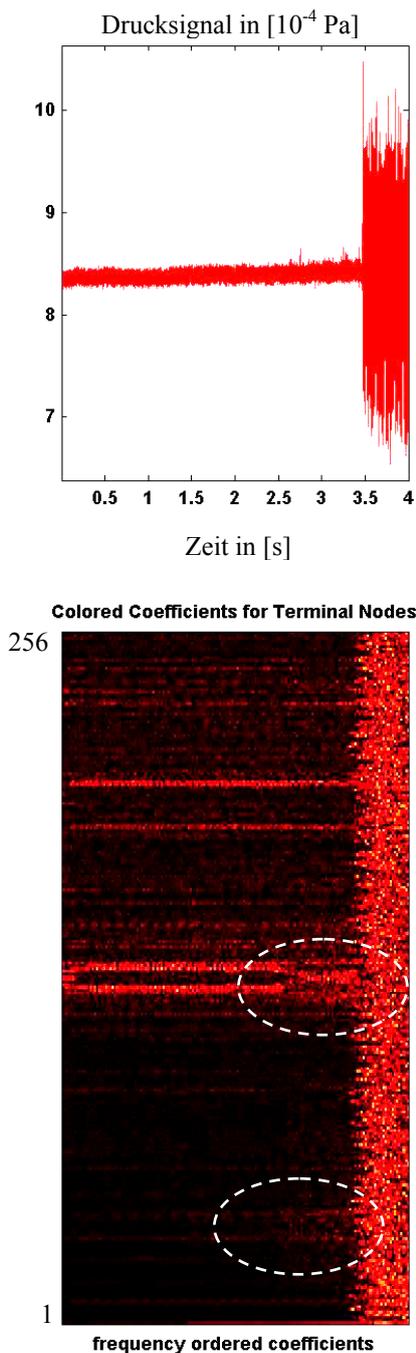


Abbildung 8.38: DWT K1 ($n_v=70\%$)

der Betrachtung der Konfigurationen mit Störgeneratorbetrieb. Aus diesem Grund wurde auf die kontinuierliche Wavelet-Transformation ausgewichen. Sie liefert wesentlich klarere Spektren, die besser interpretiert werden können. Der Nachteil besteht darin, dass der Rechenaufwand deutlich über dem der DWT liegt. Die Abbildung 8.40 zeigt das Spektrum der kontinuierlichen Wavelet-Transformation für K1 auf der 70%-Drehzahllinie. Analog zur DWT zeigt sich auch hier ca. 150 Rotorumdrehungen vor Beginn des Rotating Stall ein Ansteigen der Amplituden (gestrichelte Ellipse) des Spektrums unterhalb der Rotorfrequenz, die herausgefiltert ist. Auf der rechten Seite der Abbildung 8.40 ist das Ergebnis für die 93,3%-Drehzahllinie dargestellt. Schon bei der TWE war es für diese Drehzahllinie schwieriger, Stallvorläufer zu erkennen. Das bestätigt sich auch für die kontinuierliche Wavelet-Transformation. Anders als auf der 70%-Drehzahllinie sind bei 93,3% der Auslegungsdrehzahl die Stallvorläufer nur sehr schwach ausgeprägt und liegen im Bereich der Rotorfrequenz, weshalb sie nicht herausgefiltert werden konnte. Ca. 250 Rotorumdrehungen vor dem Einsetzen des Stalls zeigt sich eine leichte Verstärkung der Amplituden der Koeffizienten (gestrichelte Ellipse), was durch hellere Farben erkennbar ist. Das lässt auf einen anderen Mechanismus als Modalwellen schließen, die nicht so schnell im Ringraum umlaufen. Der Ausprägungsgrad ist jedoch so schwach, dass kein Schwellenwert, der bei Überschreiten auf den instabilen Arbeitsbereich hinweist, gebildet werden kann.

Für die Konfigurationen 5 und 6 konnten keine Anzeichen für Stallvorläufer detektiert werden. Der Einsatz gerade des rSG führt zu einem derart starken Verrauschen des Spektrums, dass jegliche Interpretation bestimmter Frequenzbereiche Spekulationen sein würden. Da im Gegensatz zur Auswertung nach dem Verfahren von Tryfonidis et al. keine Abhängigkeiten von der Drehzahl des rSG sichtbar gemacht werden konnten, wurde auf die Darstellung des kompletten obigen Datensatzes verzichtet. In Abbildung 8.41 werden für die Konfigurationen 5 und

6 lediglich die Auswertungen für die mittlere Störgeneratordrehzahl ($n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$) für die 70%- und die 93,3%-Drehzahllinie gezeigt.

Für die ungestörte Zuströmung zeigt die Wavelet-Analyse ähnliche Ergebnisse, wie das Verfahren nach Tryfonidis et al. Sie bietet jedoch zum einen den Vorteil einer besseren Zeitauflösung. Gerade im Übergang zum Rotating Stall lassen sich dadurch Veränderungen im Signal besser erkennen. Zum anderen handelt es sich hierbei um eine Einzelsensoranalyse, die im Gegensatz zum benötigten Umfangsarray von Sensoren mit deutlich weniger Aufwand zum Einsatz in realen Triebwerken kommen kann. Für den Betrieb mit SG'n lieferte auch dieses Verfahren keine befriedigenden Ergebnisse. Uhlmann führte weiterhin eine 2-D Wavelet-Analyse ein, die nur zwei über den Umfang verteilte Sensoren voraussetzte. Deren Ergebnisse waren jedoch auch nur zum Teil aussagekräftig.

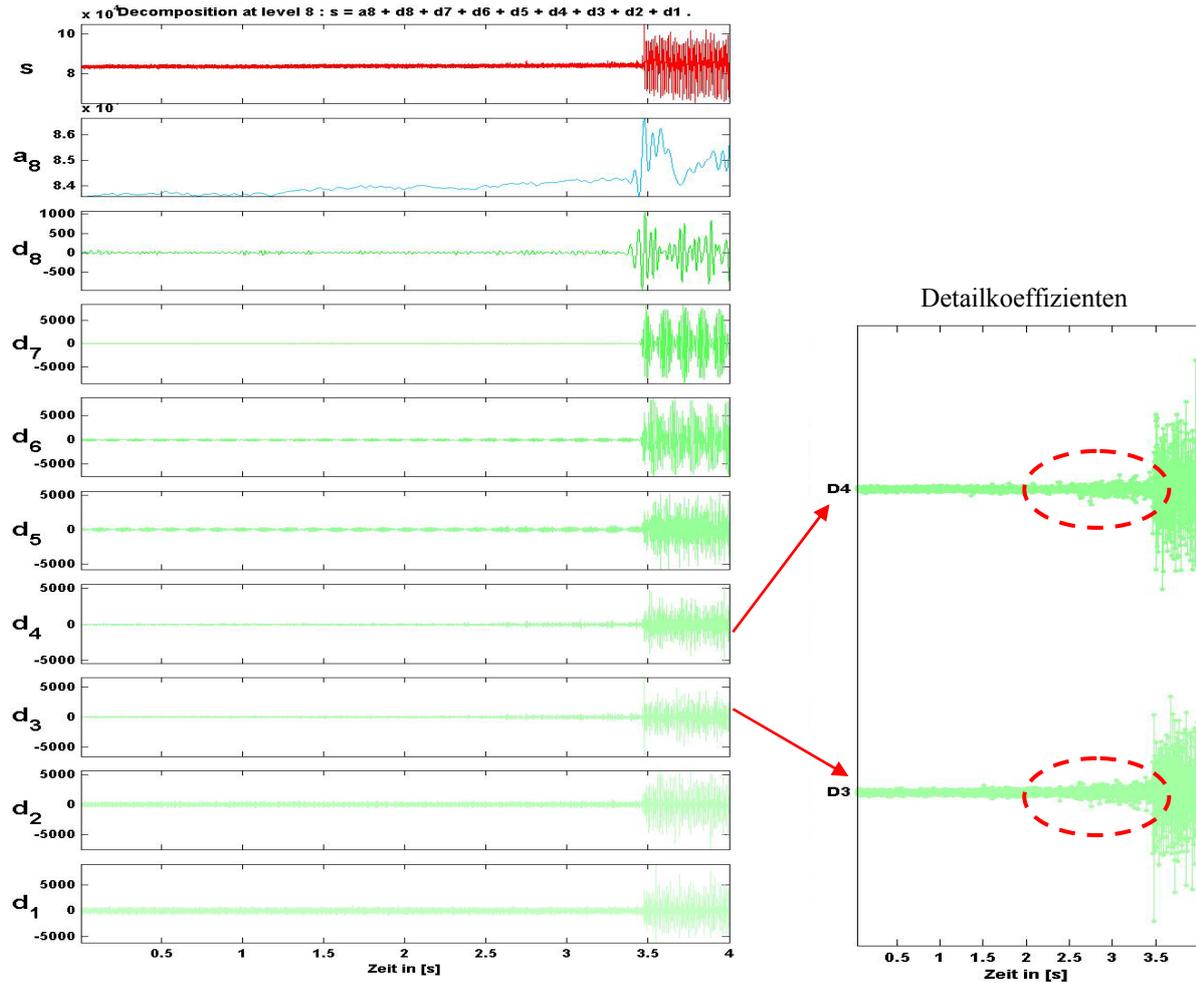


Abbildung 8.39: Detailkoeffizienten für alle Ebenen des „Wavelet decomposition tree“

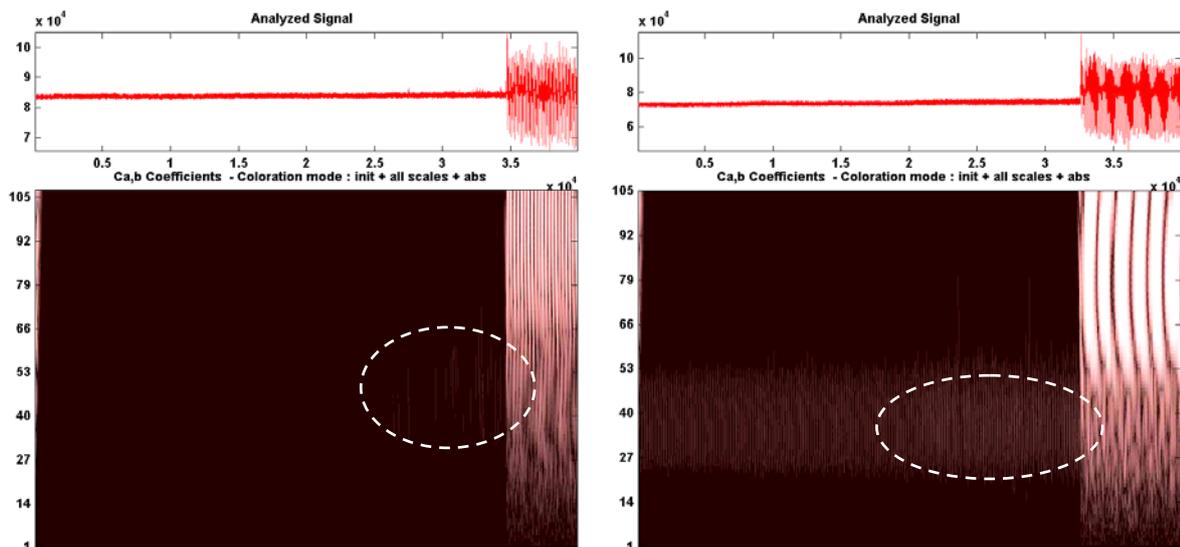


Abbildung 8.40: Kontinuierliche Wavelet-Transformation für K1 ($n_v=70\%$ (li.); $n_v=93,3\%$ (re.))

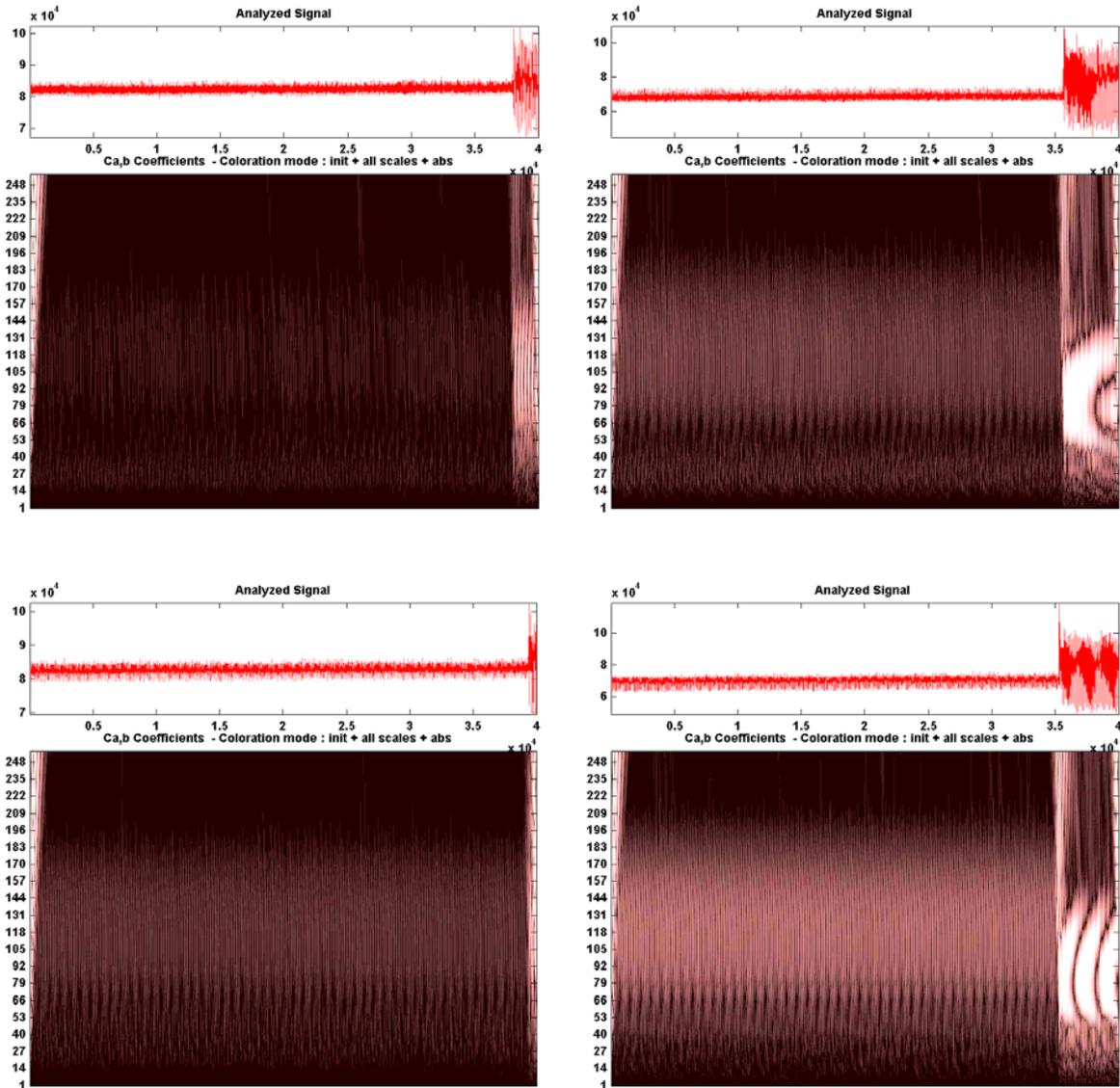


Abbildung 8.41: Kontinuierliche Wavelet-Transformation für K5 (oben) und K6 (unten)
($n_v=70\%$ (li.); $n_v=93,3\%$ (re.))

8.3 Zusammenfassung

Die Strömungsanalyse im Verdichtereintritt führte zu folgenden wesentlichen Ergebnissen: Der Strömungsabriss erfolgt unabhängig von Verdichterzahl und Konfiguration innerhalb weniger Rotorumdrehungen. Aus einem schnell umlaufenden Spike entwickelt sich eine im Ringraum rotierende „Full-span“ Stallzelle, deren Ausdehnung und Amplitude mit steigender Verdichterzahl wächst. Auch das Pumpen wird am Rig212 durch den gleichen Prozess eingeleitet.

Im Frequenzbereich wurden zwei dominierende Arten der Signaltransformation, einerseits die verschiedenen Formen der Fourier-Transformation und andererseits die Wavelet-Transformation, vorgestellt. Sie wurden auf die Drucksignale beim Überschreiten der Pumpengrenze angewandt, um eventuelle Indikatoren für den beginnenden Stall zu finden.

Die gefensterte Fourier-Transformation lieferte keinerlei Hinweise auf den bevorstehenden Strömungsabriss. Es wurden sogar aufgrund des Verfahrens Pseudofrequenzen produziert, die im Signal nicht vorkommen. Mit der Umfangsanalyse nach Tryfonidis et al. konnten für den

Fall der homogenen Zuströmung Anzeichen von umlaufenden Wellen gefunden werden. Die Wavelet-Transformation, die mit der Untersuchung nur eines Sensors ähnliche Ergebnisse erbrachte, ist durch die dyadische Aufteilung der Zeit-Frequenz-Ebene besser geeignet, hochfrequente Signalanteile aufzulösen. Allerdings wird die Interpretation der Wavelet-Koeffizienten im Spektrogramm erschwert, weil die Darstellung mangels der direkten Frequenzinformation weniger anschaulich ist. Eine Periodizität im Signal lässt sich zum Beispiel nicht ohne weiteres ablesen wie bei der STFT, denn dazu müsste man bei der Wavelet-Transformation das zeitliche Auftreten bestimmter Extrempunkte einzeln untersuchen. Die Wavelet-Transformation bietet also nicht nur Vorteile, wie man vermuten mag. Die Fourier-Transformation ist beispielsweise besser in der Lage harmonische und niederfrequente Schwingungsanteile zu detektieren.

Aus den theoretischen Betrachtungen heraus bedeutet dies für die Auswertung der instationären Drucksignale aus den Verdichterversuchen Folgendes: Man kann Modalwellen („long length scale perturbations“), die niederfrequent im Signal auftauchen, besser durch die Fourier-Transformation detektieren. Spikes („short length scale perturbations“), die hochfrequent auftauchen, lassen sich besser durch die Wavelet-Transformation identifizieren. Leider spiegelt sich das nicht in den vorgestellten Ergebnissen wider.

9 Strömungsanalyse im axialen Verdichterschnitt bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze

Nach der Betrachtung der Strömung im Verdichtereintritt im vorangegangenen Kapitel, soll nun die Strömungsanalyse entlang des Verdichters erfolgen. Dazu werden die Messwerte von statischen Wanddrucksensoren ausgewertet, die auf der 0°-Position im Verdichterein- und -austritt sowie zwischen den Stufen angebracht sind.

Ziel ist es, die Entwicklung der entstehenden Instabilitäten im axialen Schnitt durch den Verdichter zu verstehen. Besondere Beachtung bei der physikalischen Interpretation der Druckwerte muss die axiale Position der einzelnen Sensoren verdienen. Es ist auch interessant, inwieweit sich die numerischen Ergebnisse der in Kapitel 7 gebildeten Modellvorstellung der Stallzelle in den realen Messwerten widerspiegeln.

Außer einigen allgemeinen strömungstheoretischen Überlegungen sind zu dem Thema der axialen Ausbreitung von Strömungsinstabilitäten bisher recht wenig Arbeiten veröffentlicht wurden.

Bevor Messungen im Verdichter möglich waren, nahm man lange Zeit an, dass die Stallzellen an ihren Rändern kaum durchströmt werden. Dieser Typ wurde als „passive“ Stallzelle beschrieben. Um aber diese Bedingung zu erfüllen, dass kein Fluid die Ränder der Zelle durchströmt, muss sie sich wie eine Spirale durch den Verdichter bewegen.

Day und Cumpsty (1978) berichteten als erste, dass sich Stallzellen auch axial durch einen mehrstufigen Verdichter ausbreiten, sogar, wenn die umgebende, ungestörte Strömung eine Umfangskomponente der Geschwindigkeit besitzt.

Die Erkenntnis ist ganz ähnlich zu den Ergebnissen der Eintrittsstörungen im Kapitel 5 und wie sie sich durch den Verdichter bewegen. Aus dieser Beobachtung folgt zwingend, dass das Fluid die Stallzelle auf der einen Seite einströmen und auf der anderen Seite wieder verlassen muss. Dieser Typ wurde als „aktive“ Stallzelle beschrieben. Der größte Anteil der Strömung, welcher die Stallzelle betritt und wieder verlässt, wird von den Rotoren geliefert. Ein Strömungsaustausch in den axialen Schaufelzwischenräumen findet dagegen kaum statt. In der Abbildung 9.1 wird das idealisierte Strömungsmuster mit einer „Full-span“ Stallzelle in einem mehrstufigen Verdichter im festen Koordinatensystem betrachtet.

In dem Fall einer Maschine mit 50% Reaktion, ist die Umfangskomponente der ungestörten Strömung gleich 50% der Rotorgeschwindigkeit. Da sich aber eine „Full-span“ Stallzelle mit

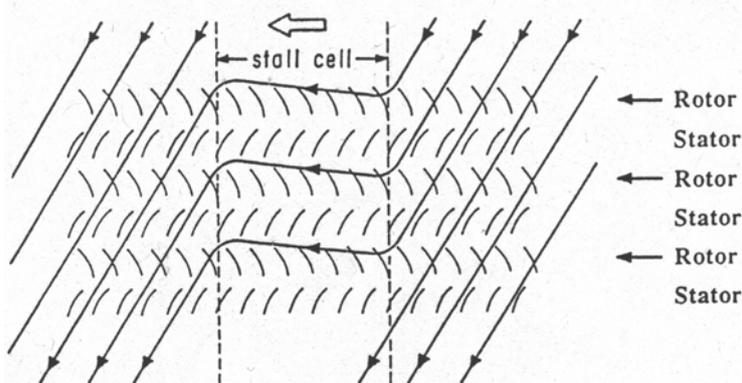


Abbildung 9.1: Skizze einer „Full span“ Stallzelle im Absolutsystem, die sich axial durch den Verdichter bewegt (Cumpsty, 1989)

einer Geschwindigkeit von weniger als 50% Rotorgeschwindigkeit bewegt, fordert das Kontinuum, dass sich ein wenig Fluid als Nettotransfer durch die Stallzelle fortsetzen muss. Die Rotorschaufeln bewegen sich kontinuierlich durch die Zelle in einer tangentialen Richtung und so wird der Transport des Fluids quer durch die Zelle erreicht.

Offensichtlich zeigen die Strömungsmuster in der Skizze eine „Übereinfachung“ von dem, was wirklich passiert, aber damit ist es möglich, zu verstehen, warum hohe tangentielle Komponenten der Geschwindigkeit in „Full-span“ Stallzellen existieren.

9.1 Entwicklung der instabilen Strömung („Stall Inception“)

9.1.1 Rotating Stall

Der Entwicklungsprozess des Rotating Stall wurde im [Kapitel 8](#) schon eingehend betrachtet. Aus diesem Grund werden bei der Untersuchung des axialen Schnitts nur noch einige ausgewählte Datensätze präsentiert.

In der [Abbildung 9.2](#) ist das Einsetzen des Rotating Stall über die axial verteilten Wanddruckaufnehmer dargestellt. Es handelt sich dabei um die Konfiguration 1 bei 93,3% Verdichterdrehzahl. Zur besseren Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Druckniveaus entlang des Verdichters, wurde für alle dargestellten Datensätze die gleiche Skalierung verwendet.

Es zeigt sich ein sehr unerwartetes Ergebnis, was aber für alle Konfigurationen repräsentativ ist. Es konnte weder das typisch drehzahlabhängige Verhalten mehrstufiger Maschinen noch das typische Verhalten kompressibel arbeitender HDV beobachtet werden, was im Folgenden kurz erläutert wird.

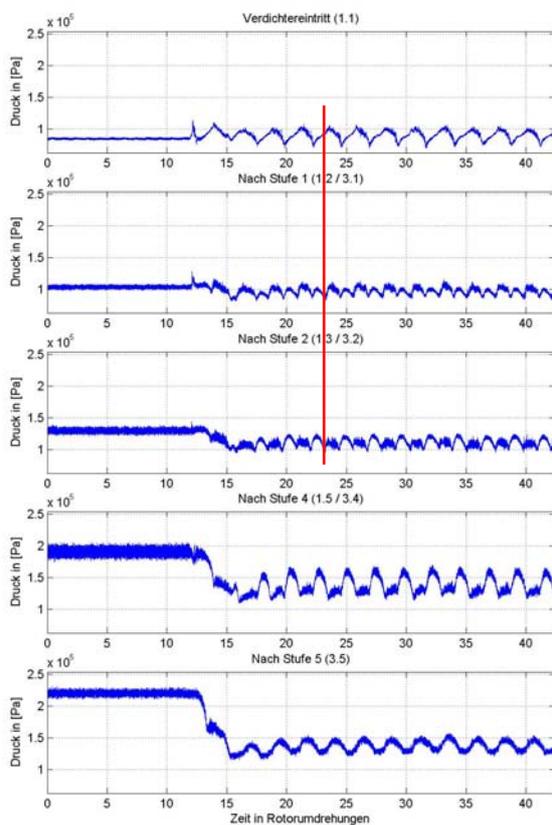


Abbildung 9.2: Beginn Rotating Stall entlang des Verdichters für K1 ($n_v=93,3\%$)

Stallzelle (rote Linie). Die einzelne Stallzelle dehnt sich fast bis zum Verdichteraustritt aus, was aber dort leider nicht mehr genau bestimmbar ist. Weiterhin besitzt sie über alle Stufen hinweg die gleiche Breite und bewegt sich im gesamten Verdichter mit der gleichen Geschwindigkeit.

Auf die physikalische Interpretation des zeitlichen Druckverlaufs in den einzelnen Stufen soll jetzt noch nicht eingegangen werden. Jedoch ist nach der kurzen Stall Inception Phase der erhebliche Druckverlust der hinteren Stufen beim voll entwickelten Rotating Stall erstaunlich. Dieses Ergebnis korreliert mit dem enormen Leistungsverlust des Verdichters, der nach dem Einsetzen des Rotating Stall sehr schnell auf der Tertiärcharakteristik arbeitet. Während der

Bei mehrstufigen Verdichtern reißt die Strömung zunächst im aerodynamisch am stärksten belasteten Bereich ab. Das können je nach Drehzahl und Eintrittsbedingungen die ersten, mittleren oder hinteren Stufen sein. Die grafische Darstellung der axialen Messergebnisse spricht jedoch dafür, dass die aerodynamische Belastung der einzelnen Stufen beim Erreichen der Pumpgrenze in etwa gleich groß sein muss, da ein absolut gleichzeitiges Einsetzen des Rotating Stall entlang des Verdichters erfolgt.

Die gleichen Eigenschaften besitzt die im hydrodynamischen Greitzer-Moore Modell postulierte Störung, die sich, resultierend aus der Kontinuitätsgleichung bei inkompressibler Strömung, instantan durch den Verdichter ausbreiten muss und deren Axialgeschwindigkeit keine Funktion der Länge darstellt.

Ansonsten zeigt sich das oben beschriebene Bild der axialen Ausbreitung der auftretenden „Full-span“

Verdichter beim Übergang von primärer zu sekundärer Charakteristik verhältnismäßig geringe Leistungseinbußen zeigt, sind diese beim Übergang zur Tertiärcharakteristik wesentlich dramatischer. Ursache dafür ist, dass sich ein großes Ablösegebiet – die registrierte „Full-span“ Stallzelle – ausbildet, das in radialer Richtung den gesamten Schaufelkanal ausfüllt. Die Strömung kann sich nun aufgrund des geringen Abstands der Schaufelreihen stromabwärts nicht mehr in Umfangsrichtung ausgleichen. Das Ablösegebiet erfasst also den Verdichter in seiner gesamten axialen Ausdehnung, womit sich die Leistungsverluste aller einzelnen Stufen summieren.

Für die Konfigurationen 5 und 6 (Abbildung 9.3) zeigt sich für alle Drehzahlen von Verdichter und rSG das gleiche Verhalten wie für K1. Allerdings lässt sich im stabilen Betrieb vor dem Einsetzen des Rotating Stall der Einfluss der rotierenden Eintrittsstörungen sehen und wie sie sich annähernd rein axial durch den Verdichter bewegen.

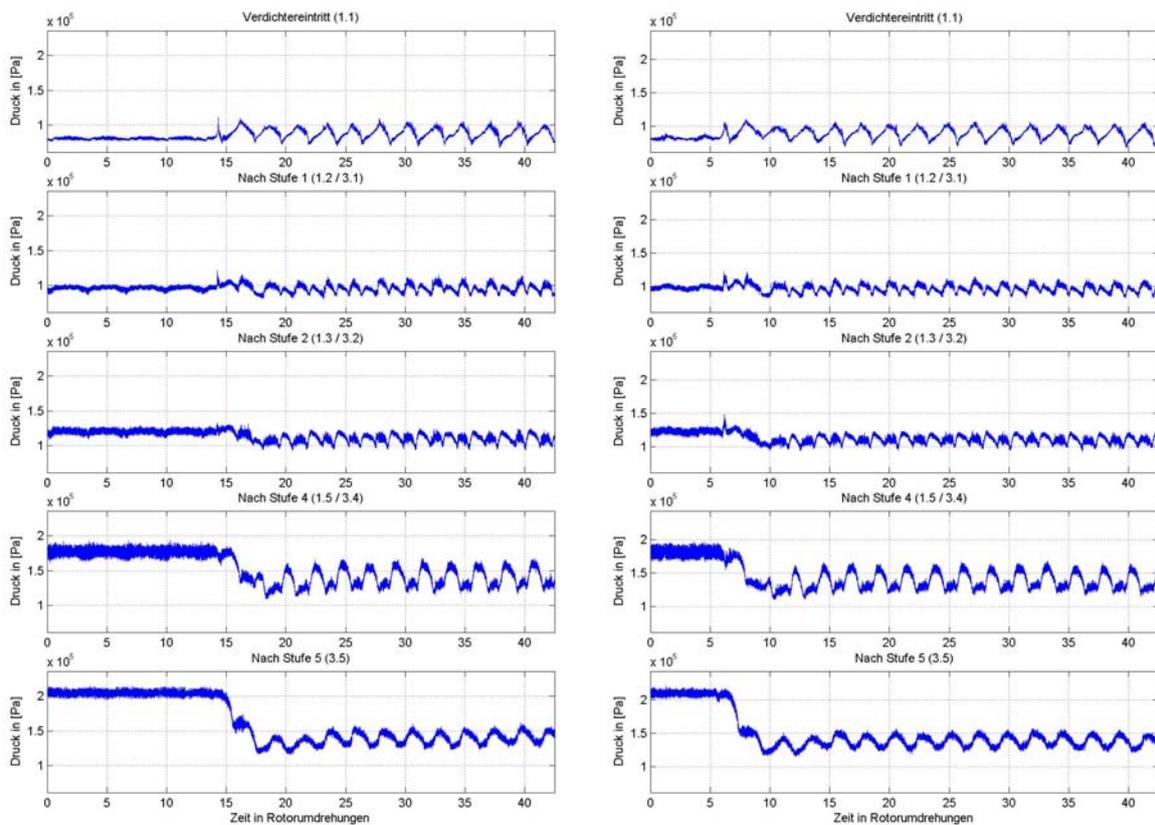


Abbildung 9.3: Beginn Rotating Stall entlang des Verdichters für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_V=93,3\%$, $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

Die axialen Positionen der Wanddrucksensoren zwischen den Stufen haben einen Einfluss auf den gemessenen Druckverlauf. So ist der Sensor im Verdichtereintritt vor dem ersten Rotor angebracht und zeigt den typischen Druckverlauf für Rotating Stall, der über der Vorderkante der Beschaufung gemessen wird (vgl. Kapitel 8). Die folgenden Drucksensoren sind zwar auch vor der jeweils folgenden Stufe positioniert, jedoch auch hinter der vorangehenden. Das von der Ablösung betroffene Gebiet kann also nicht in dem Maße an der Druckerhöhung entlang des Verdichters teilnehmen wie die ungestörten Bereiche der Strömung. Somit sinkt das Druckniveau der Strömung innerhalb der Stallzelle im Vergleich zum restlichen Bereich im Ringraum mit jeder weiteren Stufe.

In der Abbildung 9.4 ist der Vergleich der Totaldrücke im Verdichtereintritt (Ebene 1.1) und -austritt (Ebene 3.5) für K1 ($n_V=93,3\%$) dargestellt. Die rote Linie markiert das Einsetzen der Strömungsinstabilität. Man erkennt sehr deutlich den fast gleichzeitigen Beginn des Rotating

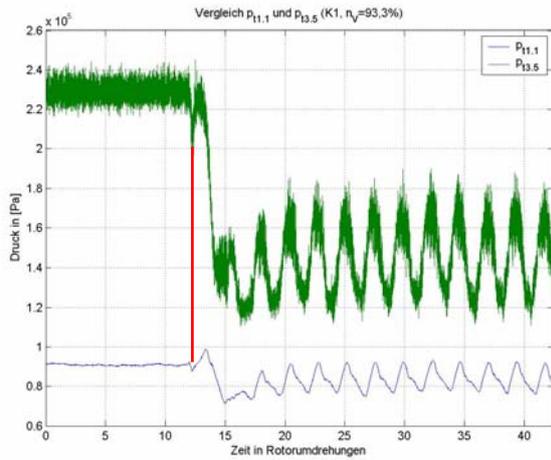


Abbildung 9.4: Beginn Rotating Stall für K1 (n_V=93,3%); Vergleich p_{11.1} und p_{13.5}

diese Auflösung außerhalb der Messgenauigkeit liegt.

9.1.2 Surge

In der Abbildung 9.5 ist ein Pumpzyklus für die Konfiguration 1 bei der 93,3%-Drehzahllinie dargestellt. Beim Pumpen ist ebenfalls der gesamte Stufenverband betroffen. Aber im

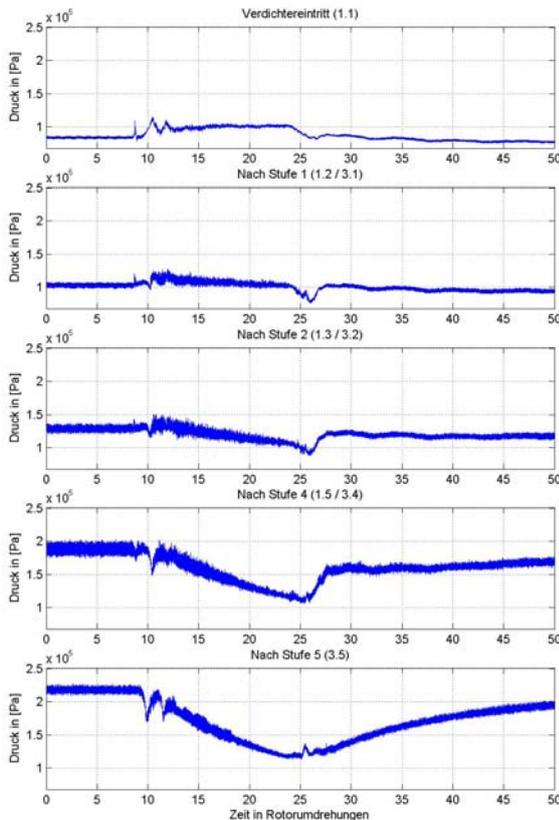


Abbildung 9.5: Pumpzyklus entlang des Verdichters für K1 (n_V=93,3%)

Luftsammler groß genug, um auch schon bei geringen Drehzahlen Pumpen auszulösen.

In der Abbildung 9.6 korreliert der Druck p_{3.5} mit dem im Plenum und zeigt, wie der Druck

Stall über die gesamte Maschine. Die Totaldrucksonde im Verdichtereintritt registriert die Strömungsablösung etwas früher als die im Verdichteraustritt. Die Grenze für die Ausbreitung einer existierenden Störung im Fluid stellt die Schallgeschwindigkeit dar. Nimmt man diese mit einer mittleren Temperaturverteilung über den Verdichter als die maximale Fortschrittsgeschwindigkeit, müsste der Sensor am Verdichteraustritt die entstehende Rotating Stallzelle ca. 1ms später detektieren als der Sensor im Verdichtereintritt. Aufgrund der extremen Strömungsbedingungen ist das Drucksignal in der Ebene 3.5 sehr verrauscht, weshalb

gesamter Stufenverband betroffen. Aber im Gegensatz zum Rotating Stall zeigt sich ein Unterschied in der Belastung. Während sich die Strömung im Verdichtereintritt nach knapp 20 Rotorumdrehungen wieder erholt zeigt, erreichen die hinteren Stufen gerade den maximalen Druckabfall.

Das Pumpen ist eine systemweite Störung. Es ist also das gesamte Verdichtungssystem in dem Instabilitätsprozess involviert, nicht bloß die Beschauelung. In diesem Sinn kann man sagen, dass der Verdichter „stalled“, während das System - inklusive jedem Kanal- oder Plenumvolumen zwischen Verdichter und Austrittsdrossel - „surged“.

Verdichterpumpen wird nur in einem System auftauchen, in dem eine signifikante Menge an Kompressionsenergie stromab des Verdichters gespeichert ist. Für ein Niederdrucksystem muss das Austrittsplenum sehr groß sein, um Pumpen zu initialisieren, während in einem Hochdrucksystem genügend Energie in einem kleineren System gespeichert werden kann. Im Falle des Rig212 ist das Plenum vor der Ringdrossel für jede Drehzahllinie zu klein, um dem Verdichter Pumpen aufzuprägen. Dagegen ist das Volumen des

im Plenum steigt und fällt – so wie das Plenum entsprechend gefüllt und geleert wird. Man sieht, dass der zweite Pumpzyklus eine exakte Wiederholung des ersten ist – und so weiter. Der Zustand im Plenum steuert also den Pumpzyklus – eine alleinige Betrachtung der Sensoren im Verdichtereintritt (vgl. [Kapitel 8](#)) reicht dazu nicht aus.

Der Verlauf zeigt, dass bei Umdrehung 20 ein kurzer Ausbruch von Rotating Stall erscheint, gefolgt durch eine Druckerhöhung infolge der Strömungsablösung im Verdichtereintritt. Währenddessen fällt der Drucklevel im Plenum scharf ab. Nach weiteren 15 Umdrehungen ist der Druck im Plenum so weit gefallen, dass der Verdichter in der Lage ist, wieder anzulegen, und das Plenum wird erneut aufgepumpt. Der Druckabfall von $p_{3,5}$ ist beachtlich. In seinem Minimum erreicht er fast nur noch das Niveau von $p_{1,1,max}$. Dieses Maximum zeigt den Druckausgleich nach vorn über den Verdichter. D.h., es findet praktisch kaum noch eine Druckerhöhung im Stufenverband statt. Nach weiteren 65 Umdrehungen ist das Plenum wieder soweit aufgeladen, dass die Strömung erneut zusammenbricht.

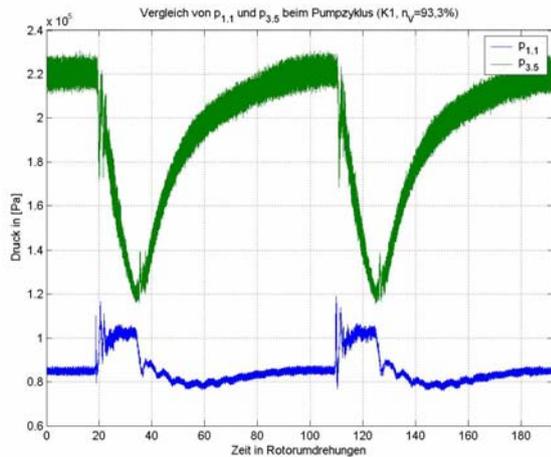


Abbildung 9.6: Pumpzyklus für K1 ($n_V=93,3\%$); Vergleich $p_{1,1}$ und $p_{3,5}$

werden. Die Druckschwankungen sind nicht so groß wie beim „deep Surge“ und die Axialgeschwindigkeit wird nie negativ.

Es wurde gezeigt, wie der Kollaps der Verdichterleistung während des Pump-Prozesses verantwortlich ist, für eine Sequenz von Ursache- und Wirkungsereignissen, welche zusammen einen Pumpzyklus ausmachen. Die Eigenschaften eines Zyklus hängen offensichtlich davon ab, wie viel der Verdichter-Leistung während des Stalls abfällt, und davon, wie viel Druckenergie im Plenum gespeichert ist. Ein Verdichter, der nur leicht ablöst (z.B. „Part-span“ Stall; vgl. [Kapitel 9.2](#)), wird das System nicht stark beeinflussen und ein Plenum mit kleinem Volumen vermag nicht, seinen Drucklevel lange genug zu erhalten, um die Strömung im Kanal komplett abzulösen (Initiierung ausschließlich von Rotating Stall über die Ringdrossel). Die Kanallänge spielt ebenfalls eine Rolle in dem Prozess, da dessen Länge die Trägheit des Fluids beeinflusst, welches beschleunigt bzw. verzögert werden muss. Das Verdichterpumpen kann deshalb als eine Interaktion zwischen Druckkräften und Trägheitskräften betrachtet werden, welche mit einer Initialstörung – dem Rotating Stall – versorgt wird.

Da Rotating Stall die Initialphase eines Pumpzyklus darstellt, kann man erwarten, dass die Einleitungsprozesse für das Pumpen sehr ähnlich dem sein werden, wie es schon für Rotating Stall gezeigt wurde. Die [Abbildung 9.5](#) zeigt, dass dies präzise der Fall ist, mit einer kleinen, sich schnell bewegenden Stallzelle, welche schnell zu Proportionen wächst, die groß genug sind, um eine eindimensionale Strömung zu initiieren (zwischen Umdrehung 8 und 12; vgl. [Kapitel 8](#): Betrachtung über den Umfang).

In der [Abbildung 9.7](#) ist das Pumpen für die Konfigurationen 5 und 6 dargestellt. Neben dem leicht verschobenen Druckniveau im Vergleich zu K1 sind kaum Einflüsse der SG'n zu erkennen. Die Druckenergie, die im Plenum gespeichert ist, übersteigt die von den SG'n produzierten Totaldruckstörungen um ein Vielfaches und stellt somit den dominierenden

Verbunden mit diesem Auf- und Entladen des Plenums ist die entsprechende Änderung der Axialgeschwindigkeit durch den Verdichter. Zwei Typen von Pumpzyklen sind basierend auf den Fluktuationen der Axialgeschwindigkeiten identifiziert wurden. Greitzer bezeichnete diese Typen von Zyklen als „classic Surge“ und „deep Surge“, wie in [Kapitel 2](#) gezeigt wurde. Am Rig212 konnte nur der Fall des „classic Surge“ beobachtet

wurden. Die Druckschwankungen sind nicht so groß wie beim „deep Surge“ und die Axialgeschwindigkeit wird nie negativ.

Effekt dar. Allerdings lassen sich die eintretenden Störungen des rSG während der Aufladephase bis zur vierten Stufe deutlich verfolgen. Im stabilen Betrieb, vor dem Ablösen der Strömung, ist der Gegendruck im Plenum so groß, dass sich die Störungen maximal bis zur zweiten Stufe verfolgen lassen. Man sieht sehr deutlich, wie deren Einfluss während des Füllens des Plenums nachlässt.

K5 und K6 unterscheiden sich einzig in der Drehrichtung des rSG. Bis auf die unterschiedlichen Strömungsmuster der eintretenden Störungen, die in Kapitel 5 detailliert betrachtet wurden, kann zwischen diesen Konfigurationen kein unterschiedlicher Einfluss auf das Strömungsverhalten während eines Pumpzyklus gefunden werden.

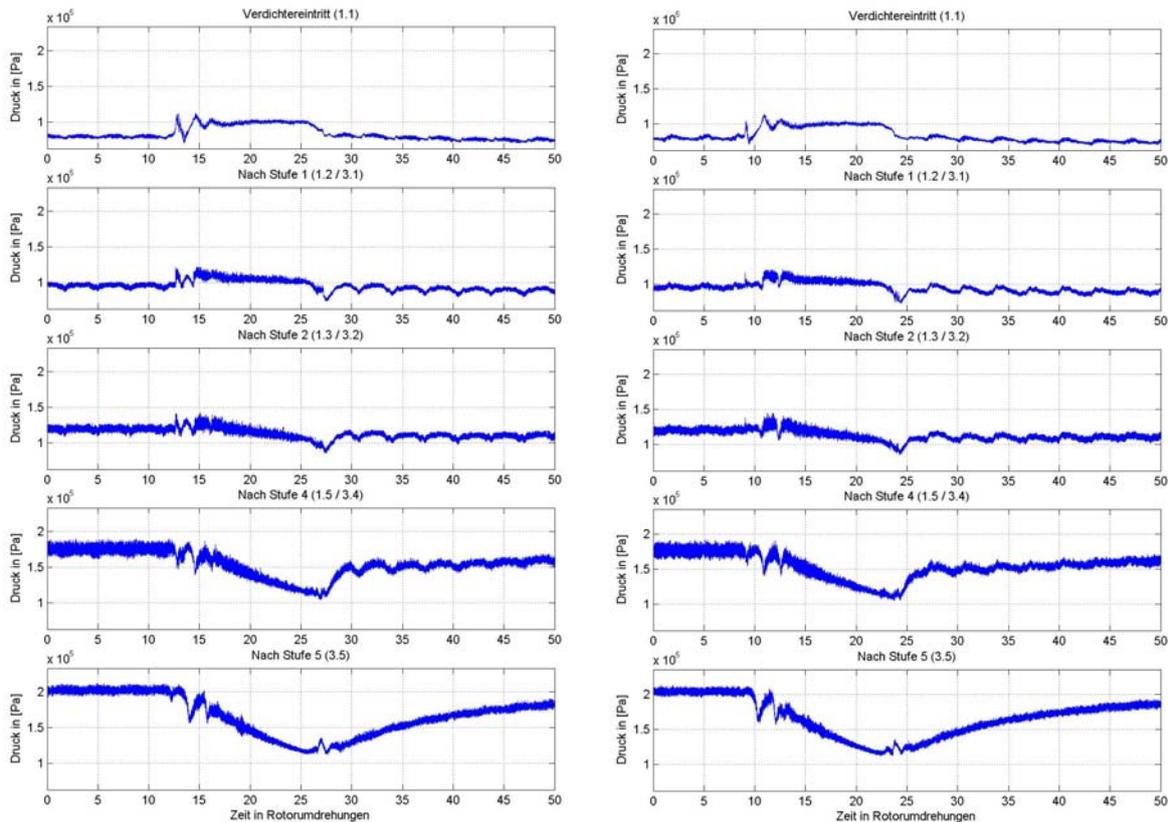


Abbildung 9.7: Pumpzyklus entlang des Verdichters für K5 (li.) und K6 (re.)
($n_V=93,3\%$, $n_{rSG}=4000\text{min}^{-1}$)

9.2 Verhalten beim Wiederanlegen der Strömung

In Folgenden wird das Verhalten der Strömung bei der Rückkehr aus dem Rotating Stall in den stabilen Betrieb („Recovery“) betrachtet. Für alle Konfigurationen galt, dass bei niedrigen Verdichterdrehzahlen ein „sanftes“ Anlegen über allmählich kleiner werdende Stallzellen zu beobachten war, während bei hohen Drehzahlen das Anlegen der Strömung so abrupt erfolgte wie zuvor das Ablösen.

Die Abbildung 9.8 zeigt den Prozess des Anlegens der Strömung für K1 bei der 70%- und der 93,3%-Drehzahllinie. Man erkennt deutlich den Unterschied zwischen diesen beiden Verdichterdrehzahlen. Auf der 70%-Drehzahllinie arbeitet der Verdichter mit einer einzigen kleinen „Part-span“ Stallzelle, die aufgrund ihrer geringen Größe mit ca. 65% der Rotorgeschwindigkeit im Ringraum umläuft.

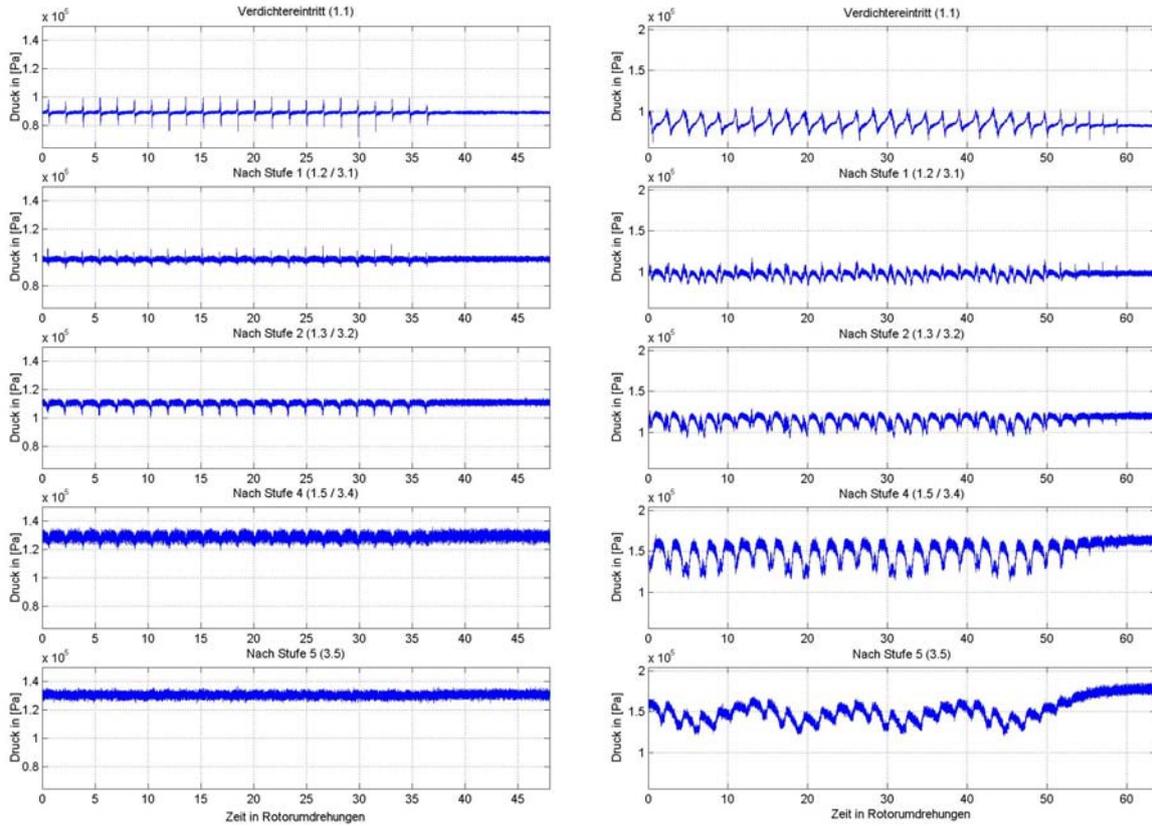


Abbildung 9.8: Recovery entlang des Verdichters für K1 ($n_V=70\%$ (li.) und $n_V=93,3\%$ (re.))

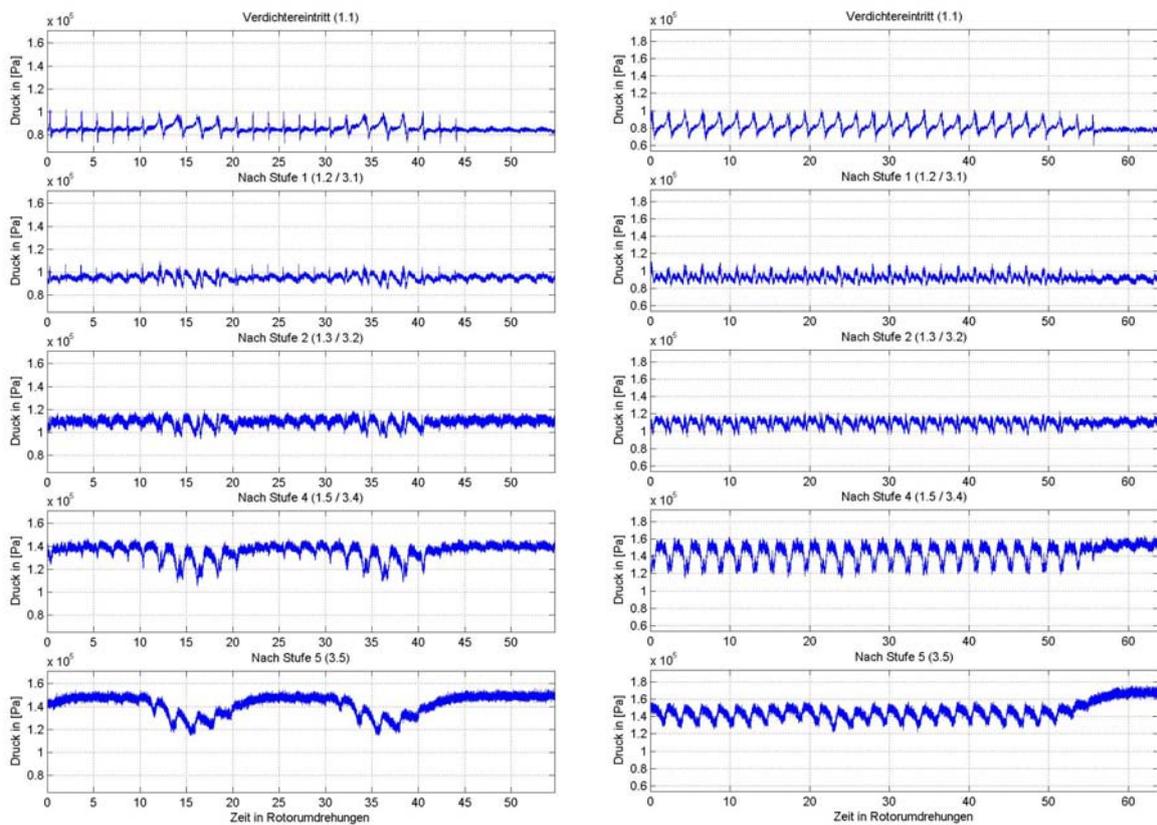


Abbildung 9.9: Recovery entlang des Verdichters für K5 ($n_V=80\%$ (li.) und $n_V=93,3\%$ (re.); $n_{RSG}=6000 \text{ min}^{-1}$)

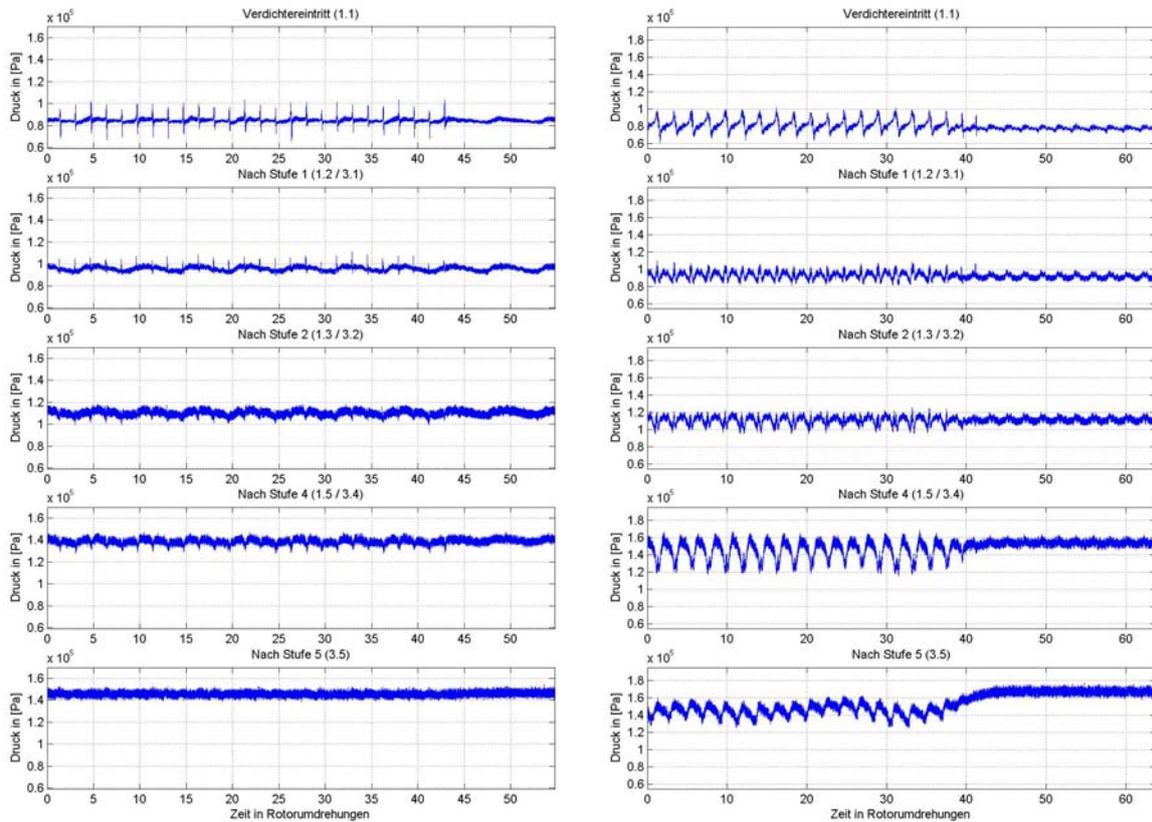


Abbildung 9.10: Recovery entlang des Verdichters für K6
 ($n_v=80\%$; $n_{rSG}=2000\text{min}^{-1}$ (li.) und $n_v=93,3\%$; $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ (re.))

Diese Zelle beschränkt sich auf die vorderen Stufen des Verdichters. Eine genaue Abgrenzung zwischen der Stallzelle und dem beeinflussten Gebiet in ihrem Nachlauf lässt sich kaum treffen. Im Kennfeld bewegt sich der Verdichter dabei schon fast wieder auf der Primärcharakteristik (vgl. Kapitel 6). Im Einklang damit sieht man auch, dass sich der Druck hinter der letzten Stufe im Verdichteraustritt nach dem Auflösen der Stallzelle (Umdrehung 37) kaum noch ändert. Der Verdichter arbeitet also ohne nennenswerten Leistungsverlust trotz vorhandenem „front end“ Stall.

Ein gänzlich anderes Bild zeigt sich auf der 93,3%-Drehzahllinie. Der Verdichter arbeitet fast bis zum Anlegen der Strömung mit „Full-span“ Stallzellen auf der Tertiärcharakteristik. Nachdem die Drossel weit genug geöffnet wurde, stabilisiert sich der Verdichter innerhalb weniger Rotorumdrehungen und springt förmlich auf die Primärcharakteristik. Im Gegensatz zur niedrigen Verdichterdrehzahl ist hier bis zum Schluss der gesamte Stufenverband betroffen. Das zeigt sich auch im allgemein deutlich stärker abgesenkten Druckniveau in der Ebene 3.5. Es ist also eine Drehzahlabhängigkeit beim Wiederanlegen der Strömung zu erkennen.

Aus diesem Grund muss es im mittleren Geschwindigkeitsbereich einen Umschlagpunkt zwischen dem Auftreten von „Part-span“ und „Full-span“ Stallzellen unmittelbar vor dem Wiederanlegen der Strömung geben. Einen solchen Fall stellt die Konfiguration 5 auf der 80%-Drehzahllinie mit $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ dar (Abbildung 9.9). Bis zur Umdrehung 10 arbeitet der Verdichter mit „Part-span“ Stallzellen in den vorderen Stufen. Das Druckniveau der hinteren Stufen zeigt sich erholt. Dann bilden sich plötzlich für weitere 10 Rotorumdrehungen „Full-span“ Stallzellen aus, welche die ganze Maschine betreffen. Dieser deutliche Verlust der Leistungsumsetzung des Verdichters zeigt sich wieder im abgesenkten Austrittsdruck. Der ganze Vorgang wiederholt sich noch einmal, bevor die Strömung anlegt und sich erholt.

Bei dieser Drehzahllinie ist die Drossel noch nicht weit genug geöffnet, so dass der Plenumsdruck variiert. Der Verdichter gleicht den erhöhten Gegendruck aus, in dem durch

eine stärkere Reduktion der Querschnittsflächen mittels der „Full-span“ Stallzellen die Fördermenge bei gleicher Drehzahl verringert wird. Sobald der Druck abgebaut ist, wechselt die auftretende Strömungsinstabilität in „Part-span“ Zellen. Welche Stufe am höchsten belastet ist und das erneute Auftreten des „Full-span“ Stalls initiiert, ist aus den Messungen nicht zu erkennen.

Der Prozess der Strömungsstabilisierung ist offenbar auch eine Funktion der Drehzahl des rSG, denn bei den anderen untersuchten Störgeneratordrehzahlen bei K5 und $n_V=80\%$ konnte dieses Verhalten nicht so ausgeprägt beobachtet werden. Eine Initiierung des „Full-span“ Stalls durch die Anregung der eintretenden rotierenden Störung, die der stationären des sSG überlagert ist, ist unwahrscheinlich. Sie liegen nicht in „Phase“ mit den auftretenden Zellen, sondern sind mit 100Hz deutlich schneller. Es liegt die Vermutung nahe, dass die mittlere Störintensität, die bei $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ am geringsten (vgl. Kapitel 6: Kennfeldbetrachtung), den Ausschlag für das gezeigte Verhalten gibt. Die 93,3%-Drehzahllinie zeigt ein ähnliches Bild wie schon bei K1.

In der Abbildung 9.10 ist das Anlegen der Strömung für K6 dargestellt. Hier zeigt sich der bereits besprochene Aspekt der Drehzahlabhängigkeit. Bei der 80%-Drehzahllinie, bei welcher der rSG auf 2000min^{-1} eingestellt ist, kann man wieder das „sanfte“ Anlegen der Strömung erkennen. Die „Part-span“ Stallzellen beeinflussen die Hauptströmung so wenig, dass sich die erzeugten Eintrittsstörungen bis nach der vierten Stufen detektieren lassen. Die 93,3%-Drehzahllinie mit $n_{rSG}=6000\text{min}^{-1}$ zeigt ein Bild analog zu K5.

Das Verhalten der Strömung beim Anlegen ist nicht nur eine Funktion der Verdichterdrehzahl und dem entsprechenden Einsatz der Störgeneratoren, sondern auch der Öffnungsrate der Drossel. Diese ist zu groß, so dass sich bei den hohen Massendurchsätzen im oberen Drehzahlbereich vor dem Anlegen der Strömung keine „Part-span“ Stallzellen ausbilden können.

9.3 Zusammenfassung

Entlang des Verdichters konnte gesehen werden, dass sich die entstehende „Full-span“ Stallzelle nahezu instantan über alle Stufen entwickelt. Sie verläuft axial mit konstanter Breite durch den Verdichter und bewegt sich mit weniger als der halben Rotordrehzahl im Ringraum. Insgesamt weist damit das Rig212, selbst bei hohen Drehzahlen, einen sehr inkompressiblen Charakter auf.

Das Pumpen konnte dem Verdichter nur mit dem großen Volumen des Luftsammlers aufgeprägt werden. Es betrifft das gesamte Verdichtungssystem und wird maßgeblich über den Druck im Plenum gesteuert. Am Rig212 konnte ausschließlich „Classic Surge“ beobachtet werden, bei dem die Axialgeschwindigkeit immer positiv bleibt.

Beim Wiederanlegen der Strömung zeigt sich neben dem Einfluss der Verdichterdrehzahl auch die Störgeneratorkonfiguration als wichtige Einflussgröße, ob „Part-span“ oder „Full-span“ Stallzellen ausgebildet werden. Die Untersuchungen zum Recovery sind deshalb von Interesse, um die Abhängigkeiten zu klären, die dafür verantwortlich sind, wie sich die Strömung im Verdichter beim Herausführen aus den aerodynamischen Instabilitäten verhält. Gerade in Bezug auf die aktive Stabilitätskontrolle bei Flugzeugtriebwerken sind diese Erkenntnisse von großer Bedeutung. Wie sich am Rig212 gezeigt hat, würde eine Regelung in einen Betrieb mit „front end Part-span“ Stall ausreichen, um einen sicheren Betrieb mit wenig Leistungsverlust zu gewährleisten.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurden detaillierte Untersuchungen der kombinierten Eintrittstotaldruckstörungen am fünfstufigen HDV Rig212 durchgeführt. Dabei wurden deren Einfluss auf das Betriebsverhalten des Verdichters und gegenseitige Interaktionen analysiert.

Instationär aufnehmende Dreilochsonden bildeten einen Schwerpunkt der instationären Messwerterfassung und lösten die HDA-Technik ab, die den starken mechanischen Beanspruchungen infolge des Störgeneratoreinsatzes und den extremen Strömungsverhältnissen nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze nicht standhielten. Damit wurden am Institut erstmals pneumatische, instationär aufnehmende Strömungsvektorsonden eingesetzt. Der Vorteil dieser Sonden liegt in ihrer Robustheit und selbst nach Pumpvorgängen wurden keine Beschädigungen an ihnen und den eingebauten Sensoren festgestellt. Sie sind deshalb auch für einen Dauereinsatz für hoch belastete Strömungen sehr geeignet. Jedoch weisen sie aufgrund ihrer komplexen Bauweise den Nachteil auf, kompliziert und teuer in der Herstellung zu sein. Weiterhin gestaltet sich die Kalibrierung als sehr aufwendig, wenn auch kompressible Effekte berücksichtigt werden sollen. In diesem Fall ist ein Stosswellenkanal notwendig. Die mit der Größe der Sonden verbundene Versperrung des Ringraums ist ebenfalls zu beachten. Die geometrisch größeren Abmessungen im Gegensatz zu den HDA-Sonden begrenzen bei der inkompressiblen Kalibrierung aufgrund der Laufzeit zwischen den einzelnen Druckaufnehmern die Abtastfrequenz. Gerade an den Rändern der eintretenden Totaldruckstörungen traten hohe Geschwindigkeitsgradienten auf, welche die Grenzen der Anwendbarkeit aufzeigten.

Bei der Strömungsvermessung in der Verdichtereintrittsebene lieferten die Mehrlochsonden gute Ergebnisse, jedoch begrenzte die spitze Keilform die Gierwinkelvermessung auf einen bestimmten Bereich, der teilweise durch den kombinierten Einsatz der Störgeneratoren überschritten und in der Stärke nicht erwartet wurde. Allgemein erzeugte der kombinierte Störgeneratoreinsatz ein sehr komplexes Strömungsbild mit sehr großen Niveauunterschieden in Totaldruck-, Machzahl- und Gierwinkelverlauf sowie einem ausgeprägten Totaldruckminimum. Durch den Einsatz des rSG wurde dem Strömungsfeld ein Impuls in die jeweilige Umfangsrichtung aufgeprägt, was zu einem leichten Nettodrall der Strömung führte. Trotzdem war es möglich, die sich überlagernden Störungen dem jeweiligen SG zuzuordnen, obwohl beide in Interaktion traten. Das zeigte sich besonders im Vergleich der Konfigurationen 5 und 6, bei denen K5 das ausgeprägtere Totaldruckminimum aufwies als K6. Im Gegensatz dazu zeigten die Konfigurationen 3 und 4 ein symmetrisches Bild. So dämpfte der sSG die rotierenden Eintrittsstörungen des rSG bei K6 stärker als bei K5. Die integralen Verluste der Konfigurationen 5 und 6 waren geringer als die Summe der einzeln erzeugten Störungen. Aufgrund der starken Druckgradienten bildeten die folgenden Querbeschleunigungen der Strömung große Ausmischzonen. Aus diesem Grund kann nicht mehr von einem Blockprofil der eintretenden Strömung und einer Aufteilung in gestörten und ungestörten Sektor gesprochen werden – der gesamte Ringraum ist von den Störungen betroffen.

In der Maschinencharakteristik wurde der Einfluss der Totaldruckstörungen auf das gesamte Betriebsverhalten des Verdichters untersucht. Es wurde sowohl der stabile Bereich rechts der Pumpgrenze als auch der instabile links von ihr betrachtet. Im stabilen Verdichterbetrieb konnte ein starker Leistungsverlust mit einem Absenken der Pumpgrenze zu geringeren Druckverhältnissen beobachtet werden. Den größten Einfluss übte, nach der Verdichterdrehzahl, die Sektorgröße der eintretenden Störungen aus. Die Unterschiede, die in der Strömungsfeldvermessung bei der Variation der Drehrichtung des rSG auftraten, konnten

im Kennfeld nicht gesehen werden. Nach Überschreiten der Pumpgrenze stabilisierte sich der Verdichter nach wenigen Rotorumdrehungen auf der Tertiärcharakteristik. Er arbeitete dann mit „Full-span“ Stallzellen im quasi-stabilen Betriebsbereich. Eine Regelmäßigkeit für einen Einfluss der Eintrittsstörungen auf die Lage der Tertiärcharakteristik wurde nicht gefunden. Bei den vorherrschenden extremen Strömungsbedingungen im Betrieb mit Rotating Stall spielten die eintretenden Totaldruckstörungen eine untergeordnete Rolle.

Im Rahmen der Kennfeldbetrachtung wurden zwei Lösungsverfahren eines modifizierten Greitzer-Moore Modells vorgestellt, um das transiente Verdichterbetriebsverhalten nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze zu beschreiben. Hierbei zeigten sich viel versprechende Ergebnisse, da die numerischen Lösungen des PDGL-Systems im Bereich der gemessenen BP'e auf der Tertiärcharakteristik lagen. Jedoch ist die Kenntnis zuvor experimentell ermittelter Daten Voraussetzung, um das Betriebsverhalten numerisch zu beschreiben. Somit können die vorgestellten Verfahren noch nicht den Anspruch erheben, als Werkzeug zur Vorauslegung von Verdichtern zu dienen. Eine Schlüsselrolle bei der Bestimmung der Lösungen kommt der Modellierung der Verdichtercharakteristik mit der Vorhersage der Stabilitätsgrenze zu. Wenn hierbei Ergebnisse gefunden werden, die das reale Betriebsverhalten widerspiegeln, wäre man in der Lage, das transiente Betriebsverhalten des Verdichters numerisch zu beschreiben.

Die Strömungsanalyse bei Überschreiten der Pumpgrenze im Verdichtereintritt ergab, dass das Ablöseverhalten keine Funktion der SG'n darstellt. Innerhalb weniger Rotorumdrehungen entwickelt sich aus der stabilen Strömung eine „Full-span“ Stallzelle, die ca. die Hälfte des Ringraums einnimmt. Ihre Ausdehnung wächst mit steigender Verdichterdrehzahl. Ausgelöst wird der Prozess von einem schnell umlaufenden Spike. Bei voll entwickeltem Rotating Stall sind Abhängigkeiten in Größe und Umlaufgeschwindigkeit der Stallzelle von den eintretenden Totaldruckstörungen sowie der Verdichterdrehzahl zu erkennen. Bei Benutzung der Drossel hinter dem Luftsammler wird dem Verdichter beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze Pumpen aufgeprägt. Eingeleitet wird ein Pumpzyklus über Rotating Stall bevor die gesamte Strömung abreißt. Mit einer Pumpfrequenz von ca. 2,5Hz weist das Verdichtungssystem recht lange Zyklen auf.

Bei der Betrachtung entlang des Verdichters zeigte sich für alle Konfigurationen und Verdichterdrehzahlen ein sehr inkompressibles Ablöseverhalten der Strömung. Die entstehende „Full-span“ Stallzelle entwickelte sich fast zeitgleich über alle Stufen hinweg. Sie verlief rein axial mit konstanter Breite durch den Verdichter.

Da im Zeitbereich das Ablösen der Strömung plötzlich und ohne Vorwarnung geschieht, wurde versucht, mit verschiedenen Analyseverfahren im Frequenzbereich eventuelle Stallvorläufer zu detektieren. Die Ergebnisse der STFT zeigten keinerlei Anzeichen der bevorstehenden Instabilität. Im Gegensatz dazu konnten bei der Konfiguration 1, die eine homogene Einlaufströmung aufweist, mit der TWE-Methode nach Tryfonidis und der Wavelet-Transformation Hinweise auf die beginnende Destabilisierung der Strömung gefunden werden. Diese Hinweise sind jedoch recht vage und traten auch nur bei bestimmten Drehzahllinien auf. Die Definition eines praxistauglichen Schwellenwerts als Indikator für eine bevorstehende Strömungsablösung ist daher nicht möglich. Beim Störgeneratoreinsatz versagten diese beiden Verfahren für alle Drehzahllinien und zeigten nur noch ein verrauschtes Spektrum.

Insgesamt zeigt sich bei der Betrachtung des Verdichterbetriebsverhaltens aus den verschiedenen genannten Blickwinkeln ein sehr konsistentes Bild. Es decken sich die

globalen Kennfeldbetrachtungen mit den Einzelbetrachtungen bei der Vermessung der Störungen oder der Strömungsanalyse im Verdichter. So deutet zum Beispiel der Abfall der Leistung nach Überschreiten der Pumpgrenze auf die Tertiärcharakteristik auf „Full-span“ Stallzellen hin, die später bei der Strömungsanalyse auch detektiert werden. Eine niedrige Drehzahl des rSG, die bei der Vermessung des Strömungsfeldes im Verdichtereintritt mit einer größeren Störintensität registriert wird, äußert sich im Kennfeld ebenfalls durch einen größeren Leistungsverlust.

Mit der Untersuchung der kombinierten Eintrittstotaldruckstörungen wurde die Betrachtung der zunächst stationären von Jahnen (1998) und später der rotierenden von Peters (2004) konsequent fortgesetzt. Eine rotierende Ablösung in einem vorgeschalteten NDV prägt dem HDV nicht nur eine umlaufende Totaldruckstörung auf, sondern auch eine erhöhte Totaltemperatur im gestörten Sektor. Somit wäre der Einbau eines entsprechenden Störgenerators wünschenswert und bei den relativ geringen Durchsätzen beim Rig212 auch realisierbar. Man könnte noch näher das reale Strömungsverhalten im Einlaufkanal beschreiben. Dies würde auch das Konzept zur Untersuchung der Eintrittsstörungen am Rig212 komplettieren. Jedoch hat sich schon beim kombinierten Einsatz von sSG und rSG gezeigt, dass einige Strömungsphänomene der gegenseitigen Interaktion zugrunde liegen und eine eindeutige Zuordnung zu den einzelnen Störerzeugern kaum möglich ist. Ein weiterer Störgenerator würde die Einlaufströmung noch komplexer und die Messaufgabe deutlich komplizierter machen.

Ein Lösungsansatz wäre die Erweiterung der instationären Messwerterfassung um optische Verfahren, welche zusätzlich die Möglichkeit bieten würden, auch die Strömungsvorgänge innerhalb der Beschauflung zu betrachten.

In Zusammenhang und aufbauend auf den Erfahrungen, die am Institut mit der aktiven Stabilitätskontrolle am Larzac04 gemacht wurden, könnte der Abblaseringspalt nach der dritten Stufe am Rig212 als Ausgangsbasis zur Strömungsumblasung dienen, um den Verdichter aus instabilen Bereichen herauszuführen.

11 Literaturverzeichnis

ARP 1420

„Gas Turbine Engine Inlet Flow Distortion Guidelines“
USA, 1978

Bäni, W.

„Wavelets – Eine Einführung für Ingenieure“
Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2002

Bendat, J. S., Piersol, A. G.

„Random Data, Analysis and Measurement Procedures“
Second Edition, John Wiley & Sons, New York, 1986

Bernhard, D.

„Untersuchungen zum Einfluss kombinierter Drall- und Totaldruck-Eintrittsstörungen auf das Stabilitätsverhalten von Turbostrahltriebwerken“
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1999

Bloch, G.

„An Assessment of Inlet Total-Pressure Distortion Requirements for the Compressor Research Facility“
Aero Propulsion and Power Directorate Wright Laboratory, 1992

Bohn, D.

„Mehrparametrische Approximation der Eichräume und Eichflächen von Unterschall- bzw. Überschall-5-Loch-Sonden“
ATM/Meßtechnische Praxis Lieferung 470, 1975

Bonnaure, L. P.

„Modelling High Speed Multistage Compressor Stability“
Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 1991

Bräunling, W. J. G.

„Flugzeugtriebwerke“
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2001

Brigham, E. O.

„FFT - Schnelle Fourier-Transformation“
Oldenbourg-Verlag, München, 1989

Bronstein, Semendjajew, Musiol, Mühlig

„Taschenbuch der Mathematik“
Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main 2000

Brückner, T.

„Auswertung der instationären Messergebnisse am fünfstufigen Hochdruckverdichter Rig212“
Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2005

- Cousins, W.
„Inlet Distortion Testing and Analysis of a High-Bypass Ratio Turbofan Engine”
AIAA, 2003
- Cumpsty, N. A., Marble, F. E.
„The Generation of Noise by the Fluctuation in Gas Temperature into a Turbine”
CUED/A TURBO/TR 57, University of Cambridge, 1974
- Cumpsty, N. A.
„Compressor aerodynamics“
University of Cambridge, Department of Engineering, Longman Group UK, 1989
- 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 Nr. 2, 1978
- Day, I. J.
„Active Suppression of Stall and Surge in Axial Compressors“
ASME/IGTI Conference, Orlando, 1991
- Day, I. J.
„Stall Inception in Axial Compressors“
ASME 91-GT-86, 1991
- Day, I. J., Freeman, C.
„The Unstable Behaviour of Low and High Speed Compressors”
ASME 93-GT-26, 1993
- Day, I. J.
„The Fundamentals of Stall and Surge in Axial Compressors“
Whittle Laboratory Cambridge, VKI Lecture Series, 1996
- Day, I. J.
„Stall Inception and The Prospects for Active Control in Four High Speed Compressors”
ASME 97-GT-281, 1997
- De Haller, P.
„Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal“
VDI-Berichte, Band 3, 1955
- DIN ISO 5167 (Ersatz DIN 1952)
„Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten“
Beuth Verlag, Berlin 1992
- Dunham, J.
„Non-Axisymmetric Flows in Axial Compressors“
Mechanical Engineering Science, Institution of Mechanical Engineers , 1965

- Dussord, J. L., Pfannebecker, G. W.
„An experimental Investigation of the Control of Surge in Radial Compressors using close coupled resistances”
Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, S. 64 – 76, 1977
- Emmons H. W., Pearson C. F., Grant, H. P.
„Compressor Surge and Stall Propagation”
Transaction of the ASME, Vol. 79, S. 455-469, 1955
- Epstein, A. H., Fowcs, W., Greitzer, E. M.
„Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines”
Journal of Propulsion and Power, Vol.5 No.2, S. 204-211, 1989
- Falgner, T., Müller, A.
„Verdichterinstabilitäten in Axialverdichtern“
Studienarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2003
- Falgner, T., Müller A.
„Numerische Berechnung des transienten Verdichterbetriebsverhaltens im instabilen Bereich“
Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2004
- Feulner, M. R., Hendricks, G. J, Paduano, J. D.
„Modeling for Control of Rotating Stall in High Speed Multi-Stage Axial Compressors”
ASME 94-GT-200, 1994
- Fiehne M., Schneider M.
„Numerische Untersuchungen und Anpassung des Betriebsverhaltens des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212“
Studienarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2004
- Fiehne M., Schneider M.
„Numerische Betrachtung des instabilen Betriebsverhaltens des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212“
Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2005
- Fortin, J., Mofatt, W. C.
„Inlet Flow Distortion Effects On Rotating Stall“
ASME 90 – GT – 215, 1990
- Fottner, L.
Strömungsmaschinen I und II
Vorlesungsskript, Universität der Bundeswehr München, 2000
- Garnier, V. H, Epstein, A. H., Greitzer, E. M.
„Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors”
Journal of Turbomachinery, Vol.113, S. 290-301, 1991
- Gorell, S. E., Russler, P. M.
„Stall Inception in a High-Speed Low Aspect Ratio Fan Including the Effects of Casing Treatments”
ASME 94-GT-322, 1994

- Gravdahl, J. T.
„Modelling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors“
Dissertation, Trondheim, Norwegen, 1998
- Gregory, S.
„An Assessment of Inlet Total-Pressure Distortion Requirements for the Compressor Research Facility“
Wright Laboratory, AD-A262 299, 1992
- Greitzer, E. M.
„Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors – Part I: Theoretical Compression System Model“
ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, S. 190 – 197, 1976
- Greitzer E. M.
„Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors – Part II: Experimental Results and Comparison With Theory“
ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, S. 199 – 217, 1976
- Greitzer, E. M., Griswold, H. R.
„Compressor-diffuser interaction with circumferential flow distortion“
The Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 18, S. 25-43, 1976
- Greitzer, E. M.
„The Stability Of Pumping Systems – The 1980 Freeman Scholar Lecture“
Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, S. 193 – 242, 1981
- Greitzer, E. M., Moore F. K.
„A Theory of Post – Stall Transients in Axial Compression Systems. Part I – Development of Equations“
ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.106, S. 68 – 76, 1986
- Greitzer, E. M., Moore, F. K.
„A Theory of Post – Stall Transients in Axial Compression Systems. Part II – Application“
ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.108, S. 231 – 239, 1986
- Greitzer, E. M., Epstein, A. H., Haynes, J., Hendricks, G. J., Paduano, J. D.
„Dynamic Control of Aerodynamic Instabilities in Gas Turbine Engines“
AGARD LS 183, 1992
- Gütter, B.
„Analyse der instationären Drucksignale am Hochdruckverdichter Rig212“
Diplomarbeit
Universität der Bundeswehr München, 2004
- Haynes, J. M., Hendricks, G. J., Epstein, A. H.
„Active Stabilisation of Rotating Stall in a Three-Stage-Axial-Compressor“
ASME 93-GT-346, 1993

- Hendricks, G. J., Greitzer, E. M., Bonnaure, L. P.
„Analysis of Rotating Stall Onset in High-Speed-Axial-Flow-Compressors”
AIAA 93-2233, 1993
- Heneka, A.
“Entwicklung und Erprobung einer Keilsonde für instationäre dreidimensionale Strömungs-
messungen in Turbomaschinen”
Mitteilung Nr. 14, Prof. Dr. Ing. J. Wachter, Universität Stuttgart, 1983
- Hennecke, D. K., Wörrlein, K.
„Flugantriebe und Gasturbinen“
Vorlesungsskript, Technische Universität Darmstadt, 2002
- Herzogenrath, M.
„Aufbau und Einsatz der instationären Messtechnik am Hochdruckverdichter Rig212“
Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2004
- Höss, B., Leinhos, D., Fottner, L.
„Stall Inception In The Compressor System Of A Turbofan Engine”
ASME 98 – GT – 475, 1998
- Homeier, L.
„Windkanaluntersuchungen an einer Fünflochsonde und Vergleich mathematischer Modelle
zur Modellierung der Kalibrierung“
Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig, 1999
- Hu, J., Fottner, L.
„A New Simplified Model of Post Stall Transients in Axial Compression Systems”
Universität der Bundeswehr München, 1996
- Hu, J., Peters, T.
„Numerical Simulation of Flow Instabilities in High Speed Multistage Compressors“
Journal of Thermal Science, Vol. 8, Nr. 1, 1999
- Huu Duc Vo
„Role Of Tip Clearance Flow On Axial Compressor Stability“
Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 2001
- Hynes, T. P., Greitzer, E. M.
„A Method for Assessing Effects of Circumferential Flow Distortion on Compressor
Stability”
Journal of Turbomachinery, Vol. 109, S. 371-379, 1987
- Jackson, A. D.
„Stall Cell Development in an Axial Compressor“
ASME 86 – GT – 249, 1986
- Jahnen, W.
Versuchsmesstechnik und Messwerterfassung am Rig212
IB LRT-WE12-96/17, 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”

Universität der Bundeswehr München, 1997

Jahnen, W.

„Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluss von Eintrittsstörungen“

Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1998

Kammeyer, K. D.

„Digitale Signalverarbeitung“

Teubner-Verlag, Stuttgart, 1996

Katz, M.

„Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Luftenblasung“

Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2002

Kiencke, U.

„Methoden der Signalverarbeitung“

Vorlesungsskript, Universität Karlsruhe, 2003

Koff, S. G., Greitzer, E. M.

„Stalled Flow Performance for Axial Compressors – I: Axisymmetric Characteristic“

ASME 84 – GT – 93, 1984

Koff, S. G.

„Stalled Flow Performance for Axial Compressors – II: Rotating Stall Characteristic“

ASME 84 – GT – 120, 1984

Kott, B.

„Auswahl und Erprobung geeigneter Auswertalgorithmen zur Analyse von Drucksignalen bei Triebwerksverdichterbetrieb nahe der Pumpgrenze“

Studienarbeit, Technische Universität München, 1997

Kubon R., Neuber A.,

„Numerische Berechnung des instabilen Betriebsverhaltens des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212 mit einem erweiterten Greizer-Moore Modell“

Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2005

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

„The Influence Of Transient Inlet Distortions On The Instability Inception Of A Low Pressure Compressor In A Turbofan Engine”

ASME 2000 – GT – 0505, 2000

Leinhos, D.

„Aktive Stabilisierung der Verdichterströmung in einem Zweikreis-Turbostrahltriebwerk”

Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2003

Lieblein, S.

„Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loading in Axial-Flow-Compressor Blade Elements”

NACA Research Memorandum, RM E53D01, 1953

Longley, J. P.

„Inlet Distortion and Compressor Stability”

Dissertation, Cambridge University Engineering Department, 1988

Longley, J. P.

„Effects of Rotating Inlet Distortion on Multistage Compressor Stability”

ASME 94-GT-220, 1994

Longley, J. P.

„Calculating the Flowfield Behavior of High-Speed Multi-Stage Compressors”

ASME 97-GT-468, 1997

Louis, Maaß, Rieder

„Wavelets“

Teubner-Verlag, Stuttgart, 1998

LTH, Luftfahrttechnisches Handbuch

Band Triebwerkstechnologie

Komponenten, Systeme, 1992

Marple, S. L.

„Digital Spectral Analysis”

Englewood Cliffs, Prentice-Hall, New York, 1987

Martin, J.

„Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Kennfeldmessungen“

Studienarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2000

MatLab

„Reference Guide, Version 6.5”

The Math Works Inc., 2004

Mazzawy, R. S.

„Multiple Segment Compressor Model for Circumferential Flow Distortion“

ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 99, S. 288 – 297, 1977

McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., Hynes, T. P.

„Stall Inception in Axial Compressors“

ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, S. 115-125, 1990

Meyer E., Guicking D., 1974,

„Schwingungslehre“

Friedr. Vieweg + Sohn GmbH, Verlag, Braunschweig, 1974

Moore, F. K.

„A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I – Small Disturbances“
ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.106, S. 313 – 320, 1984

Moore, F. K.

„A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part II – Finite Disturbances“
ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.106, S. 321 – 326, 1984

Moore, F. K.

„A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part III – Limit Cycles“
ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.106, S. 327 – 336, 1984

Nenni, J. P., Ludwig, G. R.

„A Theory to Predict the Inception of Rotating Stall in Axial Flow Compressors“
AIAA 74-528, 1974

Paduano, J. D., Epstein, A. H., Greitzer, E. M.

„Modeling for Control of Rotating Stall“
IEEE 29th Conference on Decision and Control, 1990

Paduano, J. D., Epstein, A. H., Longley, J. P., Greitzer, E. M.

„Active Control of Rotating Stall in a Low Speed Axial Compressor“
ASME 91-GT-88, 1991

Paduano, J. D., Epstein, A. H.

„Parameter Identification of Compressor Dynamics During Closed-Loop Operation“
Transactions of the ASME, Vol. 115, S. 694-703, 1993

Paduano, J. D., Epstein, A. H., Greitzer, E. M.

„Active Stabilization of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor“
ASME 97-GT-411, 1997

Pazur, W.

„Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Einfluss von Eintrittsstörungen auf das Betriebsverhalten von Flugtriebwerksverdichtern“
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1991

PCI E Series User Manual

Multifunction I/O Boards for PCI Bus Computers
National Instruments, Januar 1999

Peters, T.

„Auslegung und Konstruktion eines Störgenerators zur Erzeugung rotierender Eintrittsstörungen am Rig212“
IB LRT – WE – 12/1999/P1, Universität der Bundeswehr München, 1999

Peters, T., Bürgener, T., Fottner, L.

„Stall Inception in a 5 – Stage HP – Compressor under the Influence of Rotating Inlet Distortion“
Universität der Bundeswehr München, 2000

Peters, T.

„Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluss von rotierenden Eintrittsstörungen“

Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2004

Poensgen, C. A.

„Experimentelle Untersuchungen der Strömung in einer Unterschall – Axialverdichterstufe bei hoher Drosselung und Rotating Stall“

Dissertation, RWTH Aachen, 1991

Poensgen, C. A., Gallus, H. E.

„Rotating Stall In A Single Stage Axial Flow Compressor“

ASME 94 – GT – 210, 1994

Prince, D. C. Jr.

„A Study of Casing Treatment Stall Margin Improvement Phenomena“

ASME 75-GT-60, 1975

Radtke, A.

„Programmierung und Erprobung eines Verfahrens zur Auswertung instationärer Druckmesssignale“

Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 1997

Raw, J., Weir, G. C.

„The prediction of Off-Design Characteristics of Axial and Axial/Centrifugal Compressors“

SAE Technical Paper 800628, 1980

Reid, C.

„The Response of Axial Flow Compressors to Intake Flow Distortion“

ASME 69-GT-29, 1969

Reuß, N.

„Aufbau und Inbetriebnahme der Versuchsmesstechnik am Rig212“

IB LRT – WE – 12/2003/R1, Universität der Bundeswehr München, 2003

Reuß, N.

„Aufbau der instationären Messwerterfassung am Rig212“

IB LRT – WE – 12/2003/R2, Universität der Bundeswehr München, 2003

Reuß, N.

„Herleitung des Greitzer-Moore Modells“

IB LRT – WE – 12/2004/R1, Universität der Bundeswehr München, 2004

Reuß, N.

„Erweiterung des Greitzer-Moore Modells um das Close-Coupled-Valve Modells“

IB LRT – WE – 12/2004/R2, Universität der Bundeswehr München, 2004

Reuß, N.

„Vereinfachung des Greitzer-Moore Modells mit der Approximation nach Hu“

IB LRT – WE – 12/2004/R3, Universität der Bundeswehr München, 2004

Reuß, N., Mundt Ch.

„Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss kombinierter Eintrittstotaldruckstörungen auf das Betriebsverhalten des fünfstufigen Hochdruckverdichters Rig212
DGLR Jahrestagung, Dresden, 2004

Roach, P. E.

„The Generation of Nearly Isentropic Turbulence by Means of Grids“,
Heat and Fluid Flow, Vol.8 No. 2, 1987

Saathoff, H.

„Tip clearance flow in a low-speed compressor and cascade“
Conference Proceedings of the 4th European Conference on Turbomachinery – Fluid Dynamics and Thermodynamics, Firenze, Italy, 2001

Saathoff, H.

„Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichtern“
Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2001

Schanz, G.

„Sensoren“
Hüthig Verlag, Heidelberg 1986

Saxer – Felici, H. M., Saxer, A. P., Inderbitzin, A., Gyarmathy, G.

„Prediction And Measurement Of Rotating Stall Cells In An Axial Compressor“
ASME 98 – GT – 67, 1998

Schäffler, A.

„Experimental Evaluation of Heavy Fan-High-Pressure Compressor Interaction in a Three-Shaft-Engine: Part I-Experimental Setup and Results“
ASME 85-GT-173, 1985

Schäffler, A.

„Experimental Evaluation of Heavy Fan-High-Pressure Compressor Interaction in a Three-Shaft-Engine: Part II-Analysis of Distortion and Fan Loading“
ASME 85-GT-222, 1985

Scheunemann, H.

„Aufbau und Programmierung der stationären und instationären Messwerterfassung am fünfstufigen Hochdruckverdichter Rig212“
Diplomarbeit, Universität der Bundeswehr München, 2003

Schubert, H.

„Instrumentierung und Kalibrierung der Messdüse zur Massenstrombestimmung am Verdichterprüfstand“
Studienarbeit, Universität der Bundeswehr München, 1995

Schwarz, C.

„Windkanalmessung zur Optimierung des Strömungsfeldes im Modell-Einlaufkanal eines Hyperschall-Kombinationstriebwerks“
Diplomarbeit, Technische Universität München, 1997

Shengfang, L., Jingyi, C.
„Time-Frequency Analysis Of Compressor Rotating Stall By Means Of Wavelet Transform“
ASME 96 – GT – 57, 1996

Siemens AG
„Schaltungsunterlagen / Diagrams and Charts für UniBwM“
Komponentenversuchsanlage 1995

Stenning, A. H.
„Rotating Stall and Surge“
ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, 1980

Stoffel, B.
„Turbomaschinen I und II“
Vorlesungsskript
Technische Universität Darmstadt, 2002

Takata, H., Nagano, S.
„Nonlinear Analysis of Rotating Stall“
ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 94, S. 279 – 293, 1972

Takata, H.
„Study on the Mechanism of Stall Margin Improvement of Casing Treatment“
ASME 75-GT-13, 1975

Tränkler, H.
„Sensortechnik“
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1998

Traupel, W.
„Thermische Turbomaschinen“
Springer-Verlage, Berlin Heidelberg 1982

Tryfonidis, M., Paduano, J. D., Hendricks, G., Epstein, A. H.
„Prestart Behavior of Several High Speed Compressors“
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, S. 62-80, 1995

Uhlmann, H. G.
„Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln“
Dissertation, Technische Universität München, 2003

VDI – Wärmeatlas
VDI – Verlag, Düsseldorf 1984

Walbaum, M.
„Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln“
Fortschrittsbericht VDI Reihe 7 Nr.352 Düsseldorf: VDI Verlag, 1999

Wachter, J.

„Entwicklung und Erprobung einer Keilsonde für instationäre dreidimensionale Strömungsmessungen in Turbomaschinen“

Mitteilung, Universität Stuttgart, 1983

Walcher Elektronik

„Messdaten- und Signalverarbeitungssystem PMV32“

München 1995

Welch, P. D.

„The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms“

IEEE Trans. Audio Electroacoustics, Vol. AU-15, 1967

Wilson, A. G., Freeman, C.

„Stall Inception And Development In An Axial Flow Aeroengine“

ASME 93 – GT – 2, 1993