

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
INSTITUT FÜR LUFT- UND RAUMFAHRT
LEHRSTUHL FÜR FLUGANTRIEBE

Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln

Hans-Günter Uhlmann

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. H.-P. Kau
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. R. Schilling

Die Dissertation wurde am 09. Januar 2003 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 06. Juni 2003 angenommen.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Flugantriebe der Technischen Universität München und wurde durch die finanzielle Unterstützung sowohl der AG TURBO als auch der Firma MTU Aero Engines im Rahmen des Verbundforschungsprojektes „CO₂-armes Kraftwerk – 500 MW auf einer Welle“ ermöglicht.

Besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. H.-P. Kau für die Betreuung und Unterstützung meiner gesamten Tätigkeit am Lehrstuhl für Flugantriebe.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. R. Schilling danke ich herzlich für die kritische Durchsicht meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats. Für die Übernahme des Vorsitzes bedanke ich mich bei Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner.

Herzlicher Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Rick für das entgegengebrachte Vertrauen, die zahlreichen wertvollen Bemerkungen und die stets freundliche Unterstützung meiner Arbeit.

Allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Flugantriebe danke ich für die äußerst angenehme Zusammenarbeit und die freundschaftlichen Bande darüber hinaus. Hervorheben möchte ich an dieser Stelle Frau Sara Rocci-Denis und die Herren Udo Busse, Dr. Wolfgang Erhard, Andreas Hupfer, Dr. Sven Kopp, Dr. Andreas Kreiner, Dr. Armin Preiß, Dr. Olaf Rupp und Ingo Wilke.

Ein Gruß geht an meine ehemaligen Instituts-Kollegen vom Lehrstuhl für Luftfahrttechnik, insbesondere an Herrn Stefan Schwanke, die für eine kurzweilige Zeit auch abseits der fachlichen Diskussionen zu sorgen wußten.

Besonderer Dank gebührt nicht zuletzt meinen Eltern für den Rückhalt, den ich jederzeit in ihrer Unterstützung und ihrem Vertrauen während meiner gesamten Ausbildung fand.

München, im Juni 2003

Hans-Günter Uhlmann

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Klimaschutz und Energiepolitik im 21. Jahrhundert	1
1.2	Verbundforschungsprojekt AG TURBO II.....	4
1.2.1	Generelle Zielsetzung.....	4
1.2.2	Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung	6
1.3	Stand der Forschung und Einordnung der Arbeit	8
1.3.1	Strategien zur Erweiterung des Betriebsbereiches.....	10
1.3.2	Indikatoren aerodynamischer Verdichterinstabilitäten	11
1.3.3	Verfahren zur Erkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten.....	12
1.4	Zielsetzung und Aufbau der Arbeit.....	14
2	Grundlagen instationärer Verdichterströmung	16
2.1	Verdichterarbeitspunkte	16
2.2	Betriebsverhalten an der Stabilitätsgrenze	19
2.2.1	Primärcharakteristik	19
2.2.2	Sekundär-/Tertiärcharakteristik.....	20
2.2.3	Rotating Stall.....	21
2.2.4	Verdichterpumpen.....	22
2.2.5	Dynamisches Modell des Verdichtungssystems	23
2.3	Modellvorstellung des Ablösemechanismus.....	25
2.3.1	Modalwellentheorie.....	25
2.3.2	Spikes	26
2.3.3	Modalwellen oder „spikes“?	27
2.3.4	Spaltwirbeleinfluß	27
3	Theorie der Signalverarbeitung und -transformation	29
3.1	Grundlagen der Signalverarbeitung	29
3.2	Klassische Analyseverfahren auf Basis der Fourier-Transformation	31
3.2.1	Fourier-Transformation	31
3.2.2	Gefensterte Fourier-Transformation	34
3.2.3	Spektrale Leistungsdichte	35
3.3	Wavelet-Transformation	37
3.3.1	Kontinuierliche Wavelet-Transformation	38
3.3.2	Multi-Skalen-Analyse	40
3.3.3	Filtertheorie	42
3.3.4	Diskrete Wavelet-Transformation.....	44
3.3.5	Wavelet-Packet-Transformation	45
3.4	Umsetzung der Algorithmen unter MATLAB/Simulink	48

4	Verdichterdatenbasis	50
4.1	Ausgangsdatenbasis.....	50
4.1.1	MTU Verdichterbasis	50
4.1.2	Verdichterdaten am Lehrstuhl für Flugantriebe	52
4.1.3	Diskussion der verfügbaren Datensätze	54
4.2	Referenzdatenbasis	57
4.2.1	Meßkampagne an der Universität Hannover	57
4.2.2	Beschreibung der Referenzdatensätze	61
5	Anwendung und Weiterentwicklung der Verfahren	64
5.1	Visualisierung und Analyse der Rohdaten	64
5.2	Anwendung der gefensternten Fourier-Transformation.....	70
5.3	Anwendung der Wavelet-Packet-Transformation.....	76
5.4	Entwicklung eines zweidimensionalen Analyseverfahrens auf Wavelet-Basis	82
5.4.1	Algorithmus des 2D-Waveletverfahrens	82
5.4.2	Anwendung des 2D-Waveletverfahrens	85
5.5	Bewertung des neuen Analyseverfahrens.....	92
6	Zusammenfassung und Ausblick	95
	Literaturverzeichnis	98

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	[m^2]	Strömungsfläche
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
a	[–]	Skalierung (CWT)
B	[–]	B-Parameter (nach Greitzer)
b	[–]	Verschiebung (CWT)
C	[–]	Waveletkoeffizienten (CWT)
c	[m/s]	Geschwindigkeit im Absolutsystem
f	[Hz]	Frequenz
H	[–]	Filter-Übertragungsfunktion
h	[–]	Filterkoeffizienten
L	[m]	Kanallänge
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
n	[$1/s$]	Drehzahl
n	[–]	diskrete Zeitvariable
p	[Pa]	Druck
s	[–]	digitale Signalgröße
SM	[–]	Surge Margin = Pumpgrenzenabstand
T	[K]	Temperatur
T	[s]	Periodendauer
t	[s]	analoge Zeitvariable
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
V	[m^3]	Volumen
V	[–]	Unterraum der Skalierungsfunktionen φ
W	[–]	Unterraum der Waveletfunktionen ψ
w	[m/s]	Geschwindigkeit im Relativsystem
x	[–]	analoge Signalgröße

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
η	[-]	Wirkungsgrad
Π	[-]	Druckverhältnis
ρ	[kg/m^3]	Dichte
φ	[-]	Skalierungsfunktion
ψ	[-]	Waveletfunktion
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω	[-]	normierte Frequenz

Indizes

Index	Bezeichnung
<i>AL</i>	stationäre Arbeitslinie
<i>BP</i>	(aktueller) Betriebspunkt
<i>F</i>	Fenster
<i>H</i>	Helmholtz
<i>krit</i>	kritisch
<i>max</i>	Maximal-
<i>P</i>	Plenum
<i>p</i>	Periode
<i>PG</i>	Pumpgrenze
<i>red</i>	reduziert
<i>rel</i>	relativ
<i>S</i>	Sample, Sampling
<i>T</i>	Turbine
<i>t</i>	Total-
<i>th</i>	thermisch
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>V</i>	Verdichter

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
A/D	analog/digital
AG	Arbeitsgemeinschaft
AKF	Autokorrelationsfunktion
CFD	Computational Fluid Dynamics = numerische Strömungsberechnung
CWT	Continuous Wavelet Transform = kontinuierliche Wavelet-Transformation
db2	Daubechies-2-Wavelet
DSP	Digital Signal Processing = digitale Signalverarbeitung
DT	Dampfturbine
DWT	Diskrete Wavelet-Transformation
FIR	Finite Impulse Response
FFT	Fast Fourier Transform = schnelle Fourier-Transformation
FT	Fourier-Transformation
GT	Gasturbine
GuD	Gas- und Dampfturbine
HP	Hochpaß
IIR	Infinite Impuls Response
LA	Lauftrad, Rotor
LE	Leitrad, Stator
MSA	Multi-Skalen-Analyse
PC	Personal Computer
PSD	Power Spectral Density = spektrale Leistungsdichte
STFT	Short Time Fourier Transform = gefensterter Fourier-Transformation
TP	Tiefpaß
TWE	Traveling Wave Energy
WPT	Wavelet-Packet-Transformation

Kapitel 1

Einführung

1.1 Klimaschutz und Energiepolitik im 21. Jahrhundert

Seit der ersten Weltklimakonferenz im Jahre 1979 in Genf setzte sich immer mehr die Erkenntnis durch, daß es sich beim Klimawandel, der durch den Menschen selbst verursacht wird, um ein ernstzunehmendes Problem handelt. Es sind im wesentlichen die Treibhausgase CO₂ (Kohlendioxid) und CH₄ (Methan) neben N₂O (Distickstoffoxid), O₃ (Ozon) und künstlich chemisch erzeugten Substanzen wie zum Beispiel den Fluor-Chlor-Kohlen-Wasserstoffen, die bedingt durch die industrielle Revolution und Änderungen in der Bodennutzung in den letzten zwei Jahrhunderten sich in der Atmosphäre angereichert haben, die Wärmestrahlung der Erde in den Weltraum behindern und somit zum Treibhauseffekt beitragen. Die vorhergesagten negativen Konsequenzen erstrecken sich von zunächst klimatischen Veränderungen bis hin zu daraus resultierenden verheerenden Auswirkungen für die Ökosysteme sowie auch sozioökonomischen Systeme. So wird unter der Annahme, daß keine Gegenmaßnahmen zur Emissionsreduzierung getroffen würden, ein globaler Temperaturanstieg um 1°C – 3,5°C bis zum Jahr 2100 mit der Folge eines Anstiegs des mittleren Meeresspiegels um geschätzte 50 Zentimeter prognostiziert. Die weiteren Folgen sind vielschichtig und betreffen zunächst die Ozeane selbst, da die Funktion und Struktur der marinen Ökosysteme durch eine Verringerung der Eisdecke und eine Änderung der Meeresströmungen beeinträchtigt würde. Küstenzonen und Inseln litten unter zunehmenden Überflutungen und Erosion, auch hier käme es folglich zu einer Gefährdung der empfindlichen Ökosysteme. Eine Reduzierung der Artenvielfalt bliebe aufgrund extremerer klimatischer Verhältnisse nicht aus, es ist mit einer Reduzierung der Süßwasservorräte zu rechnen und mit direkten und indirekten Folgen für die menschliche Gesundheit, sei es durch Nahrungsmittelmangel, Zunahme an Krankheitsüberträgern oder physische und psychische Belastungen durch die Klimaveränderung an sich. Auch die Wirtschaft könnte durch Schäden an der Infrastruktur in den Bereichen Industrie, Energie und Verkehr in Mitleidenschaft gezogen werden, was nicht zuletzt durch eine entsprechende Reaktion auf dem Versicherungs- und Finanzsektor verstärkt würde, da das Risiko aufgrund zunehmender Klimakatastrophen nur noch über extrem erhöhte Prämien und Rückversicherungen abgefangen werden könnte.

Den Hauptanteil an den anthropogenen Treibhausgasen trägt mit 82% der Emissionen der entwickelten Länder das Gas Kohlendioxid (Stand 1995), das auch ein natürlicher Bestandteil

der Atmosphäre ist. Das komplexe natürliche Gleichgewicht wird durch die Freisetzung von CO_2 bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe wie Kohle, Erdöl und Erdgas gestört. Geht man von einem typischen „Nicht-Interventions-Szenario“ (Bild 1.1, a) aus, bei dem sich die jährlichen CO_2 -Emissionen wie bisher im Zeitraum von 1990 bis 2100 von 7 Milliarden Tonnen auf 20 Milliarden Tonnen weiter erhöhen (inklusive der in Kohlendioxid-Äquivalente umgerechneten anderen Treibhausgasemissionen), so würde dies gemäß der Schätzung eines Kohlenstoffkreislauf-Modells bis 2030 eine Verdoppelung der vorindustriellen CO_2 -Konzentration bedeuten und bis 2100 gar eine Verdreifachung. Ließen sich die weltweiten CO_2 -Emissionen dagegen auf den heutigen Wert einfrieren, so könnte dadurch höchstens die Verdoppelung der Konzentration auf das Jahr 2100 hinausgezögert werden. Für eine längerfristige Stabilisierung der CO_2 -Konzentration auf dem doppelten vorindustriellen Niveau müßten dagegen die Emissionen trotz Bevölkerungszuwachs und expandierender Weltwirtschaft auf unter 30% des heutigen Ausmaßes reduziert werden (Bild 1.1, b).

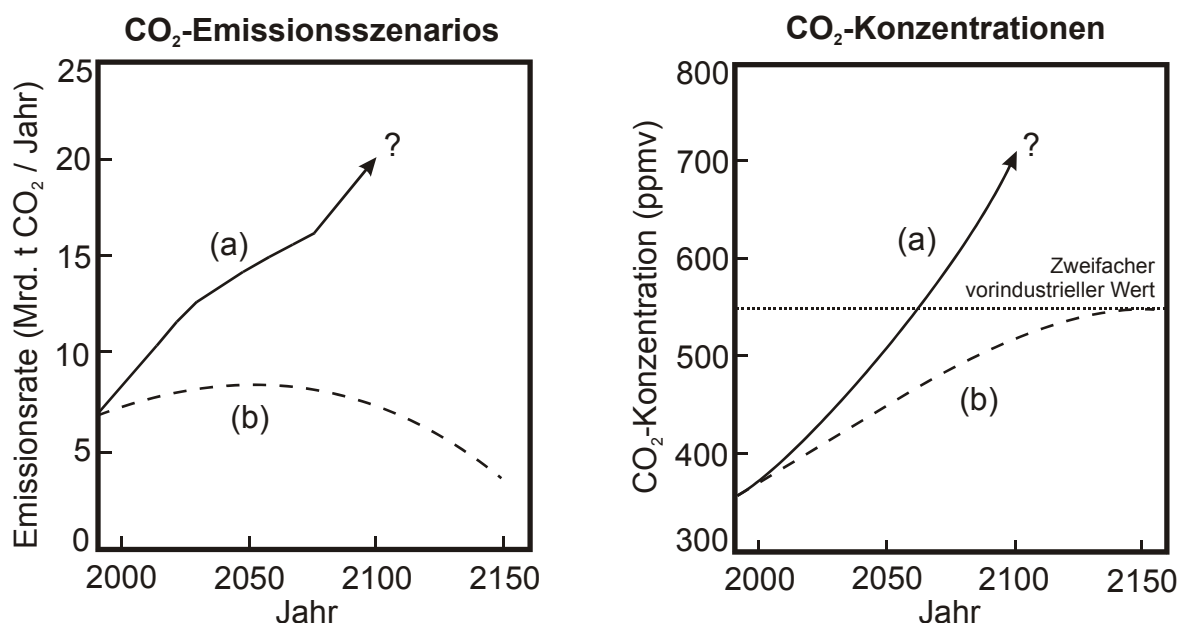


Bild 1.1: Zukünftige Kohlendioxidemission und -konzentration (ppmv = parts per million by volume) für ein Nicht-Interventions-Szenario (a) und ein Szenario mit Stabilisierung der Konzentration auf dem zweifachen vorindustriellen Wert (b) [Une99]

Reduzierung der CO_2 -Emissionen durch Wirkungsgradsteigerung

Die bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen freigesetzte Menge an Kohlendioxid hängt in erster Linie nur von der Masse an eingesetztem Brennstoff ab, eine Reduzierung der CO_2 -Emissionen kann also ausschließlich über eine Verringerung des Brennstoffverbrauchs erreicht werden. Das bedeutet, daß bei gleichbleibendem oder – weitaus wahrscheinlicher – weiter steigendem Energiebedarf entweder Energiequellen erschlossen werden müssen, die die natürliche CO_2 -Bilanz nicht beeinflussen, oder aber der Verbrauch an fossilen Brennstoffen gesenkt werden muß. Zu den CO_2 -neutralen Energieträgern zählt die Kernenergie, deren Ausweitung aber aufgrund ihres hohen Gefahrenpotentials und der Problematik des Umgangs mit radioaktiven Abfällen unrealistisch und nicht zuletzt politisch kaum durchsetzbar er-

scheint. Erneuerbare Energien dagegen wie zum Beispiel die Solarenergie, Geothermie, Wasser- und Windkraft oder die Biomasseverwertung haben auf weit absehbare Zeit nicht das Potential, den Bedarf des heutigen und zukünftigen Energiemarktes – von lokal begrenzten Regionen einmal abgesehen – allein zu decken. Entsprechende Szenarien verschiedener internationaler Organisationen bestätigen dies (Bild 1.2) und machen deutlich, daß auch in Zukunft Energieträger auf Basis von Kohlenwasserstoff-Verbindungen ihre Dominanz im Sektor der Energiegewinnung beibehalten werden.

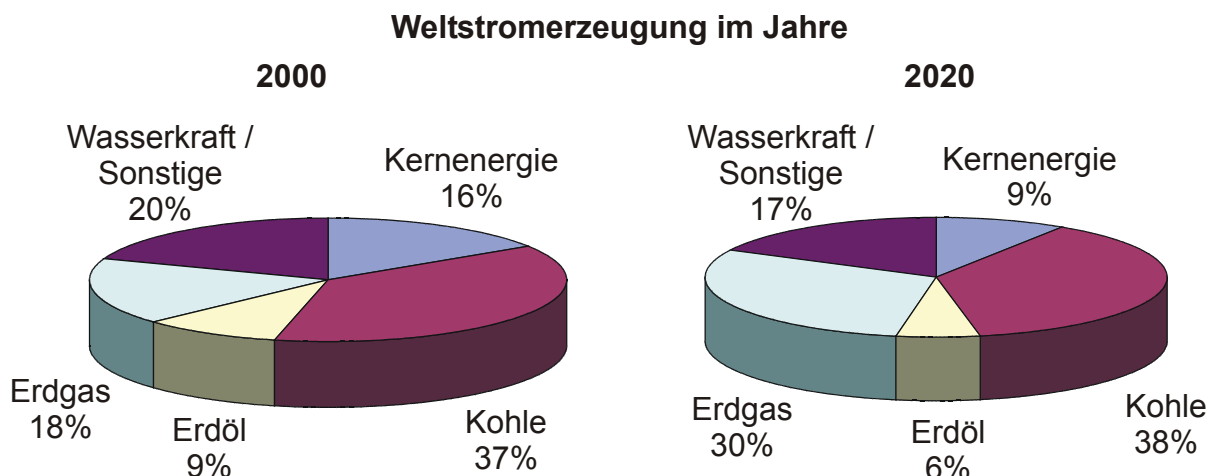


Bild 1.2: Anteile der Primärenergieträger an der Weltstromerzeugung 2000 und 2020 nach einer Schätzung der International Energy Agency [Iea01]

Daraus folgt, daß eine Senkung der Kohlendioxidemissionen im Wesentlichen über eine effizientere Ausnutzung der in fossilen Brennstoffen chemisch gespeicherten Energie verwirklicht werden muß. Es gilt also, den Wirkungsgrad der an der Energieumsetzung beteiligten Wärmekraftmaschinen zu steigern. Ein erfolgreicher Ansatz im Bereich der Stromerzeugung ist die Kombination eines Gasturbinenprozesses mit einem Dampfturbinenprozeß (GuD-Prozeß), wodurch sich schon heute Kraftwerk-Wirkungsgrade von nahezu 60% erzielen lassen (Bild 1.3). Dabei stellt die Gasturbine die Schlüsselkomponente dar, da sie für die Primärenergieausnutzung verantwortlich ist, während die nachgeschaltete Dampfturbine in der Regel unbefeuert nur über einen Abhitzedampferzeuger betrieben wird, der die im Gasturbinenabgas verbliebene Wärmeenergie ausnutzt. Allerdings kommt es beim GuD-Prozeß nicht nur auf eine Wirkungsgradsteigerung bei der Gasturbine an, da die in diesem Teilprozeß verlorene Wärme von der Dampfturbine aufgefangen und weiter in Nutzenergie umgewandelt wird, so daß Emissionsvorteile vor allem im verbesserten Betriebsverhalten der Gasturbine zu erwarten sind und nicht allein aufgrund der Steigerung ihrer Effizienz. Es erscheint durchaus realistisch, den Gesamtwirkungsgrad in einer Einwellenkonfiguration aus Gasturbine, Dampfturbine und Generator auf über 60% steigern zu können. Nicht zuletzt die Fortschritte der letzten Jahre in der Gasturbinenentwicklung wie zum Beispiel die Steigerung des Gesamtwirkungsgrades um 10% und die Verringerung der NO_x -Emissionen auf ein Zehntel geben Anlaß zu Optimismus und haben gezeigt, daß noch weiteres Potential zu Verbesserungen bezüglich Betriebsverhalten und Umweltverträglichkeit vorhanden ist.

Weitere Fortschritte in der Gasturbinenforschung kommen aber nicht nur in der Kraftwerkstechnik zum Tragen, sondern ebenso im Hauptanwendungsgebiet von Gasturbinen, den Flug-

antrieben, und allen anderen Einsatzgebieten, da aufgrund des gleichen Funktionsprinzips und Grundaufbaus entsprechende Entwicklungserfolge oftmals auch in die anderen Anwendungsbereiche einfließen können. Entscheidend für die Umsetzung der erzielten technologischen Fortschritte ist nicht zuletzt der betriebswirtschaftliche Nutzen aus Kundensicht aufgrund einer Betriebskostensenkung durch höhere Effizienz und Verfügbarkeit der Anlage, der allerdings zunächst höhere Investitionskosten entgegenstehen. Eine Förderung durch eine gezielte Verteuerung billiger, aber wenig effizienter Anlagen könnte hier von politischer Seite in Form einer Besteuerung der Schadstoffemissionen erfolgen.

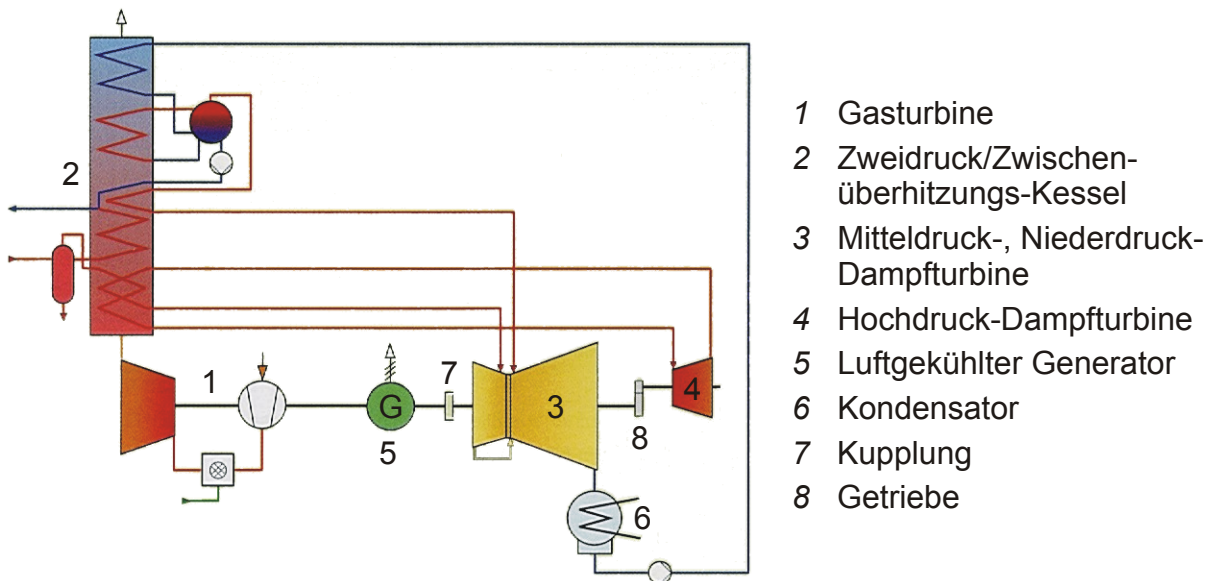


Bild 1.3: Schaltschema eines GuD-Kraftwerks [Bac99]

1.2 Verbundforschungsprojekt AG TURBO II

1.2.1 Generelle Zielsetzung

Die Bereitstellung der technologischen Grundlagen für das fossile Kraftwerk der Zukunft, das laut offiziellen Prognosen noch weit bis in dieses Jahrhundert die Hauptlast der Elektrizitätserzeugung tragen wird, ist ein Schwerpunkt des Verbundforschungsprojektes „CO₂-armes Kraftwerk – 500 MW auf einer Welle“ der AG TURBO, die sich bereits durch das frühere Verbundprojekt „Hochtemperatur-Gasturbine“ als anerkannte Plattform für die Gestaltung und Koordinierung basistechnologischer Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der Turbomaschinen etabliert hat. Nicht zuletzt die Förderung durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung mit auf marktwirtschaftlicher Basis festgeschriebenen Richtlinien zeigt, welche Bedeutung die in Deutschland in den Gebieten Elektrizitätswirtschaft sowie Verkehrs- und Transporttechnik tätige Industrie besitzt, die zur Zeit rund 90% ihrer Produktion ins Ausland exportiert. Aufgrund des stetigen Wachstums der Konkurrenz des

Auslandes bedarf es besonderer Anstrengungen, diese Position zu halten oder nach Möglichkeit noch auszubauen.

Da Turbomaschinen maßgeblich an der Energieumwandlung beteiligt sind und trotz ihres hohen technischen Standes noch erhebliches Entwicklungspotential besitzen, gilt es weitere Fortschritte durch effizientere Kreisprozesse, gesteigerte Wirkungsgrade und höhere Verfügbarkeit der Komponenten zu erzielen und somit eine rationelle und umweltgerechte Energieverwendung sicherzustellen. Zu den innovativen Ergebnissen auf dem Gasturbinensektor, die durch die AG TURBO erreicht wurden [Agt00], zählen die

- Wirkungsgradsteigerung um 10%, die
- NO_x -Reduktion um den Faktor 10, die
- Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur um 150 K und die
- Erhöhung der spezifischen Leistung.

Der Erfolg des Verbundprojektes AG TURBO trotz seiner relativ geringen finanziellen Ausstattung beruht dabei auf der engen Kooperation der Kraftwerks- und der Luftfahrtindustrie mit den deutschen Hochschulen und weiteren Forschungseinrichtungen. Synergieeffekte in allen Bereichen der Turbomaschinenteknologie, gerade auch zwischen stationären Gasturbinen und Flugantrieben, bewirken eine vielfache Verstärkung der Fördermittel und kompensieren zumindest teilweise Ungleichheiten bezüglich der in den USA und Deutschland verfügbaren Ressourcen.

Ein wesentliches technologisches Ziel des Forschungsprogramms „500 MW auf einer Welle“ für ein CO_2 -armes GuD-Kraftwerk ist die Realisierung deutlich höherer Prozeßdrücke und -temperaturen bei Gas- und Dampfturbinen. Die Steigerung der maximalen Temperatur in der Gasturbine von 1500 K auf 1800 K und der entsprechenden Dampfturbinenparameter von 250 bar und 850 K auf 350 bar und 950 K läßt in einem Hochdruck-Hochtemperatur-Kombiprozeß sowohl Wirkungsgrade über 60% erwarten als auch eine über politische Forderungen hinausgehende Reduktion der CO_2 -Emissionen.

Um diese ehrgeizigen Technologieziele mit einem Zeithorizont von 10 bis 15 Jahren zu erreichen, bedarf es großer Anstrengungen in Forschung und Entwicklung seitens der Industrie und der wissenschaftlich orientierten Einrichtungen. Das Verbundprojekt „500 MW auf einer Welle“, auch kurz AG TURBO II genannt, geht dabei über das frühere Projekt „Hochtemperatur-Gasturbine“ hinaus und stellt die Weiterentwicklung der Dampfturbine gleichrangig neben die der Gasturbine, um auch hier wechselseitige Synergieeffekte bestmöglich nutzen zu können. Zur Sicherstellung des wirtschaftlichen Betriebs eines Kraftwerks müssen neben den Faktoren Wirkungsgrad, spezifische Leistung und Schadstoffemissionen aber auch die Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit und Wartungsfreundlichkeit berücksichtigt werden, es gilt also die Wechselwirkungen aller Komponenten innerhalb der Gesamtanlage zu berücksichtigen. Die hohe Komplexität der Anlage und der Einzelsysteme erfordert dabei gerade in der Entwurfsphase des Kraftwerks den Einsatz leistungsfähiger und zuverlässiger Optimierungsstrategien.

Die Kernthemen des Projektes AG TURBO II gliedern sich in die beiden Bereiche

- Verdichter-, Gas- und Dampfturbinentechnologie, Wärmereaktor und
- Optimierung der Kraftwerksanlage, integraler Entwurf.

Für die Gesamtlaufzeit von 1998 bis 2003 wurden dazu vier Teilverbundprojekte definiert, die insgesamt 52 Einzelprojekte beinhalten. Der Projektstrukturplan ist in Bild 1.4 dargestellt.

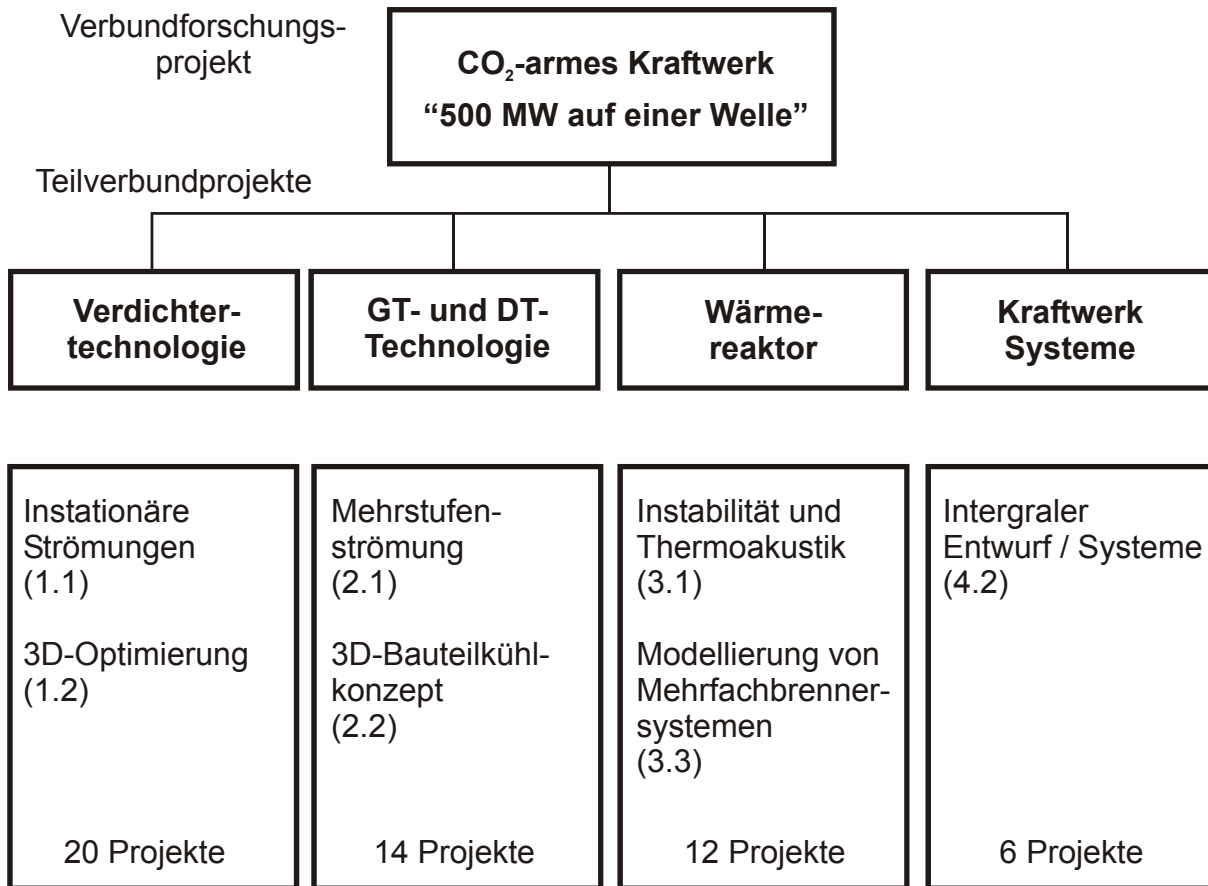


Bild 1.4: Projektstrukturplan des Verbundforschungsprojektes „CO₂-armes Kraftwerk“

1.2.2 Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung

Einen Schwerpunkt der Vorhabengruppe 1.1 „Instationäre Strömungen“ bildet die Untersuchung der Strömungsstabilität an den Grenzen des Verdichterbetriebsbereiches. In der Kraftwerkstechnik gewinnt diese Problematik immer mehr an Bedeutung, da ein sicherer Betrieb der Gasturbine nicht nur im Auslegungspunkt gewährleistet sein muß, sondern ebenso bei der Frequenzstützung in schwachen Netzen. Dabei muß die Gasturbine innerhalb kürzester Zeit (wenige Sekunden) genügend Reserveleistung bereitstellen können, um bei Netzfrequenzschwankungen das Leistung/Last-Gleichgewicht aufrechtzuerhalten [Die02]. Diese zusätzliche Leistungsentnahme bei nahezu konstanter Drehzahl, welche bei einwelligen Kraftwerks-Gasturbinen durch die Netzfrequenz vorgegeben ist, hat zur Folge, daß der Verdichterbetriebspunkt Richtung Pumpgrenze wandert (vergleiche auch Bild 1.5 b). Eine zuverlässige Stabilitätsüberwachung zur Ausschöpfung der möglichen Stabilitätsreserve ist in diesem Bereich unerlässlich.

Die Vorhaben 1.1.2 bis 1.1.7 bündeln das Wissen auf dem Gebiet der Identifikation von Instabilitätsindikatoren. Durch den Vergleich anhand einer einheitlichen standardisierten Datenbasis sollen die Verfahren, die bei den verschiedenen Partnern sich bereits in Entwicklung befinden, hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit und ihres Zeitbedarfs im industriellen Einsatz bewertet werden. Im Einzelnen nahmen folgende Vorhaben innerhalb dieser Kooperation teil:

Vorhaben	Titel	Institution
1.1.2	Überwachungssystem zur Pumpgrenzdetektion in vielstufigen Axialverdichtern	RWTH Aachen
1.1.3	Vergleich und Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung	MTU Aero Engines GmbH
1.1.4	Experimentelle Untersuchungen zur Bereitstellung einer Datenbasis für die Optimierung der aktiven Stabilitätsverbesserung	Universität Hannover
1.1.5	Aktive Stabilitätsverbesserung am Verdichter	Ruhr-Universität Bochum
1.1.6	Übertragung und Weiterentwicklung von Signalanalyseverfahren für den industriellen Einsatz in Gasturbinen	TU Darmstadt
1.1.7	Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung mit Schwerpunkt Wavelet-Methode	TU München

Tabelle 1.1: AG-TURBO-II, Vorhaben zur Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung

Das Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen brachte im Vorhaben 1.1.2 ein Verfahren ein, das auf der Auswertung der Drucksignale von über den Laufschaufeln montierten Sensoren basiert. Bei ausreichend hoher Abtastung lassen sich die Druckfluktuationen beim Schaufeldurchgang auflösen und mittels einer Fourier-Transformation analysieren. Als Indikator für eine kritische Annäherung an die Stabilitätsgrenze wird eine charakteristische Änderung der Spektren herangezogen.

Die Koordination der einzelnen Teilvorhaben und die Bereitstellung der gemeinsamen Datenbasis oblagen der MTU Aero Engines GmbH im Rahmen des Projektes 1.1.3. Das Identifikationsverfahren der MTU beruht auf der Erkennung charakteristischer Signalstrukturen, die nur unmittelbar vor dem Überschreiten der Pumpgrenze zu beobachten sind. Die erforderliche Sensorik, die nur aus wenigen instationären Wanddruckaufnehmern besteht, kann vor der ersten Verdichterstufe installiert werden, so daß nur mit einer geringen Temperaturbelastung zu rechnen ist.

Das Vorhaben 1.1.4 des Instituts für Strömungsmaschinen an der Universität Hannover hatte die Erweiterung der Datenbasis zum Ziel [Rei01]. Entsprechende Messungen wurden gemäß

den Anforderungen aller beteiligter Projektpartner an einem vierstufigen Axialverdichter durchgeführt und sind in Kapitel 4.2 näher beschrieben.

Das Vorhaben 1.1.5 wurde am Lehrstuhl für Fluidenergiemaschinen der Ruhr-Universität Bochum bearbeitet. Darin wird die Identifikation eines kritischen Betriebspunktes als Problem der Mustererkennung mittels neuronaler Netze behandelt [Met01] [Met02]. Bereitet man die Signale entsprechend auf, so lassen sich Änderungen der Druckmuster bei der Annäherung an die Pumpgrenze erkennen und durch ein neuronales Netz identifizieren.

An der TU Darmstadt wurde durch das Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe eine statistische Methode als Identifikationsverfahren entwickelt und im Vorhaben 1.1.6 weiter untersucht. Die Vorgehensweise bei diesem Algorithmus entspricht einer Bandpaßfilterung der Signale und der Überwachung drehzahlabhängiger Frequenzbänder auf Störungen, die typisch für das Auftreten von Strömungsablösungen sind. Dieses Verfahren zielt dabei auf eine einfache und robuste Stall-Erkennung ab.

Am Lehrstuhl für Flugantriebe der TU München wurde das Vorhaben 1.1.7 bearbeitet, das sich schwerpunktmäßig mit der Wavelet-Analyse von Drucksignalen zur Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten beschäftigt [Gab98] [Uhl98]. Die Entwicklung eines entsprechenden Wavelet-Algorithmus, der im Kapitel 5.4 vorgestellt wird, ist der Kern der vorliegenden Arbeit.

Eine erste Gegenüberstellung der Algorithmen fand im Dezember 2000 auf dem siebten Statusseminar der AG TURBO statt und kann dem Tagungsband [Agt00] entnommen werden. Daraus kann aber keine Bewertung der Verfahren abgeleitet werden, da zu diesem Zeitpunkt die Entwicklung der Algorithmen noch nicht abgeschlossen war.

1.3 Stand der Forschung und Einordnung der Arbeit

Betrachtet man den Gasturbinenkreisprozeß zunächst idealisiert als Jouleprozeß – bestehend aus isentroper Verdichtung, isobarer Verbrennung, isentroper Entspannung und isobarer Wärmeabgabe –, so kann leicht gezeigt werden, daß der thermische Wirkungsgrad η_{th} , definiert als das Verhältnis von abgegebener Nutzleistung zu zugeführter und in der Regel im Brennstoff chemisch gespeicherter Wärmeleistung, um so höher ist, je größer das Druckverhältnis des Kreisprozesses ist.

Beim Realprozeß hingegen mit polytroper Verdichtung und Entspannung gibt es ein Wirkungsgradoptimum, das sich mit steigenden Komponentenwirkungsgraden und höherer Turbineneintrittstemperatur ebenfalls zu höheren Druckverhältnissen hin verschiebt (Bild 1.5a). Daraus folgen für die Steigerung der Effizienz des stationären Kreisprozesses die einfachen Maßgaben, das Verdichterdruckverhältnis anzuheben, Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade zu verbessern und die Turbineneintrittstemperatur zu erhöhen. Diese Ziele sind allerdings nur mit großen Anstrengungen zum Beispiel im Bereich der Werkstofftechnik oder der aerodynamischen Auslegung und Gestaltung der Turbokomponenten möglich, um nur einige zu nennen.

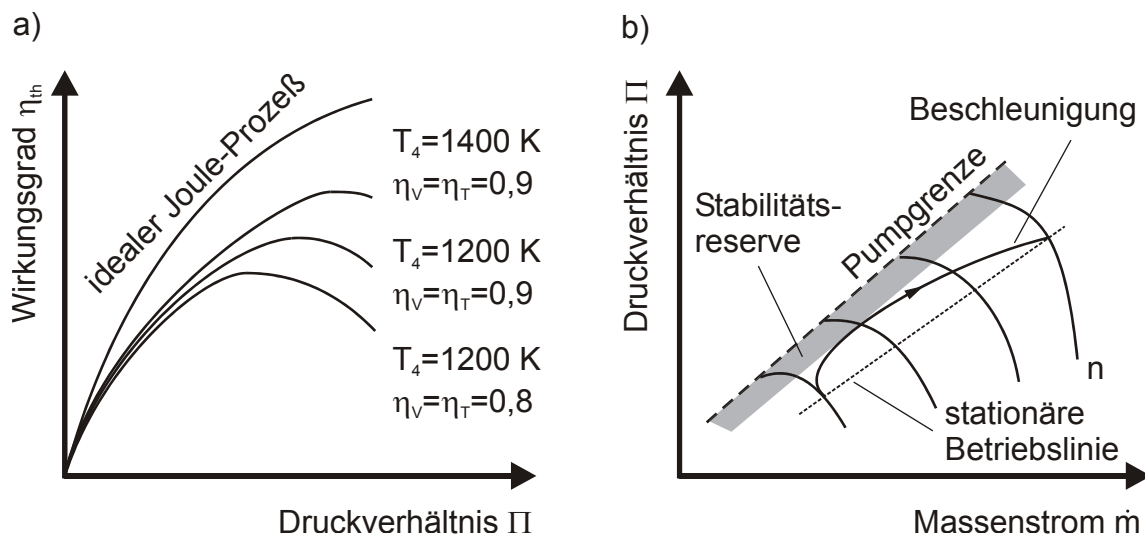


Bild 1.5: a) Thermischer Wirkungsgrad von idealem Joule-Prozeß und verlustbehafteten Re-alprozessen in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur T_4 und den Komponentenwirkungsgraden von Verdichter η_v und Turbine η_t . b) Verdichterkennfeld mit Beschleunigungslinie und Stabilitätsreserve

Der Komponente Verdichter kommt deshalb eine besondere Bedeutung zu, da sie einen wesentlichen limitierenden Faktor für das transiente Betriebsverhalten einer Gasturbine darstellt. Wird ein kompressibles Medium wie Luft verdichtet, so hat es dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik entsprechend die Tendenz, sich in Richtung höherer Entropie, also eines niedrigeren Druckniveaus auszubreiten. In einem Turboverdichter muß aber Luft vom geringen Druckniveau am Eintritt gegen den höheren Druck am Austritt strömen, was nur durch intakte Strömungsverhältnisse an der Verdichterbeschaukelung erreicht werden kann. Bei instationärem Betrieb, vor allem beim Beschleunigen, besteht die Gefahr, daß es aufgrund der steigenden aerodynamischen Belastung zu Strömungsablösungen an einzelnen Stufen kommt und die Strömung zusammenbricht beziehungsweise sich sogar umkehrt, was als Verdichterpumpen bezeichnet wird (Kapitel 2.2.4). Da dies einen äußerst kritischen Zustand für die gesamte Gasturbine darstellt, der neben dem akuten Leistungsausfall auch eine katastrophale Schädigung der Anlage aufgrund der Belastung durch extreme Kräfte, hohe Temperaturen und kritische Schwingungen bedeuten kann, gilt es diesen Betriebsbereich unter allen Umständen zu vermeiden. Man erreicht dies heutzutage durch eine entsprechende Verdichterauslegung und Limitierungen in der Gasturbinenregelung, die eine genügend große Stabilitätsreserve des Verdichters auch unter widrigsten Umständen gewährleisten, wie es im Bild 1.5b für eine Beschleunigung zwischen zwei stationären Betriebspunkten im Verdichterkennfeld dargestellt ist. Das bedeutet aber wiederum, daß aufgrund des strikt einzuhaltenden Pumpgrenzenabstands nicht nur der nutzbare Betriebsbereich erheblich eingeschränkt wird – es wird quasi Druckverhältnis „verschenkt“ –, sondern auch Wirkungsgradeinbußen zum Beispiel aufgrund der Luftabbläsung an hinteren Verdichterstufen im Teillastbereich, die zur Sicherstellung einer genügend großen Stabilitätsreserve dient, in Kauf genommen werden müssen.

1.3.1 Strategien zur Erweiterung des Betriebsbereiches

Die Erweiterung des nutzbaren Betriebsbereiches zur Stabilitätsgrenze hin beziehungsweise sogar darüber hinaus wird heute über zwei unterschiedliche Strategien zu erreichen versucht. Wird die Entstehung beziehungsweise Ausbildung einer Instabilität erkannt, so ist man zum einen bestrebt, den Verdichterarbeitspunkt wieder in einen sicheren und stabilen Betriebsbereich zurückzubringen. Dies kann über gezielte Luftabbläsung nach der betroffenen Verdichterstufe oder mittels einer Leitradverstellung erfolgen. Ebenso ist eine Reduzierung des zugeführten Brennstoffmassenstroms zur Verdichterentdrosselung denkbar, wobei hier allerdings eine längere Reaktionszeit aufgrund der Trägheit des Brennstoffzuführsystems und infolge von Verdampfungsvorgängen und Zündverzugszeiten berücksichtigt werden muß [Gab98]. Maßgeblich für den Erfolg einer solchen Strategie ist in jedem Fall die rechtzeitige Detektion der Verdichterininstabilität möglichst schon in der Entstehungsphase, da eine Annäherung an die Pumpgrenze und der Übergang zur Instabilität sehr schnell vonstatten geht und nur wenig Zeit für Gegenmaßnahmen läßt. Bild 1.6 zeigt beispielhaft zwei Messungen am Triebwerk Allison 250-C20B. Dargestellt sind die Verdichterdruckverläufe am Austritt der sechsten Axialstufe (siehe auch Bild 4.2). Zwischen den Druckmaxima, die den Beginn des Pumpens markieren, und den davor auftretenden negativen Druckspitzen, die auf rotierende Ablösungen (*rotating stall*) zurückzuführen sind und in [Gab98] als Instabilitätsindikator verwendet wurden, liegen je nach Art der Androsselung nur 6 bis 35 *ms*.

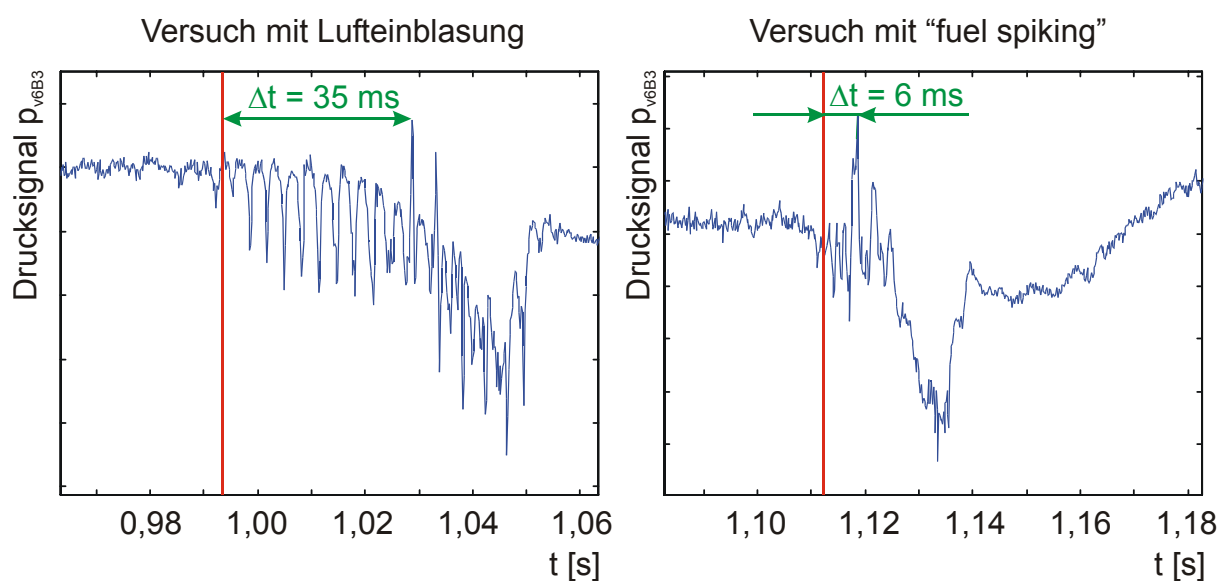


Abbildung 1.6: Übergang von Rotating Stall zu Pumpen bei der Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B

Die andere Strategie besteht darin, der Entstehung von Instabilitäten aktiv entgegenzuwirken und damit den Betriebsbereich über die nominale Pumpgrenze hinaus zu erweitern. Dabei wird versucht, die aerodynamischen Störungen an den Verdichterschauflergittern beispielsweise über gezielte Lufteinblasung zu beseitigen [Day91] [Ken00] oder über schnelle Leitschauflerbewegungen [Pad93] [Sch01] zu kompensieren. Auch hierzu ist es nötig, die drohende Instabilität rechtzeitig zu erkennen und darüber hinaus gegebenenfalls bezüglich der Phasenlage

zu analysieren, so daß die aktiven Gegenmaßnahmen auch wirkungsvoll eingesetzt werden können.

Unabhängig von der gewählten Strategie kommt der frühzeitigen Erkennung einer kritischen Annäherung an die Pumpgrenze also die zentrale Rolle zu, da sie den ersten Schritt in der Abfolge von Gegenmaßnahmen darstellt und hier schon mitunter über Gelingen oder Mißlingen der Restabilisierung entschieden wird. Die Zeitkette, die dabei beachtet werden muß, beginnt mit dem Auftreten des Instabilitätsindikators und der Dauer bis zu seiner Erkennung. Diese Zeitspanne wird maßgeblich durch die Struktur des eingesetzten Algorithmus und der Leistungsfähigkeit des ihn verarbeitenden Rechners beeinflusst. An die Detektion schließt das Einleiten der aktiven oder passiven Gegenmaßnahmen an. Aufgrund der begrenzten Dynamik der beteiligten Stellglieder (Bleedventil, Brennstoffzumeßsystem oder andere Aktuatoren) tritt die gewünschte Wirkung einer Verschiebung der Stabilitätsgrenze beziehungsweise einer Verdichterentdrosselung erst verzögert ein. Die Strategie zur Vermeidung von Verdichterstabilitäten ist nur dann erfolgreich, wenn die eingeleiteten Gegenreaktionen noch vor der vollständigen Ausbildung der Instabilität Wirkung zeigen. Aber nicht nur allein der Zeitpunkt der Erkennung, sondern auch die Zuverlässigkeit eines solchen Systems ist ausschlaggebend, da weder Fehlwarnungen in unkritischen Betriebspunkten geschweige denn das Nichtansprechen im Instabilitätsfall toleriert werden können.

1.3.2 Indikatoren aerodynamischer Verdichterstabilitäten

Die Suche nach geeigneten Instabilitätsindikatoren ist eng verbunden mit der Erforschung der Mechanismen, die den aerodynamischen Instabilitäten zugrunde liegen. Die Erkennung des Rotating-Stall-Zustands, der meist kurz vor dem Pumpen beobachtet werden kann und verhältnismäßig leicht zu detektieren ist, bietet aufgrund der geringen erzielbaren Vorwarnzeit keinen ausreichenden Schutz, Pumpen vollständig zu vermeiden. Außerdem stellt der Rotating Stall selbst schon einen Betriebszustand dar, der aufgrund erhöhter Belastungen für den Verdichter, insbesondere der Beschaukelung, möglichst vermieden werden sollte.

Die Untersuchungen der letzten Jahre zeigen, daß zwei unterschiedliche Entstehungsmechanismen zu rotierenden Ablösungen führen. Während die Modalwellentheorie die Ausbildung des Rotating Stall auf eine umlaufende Amplitudenmodulation der Profilanströmung zurückführt, entwickelt sich beim sogenannten *spike type stall* die Instabilität aus lokal begrenzten Ablösezellen. Das Auftreten modaler Wellen wurde erstmals von Moore und Greitzer vorhergesagt [Moo86] und von McDougall an einem Niedergeschwindigkeitsverdichter experimentell bestätigt [McD89]. Umlaufende Wellen konnten von Garnier ebenso an einem schnelllaufenden Verdichter beobachtet werden [Gar90]. Diese traten in Abhängigkeit von der Drosselgeschwindigkeit bis zu 100 Rotorumdrehungen vor dem Rotating Stall auf. Auch Tryfonidis fand bei neun verschiedenen schnelllaufenden Verdichtern Modalwellen vor, die mindestens 100 Rotorumdrehungen vor dem ersten Pumpstoß auftraten [Try94]. Die Auswahl der Verdichter erfolgte dabei nach dem Prinzip einer möglichst breiten Streuung der eventuellen Einflußparameter wie zum Beispiel Stufenzahl, Nabenverhältnis, Verdichterbelastung oder die allgemeine Designphilosophie. In [Try94] ist auch ein Analyseverfahren beschrieben, das insbesondere zur Detektion umlaufender Wellen entwickelt wurde. Im Gegensatz zur Modalwellentheorie beobachtete Day an einem schnelllaufenden vierstufigen Axialverdichter sogenannte *spikes*, also nadelförmige, durch eng begrenzte Ablösezellen bedingte Signalspitzen in

den gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten beziehungsweise Druckverläufen, die der Instabilität vorausgehen und diese innerhalb weniger Rotordrehungen einleiten [Day91]. Modalwellen traten hier nur bei einer bestimmten Schaufelspaltgröße auf. Der „spike type stall“ wurde auch in weiteren Arbeiten bestätigt [Day93] [Esc95] und als zweiter Entstehungsmechanismus anerkannt.

Spätere Arbeiten zeigten, daß Modalwellen und Spikes nicht getrennt voneinander betrachtet werden können [Bre96] [Cam97]. Bei hochbelasteten mehrstufigen Verdichtern treten oftmals Modalwellen nur in Betriebsbereichen mit guter Stufenabstimmung auf, während ansonsten „spikes“ die Instabilität auslösen [Day97] [Fre97]. Grundsätzlich läßt sich allerdings beobachten, daß langsamlaufende Verdichter bevorzugt zu modalen Wellen neigen, während bei hochbelasteten Verdichtern eher der „spike type stall“ zu erwarten ist, wobei bei einstufigen schnelllaufenden Verdichtern Modalwellen auch in einem größeren Drehzahlband auftreten können. Ein Modell, das in der Lage wäre, beide Instabilitätenvorläufer zu beschreiben, existiert aufgrund vieler noch unbekannter Einflußparameter bis dato nicht. Inoue und andere experimentierten beispielsweise an einer langsamlaufenden Axialverdichterstufe mit verschiedenen Abständen zwischen Rotor und Stator und wiesen einen Einfluß dieser Größe auf das Verhalten bei der Ausbildung der Instabilität nach [Ino01]. So traten bei einem großen Abstand bevorzugt „spikes“ auf, während die Stufe bei einem kleinen Rotor/Stator-Abstand modale Wellen zeigte.

Jüngere experimentelle und auf CFD-Rechnungen gestützte Arbeiten konzentrieren sich auf Spaltwirbeleffekte und ihre Rolle bei der Ausbildung umlaufender Störungen, speziell des „spike type stall“. Hoying zeigte durch Simulation für eine isolierte rotorspitzenkritische Verdichterstufe, daß die Spaltwirbeltrajektorie bei Androsselung stromaufwärts wandert, bis sie schließlich vor der Rotorschaukelreihe verläuft und Ablösungen verursacht, die zur Instabilität führen [Hoy98]. Furukawa und andere führen die Entstehung rotierender Ablösungen auf das Zerplatzen des Spaltwirbels und damit verbundenen Blockageeffekten zurück. Dies wurde durch CFD-Simulationen für eine langsamlaufende Rotorstufe gezeigt [Fur98] [Fur00]. Wilke bestätigte diesen Mechanismus mittels CFD-Rechnungen an einer Verdichterhochdruckstufe und weist dabei Optimierungsmöglichkeiten zur Stabilitätssteigerung durch Casing Treatments auf [Wil00] [Wil02]. Den experimentellen Nachweis für den Einfluß des Spaltwirbels auf die Entstehung rotierender Instabilitäten erbringt Mailach am Beispiel eines langsamlaufenden Axialverdichters [Mai00]. Die Untersuchungen wurden dabei für verschiedene Betriebspunkte und Spaltweiten durchgeführt, um den Einfluß dieser Parameter zu analysieren.

1.3.3 Verfahren zur Erkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten

Die Komplexität der Entstehungsmechanismen von aerodynamischen Verdichterinstabilitäten zeigt, daß entsprechend spezialisierte Erkennungsalgorithmen und Analyseverfahren mit einem in der Regel hohen Aufwand an Sensorik kaum in der Lage sein können, auf den gesamten Betriebsbereich eines Verdichters oder gar im Gesamttriebwerk angewendet zu werden. Ein universell und industriell einsetzbares Verfahren müßte demnach entweder eine Vielzahl verschiedener Mechanismen abdecken oder aber auf Phänomene ansprechen, die nicht unbedingt ursächlich mit der Entstehung der Instabilität zusammenhängen, sondern die gewissermaßen Begleiterscheinungen mit einem möglichst allgemeingültigen Charakter darstellen. Somit orientiert sich die Suche nach verwertbaren Instabilitätsindikatoren nicht allein an den

schon bekannten möglichen Entstehungsmechanismen, sondern kann auch umgekehrt bei der Analyse von Meßwerten wie zum Beispiel verschiedenen Verdichterdrucksignalen beginnen. Finden sich darin für ein Erkennungsverfahren geeignete Hinweise auf die Ausbildung von Instabilitäten, so können diese anschließend wieder mit den zugrundeliegenden aerodynamischen Phänomenen in Verbindung gebracht werden. Eine interessante Analysemethode kann dabei in der Wavelet-Transformation gefunden werden. Sie stellt eine noch recht junge Signalverarbeitungsmethode dar, die auf eine Veröffentlichung von Goupillaud, Grossmann und Morlet im Jahre 1984 zurückgeht [Gou84]. Dort wird eine neue Transformation zur Frequenzanalyse von Signalen vorgestellt, die wesentliche Nachteile – gerade in signaltheoretischer Sicht – der Fourier- und der gefensterter Fourier-Transformation beseitigen soll. Zwar war in der mathematischen Literatur die kontinuierliche Wavelet-Transformation schon länger bekannt [Cal64], doch der Durchbruch gelang ihr erst mit [Gou84] und der Entwicklung einer diskreten Variante, die eine effiziente Berechnung mittels Methoden der digitalen Signalverarbeitung erlaubt. Heute weist die Wavelet-Transformation eine schon relativ weite Verbreitung auf und findet Anwendung in unterschiedlichsten Einsatzgebieten wie zum Beispiel der Analyse von seismischen Daten oder EKG-Signalen, der Datenkompression in der digitalen Bildverarbeitung oder der numerischen Lösung von partiellen Differentialgleichungen, um nur eine kleine Auswahl zu nennen (vergleiche auch [Lou94] [Sto00]).

Die Analyse aerodynamischer Verdichterininstabilitäten und die Entwicklung eines Identifikationsverfahrens mit dem Schwerpunkt Wavelet-Transformation stellt ein Forschungsgebiet des Lehrstuhls für Flugantriebe (LFA) der TU München dar. Die eigenen theoretischen und experimentellen Untersuchungen wurden am Hubschraubertriebwerk Allison 250-C20B [Gab97] [Gab98] [Erh99] durchgeführt, dessen Kombinationsverdichter sechs Axialstufen und eine abschließende Radialstufe besitzt (siehe auch Kapitel 4.1.2). Das erste am LFA eingesetzte Verfahren zur Früherkennung von aerodynamischen Instabilitäten auf Basis einer Wavelet-Transformation ist in [Gab98] beschrieben. Allerdings besteht der Kern des Algorithmus noch aus einer Kreuzkorrelation zweier Drucksignale am Verdichtereintritt, während die parallel durchgeführte kontinuierliche Wavelet-Transformation (CWT) eines Drucksignals am Austritt der letzten Axialstufe nur unterstützende Funktion bei der Klassifizierung des Verdichterbetriebspunktes hat. Grundsätzlich zeigt sich aber bereits hier, daß mit der Wavelet-Transformation ein mächtiges Werkzeug zur Verfügung steht, da sie gerade im Vergleich zur etablierten gefensterter Fourier-Transformation wesentlich besser geeignet ist, auch zeitkritische und schwach ausgeprägte Signalanomalien im Zeit-Frequenz-Spektrum sichtbar zu machen. Ausgehend von dem Verfahren von Gabler ist in [Uhl98] ein Algorithmus zur Pumpfrüherkennung beschrieben, der auf die Kreuzkorrelation verzichtet und allein auf einer diskreten Wavelet-Transformation (DWT) der beiden Drucksignale am Verdichtereintritt beruht. Da die DWT sich sehr einfach mit Standardmethoden der digitalen Signalverarbeitung verwirklichen läßt (Kapitel 3.3.4), wurde hier ein übersichtlicher und schneller Algorithmus erreicht, der aufgrund der kleineren Anzahl an Abstimmparametern sich leichter handhaben läßt und dabei keine Verschlechterung im Erkennungsverhalten zeigt.

Neben den Analyseverfahren, die innerhalb der Vorhabengruppe 1.1 des Verbundforschungsprojektes AG TURBO II untersucht und weiterentwickelt wurden (Kapitel 1.2.2), finden sich noch weitere Arbeiten, die sich mit der Früherkennung von Verdichterininstabilitäten beschäftigen. Am Institut für Strahlantriebe der Universität der Bundeswehr München wurde ebenfalls ein Erkennungsverfahren auf Basis einer diskreten Wavelet-Transformation von Verdichterdrucksignalen entwickelt [Hös99] [Lei00] [Lei02]. Am Beispiel des Triebwerks LAR-ZAC 04 C5 wird ein Algorithmus beschrieben, der mittels einer statistischen Auswertung der

wavelet-transformierten Signalverläufe ein Überschreiten der Stabilitätsgrenze in allen Lastbereichen und unter verschiedenen Verdichtierzuströmbedingungen mit Vorwarnzeiten bis zu zwei Sekunden ankündigt. Im Fall einer ungestörten Anströmung ergaben sich in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl Vorwarnzeiten von 0,5 bis 1,5 Sekunden.

In [Le97] wird ein Identifikationsverfahren vorgestellt, das als „Multi-Resolution Modal Analysis“ bezeichnet wird. Dabei werden umlaufende und axiale Moden mit Filtern untersucht, die aus kompakten harmonischen Wavelets abgeleitet sind. Für das Triebwerk T55-L-712, das einen Axial-Radial-Verdichter besitzt, wurden Vorwarnzeiten von mehr als 400 Rotorumdrehungen erzielt.

In [Bri99] wird ein Früherkennungsverfahren beschrieben, das auf die Identifikation von „spikes“ spezialisiert ist. Der Algorithmus beruht auf der Berechnung der sogenannten *structure function* entweder eines einzelnen Drucksignal oder auch eines Sensorfelds mit acht Druckaufnehmern am Umfang. Dabei handelt es sich um eine statistische Größe, die mit der Korrelationsfunktion verwandt ist. Die Auswertung von Daten, die am T55-Verdichter gemessen wurden, ergaben bei der Ein-Sensor-Variante eine Vorwarnzeit von knapp 20 Rotorumdrehungen vor der vollständigen Ausbildung von Rotating Stall.

Die Identifikation eines Instabilitätenindikators mittels eines Autokorrelations-Algorithmus ist in [Tah01] beschrieben. Dabei wird das Signal eines einzelnen über den Rotorschauflern angebrachten Wanddrucksensors auf Unregelmäßigkeiten des Druckverlaufs zwischen zwei Durchgängen der gleichen Rotorpassage hin untersucht. Aufgrund der Verlagerung der Spaltwirbeltrajektorie zur Schaufelvorderkante [Hoy98] nehmen die Druckfluktuationen bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze zu und damit die Selbstähnlichkeit der Drucksignale ab, was sich in verminderten Autokorrelations-Koeffizienten äußert. Versuche an einem einstufigen, subsonischen Axialverdichter haben eine Vorwarnzeit bis zum ausgebildeten Rotating Stall von ungefähr 100 Rotorumdrehungen ergeben.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die bisherigen Erfolge bei der Früherkennung von Instabilitätsindikatoren Einzelergebnisse an bestimmten Verdichtern und Triebwerken darstellen, deren Übertragbarkeit auf andere Konfigurationen oftmals nicht gewährleistet ist. Wesentliches Problem dabei ist, daß bis dato kein allgemeingültiges Kriterium bekannt ist, das für eine Erkennung von Instabilitäten, die sich in einem noch frühen Stadium der Entstehung befinden, herangezogen werden könnte.

1.4 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Weiterentwicklung eines Identifikationsverfahrens, das zur Erkennung aerodynamischer Verdichterininstabilitäten bei pumpgrenznahen Arbeitspunkten eingesetzt werden kann und somit in die Gasturbinen- beziehungsweise Triebwerksregelung integriert einen Betrieb mit reduziertem Abstand zur Stabilitätsgrenze des Verdichters erlaubt, was eine Erschließung eines bisher nicht nutzbaren Potentials bezüglich der Effizienz und des dynamischen Betriebsverhaltens bedeutet. Dabei soll als Schwerpunkt die Analyse von Verdichterdrucksignalen mittels Wavelet-Transformationsregeln zur Anwendung kommen und deren Eignung bezüglich der Erkennung von Instabilitäten untersucht werden.

Um die industrielle Verwertbarkeit eines solchen Erkennungsverfahrens unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten sicherzustellen, muß darauf geachtet werden, den Aufwand an kostspieliger Meßtechnik möglichst niedrig zu halten. Das heißt zum Beispiel, daß die Anzahl an eingesetzten instationären Wanddruckaufnehmern möglichst gering sein soll, da diese einen wesentlichen Faktor bei den Investitionskosten darstellen und beim heutigen technologischen Stand auch als Verschleißteil betrachtet werden müssen, das innerhalb der Gasturbinen- beziehungsweise Triebwerkslebensdauer eventuell mehrmals ausgetauscht werden muß. Wünschenswert ist auch eine Platzierung der Sensoren möglichst im Bereich der vorderen Verdichterstufen aus, da hier geringere Druck- und Temperaturbelastungen vorliegen und somit kostengünstigere Sensoren verwendet werden können. Bezüglich der Weiterverarbeitung der Signale muß beachtet werden, daß im industriellen Einsatz im Vergleich zu aktuellen PC- und Workstation-Standards nur eine verhältnismäßig bescheidene Rechenleistung hinsichtlich Taktfrequenz und Speicherkapazität zur Verfügung steht. Insbesondere die Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit auf solchen Systemen mit limitiertem Rechenpotential bedingt eine einfache und wenig rechenintensive Struktur des verwendeten Analysealgorithmus.

Vorliegende Arbeit geht zunächst in Kapitel 2 von der Beschreibung der aerodynamischen Stabilitätsprobleme an der Leistungsgrenze von Axialverdichtern und den heute bekannten zugrundeliegenden Entstehungsmechanismen aus.

Kapitel 3 gibt eine kurze Einführung in die Theorie der Signalverarbeitung und Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse auf Basis der Fourier-Transformation. Schwerpunkt ist die Betrachtung der Wavelet-Transformation, die den Kern des neuen Algorithmus zur Identifizierung von Verdichterstabilitäten darstellt.

In Kapitel 4 wird die Datenbasis beschrieben, die zur Entwicklung und Validierung des Analyseverfahrens zur Verfügung stand. Besonders hervorgehoben ist die Konzipierung eines Referenzdatensatzes, der eigens zu diesem Zweck im Rahmen des Verbundprojektes AG TURBO nach Maßgaben der beteiligten Projektpartner an der Universität Hannover aufgezeichnet wurde.

Kapitel 5 beinhaltet die Auswertung des Referenzdatensatzes mittels verschiedener Analyse-techniken und insbesondere die Entwicklung des Identifikationsalgorithmus, der auf Wavelet-Transformationsmethoden aufbaut.

Abschließend wird in Kapitel 6 das in dieser Arbeit vorgestellte Analyseverfahren zur Früherkennung von aerodynamischen Verdichterstabilitäten hinsichtlich seiner Fähigkeit zur Integration in ein modernes Regelungskonzept für Gasturbinen bewertet und die Weiterentwicklung von Identifikationsverfahren im allgemeinen kurz diskutiert.

Kapitel 2

Grundlagen instationärer Verdichterströmung

2.1 Verdichterarbeitspunkte

Für das Verständnis des Betriebsverhalten des Gesamtsystems Gasturbine und insbesondere der Komponente Verdichter ist es nützlich, das entsprechende Verdichterkennfeld zu betrachten. Bild 2.1 zeigt beispielhaft das Gesamtkennfeld eines mehrstufigen Turboverdichters, das sich aus der Zusammensetzung der Kennlinien der Einzelstufen ergibt und üblicherweise auf einem Verdichterprüfstand vermessen wird. Alle nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich in erster Linie auf Axialverdichter und können nur bedingt auf Radialstufen übertragen werden.

In der machzahlähnlichen Darstellung sind neben den Muschelkurven für konstante Verdichtерwirkungsgrade η_V Linien gleicher reduzierter Drehzahl n_{red} zu sehen, die jeweils den Zusammenhang zwischen reduziertem Massenstrom \dot{m}_{red} und Druckverhältnis Π beschreiben und so die Verdichtercharakteristik unabhängig von der Totaltemperatur T_t und vom Totaldruck p_t am Eintritt wiedergeben. Die reduzierten Größen sind definiert als

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{p_t A} \text{ und} \quad (2.1)$$

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_t}}. \quad (2.2)$$

Bezieht man die reduzierte Drehzahl n_{red} auf die reduzierte Drehzahl im Auslegungspunkt $n_{red,AP}$ des Verdichters, so erhält man die reduzierte relative Drehzahl

$$n_{red,rel} = \frac{n_{red}}{n_{red,AP}}. \quad (2.3)$$

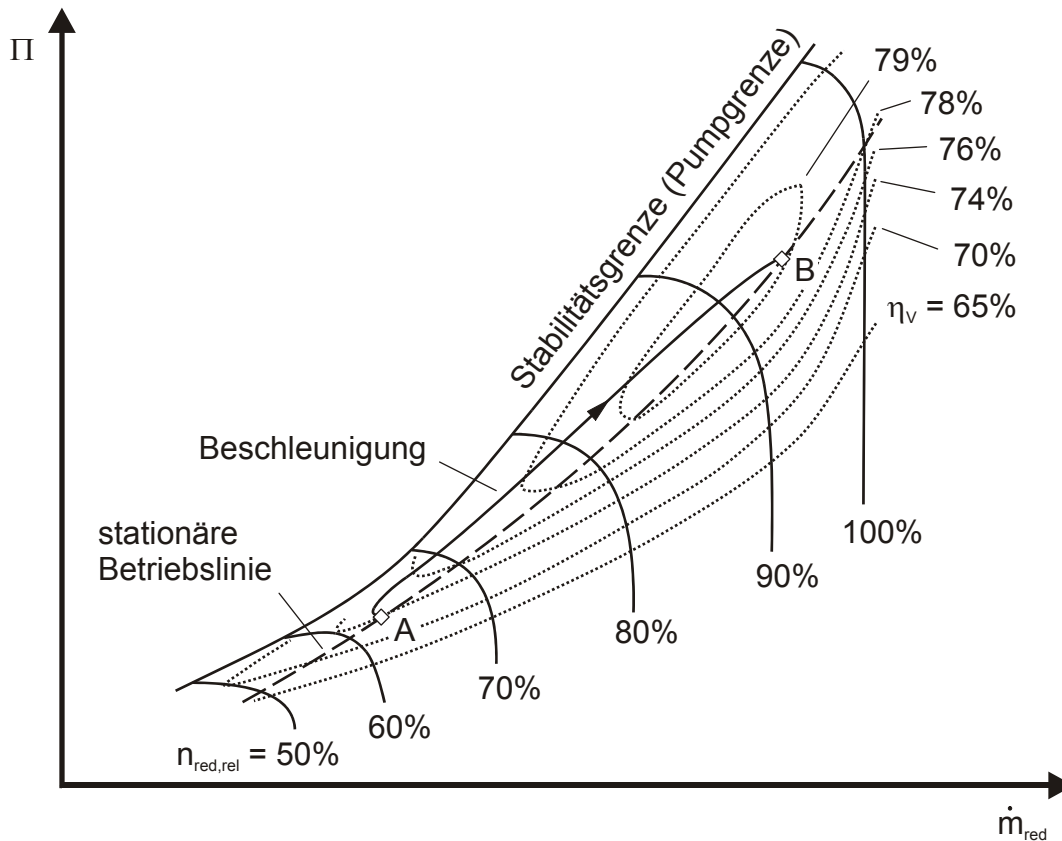


Bild 2.1: Verdichterähnlichkeitskennfeld mit Pumpgrenze, stationärer Betriebslinie und einer dynamischen Fahrlinie (Beschleunigung von A→B) für eine Gasturbine mit variabler Drehzahl

Wird der Verdichter bei konstanter Drehzahl angedrosselt, so wandert der Betriebspunkt in Richtung geringeren Massenstroms, gleichzeitig erhöht sich das Druckverhältnis (siehe auch Bild 2.4). Bei zu starker Androsselung kommt es schließlich zu Ablösungen an einzelnen Stufen und einem Zusammenbruch der Strömung, das heißt es wird die Pumpgrenze erreicht. Beim Entdrosseln dagegen sinkt das Druckverhältnis und steigt der Massenstrom, bis eine Sperrwirkung an einzelnen Stufen aufgrund kritischer Durchströmung oder Ablösungen auf der Profildruckseite auftritt, der Massenstrom deshalb nicht mehr weiter zunehmen kann und somit die Schluck- beziehungsweise Sperrgrenze erreicht wird.

Während auf einem Verdichterprüfstand die Kennfeldgrößen Drehzahl und Massenstrom beziehungsweise Druckverhältnis unabhängig voneinander eingestellt werden können und so eine Kennfeldvermessung erst möglich ist, sind diese in einer Gasturbine über die Kopplung der einzelnen Komponenten direkt miteinander verknüpft. Ausgehend von einer einfachen Gasgeneratoranordnung – bestehend aus Verdichter, Brennkammer und Turbine –, erhält man im Verdichterkennfeld die stationäre Betriebslinie als Funktion der zugeführten Brennstoffmenge. Für einen geringen Brennstoffmassenstrom stellt sich ein Gleichgewicht bei niedrigem Druckverhältnis, Massenstrom und geringer Rotordrehzahl ein, während diese Größen mit höherer Brennstoffzufuhr ebenfalls zunehmen. Einfluß auf die Lage der stationären Betriebslinie haben dabei unter anderem kurzfristig veränderliche Parameter wie eine externe Leistungsentnahme oder langfristige Alterungsprozesse in Form von verschlechterten Kom-

ponentenwirkungsgraden oder eine durch Verunreinigungen bedingte Verengung des Querschnitts am Turbineneintritsleitrad, das in der Regel kritisch durchströmt wird.

Die stationäre Arbeitslinie stellt aber nur eine Aneinanderreihung stationärer Betriebspunkte dar und kann nicht dynamisch durchfahren werden. Bei transienten Vorgängen müssen zusätzliche Effekte berücksichtigt werden wie zum Beispiel der Wärmeaustausch zwischen Gaspfad und Triebwerksbauteilen, der Gasaufstau in den einzelnen Triebwerksvolumina und vor allem Trägheitseffekte der Rotorwelle. Daraus resultieren dynamische Fahrlinien, die von der stationären Arbeitslinie abweichen und im Falle einer Beschleunigung des Triebwerks (Bild 2.1, A→B) eine Annäherung an die Pumpgrenze nach sich ziehen. Der Abstand des aktuellen Betriebspunktes zur Stabilitätsgrenze wird als Pumpgrenzenabstand oder *surge margin* bezeichnet und läßt sich folgendermaßen definieren:

$$SM = \frac{\Pi_{PG} \cdot \dot{m}_{BP}}{\Pi_{BP} \cdot \dot{m}_{PG}} - 1 \quad (2.4)$$

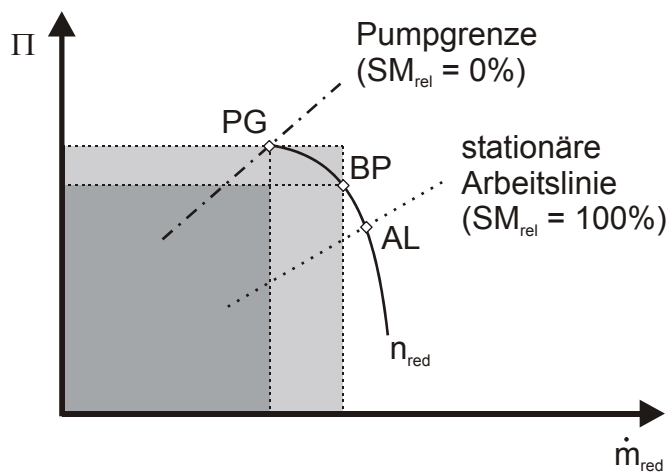


Bild 2.2: Definition des Pumpgrenzenabstandes auf einer Linie konstanter Drehzahl

Dies ist nur eine von vielen möglichen und gebräuchlichen Definitionen. Π_{BP} und \dot{m}_{BP} stehen für das Druckverhältnis und den reduzierten Massenstrom im aktuellen Betriebspunkt, während der Index PG diese Größen an der Pumpgrenze bei gleicher Drehzahl bezeichnet und aus dem Kennfeld bekannt sein müssen. Wie aus Bild 2.2 ersichtlich ist, wird gemäß dieser Definition das Verhältnis zwischen hellgrauer und dunkelgrauer Fläche berechnet und davon eins subtrahiert, so daß sich an der Pumpgrenze $SM = 0$ ergibt. Skaliert man den Pumpgrenzenabstand nun noch auf die nominale stationäre Arbeitslinie, so erhält man den relativen Pumpgrenzenabstand SM_{rel} , der per Definition an der Stabilitätsgrenze stets 0% und auf der nominalen stationären Betriebslinie 100% beträgt:

$$SM_{rel} = \frac{SM_{BP}}{SM_{AL}} \quad (2.5)$$

2.2 Betriebsverhalten an der Stabilitätsgrenze

Im folgenden werden kurz die verschiedenen Betriebscharakteristiken dargestellt, die bezüglich des stabilen und instabilen Verhaltens bei mehrstufigen Turboverdichtern beobachtet werden können. Dies ist zum einen die primäre Charakteristik, bei der global betrachtet keine Ablösungen auftreten und die somit kennzeichnend für den stabilen Nominalfall ist. Im instabilen Kennfeldbereich existieren je nach Form und Grad der Ablösungen sekundäre und tertiäre Charakteristiken, die das Betriebsverhalten beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze beschreiben.

2.2.1 Primärcharakteristik

Als primäre Charakteristiken eines Turboverdichters werden die Linien konstanter reduzierter Drehzahl bei An- beziehungsweise Entdrosselung im stabilen Arbeitsbereich, also zwischen Sperr- respektive Schluckgrenze und Pumpgrenze, bezeichnet. Kennzeichnend dafür ist, daß – abgesehen von einzelnen, bei extremen Betriebspunkten schlecht abgestimmten Schaufelreihen – an allen Schaufelprofilen intakte aerodynamische Verhältnisse vorliegen und damit im Ringraum keine Ablösungen auftreten. Der Druckaufbau erfolgt dabei gemäß der Enthalpieerhöhung durch die Strömungsumlenkung (Eulersche Turbomaschinengleichung) und der Verzögerung der Strömung in Rotor und Stator (Bild 2.3).

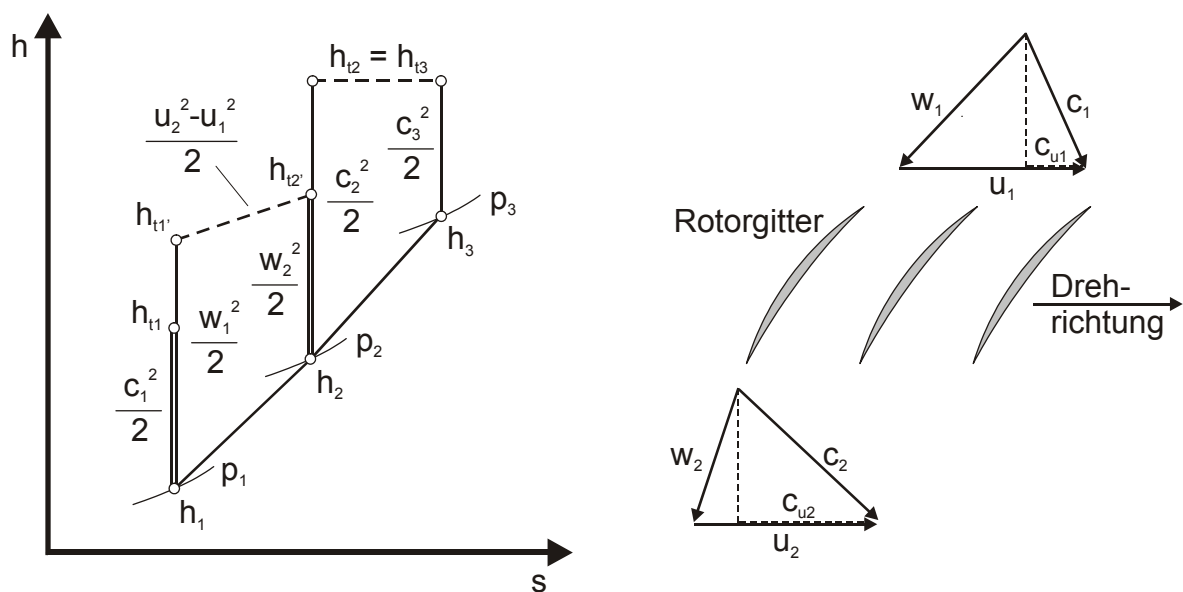


Bild 2.3: h - s -Diagramm einer Verdichterstufe und Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt des Rotorgitters. Gemäß der Eulerschen Turbomaschinengleichung gilt: $\Delta h_t = h_{t3} - h_{t1} = 0,5(c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1)$

Die Stabilität der Primärcharakteristik läßt sich anhand eines Stufenkennfelds deuten, das die Stufencharakteristik und die Betriebslinien einer nachgeschalteten Drossel – stellvertretend für die Turbine im realen Triebwerk – für verschiedene Drosselzustände enthält (Bild 2.4). Betrachtet man einen Betriebspunkt in A, B, oder C, so ist offensichtlich, daß ein kurzzeitiger

Rückgang des Massenstroms zu einem erhöhten Druckverhältnis führt. Dieses bewirkt bei unveränderter Drosselstellung eine Kompensation durch eine Steigerung des Massenstroms in der Drossel und damit eine Rückkehr zum Ausgangspunkt. Gleiches stabiles Verhalten stellt sich analog für eine plötzliche Massenstromzunahme im Verdichter ein. Auch im Bereich zwischen dem Druckmaximum D und dem tangentialen Berührungspunkt E findet eine Selbststabilisierung statt, da auch hier die Drossellinien steiler als die Stufencharakteristik verlaufen. Aufgrund der positiven Steigung der Verdichterlinie kann dieser Bereich aber nur noch als statisch stabil bezeichnet werden, während für dynamische Vorgänge mit instabilem Verhalten gerechnet werden muß, das heißt die Primärcharakteristik wird zwischen D und E enden. Jenseits des Punktes E schließlich existieren auch keine statisch stabilen Betriebszustände mehr, da Auslenkungen aus dem theoretischen Gleichgewicht zwischen Verdichtercharakteristik und Drossellinie (B', C', D') entweder zum Null-Massenstrom oder auf die Gleichgewichtspunkte B, C respektive D führen würden.

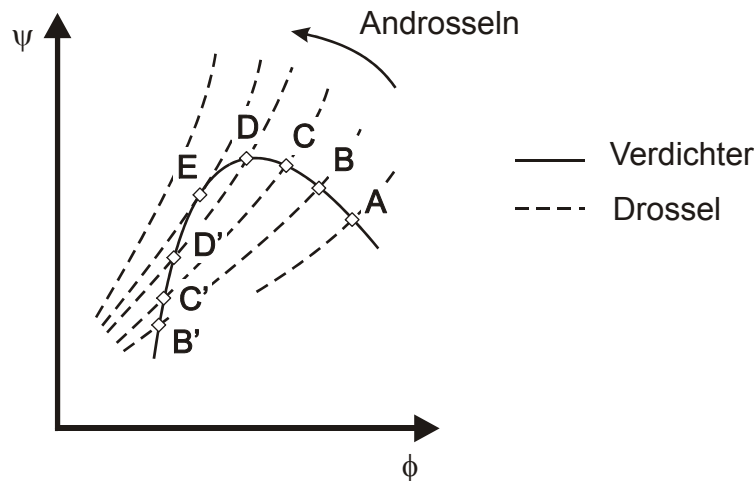


Bild 2.4: Stufenkennfeld mit Verdichtercharakteristik und Drossellinien [Hil92]

2.2.2 Sekundär-/Tertiärcharakteristik

Überschreitet man die Pumpgrenze vom stabilen in den instabilen Betriebsbereich, so treten sogenannte sekundäre und tertiäre Charakteristiken auf. Die Sekundärcharakteristik kann als Fortsetzung der Primärcharakteristik in den instabilen Bereich betrachtet werden (siehe auch Bild 2.4, Punkte D', C' und B') und ist meist mit mehrzelligen kleinen Ablösungen im äußeren Bereich des Ringraums verbunden, sie erstrecken sich also nicht über die ganze Schaufelkanalhöhe (*part-span stall*) und betreffen in der Regel auch nur einzelne Schaufelreihen, da der Massenstrom hinter den Zellen sich wieder ausgleichen kann. Der Rückgang des Gesamt-druckverhältnisses des Verdichters ist dabei relativ schwach ausgeprägt, ebenso wie die Minderung des Wirkungsgrades um einige Prozent. Es handelt sich hier aber um keine stabilen Arbeitspunkte mehr, weshalb dieser Bereich aufgrund der Gefahr von Schwingungsbrüchen und des möglichen Übergangs auf die nachfolgend beschriebene Tertiärcharakteristik unbedingt vermieden werden muß.

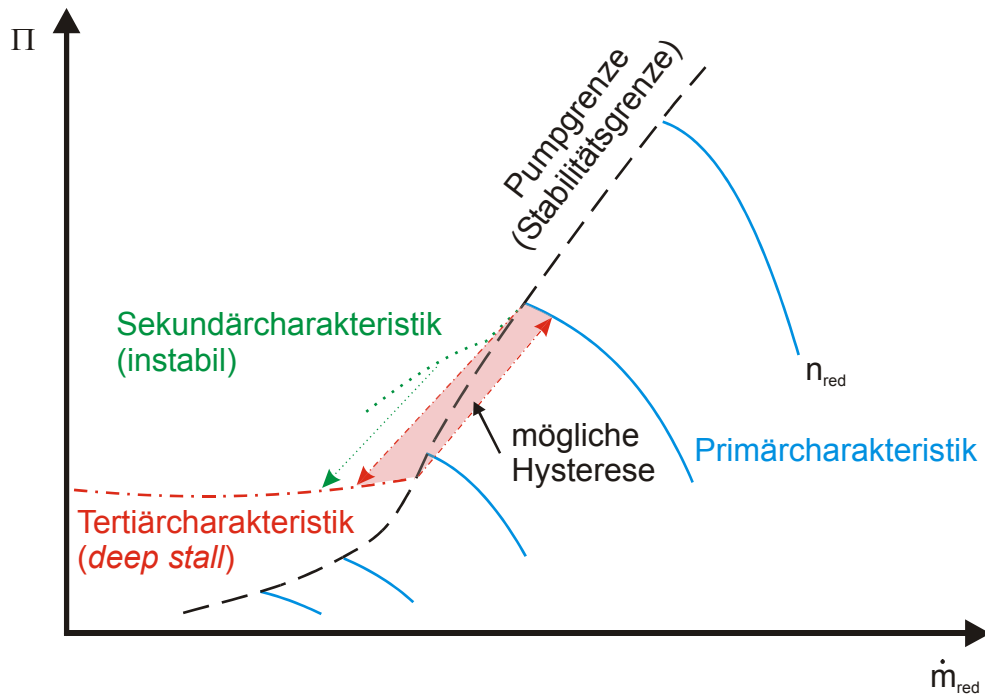


Bild 2.5: Grundformen der Betriebscharakteristiken im Verdichterkennfeld

Während der Verdichter beim Übergang von primärer zu sekundärer Charakteristik (*progressive stall*) verhältnismäßig geringe Leistungseinbußen zeigt, sind diese beim Übergang zur Tertiärcharakteristik wesentlich dramatischer (Bild 2.5). Ursache dafür ist, daß sich ein großes Ablösegebiet 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 (*deep stall*). Der Übergang 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 Betriebspunkt erreicht werden, muß der Verdichter soweit entdrosselt werden, bis die Strömung wieder anliegt und sich somit wieder ein Arbeitspunkt auf der ursprünglichen Primärcharakteristik einstellt. Dieser liegt bei einem geringeren Druckverhältnis beziehungsweise größerem Massenstrom als der Ausgangspunkt, Drosseln und Entdrosseln erfolgen ergo in einer Hystereseschleife, deren Größe im wesentlichen vom Verdichterdesign abhängt [Gra99b]. Einflußfaktoren sind zum Beispiel die Anzahl der Stufen und die aerodynamische Schaufelbelastung, mit deren Zunahme sich auch das Hysteresesegebiet vergrößert.

2.2.3 Rotating Stall

Einzelne Ablösegebiete, die bei sekundärer und tertiärer Charakteristik auftreten, haben die Eigenschaft, relativ gegen die Rotordrehrichtung zu wandern. Die Erklärung für dieses Verhalten zeigt Bild 2.6:

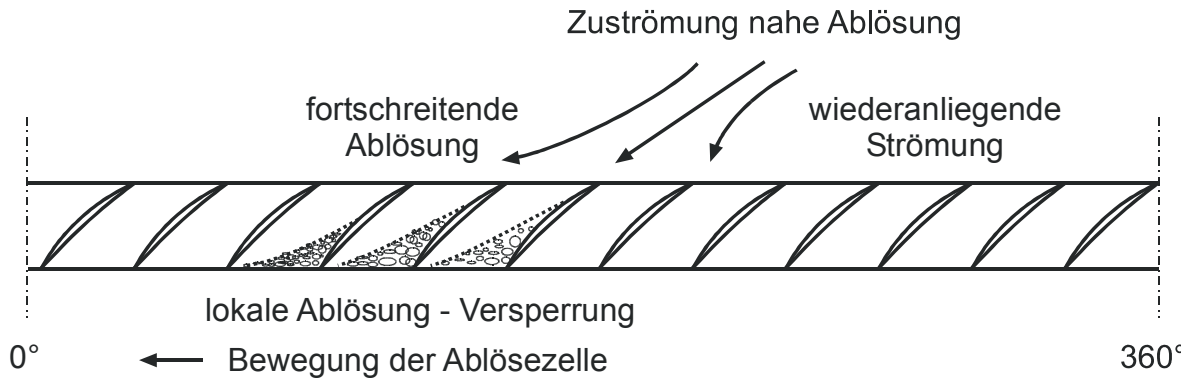


Bild 2.6: Mechanismus des Rotating Stall

Die Ablösung wird an einer einzelnen benachteiligten Schaufel mit lokal reduzierter Strömungsgeschwindigkeit beginnen und dort den Schaufelkanal versperren. Die Strömung wird dabei gezwungen, in seitlicher Umfangsrichtung auszuweichen, was zur Folge hat, daß die nachfolgende Schaufel steiler angeströmt und aerodynamisch überlastet wird, während die vorauslaufende Schaufel entlastet und die Strömung dort wieder stabilisiert wird. Die Ablösung bewegt sich also gegen die Rotordrehrichtung fort. Dieser Mechanismus ist nicht nur für eine einzelne Schaufel gültig, sondern die Strömungsseparation kann über mehrere Schaufelkanäle hinweg stattfinden. Vom Absolutsystem eines Stators aus betrachtet bewegt sich das Ablösegebiet aufgrund der Addition von Relativgeschwindigkeit der Ablösung und der Rotorwinkelgeschwindigkeit in Laufraddrehrichtung, die Umlauffrequenz beträgt dabei circa 20% bis 50% der Rotordrehzahl.

2.2.4 Verdichterpumpen

Beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze kann auch ein Abreißen der Strömung über den gesamten Umfang auftreten. In Abhängigkeit von den Dämpfungseigenschaften des Gesamtsystems Verdichters und aller vor- und nachgeschalteter Volumina kommt es hier zu einer starken Oszillation des Massenstroms, der im Extremfall sogar negativ werden kann (*deep surge*), was bei einer Gasturbine ein Rückströmen des heißen Gases aus der Brennkammer bedeutet und vor allem aufgrund der mechanischen Belastung durch hohe lokale Kräfte und kritische Schwingungen eine Schädigung des Verdichters nach sich ziehen kann. Schwächere Formen des Pumpens werden als *mild surge* oder *classic surge* bezeichnet. Schließlich kann auch noch eine Kombination aus Pumpen und Rotating Stall auftreten, die als *modified surge* bezeichnet wird.

Ein Pumpzyklus läßt sich im Verdichterkennfeld folgendermaßen darstellen: Der Zusammenbruch der Strömung an der Pumpengrenze hat zur Folge, daß bereits verdichtete Luft aus den nachgeschalteten Volumina rückströmt oder zumindest den Massenstrom stark verringert. Dabei wird der Verdichter insgesamt entlastet, die Strömung liegt wieder an den Schaufeln an und es wird wieder Massenstrom gefördert und dabei Druck aufgebaut. Bei unveränderten Randbedingungen findet eine weitere Androsselung auf der Primärcharakteristik statt, bis erneut die Stabilitätsgrenze erreicht und überschritten wird und der Zyklus von vorne beginnt. Die dabei auftretenden niederfrequenten und energiereichen Schwingungen in einer Größenordnung von typischerweise 1 bis 20 Hz verursachen hohe Belastungen für die Schaufeln und

das ganze Wellensystem einschließlich der Lagerung. Weitere Schäden können durch eine nicht völlig rotationsymmetrische Ausbildung des Pumpens gerade in der Entstehungsphase verursacht werden, da hier die Gefahr von Gehäusedeformationen besteht und infolgedessen die Schaufeln anstreifen und abreißen können.

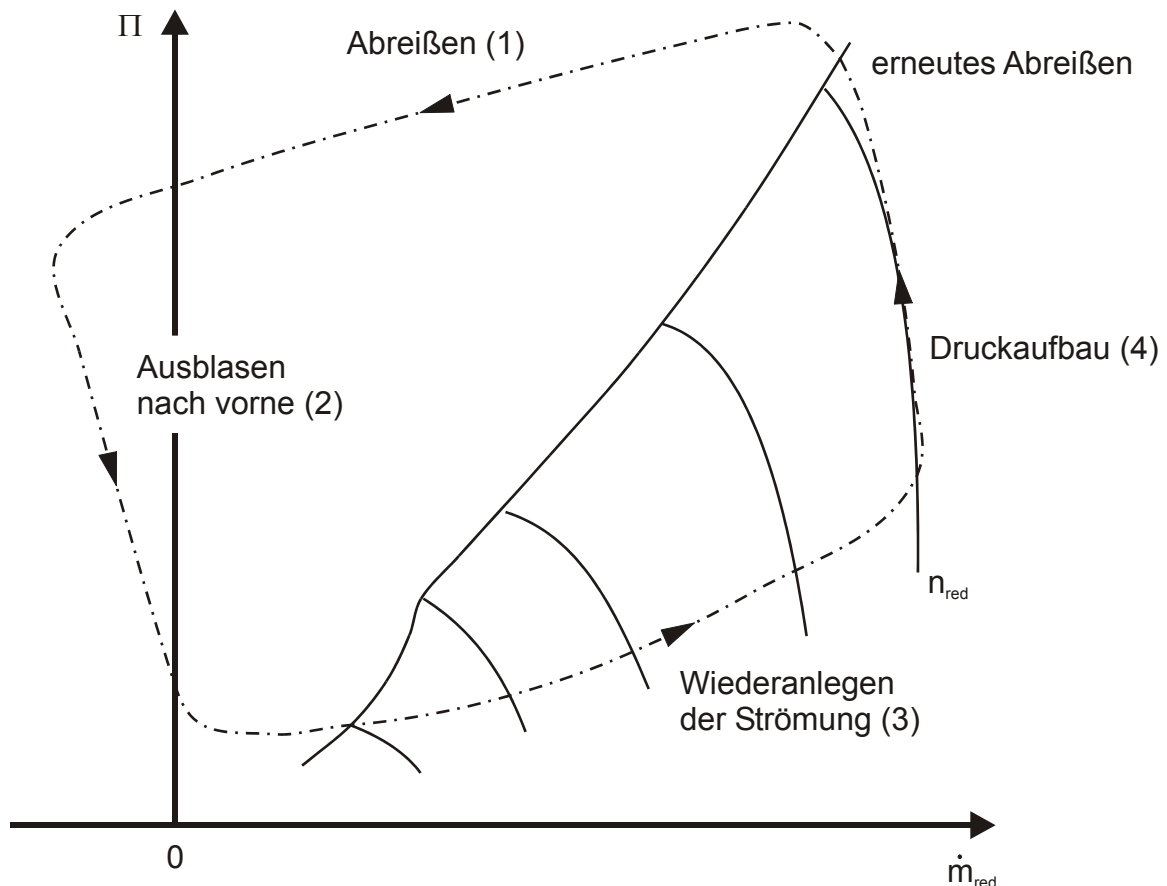


Bild 2.7: Pumpzyklus mit Rückströmung im Verdichterkennfeld (deep surge)

2.2.5 Dynamisches Modell des Verdichtungssystems

Ein grundlegendes Modell zur Erklärung des unterschiedlichen Verhaltens beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze und damit der Frage, ob ein Verdichter zu Rotating Stall oder Pumpen neigt, findet sich in den Arbeiten von Greitzer [Gre76a] [Gre76b]. Die Gasturbine, speziell das Verdichtungssystem, wird dabei stark vereinfachend nachgebildet aus einem Verdichter, einem Plenum, das dem Brennkammervolumen entspricht, einer Drossel, die stellvertretend für die Turbine steht, und einem Strömungskanal, der Verdichter und Plenum verbindet. Während ein früheres Modell nach Emmons [Emm55] aufgrund seiner Linearisierung nicht in der Lage war, Schwankungen mit großer Amplitude, wie sie beim Verdichterpumpen auftreten, zu beschreiben, entwickelte Greitzer ein nichtlineares dynamisches Modell, mit dem sowohl Rotating Stall als auch Pumpen dargestellt werden konnte.

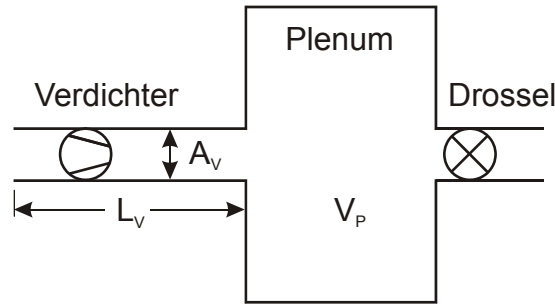


Bild 2.8: Modellierung des Verdichtungssystems nach Greitzer [Gre76], das in einer linearisierten Version bereits von Emmons beschrieben wurde [Emm55].

Das Gleichungssystem zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens dieses Modells, das die Kompressibilität des Plenumvolumens, die Dämpfung aufgrund des Verdichters und der Drossel und die Trägheit des Fluids im Strömungskanal berücksichtigt, enthält dabei als entscheidende Größe den dimensionslosen *B-Parameter*, der von Greitzer folgendermaßen definiert wurde:

$$B = \frac{u}{2\omega_H L_V} \quad (2.6)$$

u ist dabei die mittlere Rotorgeschwindigkeit, ω_H die Helmholtz-Resonanzfrequenz und L_V die effektive Kanallänge auf der Verdichterseite. Die Eigenfrequenz ω_H dieses Systems berechnet sich gemäß

$$\omega_H = a \sqrt{\frac{A_V L_V}{V_P}} \quad (2.7)$$

mit der Schallgeschwindigkeit a , dem Kanalquerschnitt A_V und dem Plenumvolumen V_P . Erweitert man Zähler und Nenner der B-Parameter-Definition in der Form

$$B = \frac{0,5\rho u^2}{\rho u \omega_H L_V}, \quad (2.8)$$

so läßt dies eine physikalische Deutung des B-Parameters zu. Es stehen somit ein Maß für die Druckerhöhung des Verdichters und die zur Anregung von Massenstromoszillationen nötige Druckkraft zueinander im Verhältnis. Ein kleines B bedeutet also, daß der Verdichter nicht in der Lage ist, das System ins Schwingen und damit zum Pumpen zu bringen, das heißt der Verdichter wird an der Stabilitätsgrenze zu Rotating Stall übergehen. Ist B dagegen groß genug, dann wird das System angeregt und gerät ins Pumpen. Der theoretisch berechnete Grenzwert für B_{krit} liegt bei 0,7 und wurde durch Versuche in guter Näherung auch bestätigt, hier wurde $B_{krit} = 0,8$ ermittelt [Gre76b]. Für eine eingehendere Betrachtung der Modellierung des dynamischen Verhaltens von Verdichtungssystemen, insbesondere des instabilen Verhaltens, sei an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen [Gre76a] [Moo86] [Fin92] [Gra99b].

Untersuchungen an Verdichtern und Triebwerken zeigen, daß Rotating Stall und Pumpen in realen Maschinen nicht völlig unabhängig voneinander auftreten. Vielmehr geht dem Pumpen

eine mehr oder weniger ausgeprägte Phase mit Rotating Stall voraus, der Pumpzyklus wird quasi durch lokale Ablösegebiete initiiert. Für das Verständnis der Mechanismen an der Stabilitätsgrenze genügt es also, sich auf die Betrachtung der Entstehung von rotierenden Ablösungen zu beschränken.

2.3 Modellvorstellung des Ablösemechanismus

Während bisher nur das globale Verhalten des Verdichters beziehungsweise der Gasturbine beim Überschreiten der aerodynamischen Stabilitätsgrenze betrachtet wurde, soll im folgenden näher auf den zugrundeliegenden Auslösemechanismus, der dem Rotating Stall vorausgeht, eingegangen werden. Es sind heute zwei unterschiedliche Modelle bekannt, die diesen komplexen Vorgang zu beschreiben versuchen. Beide konnten auch an Versuchsverdichtern nachgewiesen werden, so daß von mindestens zwei, im allgemeinen unabhängigen Entstehungsmechanismen ausgegangen werden muß. Dies ist zum einen die Modalwellentheorie, die auch unter dem Stichwort *long length scale perturbation* bekannt ist (Kapitel 2.3.1), während die als *short length scale perturbation* bekannten *spikes* signifikant für die zweite Theorie sind (Kapitel 2.3.2).

2.3.1 Modalwellentheorie

Gemäß der Modalwellentheorie kommt es bei der Annäherung des Verdichterbetriebspunktes an die Stabilitätsgrenze zu einer Überlagerung der axialen Geschwindigkeitskomponente mit einer homogenen Welle geringer Amplitude, die im Ringraum umläuft und deren Grundwellenlänge dem Ringraumumfang entspricht. Die Umlauffrequenz beträgt dabei 50% und weniger der Rotorfrequenz. Mit weiterer Annäherung an die Pumpgrenze nimmt die Amplitude der Geschwindigkeitsmodulation zunächst langsam, dann exponentiell zu und zeigt damit ein ähnliches Verhalten wie ein schwingungsfähiges System mit abnehmender Dämpfung. Bedingt durch die geringe Axialgeschwindigkeit im Wellental kommt es in diesem Bereich zu einer Fehlanströmung der Laufradschaufeln mit Ablöseerscheinungen auf der Profilsaugseite. Es bildet sich eine Rotating-Stall-Zelle aus, die relativ entgegen der Rotordrehrichtung wandert.

Modale Störungen können üblicherweise bis zu mehrere 100 Rotorumdrehungen vor dem ausgebildeten Rotating Stall nachgewiesen werden und wären damit für eine frühzeitige Stall-Vorhersage gut geeignet. Außerdem weist dieser Entstehungsmechanismus den Weg für aktive Gegenmaßnahmen zur Erweiterung des Betriebsbereiches. Der Grundgedanke ist dabei die Dämpfung der Amplituden der modalen Wellen durch gegenphasige Schwingungen, die zum Beispiel durch schnelle Leitschaufelbewegungen oder gezielte Lufteinblasung über mehrere Ventile am Umfang aufgebracht werden könnten. Jedoch kann die Modalwellentheorie nicht bei allen Verdichterarten bestätigt werden und als alleiniger Entstehungsmechanismus angesehen werden, sondern es läßt sich noch ein zweiter, davon unabhängiger Vorläufer des Rotating Stall beobachten. Eine weitere Erschwernis ergibt sich aufgrund der Tatsache, daß Modalwellen bisher zuverlässig nur in Verdichterprüfstandsversuchen festgestellt wurden, während ihre Detektierbarkeit in der Gasturbine aufgrund ihrer kleinen Amplitude (siehe auch Bild 5.1) und des schlechteren Signal-Rausch-Verhältnisses erheblich erschwert wird.

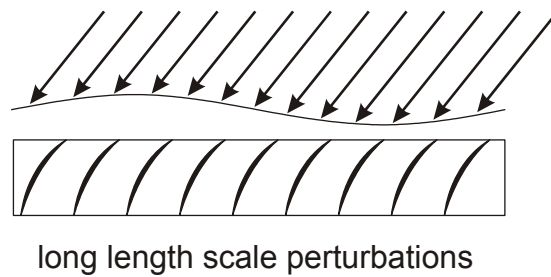


Bild 2.9: Modalwellen

2.3.2 Spikes

Beim zweiten Entstehungsmechanismus handelt es sich um den *spike type stall*, der durch lokale Ablösungen der Strömung an einzelnen Rotorschaukeln ausgelöst wird. Diese treten in der Nähe der Stabilitätsgrenze aufgrund der geringen globalen Axialgeschwindigkeit der Strömung stochastisch verteilt auf und führen zu kleinen, scharf definierten Stallzellen, die im Ringraum umlaufen und sich nur über ein bis zwei Schaufelkanäle erstrecken. Diese wachsen innerhalb weniger Rotorumdrehungen in Radial- und Umfangsrichtung an und bilden sich zum Rotating Stall aus, wobei die Umlaufgeschwindigkeit von anfänglich 60 – 80% der Rotorfrequenz auf konstante 35 – 60% zurückgeht.

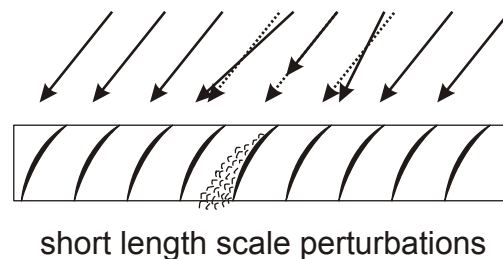


Bild 2.10: „spike type stall“

Während Modalwellen oftmals nur in einem eng begrenzten Bereich der Drehzahlcharakteristik und bei absolut homogener Zuströmung auftreten, scheint die „spike“-Theorie zunächst den realen Gegebenheiten näher zu kommen, da Strömungsinhomogenitäten, die lokale Ablösungen begünstigen, praktisch immer vorhanden sein werden. Dennoch kann auch aus dem „spike“-Modell keine allgemeingültige Stall-Vorhersagemethode abgeleitet werden, da auch diese Theorie allein nicht den Entstehungsmechanismus an unterschiedlichen Verdichtern unter verschiedenen Bedingungen zu beschreiben vermag. Außerdem erscheint gerade die Detektion der kleinen nadelförmigen Druckspitzen, die auf den „spike type stall“ schließen lassen (siehe auch Bild 5.1), in einer realen Triebwerkskonfiguration mit verrauschten Signalen als große Herausforderung. Es zeigt sich vielmehr, daß die Modalwellentheorie und die „spike“-Theorie gemeinsam betrachtet werden müssen und dabei eventuell der Einschränkung unterliegen, daß sie bezüglich eines Identifikationsverfahrens nur für Verdichterprüfstandsversuche relevant sind.

2.3.3 Modalwellen oder „spikes“?

In zahlreichen Untersuchungen an Versuchsverdichtern (siehe auch Kapitel 1.3.2) konnte in den letzten Jahren gezeigt werden, daß beide Entstehungsmechanismen tatsächlich zu beobachten sind. Es gestaltet sich dabei aber schwierig, eindeutige Kriterien für das Auftreten der einen oder anderen Form zu finden. Grundsätzlich tendieren langsamlaufende, schwach belastete Verdichter eher zu Modalwellen, während „spikes“ bevorzugt bei hochbelasteten mehrstufigen Verdichtern zu finden sind. Aber auch im letzteren Fall können modale Störungen der aerodynamischen Instabilität vorausgehen, wobei hier die Drehzahl wesentlicher bestimmender Faktor ist beziehungsweise die Belastung der einzelnen Stufen und ihre Abstimmung zueinander. Andererseits spielt die Drosselgeschwindigkeit eine entscheidende Rolle bei der Frage, wie früh Störungen schon vor dem Einsetzen des Rotating Stalls auftreten. Nicht ganz unerwartet ist das Ergebnis, daß bei einer schnelleren Androsselung Störungen sich innerhalb einer kürzeren Zeitspanne vollständig ausbilden. Die rechtzeitige Erkennung dieser Instabilitätsindikatoren stellt damit gerade im instationären Triebwerksbetrieb mit hohen Änderungs-raten eine große Herausforderung dar.

2.3.4 Spaltwirbeleinfluß

Jüngere Untersuchungen zur Entstehung aerodynamischer Verdichterstabilitäten mittels Methoden der numerischen Simulation weisen darauf hin, daß die Spaltströmung zwischen Saug- und Druckseite einer Rotorschaukel einen wesentlichen Einfluß auf die Stabilität der Hauptströmung im Schaukelkanal haben dürfte. Bedingt durch die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite entlang einer Schaukel strömt Fluid über die Blattspitze und wickelt sich im Schaukelkanal an der Rotorvorderkante beginnend zum wandnahen Spaltwirbel auf. Stationäre CFD-Rechnungen an der transsonischen Vorderstufe eines modernen Hochdruckverdichters mit Eintrittsleitrad, Rotor und Stator, die auf der Lösung der dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen basieren, zeigen [Wil02], daß dieser Spaltwirbel bei niedriger Belastung stabil ist und mit der Hauptströmung durch den Schaukelkanal transportiert wird, das heißt der Spaltwirbel beeinträchtigt die aerodynamischen Strömungsverhältnisse an den Schaukeln kaum. Bei höheren Druckverhältnissen dagegen wird der Kern des Spaltwirbels instabil und bricht kurz nach der Stoßfront im Schaukelkanal zusammen, was als *vortex breakdown* bezeichnet wird. Dabei löst sich der Spaltwirbelkern auf und bildet Rezirkulationszonen [Sch97] [Fur98] aus, die nicht mehr stromabwärts abfließen, sondern die Hauptströmung im äußeren Kanalbereich behindern. Diese anfänglich kleinen Totwassergebiete wachsen bei weiterer Androsselung rasant an und führen schließlich zum Zusammenbruch der gesamten Rotorströmung.

Auch wenn dieser Mechanismus im Detail noch unerforscht ist und noch der experimentellen Bestätigung bedarf, vermag er eine plausible Erklärung für den „spike type stall“ abzugeben. Kommt es in einer Rotorpassage beim Androsseln zum „vortex breakdown“, so wird die Hauptströmung gezwungen, zunächst nach unten und seitlich auszuweichen. Gerade die Strömungsseparation auf die benachbarten Schaukelkanäle und die damit verbundene Störung der axialen Geschwindigkeitskomponente wäre mit der „spike“-Theorie gleichzusetzen, das heißt die Ausbildung einer lokalen Ablösung an einem Schaukelprofil könnte als Folge der Blockage durch das Totwassergebiet des aufgeplatzten Spaltwirbels im benachbarten Kanal gesehen werden.

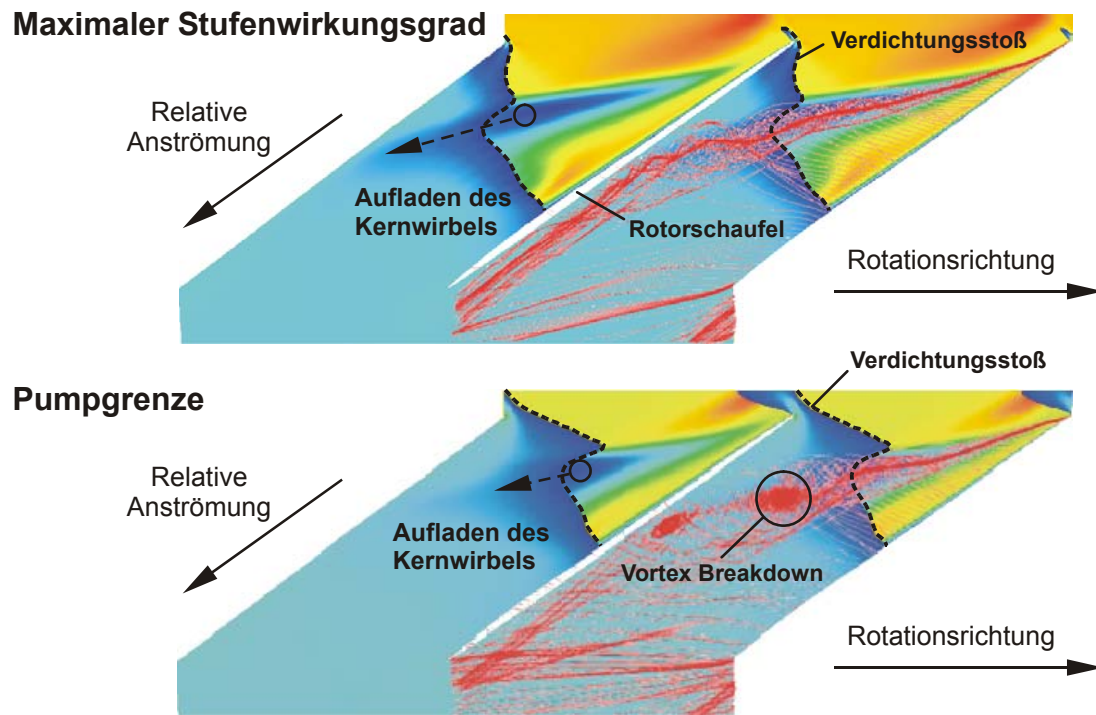


Bild 2.11: Aufplatzen des Spaltwirbelkerns bei Annäherung an die Pumpgrenze (CFD-Simulation nach [Wil02])

Kapitel 3

Theorie der Signalverarbeitung und -transformation

3.1 Grundlagen der Signalverarbeitung

Ein Signal kann definiert werden als Meßgröße beziehungsweise physikalische Quantität, die mathematisch als Funktion der Zeit, des Raumes oder einer beliebigen anderen Variable oder auch mehrerer Variablen beschrieben wird. Im folgenden sollen in erster Linie Signale betrachtet werden, die eine Funktion der Zeit darstellen. Diese sind üblicherweise analoger Natur und werden durch Zeit- und Wertdiskretisierung in digitale Signale umgewandelt, so daß sie binär codiert durch Mikroprozessoren weiterverarbeitet werden können.

Zeitdiskretisierung

Zeitdiskretisierung bedeutet, daß das analoge Signal mit einer in der Regel konstanten Abtastrate f_s (= Sampling Frequenz) aufgezeichnet wird (Bild 3.2, a→b). Gemäß dem Abtasttheorem von Shannon und Nyquist kann ein bandbreitenbegrenztes Signal dann ohne Informationsverlust rekonstruiert werden, wenn die Abtastrate mindestens das Doppelte der maximalen Signalfrequenz beträgt. Ein Audiosignal mit einer Bandbreite von 20 Hz bis 20 kHz muß beispielsweise demnach mit mindestens $2 \cdot 20 \text{ kHz} = 40 \text{ kHz}$ abgetastet werden, um wieder verlustfrei reproduziert werden zu können. Durch sogenannte Anti-Aliasing-Filter, die vor der A/D-Wandlung angeordnet sind, wird sichergestellt, daß die Bandbreite des analogen Signals die durch die Sampling Frequenz gegebene Maximalfrequenz (= Nyquistfrequenz) $f_{\max} = 1/2 f_s$ nicht überschreitet.

Wird ein Signal mit zu geringer Frequenz abgetastet, so tritt *Aliasing* auf. Diskretisiert man zum Beispiel ein Signal, das nur aus einer Sinusschwingung mit $f = 70 \text{ Hz}$ besteht, mit einer Abtastrate von $f_s = 100 \text{ Hz}$, so erscheint diese Schwingung identisch mit einem phasenverschobenen Sinus der Frequenz $f = 30 \text{ Hz}$, da das mittels einer Fourier-Transformation berechnete Spektrum für Frequenzen oberhalb der Nyquistfrequenz an dieser gespiegelt wird (Bild

3.1). Im Spektrum von 0 bis 50 Hz erscheint also eine 30-Hz-Schwingung, die im analogen Signal nicht vorhanden ist.

Damit läßt sich aber das Shannon/Nyquist-Theorem verallgemeinern. Weiß man a priori, daß das Signal mit der 70-Hz-Schwingung bandbreitenbegrenzt ist zwischen der halben Abtastrate von 50 Hz und der Sampling Frequenz von 100 Hz, was man eben durch eine Filterung des analogen Signals vor der A/D-Wandlung sichert, dann ist auch das Spektrum eindeutig. Dieses ist dann allerdings gespiegelt, die Amplituden werden absteigend von 100 Hz bis 50 Hz dargestellt (Bild 3.1, FFT-Analyse). Allgemein formuliert genügt es also, wenn die Signalbandbreite folgende Bedingung erfüllt:

$$k \frac{f_s}{2} \leq f < (k+1) \frac{f_s}{2} \quad \text{mit } k = 0, 1, 2, \dots \quad (3.1)$$

In der diskretisierten Darstellung wird oftmals eine normierte Frequenz verwendet, die auf die Abtastrate f_s bezogen ist. Bandbreitenbegrenzte Signale, die das Shannon/Nyquist-Abtasttheorem erfüllen, haben demnach einen Frequenzumfang von $0 \leq f < 0,5$ beziehungsweise Vielfachen davon gemäß Gleichung 3.1.

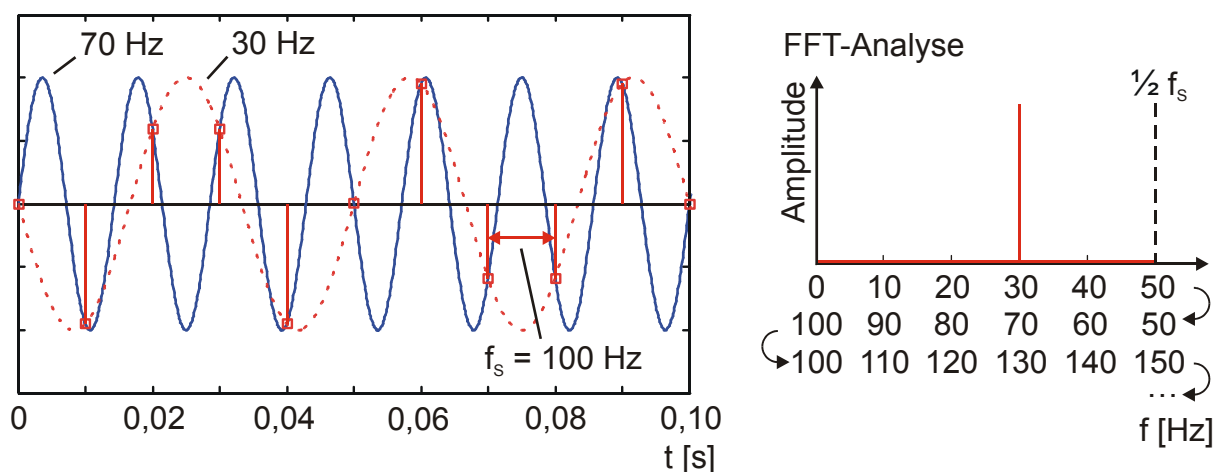


Bild 3.1: Diskretisierung einer 70-Hz-Schwingung mit einer Abtastrate von 100 Hz. Es tritt Aliasing in Form einer 30-Hz-Schwingung auf. Bei der FFT-Analyse findet an der Nyquistfrequenz und Vielfachen davon eine Spiegelung der Teilspektra statt, so daß diese nicht voneinander unterschieden werden können

Wertdiskretisierung

Die Diskretisierung des Wertebereiches eines abgetasteten Signals (Bild 3.2, b→c) wird als Quantisierung bezeichnet. Die Auflösung wird allein durch die Wortlänge (in *bit*) bei der Datenverarbeitung und -speicherung festgelegt. Wird die Quantisierung beispielsweise mit einer Wortlänge von 16 *bit* durchgeführt, so steht ein Raster von $2^{16} = 65536$ Werten zur Verfügung, mit dem die Amplitudenwerte des analogen Signals dargestellt werden können. Die Abweichung zwischen dem diskreten und dem realen Amplitudenwert des analogen Signals nennt man Quantisierungsfehler und kann aufgrund der statistischen Verteilung als Rauschen

wahrgenommen werden. Das Signal-/Rauschverhältnis wird dabei allein durch die Feinheit des Diskretisierungsrasters bestimmt, da davon die Größe der einzelnen Rundungsfehler abhängt.

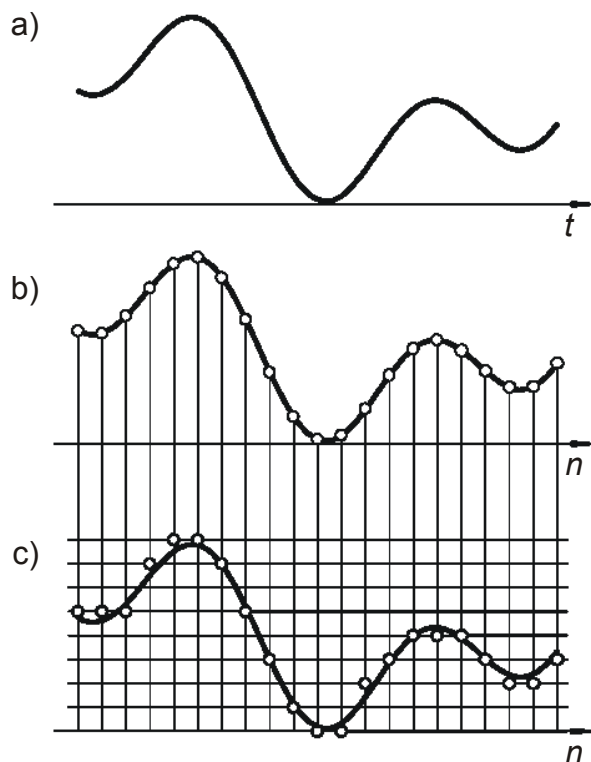


Abbildung 3.2: Vom analogen Signal zum digitalen Signal. a) Analoges Signal (kontinuierlich), b) abgetastetes Signal (zeitdiskret), c) digitales Signal (zeit- und wertdiskret)

3.2 Klassische Analyseverfahren auf Basis der Fourier-Transformation

Sinn und Zweck einer Signaltransformation im Rahmen einer Signalanalyse ist es, eine geeignetere Darstellung des Informationsgehalts zu finden, welche die Lösung eines gegebenen Problems erleichtert oder erst ermöglicht. So ist denkbar, daß relevante Informationen beispielsweise durch einen hohen Rauschpegel überdeckt werden und deshalb im Zeitverlauf nicht erkannt werden können. Durch eine geeignete Transformation könnte dagegen diese Information vom Rauschen getrennt und damit sichtbar gemacht werden.

3.2.1 Fourier-Transformation

Die Fourier-Transformation, die auf das Theorem von Jean Baptiste Joseph Fourier aus dem Jahre 1822 zurückgeht, stellt die mit Sicherheit weitestverbreitete Methode zur Signaltransformation in vielen Wissenschaftsgebieten dar. Sie erlaubt über ihren mathematisch, theoretischen

schen Hintergrund hinaus eine anschauliche Deutung physikalischer Vorgänge, die mit Schwingungen und Zeitverläufen im allgemeinen in Verbindung gebracht werden.

Zeitveränderliche Prozesse lassen sich demnach auf zwei verschiedene Arten beschreiben. Eine Möglichkeit ist die Auftragung des Amplitudenverlaufs über der Zeit, man erhält also eine Funktion im Zeitbereich $x(t)$ beziehungsweise in diskretisierter Form $s(n)$. Dieselbe Information kann aber auch im Frequenzbereich dargestellt werden. Das Signal wird dabei als Summe harmonischer Schwingungen mit unterschiedlicher Amplitude, Frequenz und Phasenlage beschrieben. Der Zusammenhang zwischen beiden Darstellungsformen ergibt sich über die Fourier-Transformation.

Für eine beschränkte, stückweise stetige und periodische Zeitfunktion $x(t)$ gilt demnach:

$$x(t) = \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cos(\omega_k t) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin(\omega_k t) \quad (3.2)$$

mit

$$\omega_k = k\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} k = 2\pi k f_p \quad (3.3)$$

$f_p = 1/T_p$ ist dabei die Grundfrequenz der periodischen Funktion $x(t)$. Die Amplituden und Phasenlagen der einzelnen diskreten Schwingungen sind durch die Fourierkoeffizienten vorgegeben. Sie berechnen sich für eine Zeitfunktion $x(t)$, wenn sie in mathematisch beschreibbarer Form vorliegt, aus den Integralgleichungen

$$a_k = \frac{2}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} x(t) \cos(k\omega_p t) dt \quad \text{mit } k = 1, 2, \dots, \infty \quad (3.4)$$

$$b_k = \frac{2}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} x(t) \sin(k\omega_p t) dt \quad \text{mit } k = 1, 2, \dots, \infty \quad (3.5)$$

$$a_0 = \frac{2}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} x(t) dt. \quad (3.6)$$

Der Koeffizient a_0 beschreibt dabei den Gleichanteil, der sich aus der arithmetischen Mittelung des Signals über die Periodendauer T_p ergibt.

Komplexe Schreibweise

Geht man zur komplexen Notation über, so lautet die Fourier-Reihenentwicklung

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} c_k e^{ik\omega_p t} \quad \text{mit} \quad \omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = 2\pi f_p. \quad (3.7)$$

Die komplexen Fourierkoeffizienten werden bestimmt durch das Integral

$$c_k = \frac{1}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} x(t) e^{-ik\omega_p t} dt \quad \text{mit} \quad k = 0, 1, \dots, \infty. \quad (3.8)$$

Naturgemäß werden die zu analysierenden Signale nur in den seltensten Fällen periodisch sein. Um dennoch das Theorem Fouriers auf nicht periodische Signale anwenden zu können, läßt man die Periodendauer und damit die Feinheit der Frequenzauflösung quasi gegen unendlich gehen. Daraus resultiert das Fourierintegral mit

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{x}(\omega) e^{i\omega t} d\omega. \quad (3.9)$$

Die Fourier-Transformierte $\hat{x}(\omega)$ ist die kontinuierliche, komplexe Spektralfunktion der Zeitfunktion $x(t)$ und entspricht den diskreten Koeffizienten c_k der Reihenentwicklung periodischer Signale:

$$\hat{x}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (3.10)$$

Eine notwendige Bedingung für die Existenz von $\hat{x}(\omega)$ ist die Existenz des Integrals

$$E_x = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \|x(t)\|_{L^2}^2, \quad (3.11)$$

was bedeutet, daß das Signal von endlicher Energie sein muß, $x(t)$ ist also Element des Hilbert-Raums $L^2(R)$ der quadratintegrablen Funktionen.

Die komplexe Größe $\hat{x}(\omega)$ beinhaltet sowohl die Amplituden- als auch die Phaseninformation. Diese können nach folgenden Gleichungen explizit bestimmt werden:

$$A(\omega) = \sqrt{\text{Re}(\hat{x}(\omega))^2 + \text{Im}(\hat{x}(\omega))^2} \quad (3.12)$$

$$\varphi(\omega) = \arctan\left(\frac{\text{Im}(\hat{x}(\omega))}{\text{Re}(\hat{x}(\omega))}\right) \quad (3.13)$$

Diskrete Fourier-Transformation DFT

Die Fourier-Transformation ist nicht nur für analoge Signale definiert, sondern existiert auch in einer diskretisierten Form $\hat{s}(k)$, die für aperiodische Signale $s(n)$ folgendermaßen definiert ist und als diskrete Fourier-Transformation (DFT) bezeichnet wird:

$$\hat{s}(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n) e^{-ik \frac{2\pi}{N} n} \quad \text{mit } k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (3.14)$$

Der Bezug zur realen Zeit im Fall einer Transformation vom Zeitbereich in den Frequenzbereich kann folgendermaßen wiederhergestellt werden: N sei die Anzahl der Datenpunkte, die über einen Zeitraum T_s gemessen wurden. Die Abtastrate beträgt also $f_s = \frac{1}{\Delta t} = \frac{N}{T_s}$. Die

analysierten, diskreten Frequenzen sind damit Vielfache von $\Delta\omega = \frac{2\pi}{N\Delta t} = \frac{2\pi f_s}{N}$.

Die Frage nach einer effizienten numerischen Berechnung der DFT führt zur *Fast Fourier Transform* (FFT), die auf Cooley und Tukey zurückgeht [Coo65]. Unter diesem Begriff werden heute viele Berechnungsverfahren zusammengefaßt, die eine schnelle Auswertung der DFT mittels Rechnereinsatz erlauben. Grundsätzlich wird dabei die erforderliche Rechenzeit-Quantität von N^2 auf $\frac{N}{2} \log_2 N$ reduziert. Besondere Bedingung für die Anwendbarkeit der FFT ist allerdings, daß N eine Potenz zur Basis 2 ist.

3.2.2 Gefensterte Fourier-Transformation

Betrachtet man Gleichung (3.10), die die Fourier-Transformation eines kontinuierlichen, aperiodischen Signals beschreibt, so ist offensichtlich, daß durch die unendlichen Integrationsgrenzen jegliche Zeitinformation verloren geht. Der Transformierten kann also nicht entnommen werden, zu welchem Zeitpunkt welche Frequenzanteile auftreten. Dieses Problem kann dadurch umgangen werden, daß das zu analysierende Signal in Teilsignale gleicher Länge zerlegt wird und diese getrennt voneinander der Fourier-Transformation unterzogen werden, was als *gefensterte Fourier-Transformation* oder *short time fourier transform* (STFT) bezeichnet wird. Die Aneinanderreihung der einzelnen Transformierten ergibt dann den Verlauf des Signal-Frequenzspektrums über der Zeit, was als Spektrogramm bezeichnet wird. Meist wird in Spektrogrammen allerdings die spektrale Leistungsdichte verwendet, die sich vereinfachend betrachtet aus dem Amplitudenquadrat ergibt (Kapitel 3.2.3).

Die Zerlegung in Teilsignale wird mathematisch über eine zeitlich begrenzte Fensterfunktion $g(t)$ mit der Fensterbreite T_F erreicht, die nur innerhalb des zu analysierenden Intervalls $[-T_F/2, T_F/2]$ definiert ist und außerhalb den Wert Null annimmt. Die Gleichung für die kontinuierliche gefensterte Fourier-Transformation lautet damit

$$\hat{x}(\omega, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g(t - \tau) e^{-i\omega t} dt \quad (3.15)$$

Die Fensterfunktion hat dabei auch die Aufgabe, die Sprungstelleneffekte an den beiden Rändern zu reduzieren, die als Gibbssches Phänomen bekannt sind und zu einer Verfälschung des Spektrums führen. Dies wird erreicht durch den Funktionswert Null und möglichst verschwindenden Ableitungen an den Rändern, das heißt anschaulich gesehen bewirkt die Fensterfunktion eine Sicherstellung der Periodizität jedes einzelnen Teilsignals, diese könnten also ohne Sprungstelle wieder an sich selbst angefügt werden. In der Signalverarbeitung werden verschiedene Fensterformen verwendet wie zum Beispiel das Blackman-, Hanning- oder Kaiser-Fenster, die je nach Anwendungsfall bestimmte Vorzüge und Nachteile aufweisen.

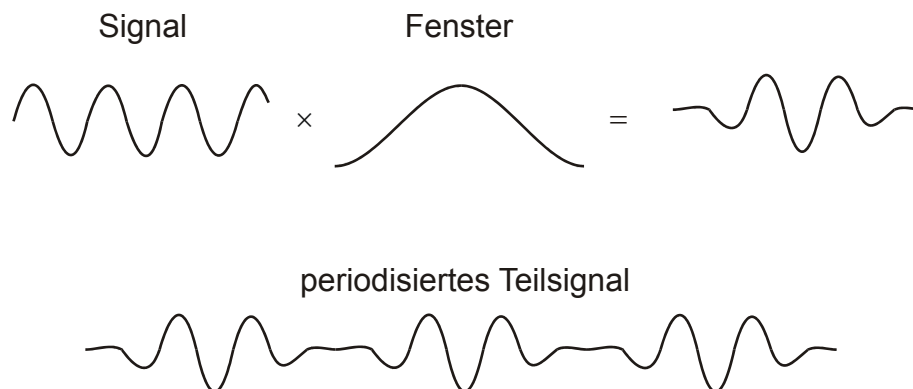


Bild 3.3: Wirkungsweise einer Fensterfunktion

Die diskrete Form der gefensternten Fourier-Transformation für digitalisierte Signale lautet

$$\hat{s}(k, l) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)g(n-l)e^{-ik\frac{2\pi}{N}n} \quad \text{mit } k = 0, 1, \dots, N-1. \quad (3.16)$$

Die Fensterbreite ist durch N gegeben, l beschreibt die Position des Fensters und ist damit der Zeitparameter der Transformatierten, während k die spektrale Auflösung bestimmt. Es wird deutlich, daß bei der gefensternten Fourier-Transformation ein Kompromiß zwischen hoher Frequenzauflösung (großes N) und guter Zeitauflösung (kleines N) getroffen werden muß. Der Zusammenhang zwischen Lokalisierung in Zeit und Frequenz ist durch die Heisenbergsche Unschärferelation gegeben, die keine gleichzeitige exakte Bestimmung beider Größen zuläßt. Für die STFT ergibt sich dabei das Problem, daß das gesamte Signal für alle Frequenzen mit einer Fensterbreite analysiert wird. Sinnvoll wäre aber eine gute Zeitauflösung hoher Frequenzanteile, die naturgemäß eher einer schnellen Änderung unterliegen, während für tiefe Frequenzanteile die zeitliche Lokalisierung in den Hintergrund rückt und eine hohe Frequenzauflösung erstrebenswert ist. Das bedeutet für die konkrete Anwendung der STFT, daß für eine optimale Wahl der Fensterbreite die Signalcharakteristik bereits vor der Analyse bekannt sein muß, so daß sich das Signal innerhalb der gewählten Fensterbreite quasistationär verhält.

3.2.3 Spektrale Leistungsdichte

Die spektrale Leistungsdichte (*power spectral density*, PSD) gibt an, wie die Energie eines Signals über das Frequenzspektrum verteilt ist. Ihre Berechnung ist eng mit der Fourier-Transformation verknüpft. Mathematisch betrachtet ist die PSD, die hier als $S_x(f)$ bezeichnet

wird, gemäß dem Wiener-Khinchin-Theorem die Fourier-Transformierte der Autokorrelationsfunktion $AKF_x(\Delta t)$ des mittelwertbereinigten Signals $x(t)$:

$$S_x(f) = \mathfrak{F}\{AKF_x(\Delta t)\} \quad (3.17)$$

mit

$$AKF_x(\Delta t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(\tau)x(\tau - \Delta t)d\tau \quad (3.18)$$

Die Autokorrelationsfunktion beziehungsweise das Leistungsspektrum sind dabei als statistische Beschreibung des Signals zu sehen und können für ein gemessenes Signal nur mehr oder weniger gut geschätzt werden. Die AKF besitzt für $\Delta t = 0$ immer ein Maximum. Weitere deutliche Maxima für $\Delta t \neq 0$ zeigen, daß die Funktion $x(t)$ eine verschobene Version von sich selbst enthält.

Eine andere Möglichkeit zur Berechnung der spektralen Leistungsdichte ergibt sich über folgende gleichbedeutende Definition der PSD:

$$S_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{f - \frac{\Delta f}{2}}^{f + \frac{\Delta f}{2}} |X_T(f)|^2 df \quad (3.19)$$

$X_T(f)$ ist dabei die Fourier-Transformierte des auf das Intervall $[-T/2, T/2]$ beschränkten Signals. Es muß beachtet werden, daß die Reihenfolge der Grenzübergänge nicht vertauscht werden darf.

Spektrale Energiedichte

Eine weitere Definition führt zur spektralen Energiedichte $E_x(f)$, die zwar mit der PSD nicht identisch ist, aber oftmals aufgrund der einfacheren Berechnung bevorzugt wird und nur aus der Quadratur der Amplituden der Fourier-Transformierten des untersuchten Signals besteht:

$$E_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \int_{f - \frac{\Delta f}{2}}^{f + \frac{\Delta f}{2}} |X(f)|^2 df = |X(f)|^2 \quad (3.20)$$

In der Regel wird zur Darstellung von Spektrogrammen, in denen der Verlauf des Frequenzspektrums über der Zeit dargestellt ist, die PSD beziehungsweise die spektrale Energiedichte verwendet und nicht die Amplitude aus der Fourier-Transformation. Diese Darstellungsform enthält zwar keine zusätzliche Information – die Phaseninformation geht sogar verloren –, aber die Betrachtung der Energieverteilung über der Frequenz ist physikalisch anschaulicher und bietet gegenüber den Amplitudenverläufen den Vorteil, verschiedene Frequenzbänder durch Addition der einzelnen Energieanteile einfach zusammenfassen zu können.

Berechnung der PSD mittels Schätzverfahren

Die Bestimmung des Leistungsspektrums eines gemessenen und digitalisierten Signals ist gleichbedeutend mit der Schätzung der Prozeßparameter einer stochastischen Zeitreihe, es ist also keine exakte Berechnung möglich. Dazu existieren verschiedene Schätzverfahren, die folgende Bedingungen erfüllen müssen:

- Das Schätzverfahren muß erwartungstreu (*unbiased*) sein, das heißt bei einer Verlängerung des Beobachtungszeitraums muß die Schätzung gegen den wahren Wert konvergieren.
- Das Verfahren muß konsistent sein, also die Varianz gegen Null gehen, wenn der Beobachtungszeitraum gegen unendlich geht.

Bei der einfachsten Methode, dem Periodogramm, wird das Leistungsspektrum durch die spektrale Energiedichte abgeschätzt, es wird also zunächst die Fourier-Transformierte des untersuchten Signals beziehungsweise Signalauschnitts berechnet und dann deren Betrag quadriert. Nachteil dieses Schätzverfahrens ist, daß die Konsistenz nicht erfüllt ist, das heißt die Varianz nimmt mit zunehmender betrachteter Signallänge nicht ab, was sich in einer ungleichförmigeren und „verrauschteren“ Darstellung des Verlauf der Leistungsdichte über der Frequenz äußert.

Eine verbesserte Methode stellt das Schätzverfahren nach Welch dar. Dabei wird das zu untersuchende Signal in gleichgroße, überlappende Teilsignale zerlegt, die jeweils mit einer Fensterfunktion gewichtet werden. Berechnet man anschließend die Periodogramme der Teilsignale und bildet daraus den Mittelwert, so erhält man eine Schätzung der spektrale Leistungsdichte, die sowohl die Forderung nach Konvergenz als auch Konsistenz erfüllt. Der Algorithmus ist ähnlich dem der diskreten gefensterten Fourier-Transformation, allerdings mit dem wesentlichen Unterschied, daß die Signalzerlegung mittels einer Fensterfunktion hier nicht zur Realisierung einer Zeitauflösung dient, sondern zur Glättung des Leistungsspektrums durch die anschließende Mittelwertbildung.

Neben diesen beiden nicht-parametrischen Schätzverfahren, zu denen beispielsweise auch die Multitaper Methode zählt [Mat96a], gibt es auch parametrische Verfahren, die eine stochastische Zeitreihe als Ausgang eines linearen Systems betrachten, an dessen Eingang weißes Rauschen anliegt. Dabei wird versucht, die Parameter zu bestimmen, die das Systemverhalten charakterisieren und somit die Zeitreihe quasi generieren. Bekannte Verfahren sind unter anderem die Schätzmethoden nach Burg und Yule-Walker, welche neben weiteren in [Mat96a] beschrieben sind.

3.3 Wavelet-Transformation

Die Fourier-Transformation weist in signaltheoretischer Hinsicht einen Mangel auf, da sie lokale Eigenschaften eines Signals nicht berücksichtigt, sondern zeitabhängige Funktionen in trigonometrische Funktionen zerlegt, die unendlich lang mit derselben Periode schwingen. Außerdem werden Zeit und Frequenz voneinander getrennt beschrieben und dargestellt. Diese grundlegenden Defizite im Konzept der Fourier-Analyse können auch durch die gefensterte

Fourier-Transformation nicht beseitigt werden, sie fokussiert diese Mängel letztendlich nur auf einen kleineren Signalausschnitt.

Abhilfe vermag hier die Wavelet-Transformation zu verschaffen, die im folgenden näher erläutert wird. Kapitel 3.3.1 gibt eine Einführung in die Theorie der kontinuierlichen Wavelet-Transformation und stellt sie der Fourier-Transformation gegenüber. In Kapitel 3.3.2 und 3.3.3 werden das Konzept der Multi-Skalen-Analyse (MSA) und die Theorie der Filterbänke beschrieben, welche die Grundlage für die diskrete Wavelet-Transformation (DWT) liefern (Kapitel 3.3.4). Die Verallgemeinerung der DWT führt schließlich zur Wavelet-Packet-Transformation (WPT) in Kapitel 3.3.5.

3.3.1 Kontinuierliche Wavelet-Transformation

Die kontinuierliche Wavelet-Transformation (CWT, Continuous Wavelet Transform) ist allgemein definiert als die Faltung eines Signal $x(t)$ mit einer Funktionsfamilie ψ und lässt sich mathematisch als lineare Abbildung zwischen gewichteten L^2 -Räumen interpretieren:

$$C_{\psi}(a, b) = a^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (3.21)$$

Diese Beziehung ist ähnlich der Gleichung (3.15) für die gefensterterte Fourier-Transformation. Das Produkt aus Fenster- und komplexer Exponentialfunktion $g^{\omega, b}(t) = g(t-b)e^{-j\omega t}$ ist ersetzt durch die Waveletfunktion

$$\psi^{a, b}(t) = a^{-1/2} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad (3.22)$$

die aus dem Mutterwavelet $\psi(t)$ durch Verschiebung um b und Skalierung mit a hervorgeht. Der Faktor $a^{-1/2}$ dient der Normierung bezüglich der Energie des transformierten Signals bei verschiedenen Skalierungen.

Waveletfunktionen besitzen entweder kompakten Support (endlicher Wertebereich mit nicht-verschwindendem Funktionswert) oder zeichnen sich durch ein schnelles Abklingverhalten $\psi \rightarrow 0$ für $t \rightarrow \infty$ aus, womit sich eine explizite Fensterfunktion erübrigt, sie ist quasi im Wavelet integriert. Große Skalierungsfaktoren strecken das Wavelet und bewirken eine Untersuchung des Großsignalverhaltens von $x(t)$, während mit Verringerung der Skalierung a immer mehr die hochfrequenten Frequenzanteile zum Vorschein kommen.

In Verbindung mit der Translation b erhält man eine Darstellung des Signals in der Translation-Skalierungs-Ebene (*time-scale-plot*), was einer Zeit-Wellenlänge-Darstellung entspricht, da die Skalierung indirekt proportional zur Frequenz ist. Bild 3.4 stellt den Zusammenhang zwischen Zeit- und Frequenzauflösung beziehungsweise Zeit- und Skalierungsauflösung bei der gefensterterten Fourier-Transformation und der Wavelet-Transformation gegenüber.

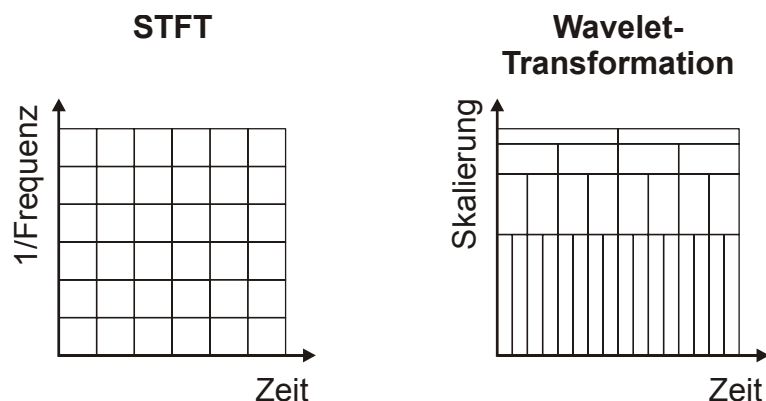


Bild 3.4: Zeit-Frequenz-Auflösung bei STFT und Wavelet-Transformation

Skalierung und Frequenz eines Wavelets lassen sich verknüpfen, indem man eine Pseudofrequenz definiert. Diese beschreibt durch eine harmonische Schwingung angenähert das globale Schwingungsverhalten des Wavelets bei einer bestimmten Skalierung. Anschaulich gedeutet handelt es sich um die Frequenz der Sinusfunktion, die die Waveletkontur am besten wiedergibt (Bild 3.5). Sie kann mittels der Fourier-Transformation des Wavelets berechnet werden, da diese die Pseudofrequenz als dominanten Signalanteil enthält und ein entsprechendes Amplitudenmaximum zeigt.

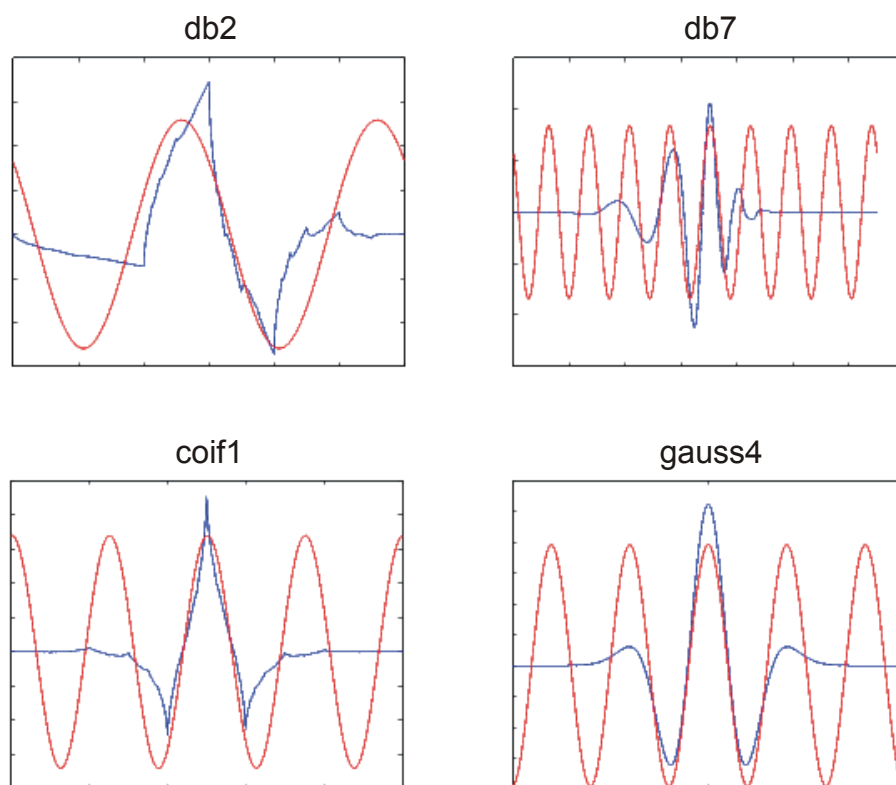


Bild 3.5: Verschiedene Mutterwavelets (blau) und ihre Pseudofrequenz (rot)

Die Bezeichnung "kontinuierlich" bei der CWT bezieht sich auf die Skalierungsfaktoren und nicht auf die Zeit, das heißt es existiert auch eine diskrete Form der CWT, die zur Analyse

zum Beispiel gesampelter Daten dient und bei der konkreten Berechnung durch Rechenanlagen verwendet wird. Die in Kapitel 3.3.4 beschriebene diskrete Wavelet-Transformation (DWT, Discrete Wavelet Transform) reduziert dagegen die Signalanalyse auf bestimmte diskrete Skalierungen, die üblicherweise dyadisch (in Potenzen zur Basis 2) aufgebaut sind und dabei eine redundanzfreie Zerlegung des Signals darstellen. Dies ist bereits in Bild 3.4 gezeigt.

Die Zulässigkeitsbedingung bezüglich der Forderung nach einer inversen Transformation für die Signalsynthese lautet:

$$0 < c_\psi := 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\hat{\psi}(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (3.23)$$

Die Funktion $\hat{\psi}(\omega)$ ist dabei die Fourier-Transformierte von $\psi(t)$. Mit dem Satz von Riemann-Lebesgue über die Stetigkeit von $\hat{\psi}(\omega)$ in R folgt, daß der Mittelwert von $\psi(t)$ verschwinden und damit gelten muß:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (3.24)$$

Darin ist der Wellencharakter der Wavelets ("Wellchen") – nämlich die Oszillation um die t -Achse mit verschwindendem Mittelwert – beschrieben.

3.3.2 Multi-Skalen-Analyse

Eine andere Annäherung an das Thema Wavelet-Transformation ist über das Konzept der Multi-Skalen-Analyse (MSA) möglich, das von Mallat [Mal89] und Meyer [Mey90] entwickelt wurde. Dieser Weg verhalf erst zum Durchbruch der Wavelet-Analyse und -Synthese in der Signalverarbeitungstechnik, da auf Basis der MSA Algorithmen für eine schnelle diskrete Wavelet-Transformation entwickelt werden konnten und diese somit konkurrenzfähig zur etablierten Fourier-Transformation wurde.

Als Multi-Skalen-Analyse wird eine aufsteigende Folge abgeschlossener Unterräume $V_j \subset L^2(R)$ bezeichnet:

$$V_j \subset V_{j+1} \quad \text{mit} \quad \overline{\bigcup V_j} = L^2(R) \quad \text{und} \quad \bigcap V_j = \{0\} \quad (3.25)$$

Bei den Räumen V_j handelt es sich um skalierte Versionen des Grundraumes V_0 , der durch Translation der sogenannten Skalierungsfunktion φ aufgespannt wird. Zu jedem Raum V_j existiert ein Raum W_j als orthogonales Komplement von V_j in V_{j+1} :

$$V_{j+1} = W_j \oplus V_j, \quad V_j \perp W_j \quad (3.26)$$

Dieser wird wiederum durch translatierte und dilatierte Versionen der Waveletfunktion ψ aufgespannt.

Die Motivation hinter diesem Prinzip ist die Zerlegung einer Funktion (beziehungsweise eines Signals) in ihren hoch- und niederfrequenten Anteil. Dabei werden die niederfrequenten Komponenten von V_{j+1} auf den kleineren Raum V_j projiziert, der die "glatten" Funktionen von V_{j+1} enthält, während W_j die "rauen" hochfrequenten Anteile aufnimmt. Jede Funktion f_{j+1} in V_{j+1} läßt sich also als Summe ihrer Anteile f_j in V_j und Δf_j in W_j darstellen. Die Wiederholung dieser Vorgehensweise bedeutet somit eine Aufteilung der Funktion in ihre Bestandteile in den einzelnen Unterräumen und spaltet sie im Fall einer Signaltransformation vom Zeit- in den Frequenzbereich in verschiedene Frequenzbänder auf:

$$V_0 \oplus W_0 \oplus W_1 \oplus \dots \oplus W_j = V_{j+1} \quad (3.27)$$

Neben Gleichung (3.27) müssen noch weitere Bedingungen erfüllt sein. Dies sind zusammengefaßt:

$$f(t) \in V_j \Leftrightarrow f(2t) \in V_{j+1} \quad (\rightarrow \text{Dilatation}) \quad (3.28)$$

$$f(t) \in V_0 \Leftrightarrow f(t-k) \in V_0 \quad (\rightarrow \text{Translation}) \quad (3.29)$$

$$V_0 \text{ besitzt eine orthonormale Basis } \{\varphi(t-k)\} \quad (3.30)$$

Aus $V_j \subset V_{j+1}$ folgt nun die sogenannte Dilatationsgleichung

$$\varphi(t) = 2 \sum_k h_0(k) \varphi(2t-k), \quad (3.31)$$

welche die Skalierungsfunktionen $\varphi(t)$ in V_j und $\varphi(2t-k)$ in V_{j+1} verknüpft. Wegen $W_j \subset V_{j+1}$ gilt analog die Waveletgleichung

$$\psi(t) = 2 \sum_k h_1(k) \varphi(2t-k), \quad (3.32)$$

die den Zusammenhang zwischen Skalierungsfunktion φ und Waveletfunktion ψ herstellt. $h_0(k)$ und $h_1(k)$ sind dabei speziell gewählte orthogonale Koeffizientenfolgen, die aus der Theorie der Filterbänke abgeleitet werden können und letztendlich für die Gestalt der Skalierungsfunktion und damit auch des Wavelets verantwortlich sind. Zwei wichtige Eigenschaften der Koeffizienten ergeben sich aus

$$\int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t) dt = 1 \quad \text{und Gl. (3.31)} \Rightarrow \sum_k h_0(k) = 1 \quad \text{und} \quad (3.33)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad \text{und Gl. (3.32)} \Rightarrow \sum_k h_1(k) = 0. \quad (3.34)$$

Die explizite Berechnung der Skalierungsfunktion erfolgt nach folgendem Schema, bei dem beginnend mit einer Startfunktion φ^0 Gleichung (3.31) rekursiv angewendet wird:

$$\varphi^{(i+1)}(t) = 2 \sum_k h_0(k) \varphi^{(i)}(2t - k) \quad (3.35)$$

Einsetzen in Gleichung (3.32) ergibt schließlich die Waveletfunktion ψ .

3.3.3 Filtertheorie

Die diskrete Wavelet-Transformation basiert auf oben erläuterte Multi-Skalen-Analyse. Sie wird realisiert durch die rekursive Anwendung des Analyseteils einer Filterbank, der aus einem diskreten Tief- und Hochpaßfilter mit den Übertragungsfunktionen $H_0(z)$ und $H_1(z)$ besteht (Bild 3.6). Diese Filter zerlegen das Signal $x(n)$ in die nieder- und hochfrequenten Komponenten $y_0(n)$ und $y_1(n)$, die anschließend durch einen Dezimierungsoperator reduziert werden, indem $v_0(n)$ und $v_1(n)$ nur jeden zweiten Abtastwert aus y_0 und y_1 enthalten (Abtastratenreduzierung, Downsampling). Bei der Signalsynthese kehrt sich diese Vorgehensweise um. Zunächst wird die Abtastrate des tief- und des hochfrequenten Signalzweiges durch das Einfügen von Null-Samples verdoppelt. Anschließend werden die Teilsignale $u_0(n)$ und $u_1(n)$ durch die Filter $F_0(z)$ und $F_1(z)$ rekonstruiert und addiert, so daß sich schließlich das synthetisierte Signal $\hat{x}(n)$ ergibt.

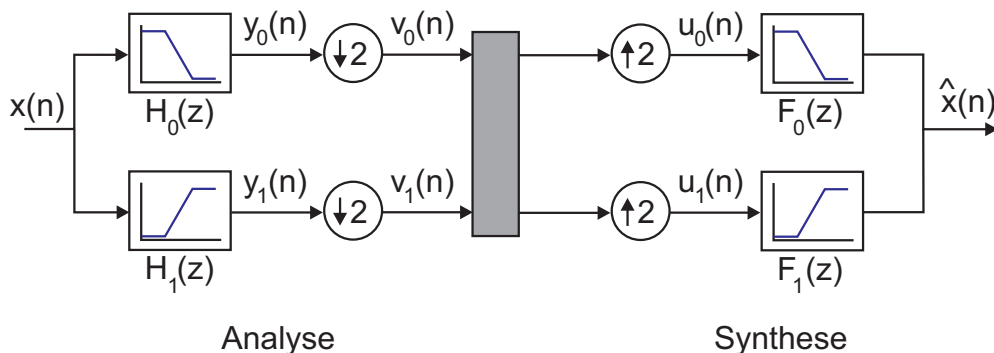


Bild 3.6: Analyse- und Syntheseteil einer orthogonalen Filterbank

Zwischen den einzelnen Filtern einer Wavelet-Filterbank müssen bestimmte mathematische Beziehungen gelten. Bild 3.7 zeigt den Aufbau einer perfekt rekonstruierenden, orthogonalen Filterbank, wie sie auch der weitverbreiteten Familie der Daubechies-Wavelets zugrunde liegt. Sind einmal die Filterkoeffizienten des Tiefpaßfilters $H_0(z)$ festgelegt, so erhält man die Hochpaß-Filterkoeffizienten für $H_1(z)$ mittels einer alternierenden Spiegelung. Dabei wird zunächst die Reihenfolge der Koeffizienten gedreht und dann das Vorzeichen jedes zweiten Koeffizienten umgekehrt. Analog resultieren die Koeffizienten der Synthesefilter $F_0(z)$ und $F_1(z)$ aus einer reinen Spiegelung beziehungsweise einem alternierenden Vorzeichenwechsel von $H_0(z)$.

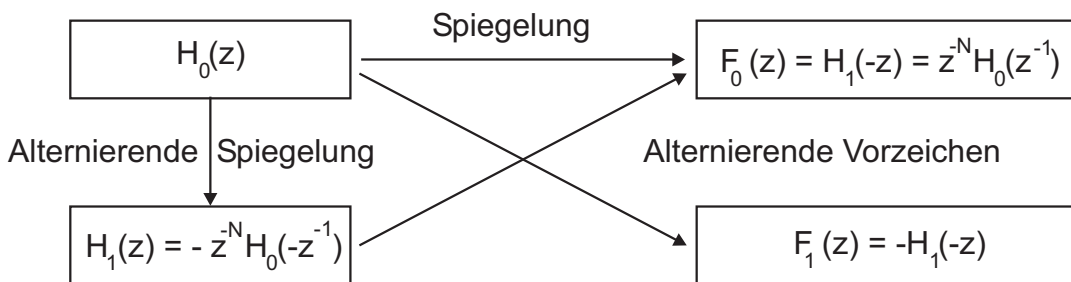


Bild 3.7: Filterbeziehungen bei einer perfekt rekonstruierenden Filterbank

Aufgebaut ist eine solche Filterbank aus digitalen FIR (Finite Impulse Response)-Filtern. Ein FIR-Filter kann als Operator gesehen werden, der den Vektor x (Eingangssignal) mit dem Vektor h (Filterkoeffizienten) mittels einer diskreten Faltung nach Gleichung (3.36) verknüpft und als Ergebnis das gefilterte Signal y ausgibt:

$$y(n) = \sum_k h(k) x(n - k) \tag{3.36}$$

Dies stellt einen Sonderfall diskreter Filter dar, die im allgemeinen auch eine Faltung mit dem Ausgangsvektor y enthalten:

$$y(n) = \sum_k h(k) x(n - k) + \sum_j g(j) y(n - j) \tag{3.37}$$

Da die Impulsantwort eines solchen Filters aufgrund des Rückkopplungsterms von unendlicher Dauer sein kann, spricht man hier von einem IIR (Infinite Impulse Response)-Filter.

In Bild 3.8 ist zur Verdeutlichung der diskreten Faltung das Funktionsprinzip eines kausalen FIR-Filters mit vier Filterkoeffizienten graphisch dargestellt:

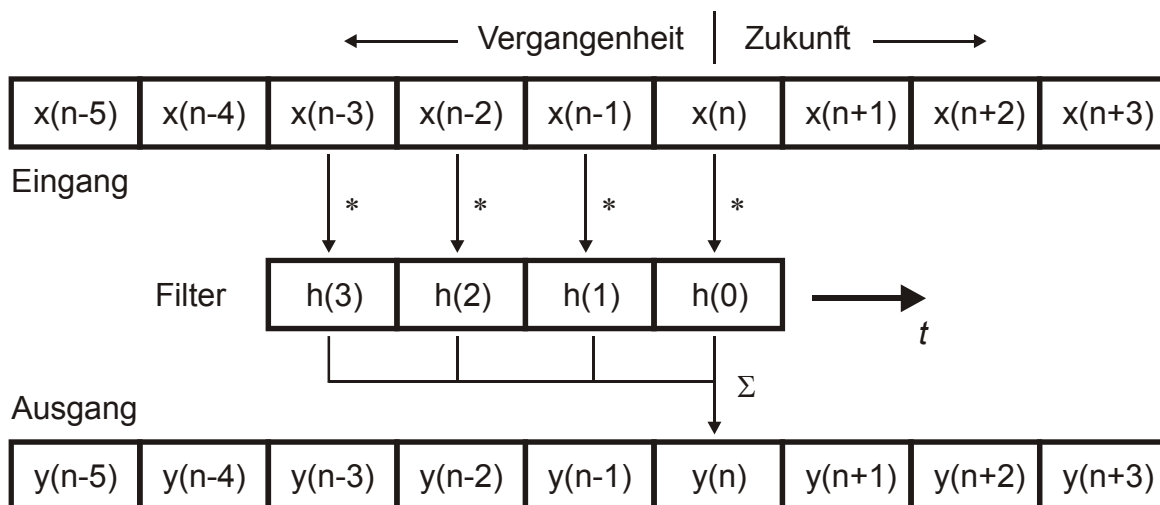


Bild 3.8: Funktionsprinzip eines kausalen FIR-Filters (N = 4)

Besondere Bedeutung hat der Einheitsimpuls $x = (\dots, 0, 1, 0, \dots)$ als Eingangssignal, denn er reproduziert am Ausgang $y = (\dots, 0, h(0), h(1), \dots, h(N-1), 0, \dots)$ und bildet somit exakt die Filterkoeffizienten ab, während alle anderen Werte dagegen Null sind. Die Impulsantwort ist also von endlicher Dauer, das heißt FIR-Filter verhalten sich immer stabil.

Soll die FIR-Filterung im Frequenzraum durchgeführt werden, so benötigt man die den Filterkoeffizienten entsprechende Übertragungsfunktion, die schließlich mit der Fourier-Transformation des Eingangssignals multipliziert wird. Sind die Filterkoeffizienten bekannt beziehungsweise vorgegeben, so erhält man die Übertragungsfunktion einfach aus der Fourier-Transformation der Impulsantwort beziehungsweise der Filterkoeffizienten. Andererseits können aus einem geforderten Frequenzgang durch eine inverse FFT die FIR-Filterkoeffizienten berechnet werden.

3.3.4 Diskrete Wavelet-Transformation

Wie bereits weiter oben erläutert wurde, liegt der DWT eine Multi-Skalen-Analyse (MSA) zugrunde. Dabei wird das zu untersuchende Signal zunächst mittels einer Filterbank tief- und hochpaßgefiltert und anschließend um den Faktor zwei dezimiert, was eine Halbierung der Datenmenge beziehungsweise Datenrate in den einzelnen Kanälen bedeutet. Anschließend wird das Tiefpaßsignal wieder durch die gleiche Filterbank analysiert, also weiter aufgeteilt in tief- und hochfrequente Komponenten. Führt man dieses Verfahren durch sukzessive Wiederholung fort, so erhält man den sogenannten *wavelet decomposition tree*, der in Bild 3.9 dargestellt ist. Das Eingangssignal wird hier beispielhaft bis Stufe 3 zerlegt, alle darin enthaltenen Informationen finden sich somit nach der DWT in den Hochpaß- (respektive Bandpaß-) signalen der Level 1 bis 3 und im Tiefpaßsignal von Level 3.

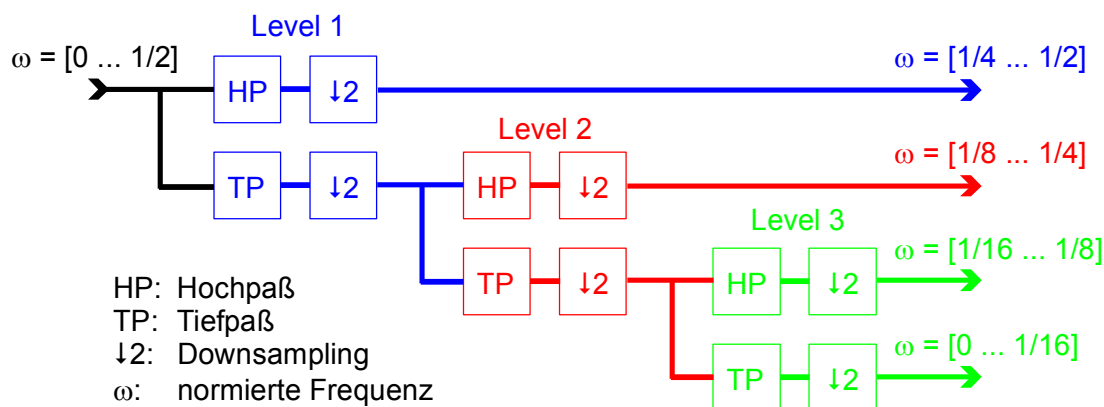


Bild 3.9: DWT-Algorithmus

Führt man auf diesem Weg eine Zeit-Frequenz-Analyse durch, so erhält man folgenden Zusammenhang zwischen Zeit- und Frequenzauflösung: durch die Halbierung der Signalbandbreite von Level zu Level erhöht sich die Frequenzauflösung, gleichzeitig nimmt aber durch die Reduzierung der Abtastrate die Zeitauflösung ab. Es ergibt sich eine dyadische Aufteilung der Zeit-Frequenz-Ebene, die dem Charakter der CWT entspricht (Bild 3.4), hochfrequente

Signalanteile werden also gut in der Zeit aufgelöst, aber schlecht bezüglich der Frequenz, während es sich bei den tieffrequenten Anteilen genau entgegengesetzt verhält.

Da die Analysefilter keine idealen Filter mit senkrechten Flanken darstellen, treten in den einzelnen Hoch- und Tiefpaßsignalen Aliasing-Effekte auf, die bei der reinen Signalanalyse beachtet werden müssen. Für die Signalrekonstruktion haben diese Aliasing-Anteile keine Bedeutung, da sich diese bei der Signalsynthese aufgrund der biorthogonalen Konstruktion der Wavelet-Filterbänke genau aufheben.

3.3.5 Wavelet-Packet-Transformation

Die diskrete Wavelet-Transformation läßt sich auf einfache Art und Weise zur sogenannten Wavelet-Packet-Transformation erweitern und damit verallgemeinern. Dazu wird die Analysefilterbank nicht nur wiederholt auf den Tiefpaßausgang der vorhergehenden Filteroperation angewendet, sondern auch auf den entsprechenden Hochpaßzweig. Man erhält eine Baumstruktur, wie sie in Bild 3.10 wieder für eine dreistufige Zerlegung dargestellt ist.

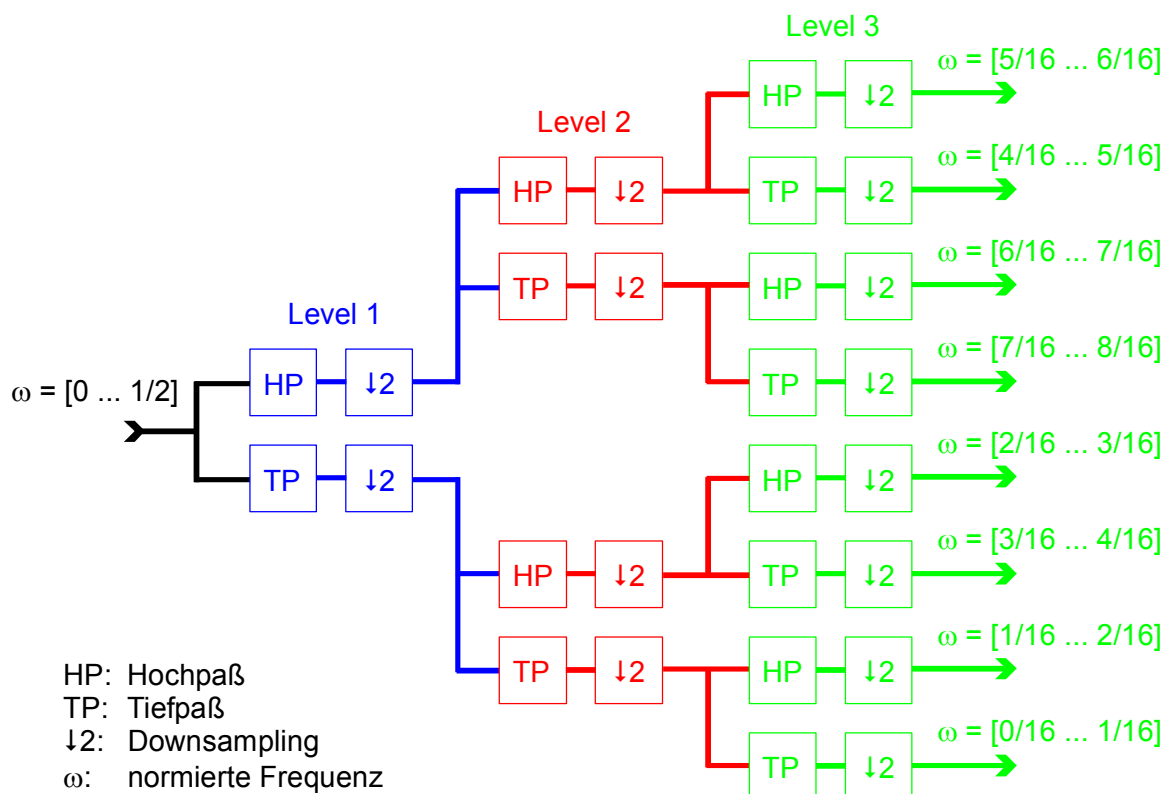


Bild 3.10: WPT-Algorithmus

Im Gegensatz zur DWT ergibt sich dabei eine Zeit-Frequenz-Analyse mit äquidistanten Frequenzbändern Δf bei konstanter Zeitauflösung Δt , wobei gilt:

$$\Delta f = \frac{f_s}{2^{Level+1}} \tag{3.38}$$

$$\Delta t = \frac{2^{\text{Level}}}{f_s} \quad (3.39)$$

Die Informationszellen in der Zeit-Frequenz-Ebene bestehen damit aus Rechtecken wie bei der gefensterter Fourier-Transformation.

Bezüglich der Reihenfolge der Signale am Ausgang des WPT-Algorithmus ist zu beachten, daß diese nicht nach der Frequenz sortiert sind. Nach jeder Filterung mit den Hochpaßkoeffizienten der Analysefilterbank enthält das Signal am Ausgang – setzt man ideale Filter voraus – nur noch den hohen Frequenzanteil des Eingangssignals von Bandmitte bis zur oberen Grenzfrequenz, das heißt die anschließende Halbierung der Signalabtastrate spiegelt das Frequenzspektrum, das Signal mit reduzierter Abtastrate enthält also den Hochfrequenzanteil quasi als Alias. Dies ist unkritisch, da der tiefe Frequenzanteil herausgefiltert ist und somit das Shannon/Nyquist-Abtasttheorem bezüglich bandbegrenzter Signale nicht verletzt wird (siehe auch Kapitel 3.1). Es hat aber zur Folge, daß bei der folgenden Filteroperation im nächsten Level die Hochpaßfilterkoeffizienten die Tiefpaßfunktion übernehmen und umgekehrt, die Signale am Ausgang der WPT müssen also nach einem bestimmten Schema, das als Graycode-Permutation bekannt ist, vertauscht werden, wenn sie nach der Frequenz geordnet sein sollen [Wic96].

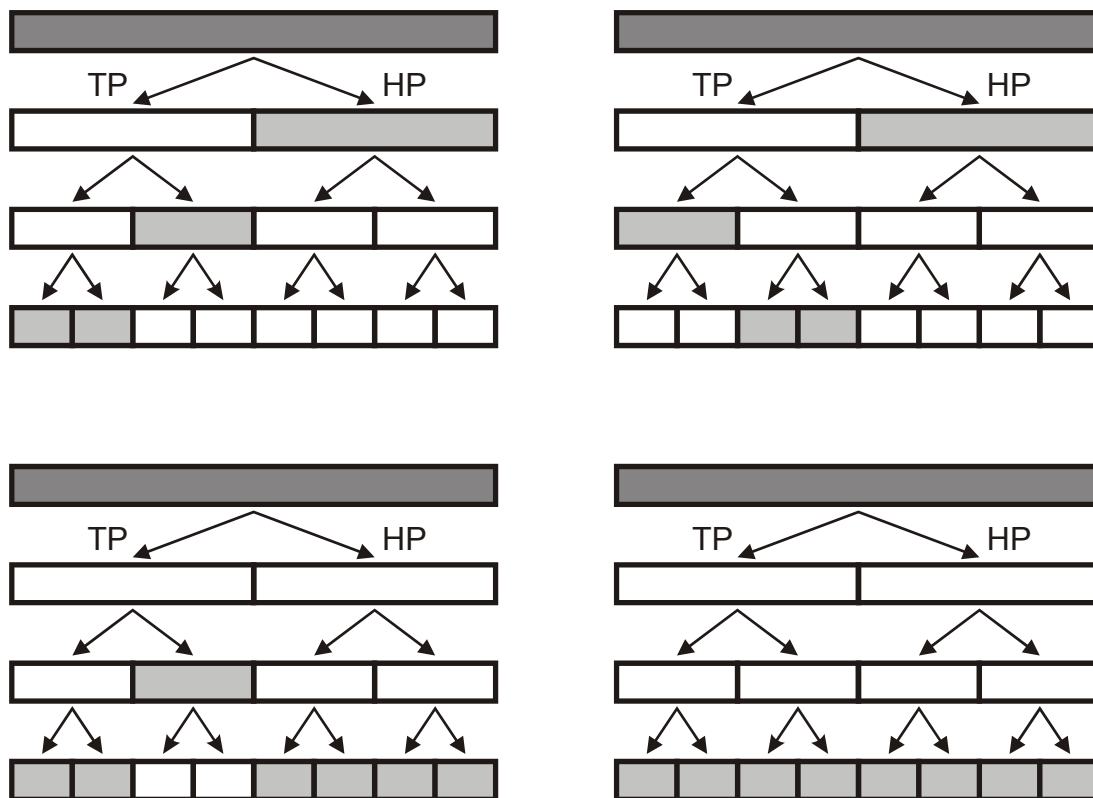


Bild 3.11: Vier Beispiele für vollständige Wavelet-Packet-Basen (links Tiefpaß-Filterung, rechts Hochpaß-Filterung): Die Summe der Teilinformationen (hellgrau) ergibt jeweils die Gesamtinformation des Eingangssignals (dunkelgrau)

Die Wavelet Packet Transformation setzt als Basis nicht eine vollständige Aufspaltung des Eingangssignals gemäß der Baumstruktur von Bild 3.10 voraus, sondern diese kann an beliebigen Stellen abgebrochen werden. Damit läßt sich die Gewichtung zwischen Frequenz- und Zeitauflösung flexibel steuern, wobei mit der Anzahl der Zerlegungsebenen in einem Zweig Δf abnimmt (feinere Frequenzauflösung) und Δt zunimmt (gröbere Zeitauflösung). Eine kleine Auswahl an möglichen Wavelet-Packet-Basen (hellgrau), die zusammengenommen die gesamte Information des Eingangssignals (dunkelgrau) enthalten, ist in Bild 3.11 für eine dreistufige WPT aufgezeigt. Es ist offensichtlich, daß somit auch die diskrete Wavelet-Transformation als Sonderfall der WPT betrachtet werden kann (Schema links oben).

Da das Diskretisierungsgitter, das sich aufgrund des WPT-Algorithmusses ergibt, bei praktischen Anwendungen mit einer bestimmten geforderten Frequenzauflösung zu einer verhältnismäßig geringen Zeitauflösung führt, werden hier kurz Möglichkeiten einer Verfeinerung des Zeitrasters aufgeführt. Durch eine überlappende Verschiebung des Diskretisierungsgitters läßt sich prinzipiell die scheinbare Zeitauflösung am Algorithmusausgang beliebig bis hin zur ursprünglichen Abtastrate am Eingang steigern. Allerdings ist diese Vorgehensweise insofern theoretisch nicht zulässig, als die orthogonale Zerlegung der schnellen Wavelet-Transformation und damit auch der Wavelet-Packet-Transformation nicht translationsinvariant ist [Mal89] [Sim92]. Dies zeigt sich darin, daß eine Verschiebung der Eingangssignalfolge aufgrund einer Änderung der Energie sowohl innerhalb einer Zerlegungsstufe als auch zwischen verschiedenen Stufen zu unterschiedlichen Amplituden am Ausgang führt und somit Aliasing nach sich zieht. Für praktische Anwendungen wie der Drucksignalanalyse im Rahmen dieser Arbeit können aber durch geschickte Wahl der Überlappung und damit der Datenrate am Transformationsausgang diese Aliasingeffekte soweit minimiert werden, daß sie vernachlässigbar sind.

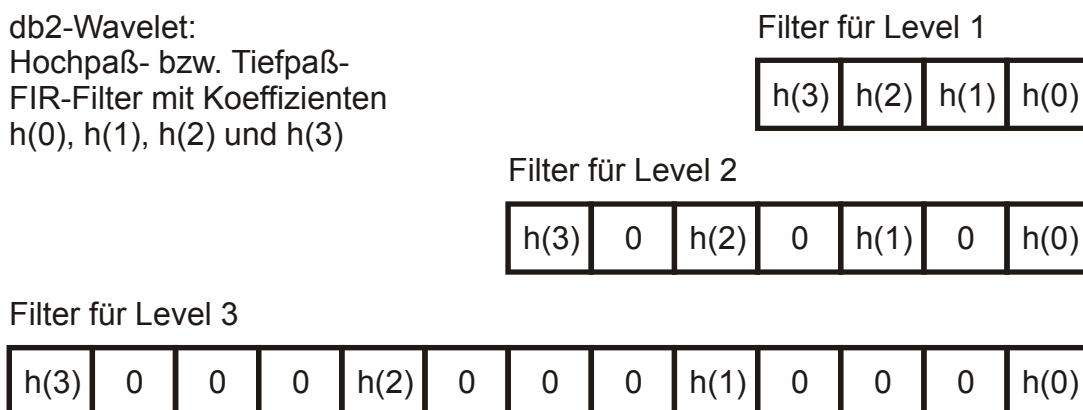


Bild 3.12: Aufbau der Waveletfilter beim „à-trous“-Algorithmus für eine dreistufige Zerlegung

Die Ursache für ein weiteres Auftreten von Aliasing bei der DWT und der WPT ist die Abtastratenreduzierung nach jedem Filterschritt, die bedingt durch die Flankencharakteristik der Wavelet-Filterkoeffizienten zu einer Verletzung des Shannon/Nyquist-Theorems führen kann. Um die kritische Abtastung des Signals zu umgehen und die Wavelet-Transformation verschiebungsinvariant zu gestalten, muß der DWT- beziehungsweise WPT-Algorithmus also dahingehend modifiziert werden, daß auf das Downsampling verzichtet wird und statt dessen

die Filterkoeffizienten durch Auffüllen von „Nullen“ gestreckt werden (Bild 3.12). Dies führt schließlich zum „à-trous“-Algorithmus („mit Löchern“), der aufgrund seiner hohen Redundanz allerdings kaum für eine effiziente und echtzeitfähige Signalanalyse auf Wavelet-Basis geeignet ist und deshalb hier nicht angewendet wurde.

3.4 Umsetzung der Algorithmen unter MATLAB/Simulink

Die Anwendung der verschiedenen Transformationen und die Entwicklung der entsprechenden Analysealgorithmen erfolgten innerhalb der Software-Umgebung MATLAB/Simulink. Diese stellt eine weitverbreitete Plattform im Bereich der System-Modellierung und Simulation dar und bietet auch vielseitige Werkzeuge zur Entwicklung von Schaltungen im Bereich der digitalen Signalverarbeitung. Die Programmierung in Simulink erfolgt dabei graphisch, das heißt es werden vordefinierte Elemente, die bestimmte Grundfunktionen beinhalten und in Bibliotheken abgelegt sind, miteinander verknüpft (Bild 3.13). Im Vergleich zum Entwurf eines klassischen Programmcodes in einer zeilenorientierten Sprache ergeben sich mehrere Vorteile:

- Intuitive Programmierung ohne Kenntnis spezieller Syntaxregeln. Die Verschaltung des Blockschaltbildes orientiert sich dabei exakt am Verlauf der Signalwege.
- Übersichtliche Darstellung, die eine Minimierung von Programmierfehlern gewährleistet.
- Änderungen können ohne großen Aufwand und damit schnell vorgenommen werden.

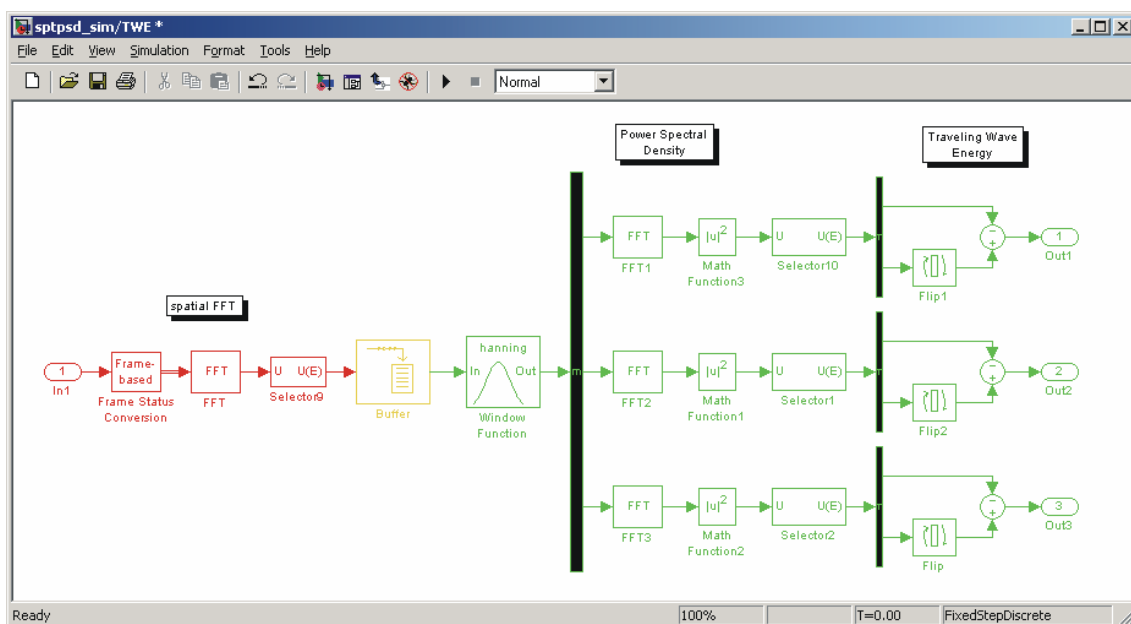


Bild 3.13: Graphische Programmierung in MATLAB/Simulink: Berechnung der „Traveling Wave Energy“ nach Tryfonidis (siehe auch Kapitel 5.5)

Der Entwurf eines Analyseverfahrens zur Erkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten als Modul unter MATLAB/Simulink bietet außerdem den Vorteil einer einfachen Integration in schon vorhandene Regler- und Triebwerksmodelle und damit die Möglichkeit einer Offline-Simulation am Gesamtmodell. Außerdem kann bei Bedarf automatisch ein entsprechender Programmcode in C erzeugt werden, der nach der Übertragung auf eine Echtzeitplattform beispielsweise Tests in einer realen Triebwerksumgebung ermöglicht.

Die Anwendung der Analysealgorithmen auf die in Kapitel 4 beschriebenen Meßdaten erfolgte nach folgendem Schema:

Einlesen der Daten in den MATLAB-Workspace Die Daten werden in den Arbeitsspeicher von MATLAB, den sogenannten *workspace* geladen. Da die Meßsignale zum Teil als ASCII-Dateien abgespeichert sind, findet hier gegebenenfalls eine Konvertierung in das MATLAB-eigene Datenformat statt. Anschließend werden die Meßsignale für die Simulation im entsprechenden Simulink-Modell aufbereitet. Dies beinhaltet im wesentlichen die Reduzierung der Signalabtastrate der Meßdaten auf den Wert, der beim Einsatz in einer realen Reglerumgebung vorgesehen wäre; die Taktfrequenz des Echtzeit-Erkennungsalgorithmus orientiert sich dabei an dem Grundsatz so klein wie möglich (minimaler Rechenaufwand) und so groß wie nötig (relevanter Informationsgehalt in den Sensorsignalen). Die Signalvorverarbeitung erfolgt automatisiert durch sogenannte *m-files*, die eine Zusammenfassung von entsprechenden MATLAB-Befehlen darstellen und auch Elemente einer einfachen Programmiersprache beinhalten können. In der realen Reglerumgebung entfielen im übrigen diese Vorverarbeitung, da hier die Sensorabtastrate bereits an die Taktfrequenz des Analysealgorithmus angepaßt wäre.

Verarbeitung der Daten im Simulink-Modell Das Simulink-Modell enthält den Analysealgorithmus als Blockschaltbild mit sämtlichen DSP-Operationen, die auch in der realen Hardware-Umgebung angewendet würden. Die Meßsignale werden dabei auf identische Art und Weise verarbeitet, das heißt es gehen zum Beispiel keine kausalen Zusammenhänge bei Filteroperationen verloren, die Datenverarbeitung erfolgt also zeitkonsistent. Die Variablen am Ausgang des Simulink-Modells mit den analysierten Daten werden anschließend wieder an den MATLAB-Workspace zurückgegeben.

Aufbereitung der Analyseergebnisse Nachdem die berechneten Daten von Simulink wieder an MATLAB übergeben worden sind, können diese dort zur Auswertung weiterbearbeitet und graphisch aufbereitet werden. Die Visualisierung umfaßt dabei beispielsweise die Gestaltung von Spektrogrammen in verschiedenen Darstellungsformen oder die Gegenüberstellung der Signalverläufe am Eingang des Algorithmus mit den verarbeiteten Signalen am Ausgang, so daß darin enthaltene Phänomene einander zeitlich zugeordnet werden können. Die Nachbearbeitung der Daten erfolgt wieder mittel „m-files“, die eine automatisierte Abarbeitung der dazu nötigen MATLAB-Befehle ermöglichen.

Kapitel 4

Verdichterdatenbasis

4.1 Ausgangsdatenbasis

Im folgenden wird die Datenbasis beschrieben, die zur Entwicklung und Validierung des neuen Erkennungsalgorithmus herangezogen wurde. Dies sind zum einen Meßdaten von vier verschiedenen Verdichtern, die von der MTU Aero Engines GmbH für alle beteiligten Partner bereitgestellt wurden, zum anderen Messungen an der Kleingasturbine Allison 250, die am lehrstuhleigenen Prüfstand gewonnen wurden. Außerdem wurden für das AG-TURBO-Vorhaben Messungen an der Universität Hannover durchgeführt, die nach den Maßgaben und Anforderungen aller Projektteilnehmer durchgeführt wurden.

4.1.1 MTU Verdichterbasis

Die Datenbasis, die von der MTU zur Verfügung gestellt wurde, beinhaltet Messungen an vier mehrstufigen transsonischen Verdichtern. Aus Gründen der Vertraulichkeit sind diese nicht näher bestimmt. Aufgezeichnet wurden jeweils die instationären Wanddrucksignale in den verschiedenen Stufen und an verschiedenen Umfangspositionen beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze.

Verdichter 1

Verdichter 1 besitzt vier Stufen und ein Vorleitrad. Die Auslegungsdrehzahl beträgt $n_{ref} = 13500 \text{ min}^{-1}$. Es wurden die Rotoreintrittsebenen mit jeweils acht nahezu äquidistant verteilten Drucksensoren instrumentiert, außerdem die Ebene vor dem Eintrittsleitrad. Die Messungen mit Übergang zum Pumpen an neun verschiedenen Drehzahllinien zwischen 50% und 105% der Nenn Drehzahl erstrecken sich über 1,5 bis 2,5 Sekunden und wurden mit einer Abtastrate von 32 768 Hz aufgezeichnet.

Verdichter 2

Der zweite Verdichter ist fünfstufig und in den Rotor- und Statoreintrittsebenen mit bis zu fünf Drucksensoren ausgerüstet. Es wurden Messungen an neun Drehzahllinien zwischen 50% und 100% durchgeführt. Diese wurden auf zwei unterschiedlichen Bandmaschinen aufgezeichnet, wobei die Drucksignale vor den Rotoren mit 4000 Hz abgetastet wurden, die Signale vor den Statoren dagegen mit 5000 Hz. Als weitere Besonderheit ist zu bemerken, daß nicht alle Meßreihen mit vollständiger Instrumentierung durchgeführt wurden, so daß die Anzahl an zur Verfügung stehenden Signalen von Datensatz zu Datensatz unterschiedlich ist. Auch die Vorlaufzeit vor dem ersten Pumpstoß variiert je nach Messung und beträgt in der Regel circa 3 Sekunden.

Verdichter 3

Der dritte Verdichter mit sieben Stufen und Vorleitrad ist mit bis zu sechs Drucksensoren am Umfang instrumentiert. Die Messungen mit einer Aufzeichnungsrate von 4000 Hz wurden bei variabler Drehzahl durchgeführt, die Drehzahlinformation ist dabei in einer eigenen Datenspur festgehalten, die pro Rotorumdrehung einen Impuls enthält. Wie beim Verdichter 2 unterscheiden sich auch hier die Meßkonfigurationen stark, so daß die einzelnen Datensätze nur bedingt miteinander verglichen werden können. Die Vorlaufzeit beträgt meist einige wenige Sekunden. Teilweise wurden auch Versuche mit Einlaufstörungen durchgeführt. Es handelt sich dabei um eine Sektorstörung, die einen Bereich von 180° abdeckt.

Verdichter 4

Beim vierten Verdichter der MTU Datenbasis handelt es sich um einen dreistufigen Mitteldruckverdichter mit einem Auslegungsdruckverhältnis von 2,5. Die Stufenbelastung entspricht der eines höher belasteten transsonischen Verdichters. Bild 4.1 zeigt einen Schnitt durch den Versuchsverdichter und die Anordnung der jeweils acht Kulite-Drucksensoren in den drei Rotoreintrittsebenen. Diese konnten aufgrund konstruktiver Einschränkungen nicht exakt äquidistant ausgerichtet werden, es wurde aber dennoch eine weitgehend gleichmäßige Verteilung am Umfang erreicht.

Die Messungen an der Stabilitätsgrenze wurden bei sechs verschiedenen Drehzahllinien zwischen 40% und 100% durchgeführt und mit einer Abtastrate von 10 kHz aufgezeichnet. Diese Datensätze erstrecken sich über circa 3 Sekunden, wobei der Vorlauf bis zum Pumpen oft kleiner als eine Sekunde ist. Zusätzlich zu den Messungen mit ungestörter Zuströmung wurden auch Datensätze mit gestörter Einlaufströmung bei Nenndrehzahl aufgenommen. Dazu wurde eine Lochblende verwendet, die ein 150°-Umfangssegment abdeckt. Ebenfalls bei Auslegungsdrehzahl wurden Versuche mit reduziertem Eintrittsdruck durchgeführt, um Rückschlüsse auf einen eventuellen Einfluß der Reynoldszahl ziehen zu können. Zu den Drehzahlen 60%, 80% und 100% der Nenndrehzahl existieren auch Messungen mit einer verringerten Abtastrate von 2 kHz und entsprechend längerer Aufzeichnungsdauer. Der Vorlauf vor dem Pumpen beträgt hier ungefähr 15 Sekunden, der Beginn der Messungen liegt hier also in einem unkritischeren Kennfeldbereich als bei den 10 kHz-Messungen, die sehr nahe an der Stabilitätsgrenze beginnen.

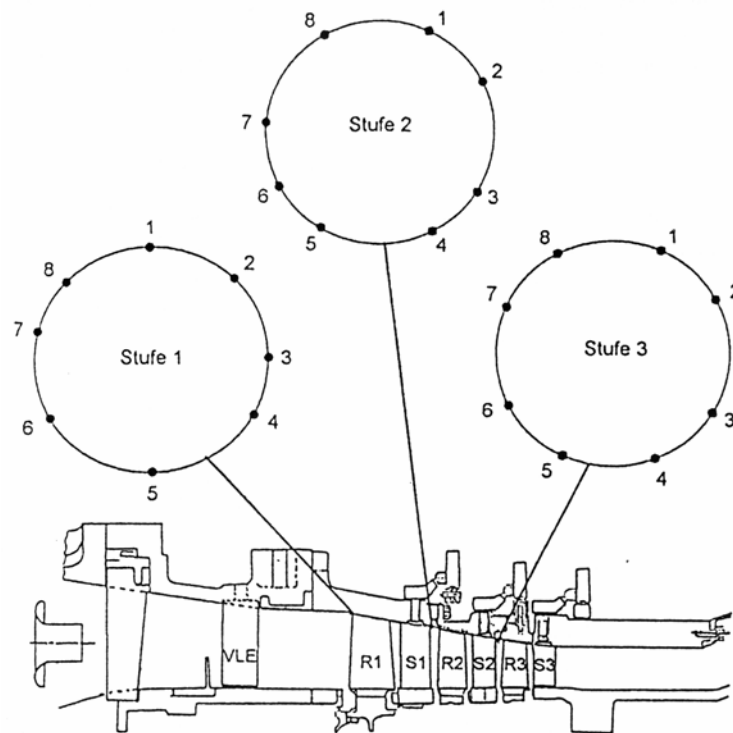


Bild 4.1: Längsschnitt des Verdichters 4 der MTU Datenbasis mit Sensoranordnung

4.1.2 Verdichterdaten am Lehrstuhl für Flugantriebe

Am LFA existiert eine umfangreiche Sammlung an Triebwerksmeßdaten, die am lehrstuhleigenen Kleingasturbinen-Prüfstand gewonnen wurden. Dort ist das Wellenleistungstriebwerk Allison 250-C20B der Allison Engine Company installiert, das hier unter anderem als Demonstrator und Technologieträger für die Entwicklung neuartiger, rechnergestützter Regelungskonzepte dient. Dazu wurde die serienmäßige hydromechanische Brennstoffzumessung durch ein Labor-FADEC-System ersetzt [Aue95] [Pre97] [Gab98] [Pre01], das eine offene Plattform für die Integration erweiterter Reglerfunktionen darstellt. In der Arbeit von Gabler [Gab98] ist eine entsprechende Erweiterung um eine Pumpfrüherkennung und -vermeidung beschrieben. Da dieses Verfahren in erster Linie auf der Korrelation zweier instationärer Wanddruckaufnehmer im Bereich des Verdichters beruht, wurde die Standardinstrumentierung des Allison-Triebwerks entsprechend ergänzt. Es wurden die erste, zweite und dritte sowie die sechste Stufe des Axialverdichters nach Lauf- und Leitrad mit je zwei Meßstellen versehen, die um circa 100° versetzt sind (Bild 4.2). Die vierte und fünfte Stufe konnten aufgrund des Bleedluft-Sammelkanals nicht instrumentiert werden.

Eine vollständige Übersicht über die Datensätze, die während der Entwicklung und Validierung dieses Pumpschutzverfahrens aufgenommen wurden, findet sich in [Uhl98]. Grundsätzlich kamen vier Maßnahmen zur Androsselung des Verdichters bis zum Überschreiten der Pumpgrenze zur Anwendung:

- instationäres Androsseln durch übermäßige Brennstoffzufuhr bei der Beschleunigung (*fuel spiking*)
- quasistationäre Annäherung an die Pumpgrenze durch langsames Schließen des Bleedventils
- Auslösen von Pumpen durch künstlich generierte Einlaufstörungen bei Androsselung durch verminderten Bleedluftmassenstrom
- Betrieb im tiefen Teillastbereich unterhalb der Leerlaufdrehzahl mit reduzierter Bleedluftablasung (Wechsel zwischen Rotating Stall und Pumpen)

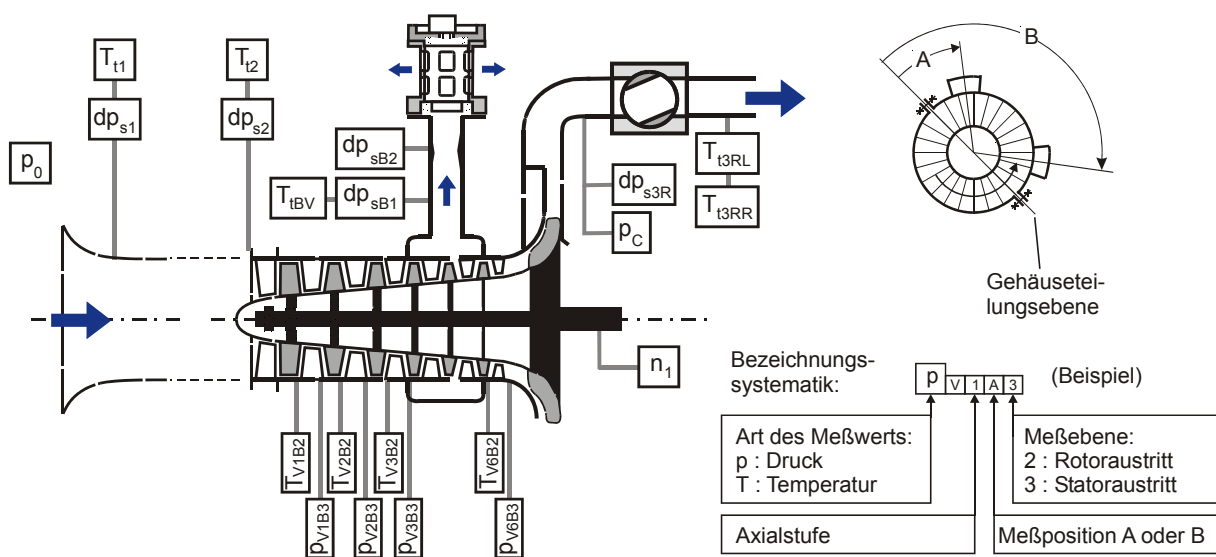


Bild 4.2: Allison 250-C20B, Verdichterinstrumentierung am LFA-Prüfstand

Die Messungen unterscheiden sich sowohl hinsichtlich der Sensorkonfiguration als auch der Datenaufzeichnungsrate. Letztere variiert zwischen 1 und 15 kHz, größten Anteil haben Messungen mit einer Abtastrate von 6 kHz.

Alle Datensätze besitzen eine sehr geringe Vorlaufzeit vor dem Pumpvorgang, die in der Regel nur ungefähr eine bis zwei Sekunden beträgt, wodurch die Auswertung noch unkritischer Betriebsbereiche mit einer ungestörten Verdichterströmung erheblich eingeschränkt wird. Dies betrifft in erster Linie die Versuche, bei denen das Triebwerk quasi sanft und allmählich ins Pumpen gebracht wird und der Übergang vom stabilen in den instabilen Zustand langsam stattfindet. Bei den hochgradig instationären Versuchen mit „fuel spiking“ dagegen beträgt die Zeitspanne zwischen dem Beginn der übermäßigen Brennstoffzufuhr und dem Einsetzen des daraus resultierenden Pumpvorganges in der Regel nur wenige Zehntelsekunden, so daß hier eine längere Aufzeichnung des Vorlaufs nicht benötigt wird.

Gegenüber Meßdaten, die an reinen Verdichterprüfständen gewonnen wurden, besitzen die Allison-Messungen einerseits den großen Vorteil, daß sie exakt die Verhältnisse am realen Triebwerk wiedergeben. Dabei ist im allgemeinen eine Verschlechterung der Qualität der

Drucksensorsignale zu erwarten, da sich zusätzliche Einflüsse wie zum Beispiel Verbrennungsrauschen aus der Brennkammer und Schwingungen der Gesamtmaschine negativ auswirken. Es bietet sich hiermit die Möglichkeit, ein Pumpwarnsystem unter realistischen Bedingungen zu entwickeln und abzustimmen.

Andererseits bieten die Meßdaten des Allison-Triebwerks aber kaum die Möglichkeit, einen Einblick in die Feinstruktur der aerodynamischen Vorgänge im Verdichter während der Annäherung an die Stabilitätsgrenze zu gewinnen. Es ist hier also nicht möglich, zunächst ungestörte Drucksignale aus Rig Tests auf schwach ausgeprägte Anomalien und Auslösemechanismen hin zu untersuchen, die einen Hinweis auf das Einsetzen von Instabilitäten geben und nach denen gezielt auch in den stärker verrauschten Signalen bei der realen Triebwerkskonfiguration gesucht werden könnte. Da aber noch großer Bedarf besteht, den Entstehungsmechanismus aerodynamischer Instabilitäten tiefer zu ergründen, ist es weiterhin unerlässlich, zunächst Messungen an reinen Verdichterprüfständen durchzuführen.

4.1.3 Diskussion der verfügbaren Datensätze

Mit den Datensätzen der MTU und des LFA stand zu Projektbeginn eine große Datenbasis mit Messungen an der Stabilitätsgrenze bei verschiedenen Verdichtern zur Verfügung. Die Beurteilung der Eignung bezüglich der Entwicklung eines Analyseverfahrens zur Früherkennung aerodynamischer Instabilitäten erfolgt nach mehreren Kriterien. Für die Entscheidung, ob ein Betriebspunkt noch stabil oder schon kritisch ist, müssen ausreichende Daten sowohl an der Stabilitätsgrenze als auch in stabilen Betriebspunkten vorhanden sein. Das heißt es genügt nicht, Messungen allein beim Übergang zum Rotating Stall beziehungsweise Pumpen durchzuführen, sondern es müssen auch Datensätze im stabilen Kennfeldbereich aufgenommen werden. Weiteres Kriterium ist die Konsistenz der Datenstruktur wie zum Beispiel die Übereinstimmung der Sensorconfiguration oder der aufgezeichneten Signalbandbreite bei den verschiedenen Datensätzen, da sonst eine Vergleichbarkeit der Analyseergebnisse nicht gegeben ist. Für die Auswertbarkeit der Versuchsergebnisse ist ebenfalls eine gute Qualität der aufgenommenen Signale wichtig. Aufgrund des langen Signalverarbeitungsweges von Sensor über Signalverstärkung und -filterung bis hin zur A/D-Wandlung existieren viele Fehlerquellen, die zu unbrauchbaren Messungen führen können. Die Signalqualität läßt sich in der Regel allein durch eine visuelle Begutachtung der Signalverläufe über der Zeit beurteilen, da Störungen wie ein tieffrequentes Netzbrummen, ein allgemein erhöhter Rauschpegel oder einzelne Meßwertausreißer, die zum Beispiel durch Digitalisierungsfehler entstehen können, sich hier gut erkennen lassen. Andere Beeinträchtigungen dagegen wie erhöhte Amplituden in höheren Frequenzbändern oder Aliasingeffekte durch eine falsch gewählte Sperrfrequenz oder einen ungünstigen Flankenverlauf des analogen Anti-Aliasing-Filters vor der A/D-Wandlung lassen sich gut in Spektrogrammen nachweisen, die mittels einer gefensterter Fourier-Transformation schnell berechnet werden können.

4.1.3.1 Stärken und Schwächen der Basisdaten

Untersucht man die MTU- und LFA-Datenbasis nach den oben beschriebenen Kriterien, so müssen doch einige Einschränkungen für die Auswertbarkeit hingenommen werden. Einerseits stellt die Vielfältigkeit des Datenmaterials eine breite Basis für die Entwicklung eines

allgemein gültigen Pumpwarnsystems dar, das im Idealfall auf beliebige Verdichterarten und Einsatzgebiete von Gasturbinen übertragbar sein soll. Andererseits steht gerade die große Anzahl an Meßreihen an verschiedenen Verdichtern dem Wunsch nach einer einheitlichen Datenbasis entgegen, da diese Messungen ursprünglich nicht für ein einzelnes Projekt konzipiert waren, sondern aus unterschiedlichen Versuchsreihen stammen.

Sensorkonfiguration

Das bedeutet für die MTU-Datenbasis, daß sich die Sensorkonfigurationen der vier Verdichter deutlich voneinander unterscheiden, so daß zum Beispiel ein Umfangsverfahren zur Instabilitätenerkennung jeweils an die Anzahl der Umfangssensoren angepaßt werden müßte. Besonders problematisch sind dabei die Datensätze der Verdichter 2 und 3 zu sehen, da hier auch innerhalb des jeweiligen Verdichtertyps unterschiedliche Meßkonfigurationen zum Einsatz kamen und die Auswertalgorithmen je nach Datensatz entsprechend modifiziert werden müssen. Auch die unterschiedlichen Aufzeichnungsraten bei allen vier Verdichtern zwischen 2 kHz und 32 kHz erfordern eine Anpassung, wobei aber die Manipulation der Samplingfrequenz innerhalb der digitalen Signalverarbeitungsumgebung des Auswertalgorithmus leicht durchgeführt werden kann. Für Umfangsanalysen zeichnen sich besonders Verdichter 1 und 2 durch ihre Instrumentierung am Umfang mit jeweils acht Sensoren pro Meßebe aus, es können also Umfangsharmonische bis zur dritten Ordnung untersucht werden.

Mit den LFA-Versuchsdaten am Allison-Triebwerk standen zusätzlich zu den Verdichterprüfstandsmessungen der MTU noch Meßreihen an einem realen Triebwerk zur Verfügung. Aber auch hier stellt sich das Problem, daß diese keine einheitliche Instrumentierung aufweisen. Da pro Meßebe höchstens zwei Drucksensoren aufgezeichnet werden konnten (Bild 4.2), scheiden hier Analyseverfahren aus, denen die Transformation eines Sensorfeldes am Umfang zugrunde liegt. Eine weitere Einschränkung für die Verwertbarkeit der Allison-Messungen ergibt sich dadurch, daß im Gegensatz zu den üblichen Verdichterprüfstandsversuchen die Drehzahl der Hochdruckwelle dem realen Gasturbinenbetrieb entsprechend nicht geregelt wurde, sondern daß sie bei Versuchen mit transienten Fahrlinien naturgemäß variabel ist. Da zu vielen Versuchen aber keine Drehzahlinformation vorhanden ist, scheiden diese Daten für Analysealgorithmen aus, die diese als Eingangsparameter benötigen.

Meßdauer

Bis auf wenige Ausnahmen ist allen MTU- und LFA-Datensätzen die kurze Vorlaufzeit vor dem Einsetzen der Instabilität gemeinsam. Da auch keine weiteren Messungen an stabilen Kennfeldpunkten vorliegen, ist ein Vergleich mit unkritischen Betriebspunkten nicht möglich. Das heißt wiederum für die Entwicklung eines Instabilitätenwarnsystems, daß eine Klassifizierung nach kritischen und unkritischen Betriebspunkten nicht realisierbar ist, da alle Messungen schon sehr nahe an der Stabilitätsgrenze beginnen und von einem Analyseverfahren als kritisch erkannt werden sollten. Mit diesen Messungen kann also nur untersucht werden, ob kurz vor dem Erreichen der Pumpgrenze eventuell Phänomene auftreten und erkannt werden, die ein unmittelbares Überschreiten der Stabilitätsgrenze ankündigen.

Die Ausnahme bilden drei Messungen am Verdichter 4 der MTU-Datenbasis, die eine Vorlaufzeit von ungefähr 15 Sekunden vor dem Einsetzen der Instabilität bei 60%, 80% und

100% der Nenndrehzahl aufweisen. Wenngleich auch hier nicht bekannt ist, wie groß der Pumpgrenzenabstand zu Beginn der Aufzeichnungen ist, eignen sich diese Messungen doch hervorragend für die Analyse der Vorgänge und Phänomene bei der Annäherung an die Stabilitätsgrenze. Positiv zu bewerten ist dabei auch die vollständige Instrumentierung mit acht Drucksensoren am Umfang pro Rotoreintrittsebene, womit auch Umfangsanalysen höherer Ordnung durchgeführt werden können.

4.1.3.2 Konzipierung einer Referenzdatenbasis

Aufgrund der Einschränkungen bei der Verwendbarkeit der zur Verfügung stehenden Daten ergab sich die Forderung nach einem Referenzdatensatz, der ergänzend zu den MTU-Messungen allen Projektpartnern zur Verfügung stehen sollte. Mit diesem Datensatz sollte sicher gestellt werden, daß die verschiedenen Identifikationsverfahren aller Partner verglichen werden können bezüglich des Auslösezeitpunktes und ihrer Zuverlässigkeit und Robustheit gegenüber fehlerhaften Warnungen in stabilen Betriebsbereichen.

Die Anforderungen an diese Messungen, die am Institut für Strömungsmaschinen (IfS) der Universität Hannover durchgeführt werden sollten, gestalteten sich folgendermaßen:

- Da das Verhalten des Verdichters beim Übergang in den instabilen Bereich noch nicht ausreichend bekannt war, wurde in jeder zur Verfügung stehenden Meßebebene wenigstens ein Drucksignal aufgenommen, um feststellen zu können, bei welcher Drehzahl welche Stufe zuerst Ablöseerscheinungen zeigt. Außerdem wurde die Eintrittsebene des ersten Laufrades mit fünf am Umfang verteilten Sensoren bestückt, um hier auch Sensorfeldanalysen durchführen zu können. Erfahrungsgemäß bieten die Drucksensoren, die am Verdichtereintritt angebracht sind, die beste Signalqualität und die ersten Anzeichen für eine Strömungsdestabilisierung und sind damit für die Auswertung durch einen Analysealgorithmus prädestiniert, auch wenn die Ablösezone sich eigentlich an weiter stromabwärts liegenden Stufen ausbildet.
- Die Abtastrate der Messungen sollte möglichst hoch gewählt werden, um eine größtmögliche Signalbandbreite für die Analyse zur Verfügung zu haben, so daß zumindest die Schaufeldurchgangsfrequenz enthalten ist. Dies heißt nicht, daß die volle Bandbreite auch für das zu entwickelnde Identifikationsverfahren benötigt wird, sondern diese kann durch Abtastratenreduzierung an die tatsächlich benötigte Bandbreite angepaßt werden.
- Eine weitere Forderung bestand darin, daß die Messungen mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze eine ausreichende Vorlaufzeit vor dem Einsetzen der Instabilität enthalten, um sicher unterscheiden zu können, welche Phänomene nur unmittelbar an der Stabilitätsgrenze auftreten und welche schon im Vorfeld beobachtet werden können. Außerdem sollten zusätzlich Messungen in unkritischen Kennfeldpunkten durchgeführt werden, deren Analyse eine eventuelle Veränderung der Signalcharakteristik über einen größeren Kennfeldbereich erkennen lassen könnte. Damit sollte es möglich sein, mittels einer Analyse der gemessenen Drucksignale ein Maß für den Pumpgrenzenabstand eines aktuellen Betriebspunktes abzuleiten.

4.2 Referenzdatenbasis

4.2.1 Meßkampagne an der Universität Hannover

Die Aufzeichnung des Referenzdatensatzes wurde am Institut für Strömungsmaschinen (IfS) der Universität Hannover durchgeführt. Es handelt sich dabei um Messungen am vierstufigen Versuchsverdichter 4AV (Bild 4.3), der mit einer modernen CDA-Beschaufelung transsonisch ausgelegt wurde und der die Verhältnisse in einer hochbelasteten Industriemaschine sehr gut wiedergibt. Die wesentlichen Auslegungsdaten finden sich in Tabelle 4.1.

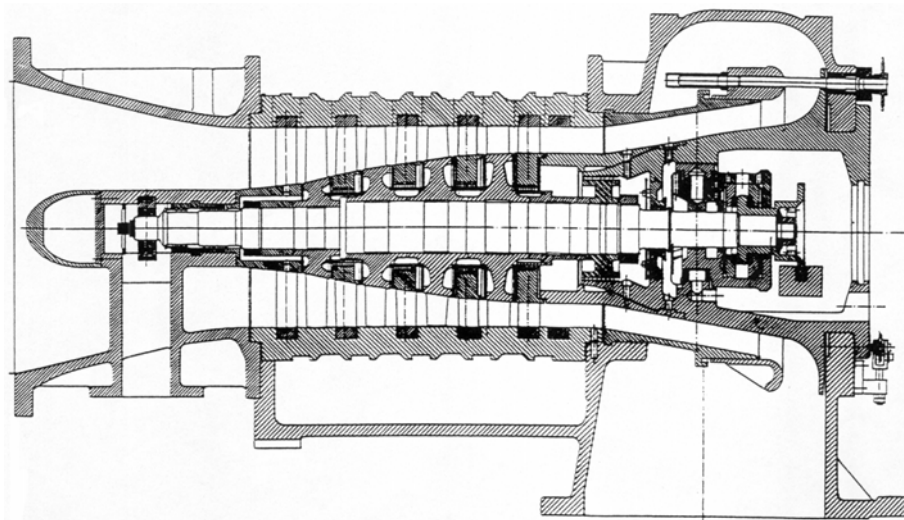


Bild 4.3: Schnittbild des Versuchsverdichters 4AV (Universität Hannover)

Nenndrehzahl	$n_{Nenn} = 18000 \text{ min}^{-1}$
Massenstrom	$\dot{m}_{red} = 14,1 \text{ kg/s}$
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{is} = 0,88$
Gesamtdruckverhältnis	$\pi = 2,95$
Stufenzahl	$z = 4$
Stufendruckverhältnis	$\pi_{St} = 1,3$
Außendurchmesser	$D_a = 340 \text{ mm}$
Schaufelhöhe	$H = 90 \dots 45 \text{ mm}$
Axialgeschwindigkeit	$c_z = 189 \dots 150 \text{ m/s}$
Umfangsgeschwindigkeit	$u_a = 320 \text{ m/s}$

Tabelle 4.1: Auslegungsdaten des Hannover-Verdichters

Bild 4.4 zeigt das Verdichterkennfeld des 4AV. Eingezeichnet sind die Drehzahlkennlinien der ersten Meßkampagne bei 60%, 80% und 95%, zusätzlich die Kennlinien für 90% und die Auslegungsdrehzahl.

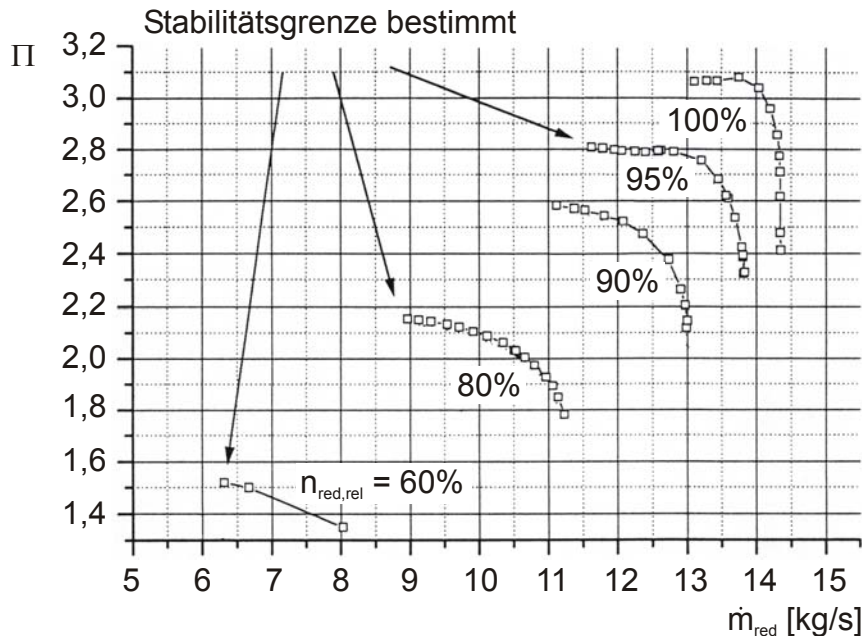
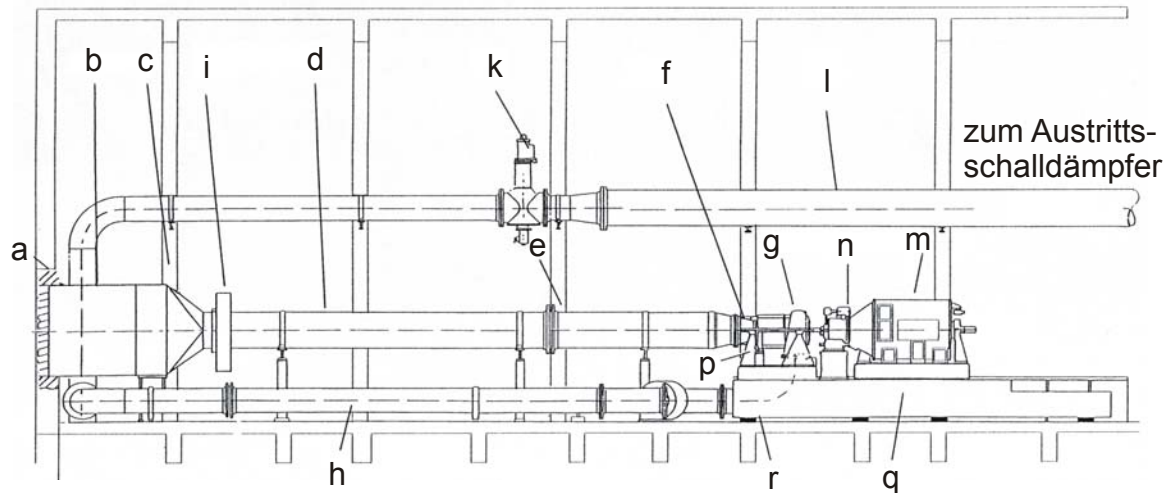


Bild 4.4: Kennfeld des Hannover-Verdichters

Technische Beschreibung der Anlage

Bild 4.5 zeigt den Aufbau des Verdichterprüfstands des IfS an der Universität Hannover. Die angesaugte Luft passiert zunächst einen Schalldämpfer mit nachgeschaltetem Filter, der eine Verunreinigung der Anlage weitestgehend verhindert. Daran schließt eine regelbare Drossel mit einem Gleichrichter an, um eine Variation des Verdichtereintrittsdrucks zu ermöglichen. Zur Volumenstrombestimmung sind am Eintritt des Verdichters eine Blende nach DIN 1952 und ein radial traversierendes Prandtlrohr angebracht. Durch eine Ringdrossel am Austritt des Verdichters wird der Gegendruck eingestellt. Diese schließt nur ein kleines Volumen ein, so daß kein Pumpen auftritt.

Die Antriebsleistung liefert ein drehzahlvariabler Gleichstrommotor, der über ein Planetengetriebe und eine Bogenzahnkupplung mit dem Verdichter verbunden ist. Zur optimalen Dämpfung der Läuferschwingungen ist der Rotor auf druckgeschmierten Kippsegment-Gleitlagern gelagert. Den Austritt des Lageröls in den Luftkanal verhindern sowohl eine Sperrlufteinblausung als auch eine Absaugeinrichtung, die das Ölsystem unter Unterdruck hält. Über den Laufrädern eingelegte Ringe erlauben Messungen mit reversibler Spaltweitenänderung.



a	Jalousie	g	Verdichter	n	Getriebe
b	Ansaugschalldämpfer	h	Druckleitung	p	Grundrahmen
c	Trockenfilter	i	Ansaugdrossel	q	Stahlfundament
d	Ansaugleitung	k	Drosselventil	r	Schwingmetallschiene
e	Meßblende	l	Sammelleitung		
f	Reduzierstück	m	Motor		

Abbildung 4.5: Verdichterprüfstand an der Uni Hannover

Meßtechnik

Die Bestimmung des Volumenstroms erfolgt wie oben beschrieben über zwei voneinander unabhängige Systeme (Blende, Prandtlrohr) und erlaubt damit eine schnelle Fehlersuche im Falle unstimmgiger Meßwerte.

Zur Untersuchung der Strömung stehen verschiedene pneumatische Drei- und Vierlochsonden zur Verfügung, außerdem eine Sechs-Loch-Kulitesonde für instationäre Messungen. Mit diesen Sonden kann die Strömung hinter jedem Lauf- und Leitrad radial beziehungsweise radial-peripher um mehr als eine Teilung traversiert werden.

In allen Verdichterebenen können bis zu fünf am Umfang verteilte instationäre Druckaufnehmer vor und nach dem Laufrad respektive Leitrad installiert werden. Eine zusätzliche Meßposition befindet sich über dem Rotor der ersten Verdichterstufe.

Meßkampagnen für AG TURBO

Im Rahmen des AG-TURBO-Projektes 1.1.3 fanden an der Universität Hannover zwei Meßkampagnen statt, die im folgenden als „Hannover I“ und „Hannover II“ bezeichnet werden. Es wurden die Signale instationärer Druckaufnehmer aufgenommen, die an verschiedenen Positionen in der Gehäusewand installiert waren. Die erste Meßkampagne wurde aufgrund der großen Anzahl an gemessenen Signalen bei gleichzeitig begrenzter Anzahl an verfügbaren Meßkanälen mit zwei verschiedenen Konfigurationen durchgeführt („Hannover Ia“ und „Hannover Ib“). Für die spätere zweite Meßkampagne mit reduzierter Sensorzahl kam dage-

gen nur noch eine Konfiguration zur Anwendung („Hannover II“). Tabelle 4.2 gibt einen Überblick über die Sensorpositionen bei den verschiedenen Konfigurationen:

	Hannover Ia	Hannover Ib	Hannover II
Meßkanal 1	n LA1 [3]	v LA1 [4]	ü LA1
Meßkanal 2	v LA1 [4]	v LA2 [4]	v LA1 [4]
Meßkanal 3	v LA1 [5]	v LA3 [4]	v LA1 [5]
Meßkanal 4	v LA1 [1]	v LA4 [4]	v LA1 [1]
Meßkanal 5	v LA1 [2]	n LE4 [4]	v LA1 [2]
Meßkanal 6	ü LA1 [4]	ü LA1 [4]	n LA1 [4]
Meßkanal 7	n LA1 [4]	n LA1 [4]	–
Meßkanal 8	n LA2 [4]	n LA2 [4]	–
Meßkanal 9	n LA3 [4]	n LA3 [4]	–
Meßkanal 10	n LA4 [4]	n LA4 [4]	–
Abtastfrequenz	50 kHz	50 kHz	100 kHz
Tiefpaß-Eckfrequenz	20 kHz	20 kHz	50 kHz
Abkürzungen: v = vor, n = nach, ü = über, LA = Laufrad, LE = Leitrad, [x] = Position am Umfang			

Tabelle 4.2: Sensorübersicht für die verschiedenen Meßkonfigurationen

Eine Besonderheit stellt der Meßkanal 1 bei der Konfiguration „Hannover Ia“ dar, da hier eigentlich das Signal des Sensors vor dem ersten Laufrad an Position 3 anstelle des Sensors nach Laufrad 1 vorgesehen war. Damit fehlt in den Aufzeichnungen einer der Umfangssensoren in der Ebene vor dem ersten Laufrad, womit die Anwendung von Umfangsanalyseverfahren eingeschränkt wird.

Die genaue Lage der Sensoren am Umfang ist – gültig für alle Ebenen – in Bild 4.6 verzeichnet:

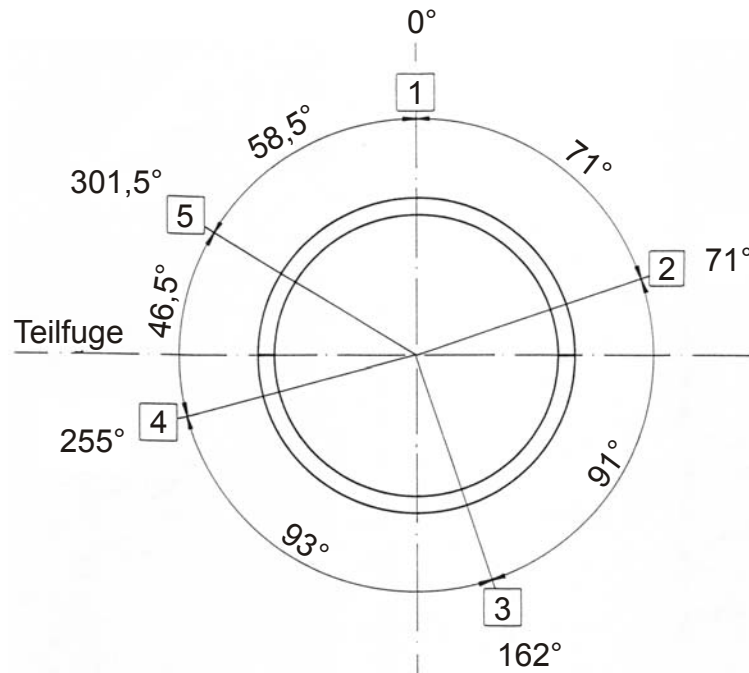


Bild 4.6: Umfangsposition der Drucksensoren in sämtlichen Axialebenen

4.2.2 Beschreibung der Referenzdatensätze

Mit den Prüfstandsmessungen an der Universität Hannover wurde eine einheitliche Datenbasis geschaffen, die einerseits zur Entwicklung und Abstimmung der verschiedenen Analyseverfahren dient als auch die Bewertung und den Vergleich ihrer Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit ermöglicht. Aus den unterschiedlichen Anforderungen der Verfahren an die Eingangsgrößen folgte eine zunächst sehr umfangreiche Instrumentierung des Verdichters bei der ersten Meßkampagne, die zwei verschiedene Sensorkonfigurationen pro Meßziel erforderlich machte (Tabelle 4.2). Für die zweite spätere Kampagne wurde die Instrumentierung auf ein notwendiges Minimum reduziert, so daß hier eine Konfiguration genügte. Die zweite Kampagne wurde erforderlich, da mit der ersten Meßreihe noch nicht alle Anforderungen an den Referenzdatensatz erfüllt werden konnten. So fehlten in Hannover Ia und Ib ausreichend lange Messungen an den unkritischen Betriebspunkten. Außerdem ergab sich im Lauf der Auswertung der ersten Meßkampagne der Wunsch nach Versuchsdaten an weiteren Drehzahllinien und einer noch höheren Abtastrate.

4.2.2.1 Erste Meßkampagne: *Hannover Ia und Ib*

Die Messungen der ersten Meßkampagne umfassen 20 Datensätze, aufgenommen bei 60%, 80% und 95% der Nenndrehzahl mit einer Aufzeichnungsrate von 50 kHz. Zur Vermeidung von Aliasingeffekten wurden die Signale durch einen analogen 20-kHz-Tiefpaßfilter begrenzt. Bei einer Schaufelzahl von 23 bis 34 je nach Stufe kann somit ungefähr die doppelte maximale Schaufelfrequenz ($34 \cdot 300 \text{ s}^{-1} = 10,2 \text{ kHz}$) aufgenommen werden.

Zu jeder Drehzahllinie wurden verschiedene stabile stationäre Betriebspunkte durch Verstellen der Drosselposition am Verdichteraustritt angefahren und aufgezeichnet, diese Messungen erstrecken sich dabei nur über wenige Zehntelsekunden. Zusätzlich wurden bei allen drei Drehzahlen Messungen mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze durchgeführt. Diese beginnen am letzten bekannten stabilen Betriebspunkt und zeigen die Entwicklung der Druckverläufe, während der Verdichter durch langsames Schließen der Ringdrossel am Austritt belastet wird. Die Vorlaufzeit bis zum vollausgebildeten Rotating Stall beträgt hier bis zu sieben Sekunden.

Tabelle 4.3 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Messungen, die jeweils mit beiden Sensorkonfigurationen aufgezeichnet wurden (siehe auch Tabelle 4.2, Hannover Ia und Ib).

$n_{red,rel}$	60%		80%				95%		
\dot{m}_{red} [kg/s]	6,7	(Stall)	11,4	10,6	9,5	(Stall)	13,5	12,5	(Stall)

Tabelle 4.3: Messungen der ersten Kampagne

Anhand dieses Referenzdatensatzes ist es im Gegensatz zu den bisher vorhandenen Messungen (Allison, MTU) nun möglich, die Ausbildung des Rotating Stalls mit einer ausreichend langen Vorlaufzeit und gleichzeitig großer Signalbandbreite zu analysieren. Allerdings beginnen diese Messungen in einem schon kritischen Kennfeldbereich sehr nahe der Pumpgrenze, so daß zur Beurteilung der Robustheit eines Analyseverfahrens und zur Bestimmung der Alarmschwellwerte noch weitere Messungen an unkritischen Betriebspunkten benötigt werden. Diese sind zwar auch zu allen drei Drehzahlen vorhanden, weisen aber nur eine kurze Aufzeichnungsdauer von wenigen Zehntelsekunden auf. Diese Zeitspanne reicht zur Bestimmung eines Grenzwertes, der über die Klassifikation „kritisch“ oder „unkritisch“ durch den Algorithmus entscheidet, in der Regel nicht aus.

4.2.2.2 Zweite Meßkampagne: *Hannover II*

Mit dem zweiten Datensatz wurde das Manko zu kurzer Messungen bei stabilen Betriebspunkten behoben. Er umfaßt Messungen bei 50%, 70%, 80% und 95% der Nenndrehzahl, die Abtastrate wurde dabei auf 100 kHz verdoppelt und die Tiefpaßeckfrequenz auf 50 kHz festgesetzt. Aufgrund von Resonanzproblemen im Getriebe des Versuchsverdichters zum Zeitpunkt der zweiten Meßkampagne konnte die 60%-Drehzahllinie nicht mehr vermessen werden. Sowohl die Datensätze mit Übergang zu Rotating Stall als auch die Messungen an geringer belasteten Betriebspunkten erstrecken sich über ungefähr 5 Sekunden. Um die aufgezeichnete Datenmenge möglichst gering zu halten, wurden nach Absprache mit allen Projektpartnern nur noch die Meßstellen am ersten Laufrad erfaßt (Tabelle 4.2, Hannover II), da sich diese bei diesem Verdichter für eine Instabilitätenfrüherkennung als am besten geeignet erwiesen. Somit konnten auch alle Messungen mit nur einer Sensorkonfiguration durchgeführt werden.

Die Messungen mit Übergang in den Rotating Stall beginnen wie schon bei der ersten Meßkampagne jeweils mit dem niedrigsten stabilen Massenstrom, der je Drehzahllinie aufge-

zeichnet wurde, und kehren nach dem Rotating Stall wieder in den stabilen Betriebsbereich zurück.

$n_{red,rel}$	50%	70%	80%	95%
\dot{m}_{red} [kg/s]	6,1	9,3	11,0	–
	5,9	9,1	10,5	13,6
	5,7	8,8	10,1	13,2
	5,5	8,3	9,8	12,5
	5,3	7,8	9,5	12,0
	5,3 → Stall	7,8 → Stall	9,5 → Stall	12,0 → Stall

Tabelle 4.4: Messungen der zweiten Kampagne

Bild 4.7 zeigt für die 80% und die 95% Drehzahlkennlinie anhand des Verdichtercharakteristikfeldes, an welchen Kennfeldpunkten die Messungen im stabilen Betriebsbereich durchgeführt wurden.

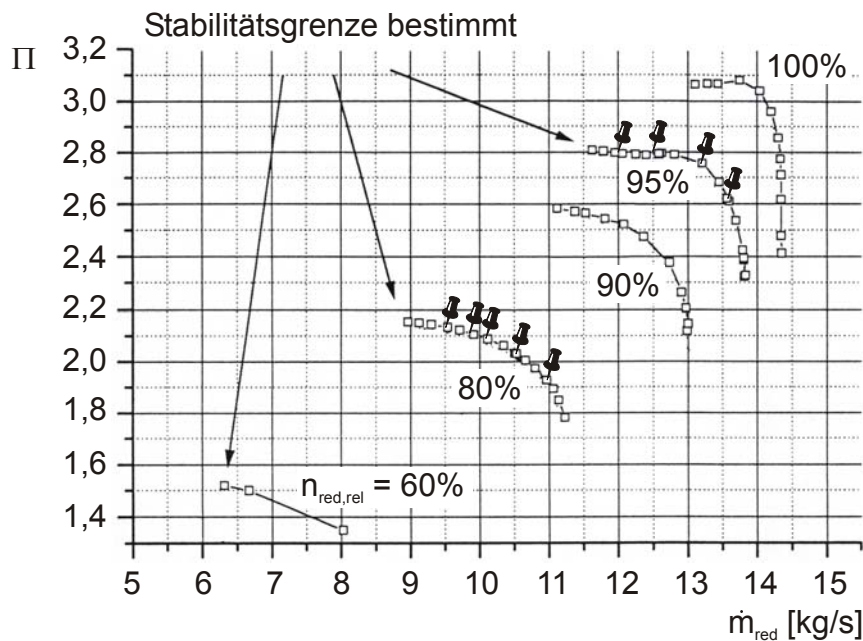


Abbildung 4.7: Messungen an stabilen Kennfeldpunkten bei der zweiten Meßkampagne (nur 80% und 95% Drehzahlkennlinie dargestellt)

Kapitel 5

Anwendung und Weiterentwicklung der Verfahren

5.1 Visualisierung und Analyse der Rohdaten

Erste Einblicke in die Entstehung und Ausbildung aerodynamischer Instabilitäten bietet die Aufbereitung der Rohsignale. Prägnante umlaufende Druckstörungen lassen sich anschaulich darstellen, indem die Signale der am Umfang verteilten Drucksensoren einer Ebene ihrem Abstand entsprechend übereinander aufgetragen werden. In dieser Abwicklung des Umfangs kann die Entstehung und Entwicklung solcher Störungen bezüglich Zeit und Ort verfolgt werden, außerdem kann ihre Geschwindigkeit bestimmt werden.

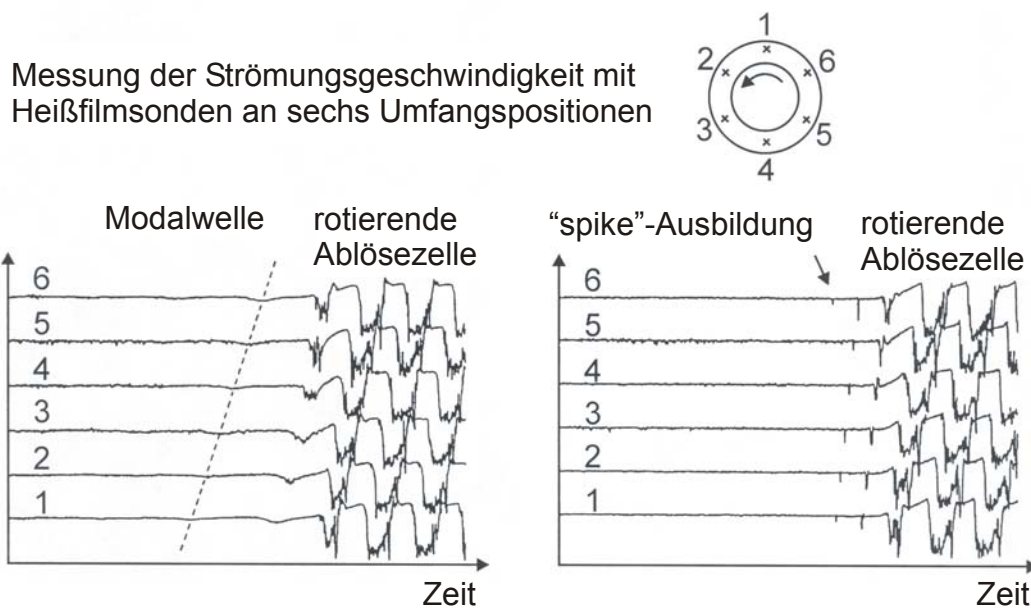


Bild 5.1: Strömungsinhomogenitäten am Gitterumfang: Modalwellen (links) und „spikes“ (rechts) (Messungen aus [Cam97])

Je nach Art der umlaufenden Störungen zeichnen sich diese durch unterschiedliche Phänomene aus. Modalwellen, die eine Modulation der Anströmgeschwindigkeit darstellen und daher primär in den durch Heißfilmsonden gemessenen Geschwindigkeitsverläufen nachgewiesen werden können, lassen sich auch in den Drucksignalen als schwache harmonische Schwingung erkennen, die an den verschiedenen Sensorpositionen einen der Umlaufgeschwindigkeit entsprechenden Phasenversatz aufweist. Spikes dagegen zeichnen sich durch kleine, scharf begrenzte Druckspitzen aus, die aufgrund ihres rotierenden Charakters ebenfalls mit einem kleinen Zeitversatz an den verschiedenen Sensorpositionen auftreten (Bild 5.1).

Die folgenden Bilder zeigen die Signale der vier Drucksensoren vor dem Laufrad der ersten Stufe des Hannover-Verdichters bei verschiedenen Drehzahlen während des Übergangs zu Rotating Stall, der an den großen Amplituden am Ende der Messungen zu erkennen ist. Zur Vervollständigung der Abwicklung ist das Signal des ersten Drucksensors an der Umfangsposition [4] doppelt aufgetragen. Um die Darstellbarkeit zu verbessern, wurde die ursprüngliche Abtastrate reduziert und den Ausschnitten angepaßt.

50% Drehzahlkennlinie: Die Messungen für eine relative Rotordrehzahl von 50% zeigen, daß der Rotating Stall aus einer lokalen Ablösezone hervorgeht, die sich ungefähr 16 Rotorumdrehungen davor ausbildet und mit konstanter Geschwindigkeit umläuft (Bild 5.2). Sie geht zunächst in eine mehrzellige Konfiguration über und wird etwas undeutlicher, führt dann aber direkt in den Rotating Stall. Schwache Druckspitzen können auch schon früher in den Signalen erkannt werden. Diese laufen aber nicht vollständig um, sondern werden wieder gedämpft.

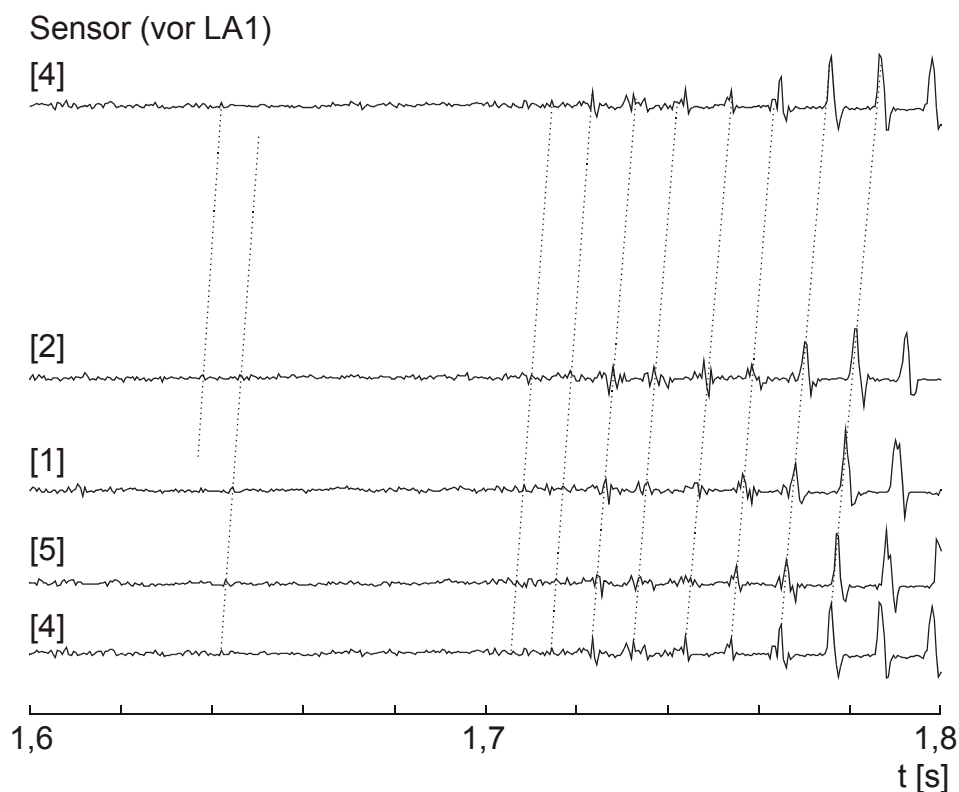


Bild 5.2: Drucksignale vor LA1, $n = 50\%$ (Hannover II)

60% Drehzahlkennlinie: Eine vergleichbare Situation zeigen die Messungen für eine relative Rotordrehzahl von 60% (Bild 5.3). Auch hier sind umlaufende Druckspitzen zu erkennen – wenn auch weniger deutlich –, die anwachsen und sich zum Rotating Stall ausbilden. Die lokalen Ablösungen weisen aber einen unregelmäßigen, mehrzelligen Charakter auf und können kaum über mehrere Umläufe verfolgt werden, sie scheinen kurz vor Beginn des Rotating Stall sogar wieder zu verschwinden, leiten dann aber doch innerhalb weniger Rotorumdrehungen in einer zweizelligen Konfiguration unmittelbar in den Rotating Stall.

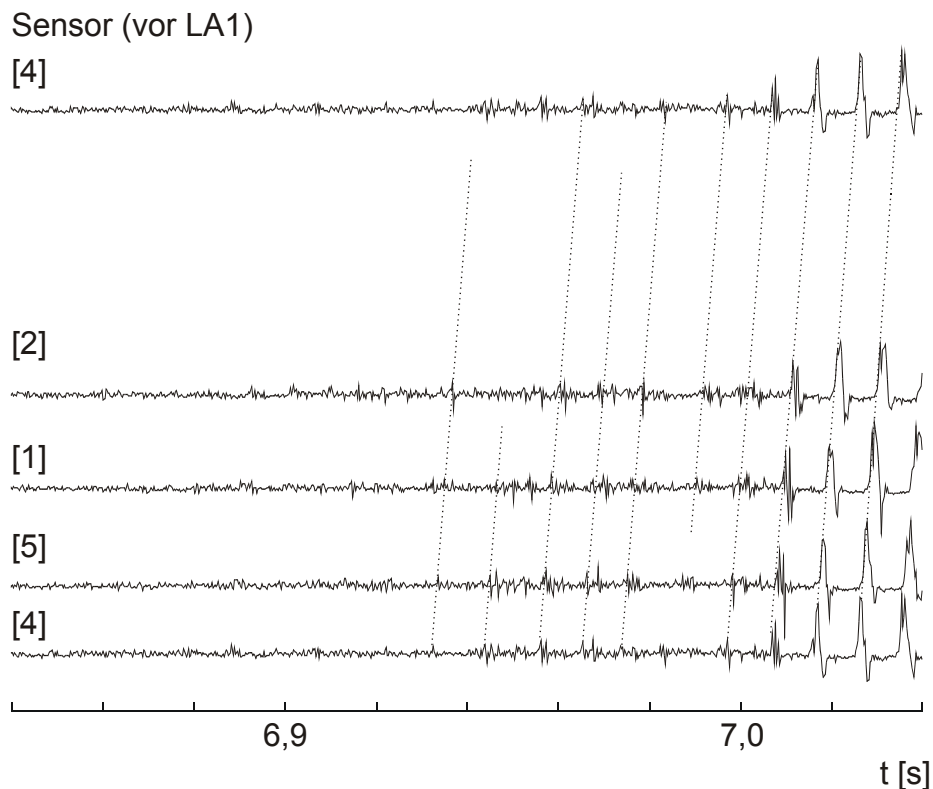


Bild 5.3: Drucksignale vor LA1, $n = 60\%$ (Hannover I)

70% Drehzahlkennlinie: Auch bei 70% der Nenndrehzahl sind umlaufende Druckspitzen zu erkennen, die aber wie bei 60% Drehzahl sehr unregelmäßig ausgebildet sind und erst wenige Rotorumdrehungen vor dem Rotating Stall auch vollständig umlaufen, während sie weiter davor gedämpft werden und wieder verschwinden. Deutlich zu sehen ist, daß die Druckspitzen relativ schwach ausgeprägt sind und sich kaum von den sonstigen Druckschwankungen abheben (Bild 5.4).

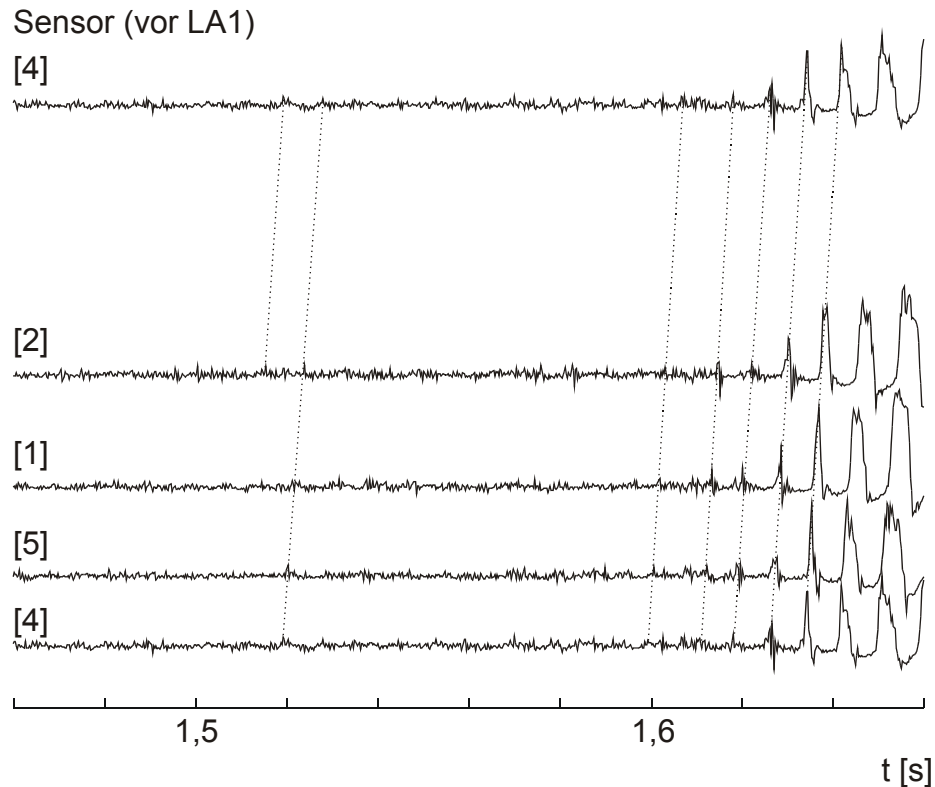
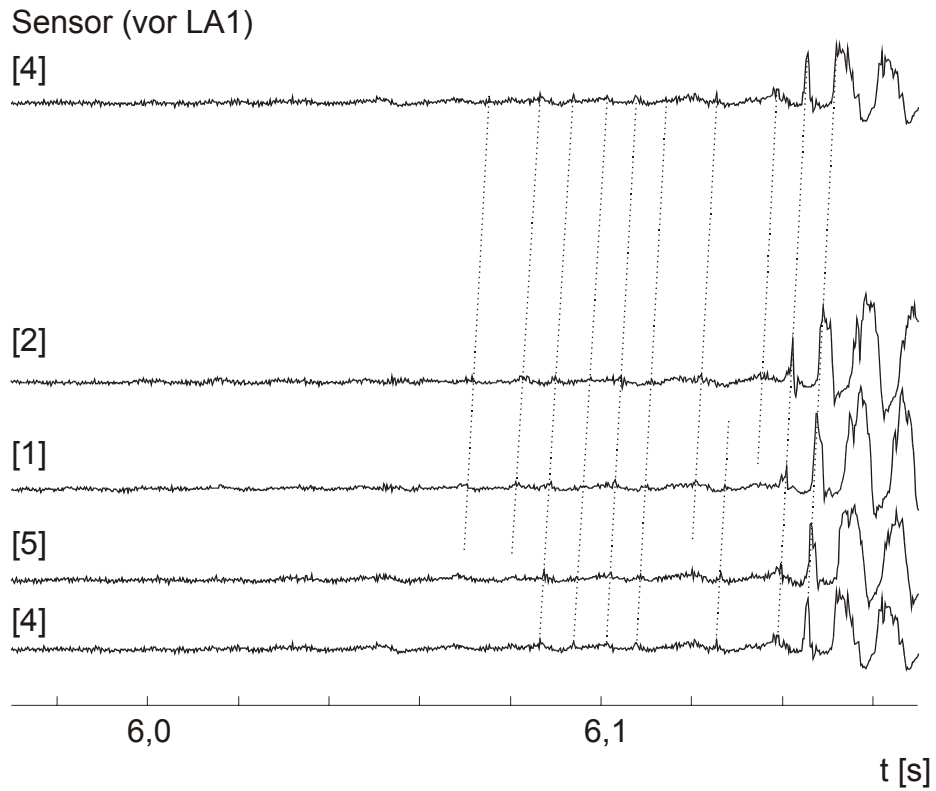
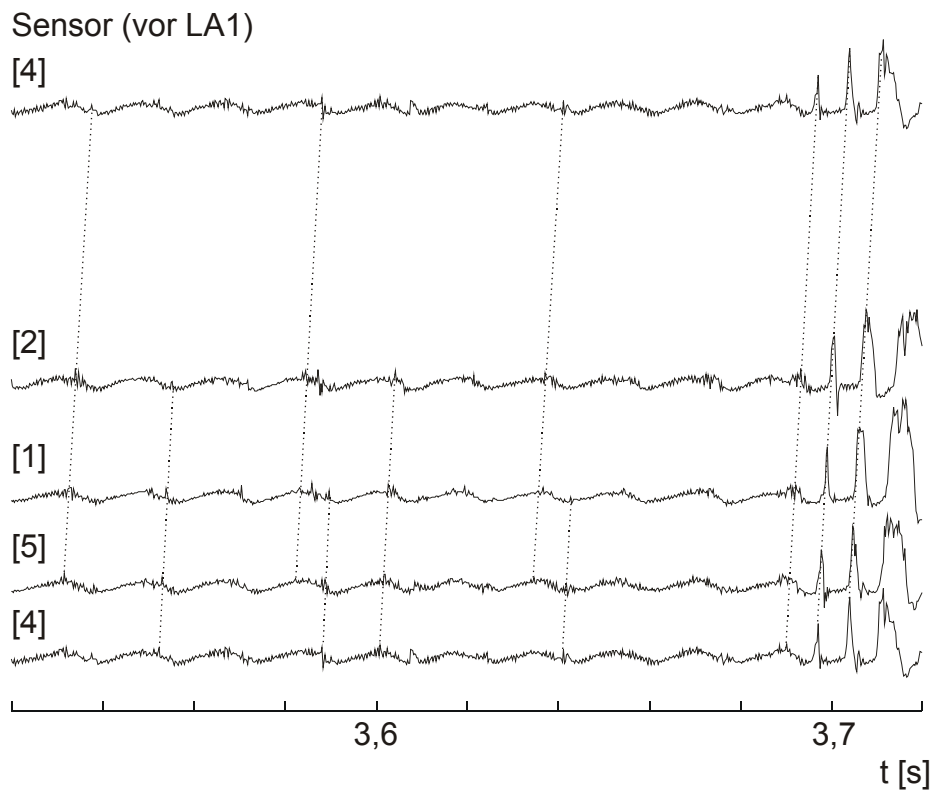


Bild 5.4: Drucksignale vor LA1, $n = 70\%$ (Hannover II)

80% Drehzahlkennlinie: Betrachtet man die Messungen der ersten Meßkampagne für eine relative Rotordrehzahl von 80% (Bild 5.5), so können hier umlaufende, durch lokale Ablösegebiete verursachte Druckspitzen aufgrund ihrer schwachen Ausprägung kaum noch erkannt werden. Die Ablösezelle, die in den Rotating Stall führt, kann nicht sicher über mehrere Umläufe zurückverfolgt werden, sondern scheint in ihrer Entwicklung unterbrochen. Im Gegensatz zu den Messungen bei niedrigeren Drehzahlen zeigen die Druckverläufe vor dem Einsetzen des Rotating Stall eine schwache Schwingung mit circa 70 Hz, die zunächst eine Modalwelle vermuten läßt. Besonders deutlich ist die Schwingung bei der zweiten Meßkampagne in allen Signalen zu sehen, da sie hier schon ungefähr 250 Rotorumdrehungen vor dem Rotating Stall beginnt und eine große Amplitude aufweist. Aufgrund ihrer gleichphasigen Lage an allen Sensorpositionen und der starken Ausprägung kann aber eine Modalwelle sicher ausgeschlossen werden, die Schwingung dürfte vielmehr mechanisch von außen angeregt sein und über das Gehäuse übertragen werden.

Die Signalverläufe der zweiten Meßkampagne bei $n = 80\%$ zeigen neben der ausgeprägten Schwingung auch noch einzelne Druckspitzen, die aber kaum länger als über einen Umlauf verfolgt werden können (Bild 5.6). Dies gilt auch für die dem Rotating Stall vorausgehende Ablösezelle, die innerhalb kürzester Zeit zur Instabilität führt.

Bild 5.5: Drucksignale vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover I)Bild 5.6: Drucksignale vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover II)

95% Drehzahlkennlinie: Ähnlich wie bei den Aufzeichnungen für eine Rotordrehzahl von 80% verhält es sich auch für $n = 95\%$. Die Daten der ersten Meßkampagne zeigen kurz vor dem Rotating Stall vor allem in den Sensoren [1] und [2] eine gleichmäßige Druckschwankung, die nicht näher bestimmt werden kann, und ein einzelnes Ablösegebiet, das innerhalb von knapp zwei Umläufen zum ausgebildeten Rotating Stall führt. Die entsprechende Druckspitze ist auch früher zu sehen, sie kann aber für einen halben Umlauf nicht beobachtet werden. Das Ablösegebiet scheint dabei zu verschwinden, um dann im gleichen oder zumindest benachbarten Schaufelkanal wieder neu zu entstehen (Bild 5.7).

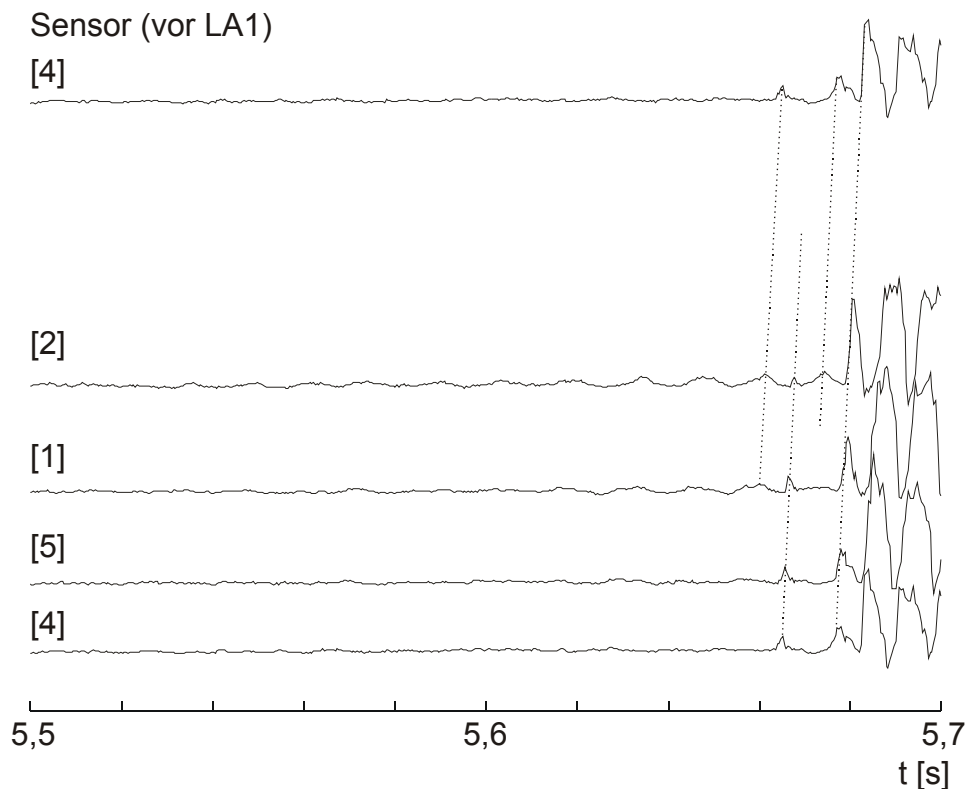


Bild 5.7: Drucksignale vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover I)

Bei den Messungen der zweiten Kampagne für $n = 95\%$ dominiert vor dem Einsetzen des Rotating Stall die nicht näher bestimmbare Druckschwankung in allen Sensorsignalen (Bild 5.8). Über mehrere Perioden umlaufende Ablösegebiete können dabei nicht mehr erkannt werden, die Entstehung des Rotating Stall kann demnach nicht weiter zurückverfolgt werden. Ungefähr 16 Rotorumdrehungen davor ist eine umlaufende Druckspitze deutlich auszumachen, diese wird aber wieder gedämpft.

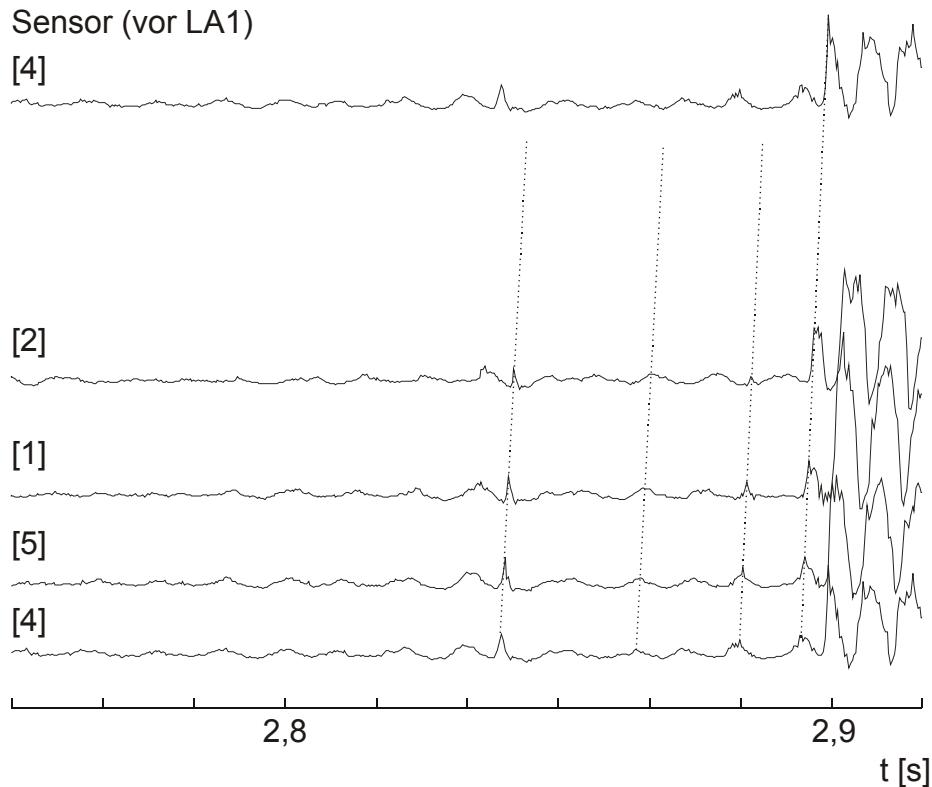


Bild 5.8: Drucksignale vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover II)

Indikatoren im Zeitbereich

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Signale im Zeitbereich kaum sichere Indizien für eine bevorstehende Ausbildung von Rotating Stall liefern. Zwar lassen sich bei relativen Drehzahlen von 50% bis 70% Druckspitzen erkennen, die rotierende Ablösegebiete repräsentieren, welche nach der „spike“-Theorie für die Entstehung des Rotating Stall verantwortlich sind. Diese zeigen sich aber erst kurz vor der ausgebildeten Instabilität und werden mit zunehmender Drehzahl auch immer undeutlicher, so daß diese für ein sicheres und frühzeitiges Warnsystem nicht in Frage kommen. Bei einer relativen Rotordrehzahl von 80% und 95% schließlich können sie nicht mehr sicher detektiert werden und gehen zum Teil in einer Störung in Form einer gleichmäßigen Druckschwankung unter, die eine Beobachtung und Erklärung der Mechanismen beim Übergang vom stabilen in den instabilen Betriebsbereich erheblich erschwert.

5.2 Anwendung der gefensterter Fourier-Transformation

Eine eingehendere Analyse der Meßdaten bietet die gefensterter Fourier-Transformation, kurz STFT (*short time fourier transform*). Untersucht man die Signale mit Hilfe von Spektrogrammen bis zur maximal möglichen Frequenz, also gemäß des Shannon/Nyquist-Kriteriums bis zur halben Abtastrate, so finden sich in den hochfrequenten Regionen keine Phänomene, die als Frühwarnindikator herangezogen werden könnten. Interessante Erscheinungen zeigen

sich dagegen im Bereich der Rotorfrequenz und darunter. Da zur Analyse dieses Frequenzbereichs eine weit geringere Abtastrate ausreicht, wurden die Signale zunächst tiefpaßgefiltert und dann die Abtastfrequenz reduziert. Folgende Bilder zeigen die Spektrogramme zu den verschiedenen Messungen. Dargestellt ist die Verteilung der spektralen Energiedichte im Drucksignal des Sensors [2] vor dem ersten Laufrad. Sie wurde durch Grauwerte codiert, wobei dunkle Regionen hohen Energien entsprechen.

50% Drehzahlkennlinie: Das Spektrogramm für eine relative Rotordrehzahl von 50% (Hannover II) zeigt vor dem Rotating Stall, der sich deutlich durch erhöhte Amplituden bei einer Grundfrequenz von knapp unter 100 Hz und den Harmonischen darüber abzeichnet, nur wenige Aktivitäten im Frequenzbereich. Zu erkennen sind die Rotorfrequenz bei ungefähr 150 Hz und eine Oberwelle bei 300 Hz, sowie circa 0,7 Sekunden vor dem Rotating Stall eine Energiezunahme im Frequenzbereich zwischen 80 und 120 Hz (siehe Markierung), die auf umlaufende Phänomene zurückgehen dürfte und einen Hinweis auf die Rotating-Stall-Entstehung geben könnte (Bild 5.9).

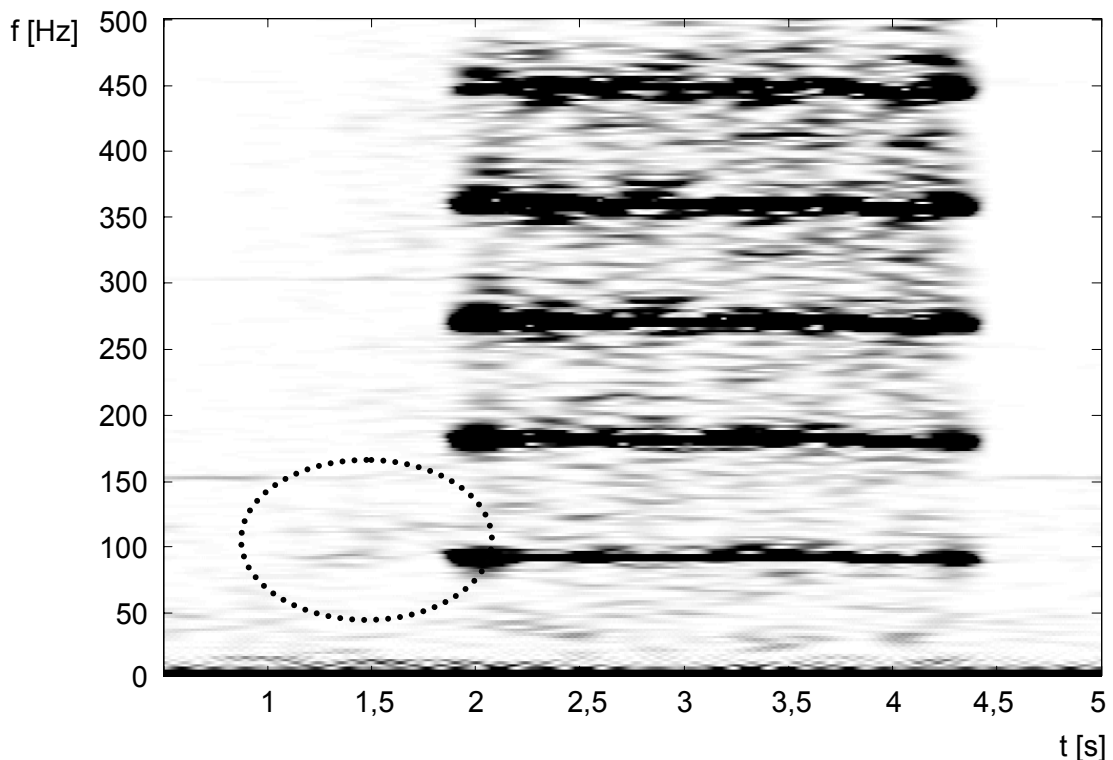


Bild 5.9: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 50\%$ (Hannover II)

60% Drehzahlkennlinie: Bei $n = 60\%$ zeigen sich im Spektrogramm allgemein erhöhte Amplituden vor dem Rotating Stall ($t < 7$ s) im Vergleich zum entdrosselten Zustand danach ($t > 8,5$ s). Über den weiten Zeitraum von ungefähr 7 Sekunden sind keine Veränderungen in der Signalstruktur zu erkennen, die einen Wechsel vom stabilen Betriebsbereich zur Instabilität hin anzeigen könnten (Bild 5.10).

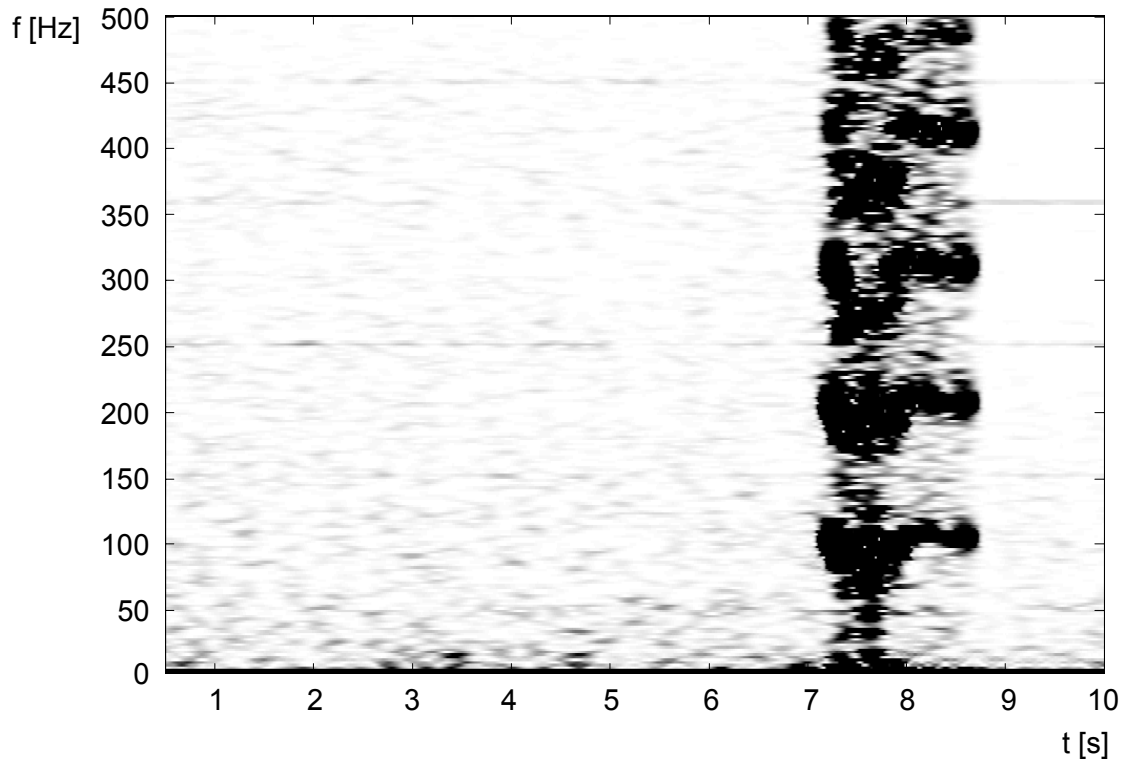


Bild 5.10: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 60\%$ (Hannover I)

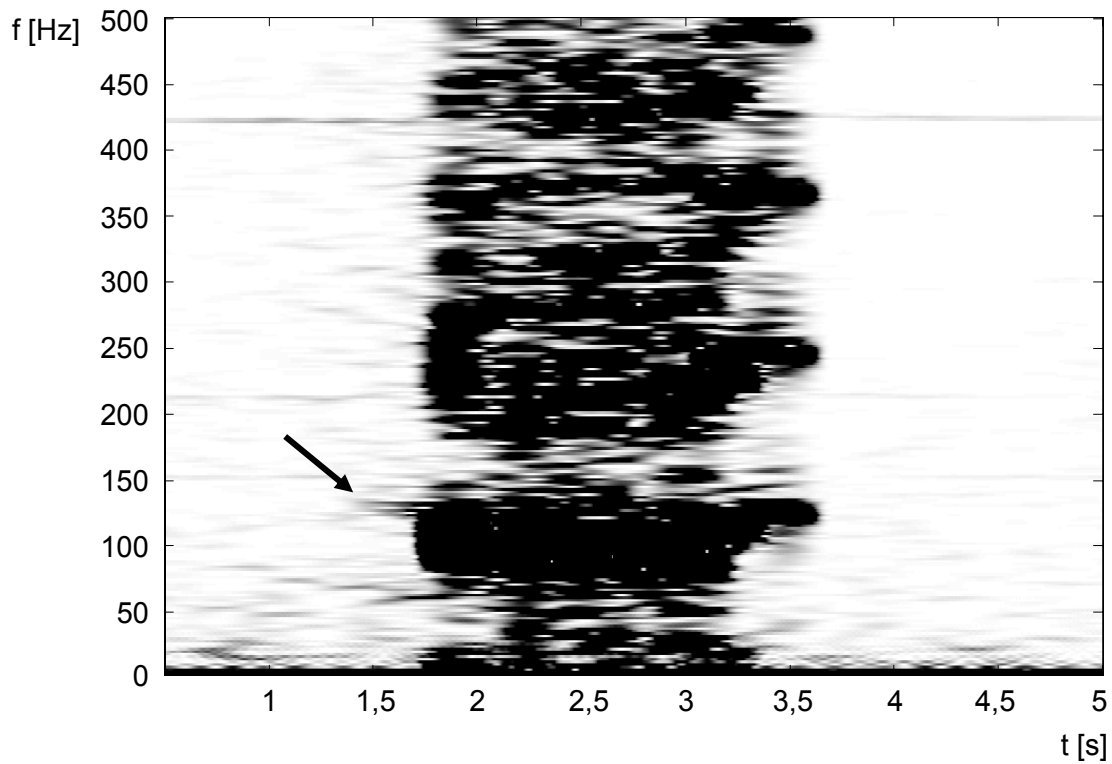


Bild 5.11: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 70\%$ (Hannover II)

70% Drehzahlkennlinie: Bei einer relativen Rotordrehzahl von 70% dagegen entspricht das Spektrogramm wieder mehr dem der 50%-Messung. Zu erkennen sind schwach die Rotorfrequenz von 210 Hz und etwas deutlicher die zweite Harmonische bei 420 Hz (Bild 5.11). Während das Spektrum zum Beginn der Messung dem des entdrosselten Zustands nach dem Rotating Stall ähnelt ($t > 3,8 s$), ist mit Annäherung an den Beginn der rotierenden Ablösung eine Amplitudenzunahme in einem weiten Frequenzbereich oberhalb von ungefähr 30 Hz erkennbar, während darunter nur ein konstantes, erhöhtes Grundrauschen vorhanden ist. Eine Energiezunahme ist auch besonders bei circa 130 Hz zum Zeitpunkt $t = 1,5 s$ zu sehen (Pfeil), also ungefähr 0,25 s beziehungsweise 50 Rotorumdrehungen vor dem Rotating Stall. Diese dürfte auf das Auftreten einzelner umlaufender Ablösegebiete zurückzuführen sein (siehe auch Bild 5.4). Somit ist hier ein schwaches Indiz für eine Änderung des Betriebsverhaltens gegeben.

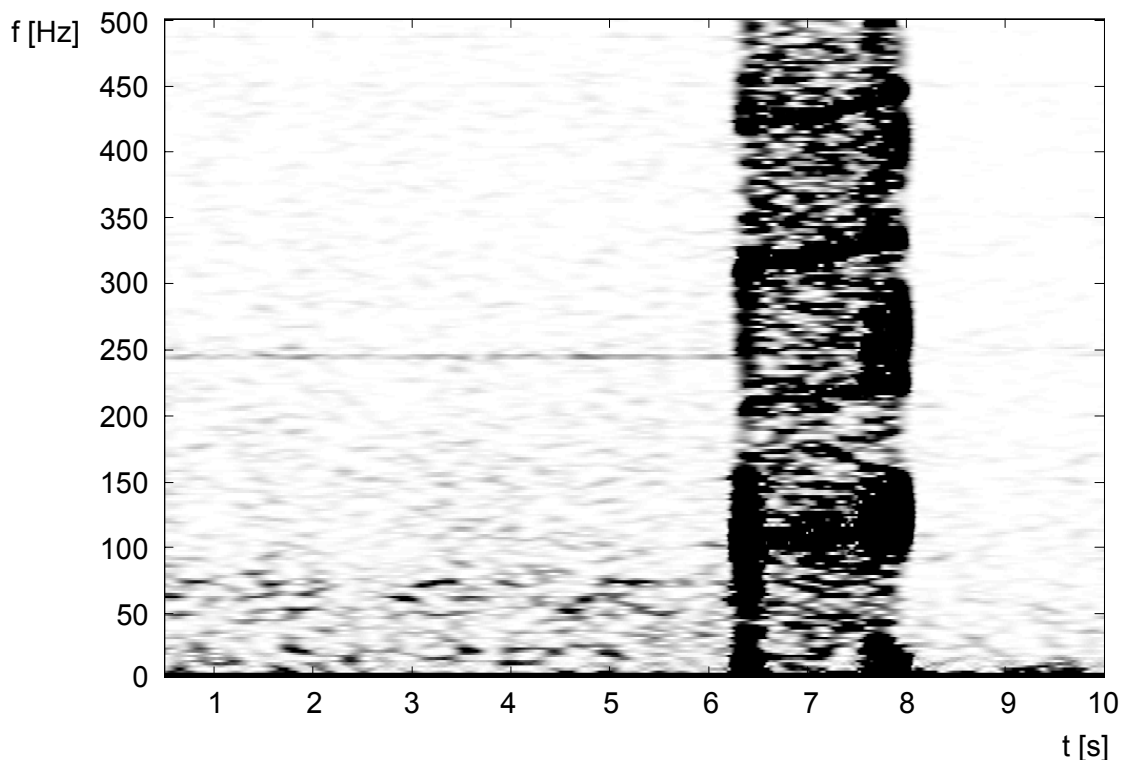


Bild 5.12: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover I)

80% Drehzahlkennlinie: Die Datensätze zur 80%-Rotordrehzahl erlauben einen direkten Vergleich zwischen den Messungen beider Meßkampagnen. Wie schon bei $n = 60\%$ zeigt auch hier die frühere Messung einen deutlichen Unterschied zwischen entdrosseltem Zustand nach dem Rotating Stall ($t > 8 s$) und der Zeitspanne davor ($t < 6 s$). Die erhöhten Amplituden vor dem Rotating Stall weisen eine weitgehend gleichmäßige Struktur auf und zeigen keine Veränderung bis zu seinem Einsetzen. Somit kann dem Spektrogramm keine Vorwarnung entnommen werden, außer man klassifiziert den gesamten aufgenommenen Bereich vor dem Rotating Stall als pumpgrenznah und damit kritisch (Bild 5.12).

Betrachtet man die entsprechenden Daten der zweiten Meßkampagne, so ist hier eine Änderung der Signalstruktur vor dem Rotating Stall deutlich sichtbar (Bild 5.13). Am markantesten

ist das Auftreten einer Schwingung mit ungefähr 70 Hz bei $t = 2,6\text{ s}$ (Pfeil), also mehr als eine Sekunde vor dem ausgebildeten Rotating Stall. Diese konnte aber bereits in den Rohdaten erkannt werden und dürfte mit der Ausbildung der Instabilität nicht in ursächlichem Zusammenhang stehen, so daß sie nicht als allgemeingültiger Indikator gewertet werden kann. Darüber hinaus kann aber in einem größeren Frequenzbereich bis hin zur Rotorfrequenz eine Energiezunahme festgestellt werden, die dem Rotating Stall vorausgeht und somit die Annäherung an die Stabilitätsgrenze ankündigen könnte.

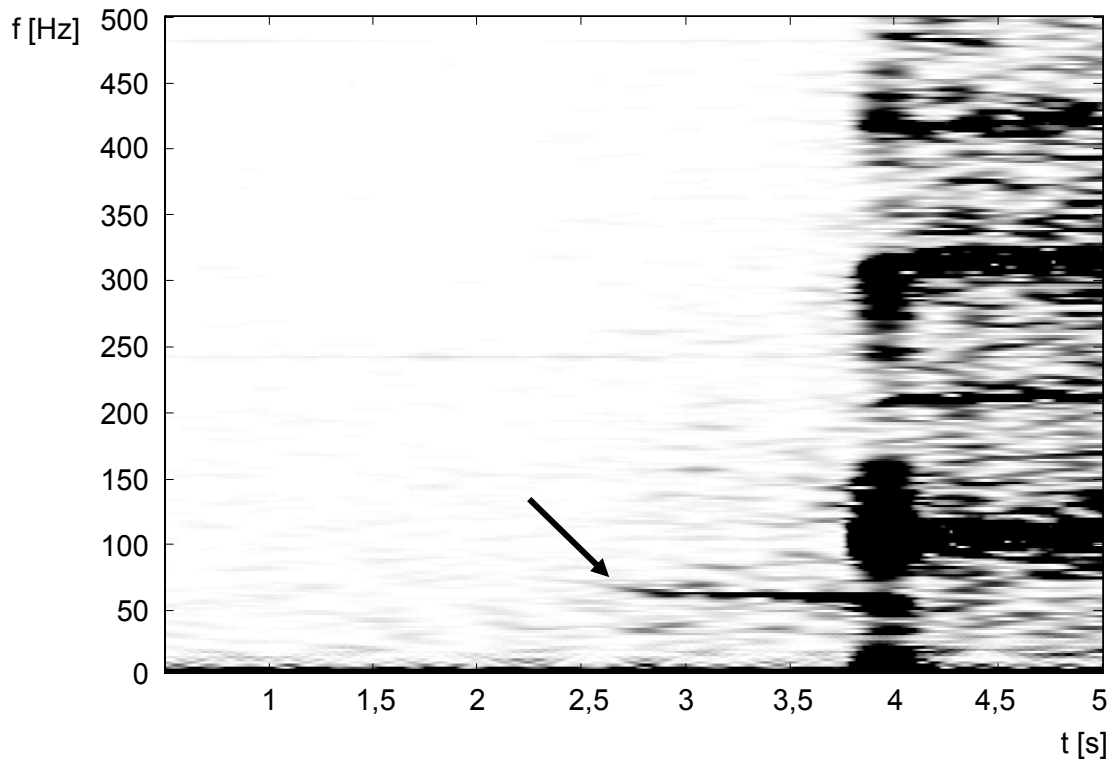


Bild 5.13: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover II)

95% Drehzahlkennlinie: Auch der Vergleich der 95%-Rotordrehzahl-Messungen der beiden Kampagnen zeigt ein ähnliches Bild. Bei der früheren Messung ist wieder ein gleichmäßiges Muster mit erhöhten Amplituden zu erkennen, das bei $t = 5,7\text{ s}$ unmittelbar in den Rotating Stall übergeht (Bild 5.14).

Die zweite Messung dagegen zeigt zu Beginn ein niedrigeres Energieniveau, das aber zum Rotating Stall hin etwas zunimmt (Bild 5.15). Deutlich sichtbar ist hier wieder die Schwingung mit ungefähr 70 Hz , auch wenn sie bezüglich ihrer Frequenz nicht mehr so genau lokalisiert werden kann wie bei der Messung für $n = 80\%$ und in ein breiteres Frequenzband zerfällt (Markierung). Bemerkenswert ist auch das Auftreten einer Schwingung mit konstant abnehmender Frequenz von ungefähr 480 bis 370 Hz , die in die dritte Harmonische der Rotating-Stall-Frequenz zu münden scheint. Für dieses Phänomen konnte keine plausible Erklärung gefunden werden.

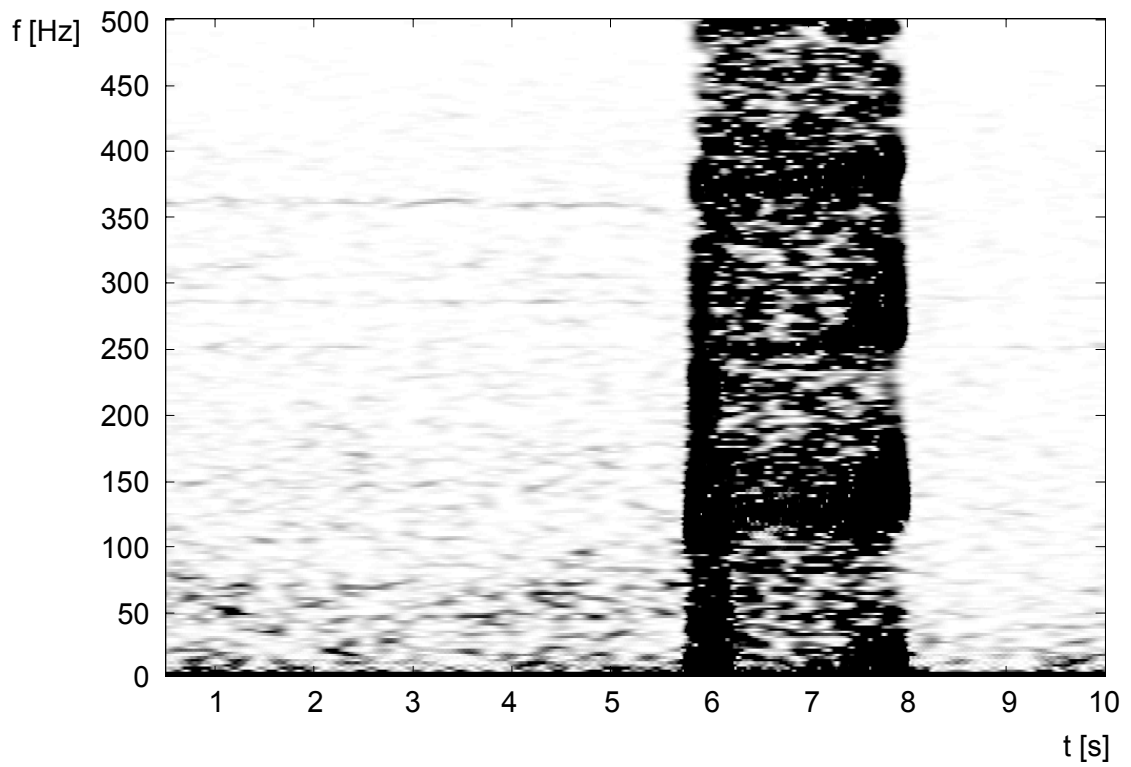


Bild 5.14: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover I)

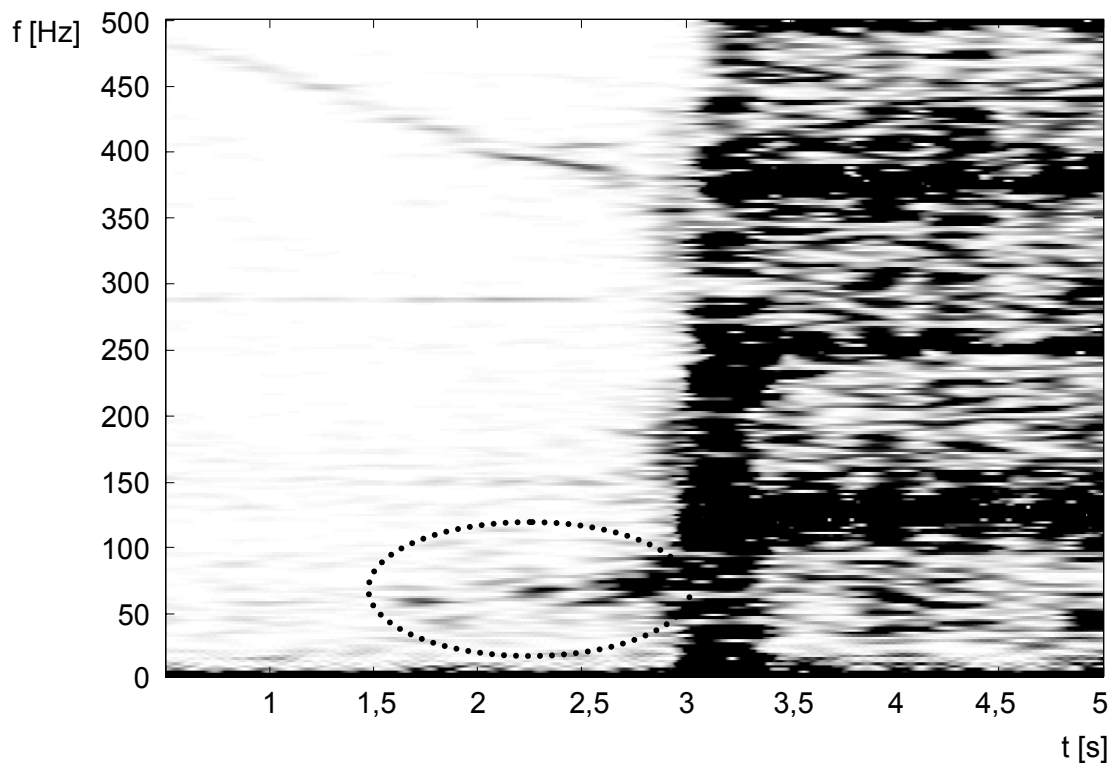


Bild 5.15: Spektrogramm Drucksignal vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover II)

Indikatoren in den STFT-Spektrogrammen

Wie schon bei der Auswertung der Rohsignale zeigt sich auch in den Spektrogrammen ein unterschiedliches Verhalten beim Einsetzen des Rotating Stalls. Betrachtet man die Frequenzanalysen für die erste Meßkampagne, so kann hier keine Veränderung in der Signalcharakteristik festgestellt werden, das heißt der Rotating Stall tritt bei allen Drehzahlen plötzlich und ohne Vorwarnung auf und im Vorlauf über mehrere Sekunden zeigt sich lediglich ein verauschtes Spektrum mit schwacher Ausprägung der Rotorfrequenz und ihrer Harmonischen, wobei die Amplituden generell höher sind als im entdrosselten Zustand nach dem Rotating Stall. Im Gegensatz dazu kann bei den Daten der zweiten Meßkampagne vor dem Rotating Stall ein geringer Anstieg der Energie über einen meist größeren Frequenzbereich beobachtet werden, welcher auf umlaufende Phänomene zurückzuführen sein dürften. Auffällig ist bei den Messungen für $n = 80\%$ und 95% das Auftreten einer Schwingung mit ungefähr 70 Hz , die an allen Umfangspositionen vor dem ersten Laufrad auftritt, die aber vermutlich von außen aufgeprägt ist und nicht in direktem Zusammenhang mit der Ausbildung des Rotating Stall stehen dürfte.

Die Ursache für das unveränderte Spektrum vor dem Rotating Stall bei der ersten Meßkampagne und den Amplitudenanstieg vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze bei den Datensätzen der zweiten Meßkampagne könnte in einer unterschiedlichen Drosselgeschwindigkeit liegen. Demnach wären die Kennfeldpunkte zum Beginn der Messung mit Übergang zu Rotating Stall nicht identisch, sondern würden bei der ersten Kampagne schon in einem kritischeren Bereich beginnen als bei den späteren Meßreihen. Aufgrund einer langsameren Verfahrensgeschwindigkeit der Drossel tritt aber der Rotating Stall Zustand erst später auf, während bei der zweiten Meßkampagne das Gebiet mit erhöhten Amplituden kurz vor der Stabilitätsgrenze schneller durchfahren wird. Da die Drosselposition während der Messungen nicht aufgezeichnet wurde, kann dies aber nur als Vermutung gelten.

5.3 Anwendung der Wavelet-Packet-Transformation

Die Untersuchung der Einzelsensorsignale mittels oben beschriebener Wavelet-Packet-Transformation (WPT) liefert zunächst ein ähnliches Bild wie die gefensterter Fourier-Transformation (STFT). Dies ist auch nicht anders zu erwarten, als die sukzessive Filterung des Wavelet-Packet-Algorithmus ebenfalls zu einer Signaldarstellung in Form eines Spektrogramms führt, das heißt Phänomene, die in einem bestimmten Frequenzbereich auftreten, sind sowohl bei der STFT als auch der WPT im entsprechenden Frequenzband zu erkennen. Allerdings muß berücksichtigt werden, daß sich bei der WPT der Begriff „Frequenz“ nicht mehr auf eine harmonische Sinusschwingung bezieht, sondern auf die Nulldurchgänge des der Filterbank zugrundeliegenden Wavelets respektive auf die Pseudofrequenz des verwendeten Wavelettyps. Gegenüber der STFT, die ein eher verwaschenes Zeit-Frequenz-Bild liefert, erhält man bei der WPT eine wesentlich prägnantere Darstellung gerade zeitkritischer Phänomene. Für alle hier abgebildeten WPT-Spektrogramme wurden die Filterkoeffizienten des Daubechies-2-Wavelets (db2) verwendet.

50% Drehzahlkennlinie: Das WPT-Spektrogramm bei $n = 50\%$ zeigt unterhalb der Rotorfrequenz von 150 Hz ein Rauschen mit gleichmäßig erhöhten Amplituden (Bild 5.16). Ungefähr $0,6\text{ Sekunden}$ vor dem Rotating Stall nimmt das Rauschen auch oberhalb der Rotorfrequenz zu (Markierung), so daß das Spektrum über den gesamten dargestellten Frequenzbereich ausgeglichen erscheint. Deutlich zu erkennen ist auch eine Energiezunahme im Frequenzband zwischen 90 und 100 Hz kurz vor dem ausgebildeten Rotating Stall bei $t = 1,75\text{ s}$ (Pfeil).

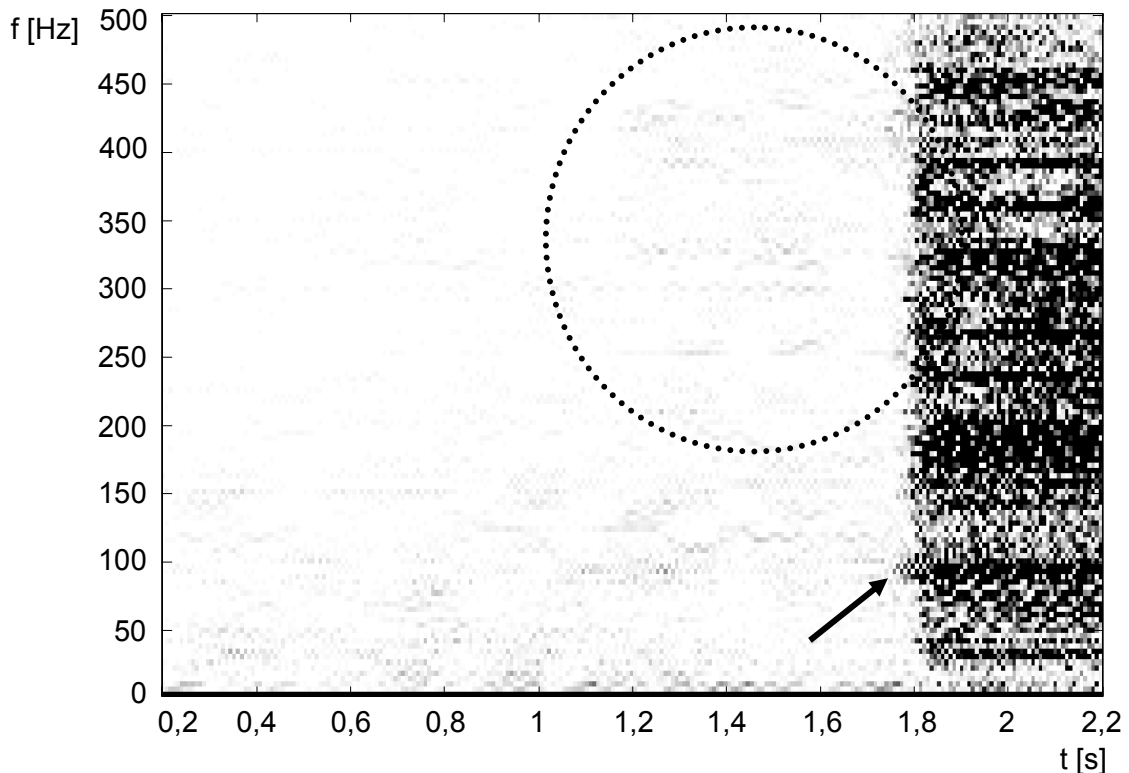


Bild 5.16: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 50\%$ (Hannover II)

60% Drehzahlkennlinie: Bei $n = 60\%$ (Bild 5.17) ist eine Amplitudenänderung im Frequenzbereich unterhalb 20 Hz kurz vor dem Rotating Stall erkennbar (Pfeil), diese tritt aber auch sporadisch außerhalb des dargestellten Zeitausschnitts auf und muß einem erhöhten, unregelmäßigen Grundrauschen in diesem Frequenzband zugeschrieben werden. Eine Änderung im Spektrum kann ungefähr $0,2\text{ Sekunden}$ (entspricht circa 35 Rotorumdrehungen) vor dem Rotating Stall in einem größeren Frequenzbereich erkannt werden (Markierung).

70% Drehzahlkennlinie: Die WPT-Analyse der Messung bei einer Rotordrehzahl von 70% zeigt ein erhöhtes Grundrauschen unterhalb circa 100 Hz (Bild 5.18). Neben einer Zunahme des Rauschpegels über das ganze Spektrum (Markierung) ist vor dem Übergang zu Rotating Stall besonders bei ungefähr 60 und 125 Hz ein Anstieg der Amplituden feststellbar (Pfeile). Dieser ist auch im STFT-Spektrogramm erkennbar (Bild 5.11), wenn auch nur sehr undeutlich und verwaschen.

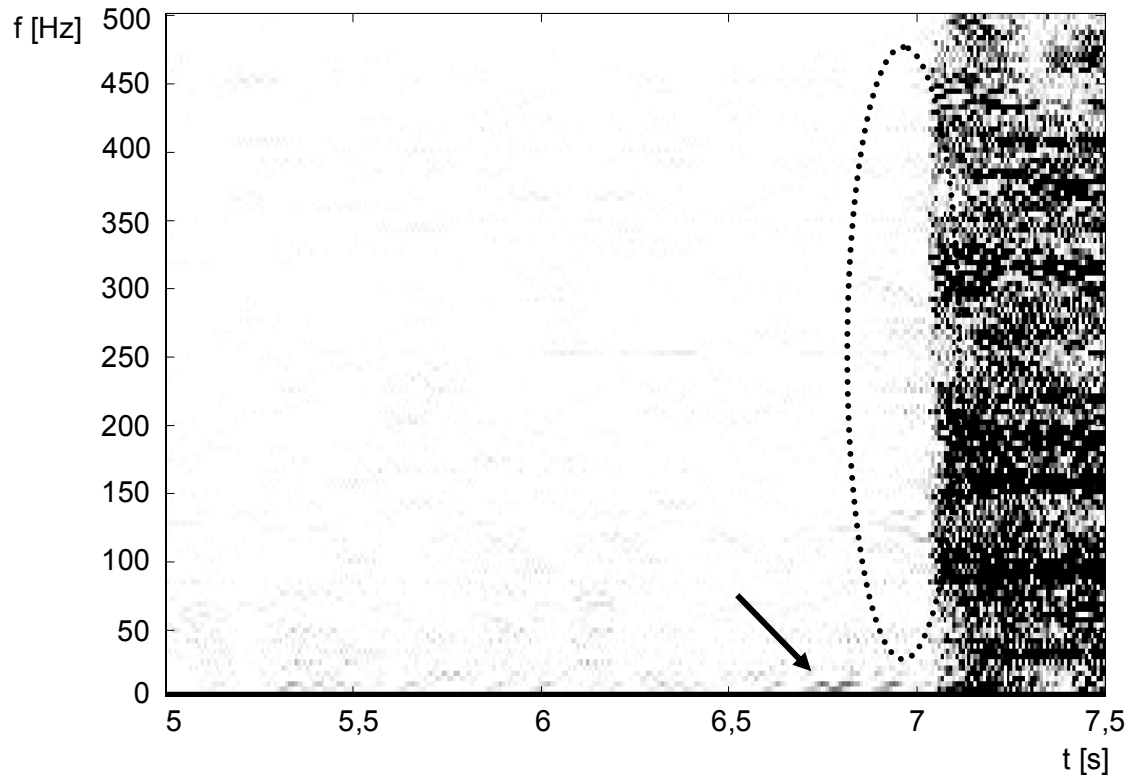


Bild 5.17: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 60\%$ (Hannover I)

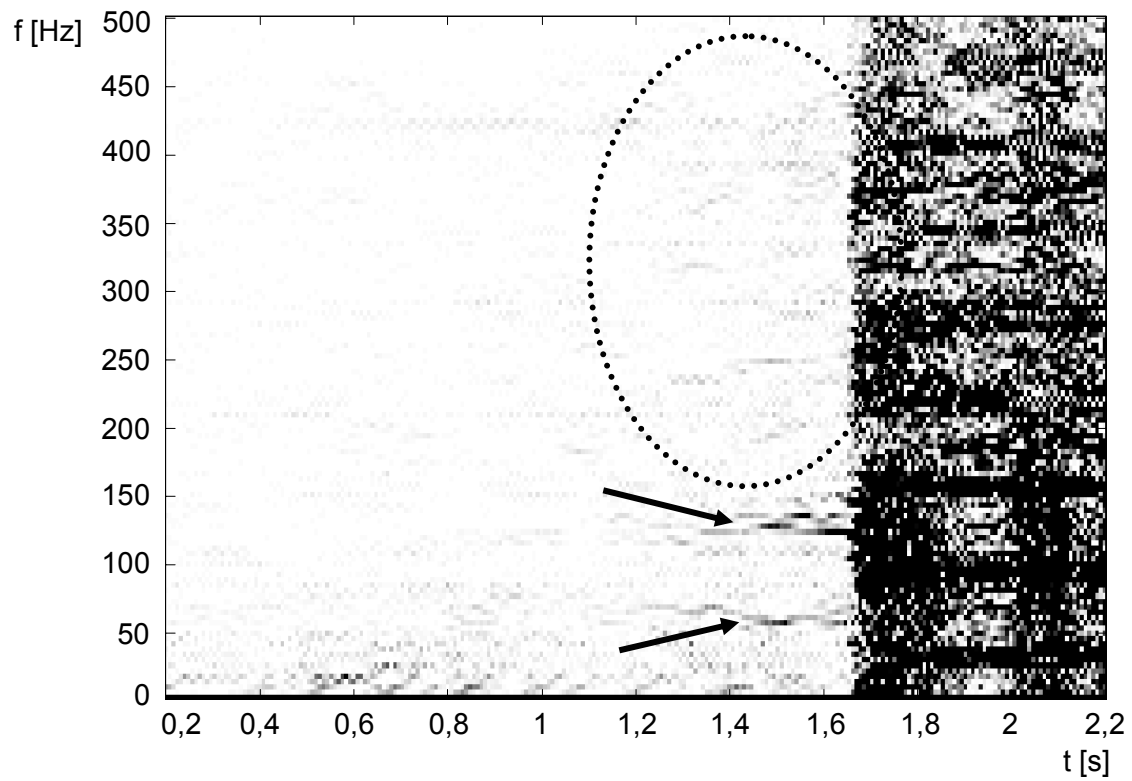


Bild 5.18: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 70\%$ (Hannover II)

80% Drehzahlkennlinie: Das WPT-Spektrogramm für die Messung bei $n = 80\%$ der ersten Meßkampagne (Bild 5.19) zeigt ähnlich wie das Spektrogramm für $n = 70\%$ aus der zweiten Meßkampagne einen erhöhten Rauschpegel unterhalb 100 Hz . Eine Veränderung des Spektrums kann nur circa $0,1\text{ Sekunden}$ ($25\text{ Rotorumdrehungen}$) vor dem Rotating Stall beobachtet werden in Form eines deutlichen Amplitudenanstiegs bei 70 Hz und eines schwachen Anstiegs eines breiteren Frequenzbandes um 150 Hz (Pfeile). Diese beiden Phänomene sind im entsprechenden STFT-Spektrogramm nicht erkennbar (Bild 5.12).

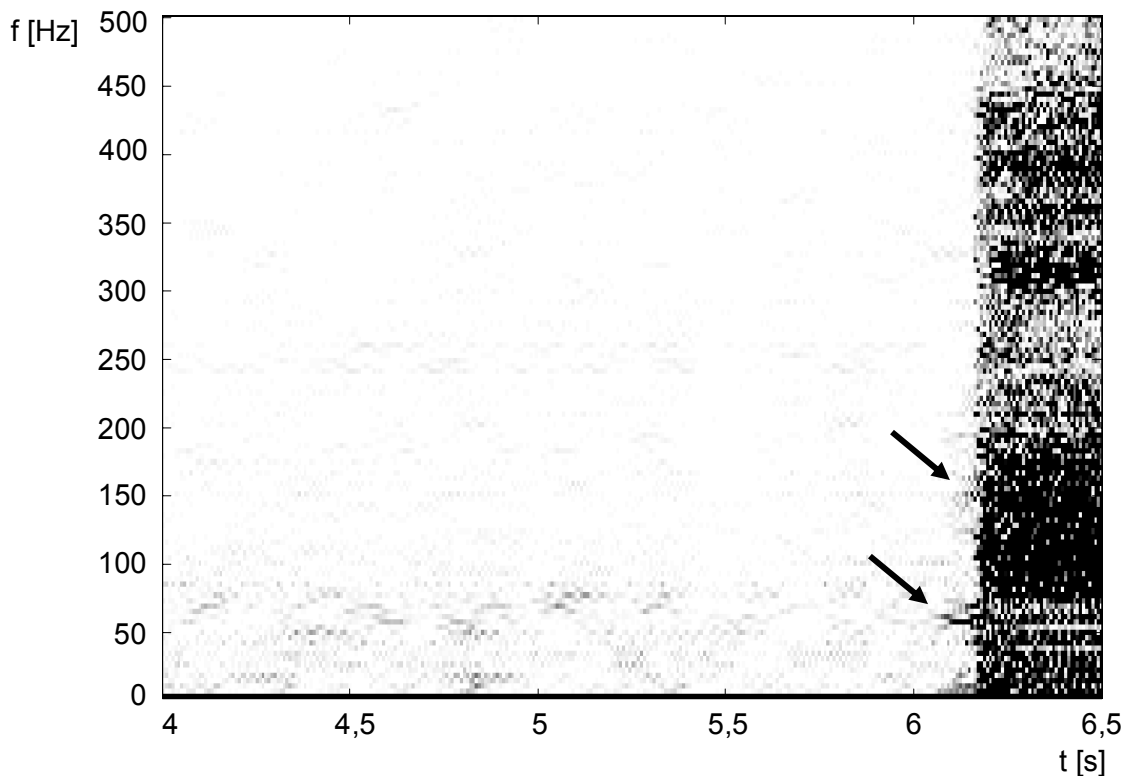


Bild 5.19: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover I)

Betrachtet man den Datensatz bei $n = 80\%$ der zweiten Meßkampagne (Bild 5.20), so fällt wieder die ausgeprägte Druckschwankung mit ungefähr 70 Hz im Vorfeld des Rotating Stalls auf (Pfeil). Darüber hinaus zeigt sich aber auch noch eine Amplitudenzunahme in weiteren Frequenzbereichen, vor allem bei circa 200 Hz (Markierung), wenn auch nur mit einer Zeitspanne von $0,4\text{ Sekunden}$ ($100\text{ Rotorumdrehungen}$) vor dem ausgebildeten Rotating Stall.

95% Drehzahlkennlinie: Für eine relative Rotordrehzahl von 95% zeigen sich bei der ersten Meßkampagne nur schwache Anzeichen beim Übergang zum Rotating Stall (Bild 5.21). Der Amplitudenanstieg unterhalb von 20 Hz (Pfeil) kann auch vor dem dargestellten Zeitausschnitt beobachtet werden, wenn auch etwas geringer ausgeprägt, und ist damit eher den Fluktuationen im Rauschpegel in diesem Frequenzbereich zuzuschreiben.

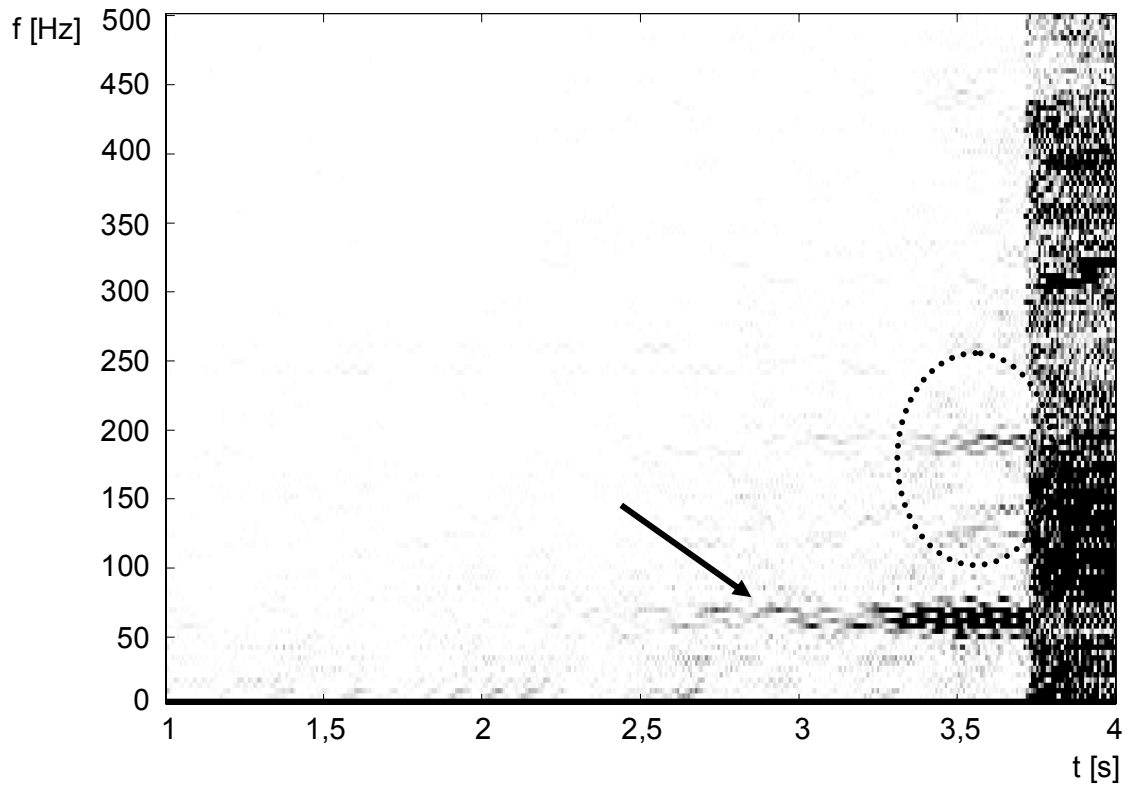


Bild 5.20: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 80\%$ (Hannover II)

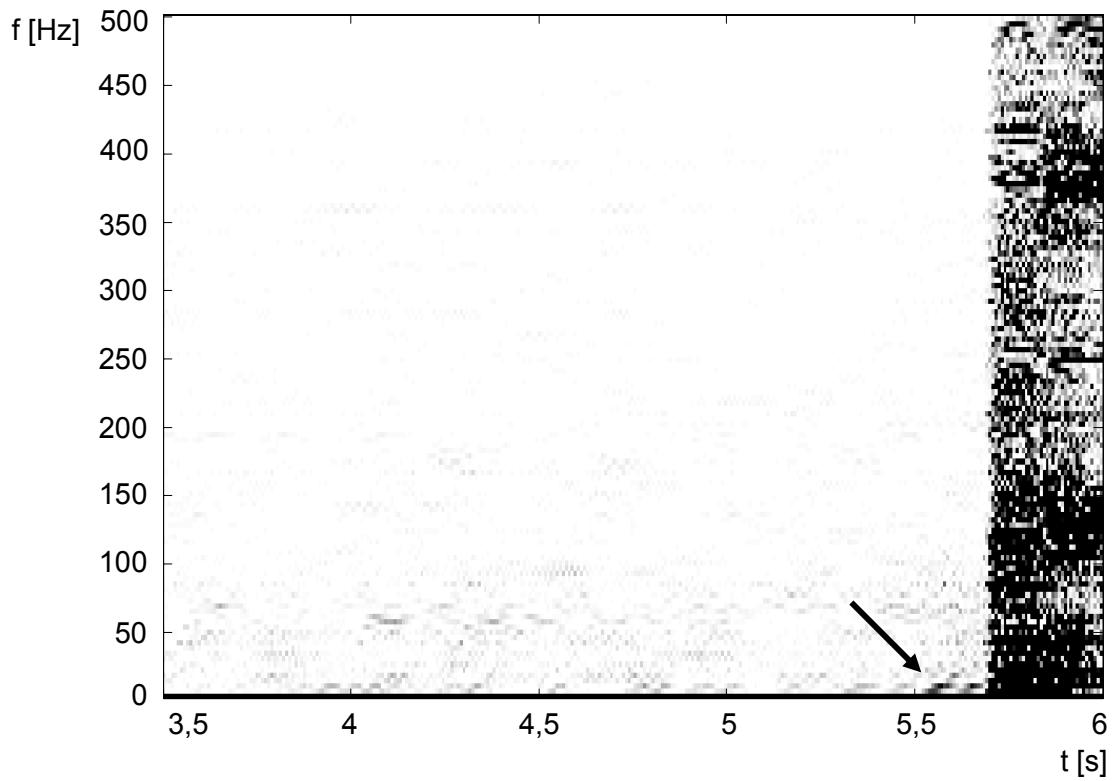


Bild 5.21: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover I)

Bei den Daten der zweiten Meßkampagne für $n = 95\%$ ist im wesentlichen die Druckschwankung mit 70 Hz zu erkennen (Markierung), allerdings in einem breiteren Frequenzband und weniger ausgeprägt als bei der Messung für $n = 80\%$. Im Frequenzbereich über 100 Hz kann eine geringe Zunahme des Rauschens ungefähr eine Sekunde vor dem Rotating Stall beobachtet werden, wogegen ein Anwachsen der Amplituden im Bereich zwischen 150 und 200 Hz $0,3$ Sekunden (85 Rotorumdrehungen) vor dem Rotating Stall deutlicher sichtbar ist (Pfeil).

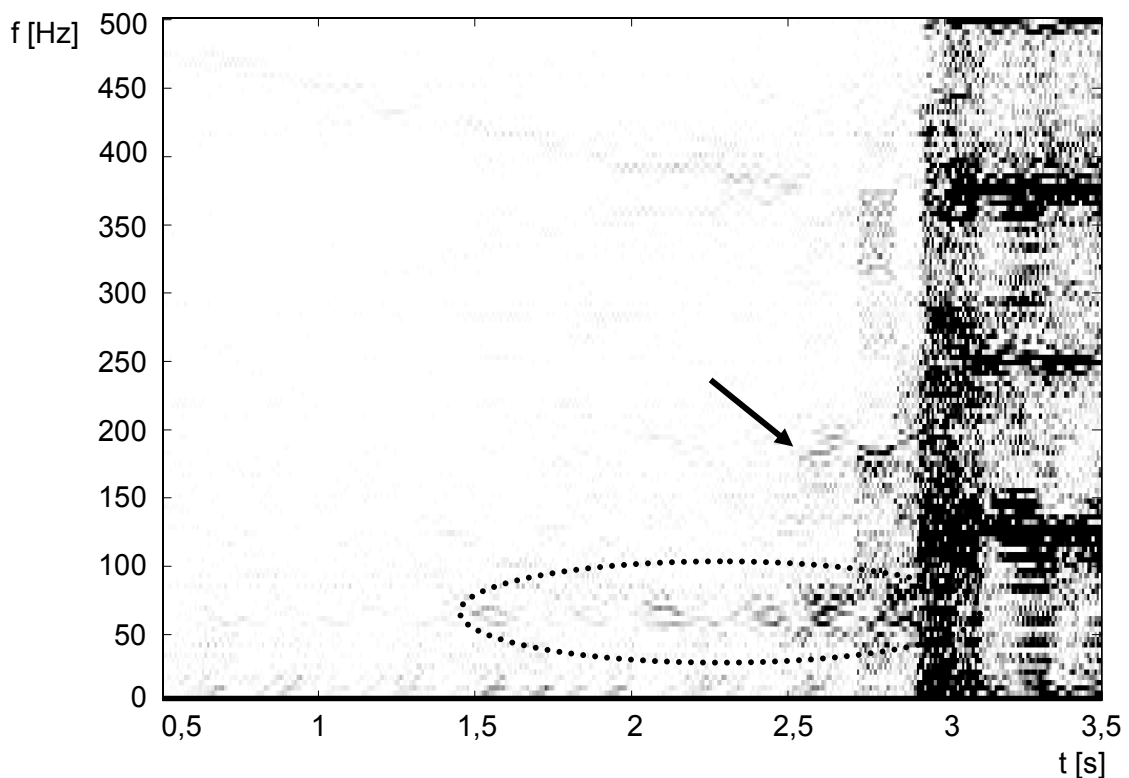


Bild 5.22: WPT Drucksignal vor LA1, $n = 95\%$ (Hannover II)

Indikatoren in den WPT-Spektrogrammen

Vergleicht man abschließend die Ergebnisse aus der Signalanalyse mittels der Wavelet-Packet-Transformation mit denen der gefensterter Fourier-Transformation, so zeigt sich, daß die Einzelsensoranalyse mit beiden Methoden zu ähnlichen Resultaten führt. Wenn auch die Frequenzinformation aufgrund der Wavelet-Basisfunktion schwerer zu deuten ist, bietet die WPT doch den Vorteil einer besseren Zeitauflösung, wodurch aussagekräftigere Spektrogramme gewonnen werden können. Gerade im Übergang zum Rotating Stall lassen sich dadurch Veränderungen im Signal erkennen, die in der verschwommenen Darstellung bei der STFT nicht zu sehen sind. Das heißt allerdings nicht, daß damit allein ein neues Identifikationsverfahren entwickelt werden könnte, da die Phänomene, die mit der WPT beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze erkannt werden können, nicht eindeutig auftreten, wie der Vergleich der Datensätze beider Meßkampagnen zeigt. Die WPT eignet sich aber aufgrund ihrer Vorteile gegenüber der STFT, die Basis für ein neues Analyseverfahren zu bilden.

5.4 Entwicklung eines zweidimensionalen Analyseverfahrens auf Wavelet-Basis

Erkennungsalgorithmen, die auf der Detektion umlaufender Druckstörungen aufbauen, haben eine besondere Bedeutung, da alle bekannten Modelle zur Entstehung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten von in Umfangsrichtung wandernden Anomalien ausgehen. Die wohl am weitesten entwickelte Methode zur Erkennung solcher Phänomene stellt das Analyseverfahren von Tryfonidis [Try94] dar, das zunächst nur für die Detektion von Modalwellen gedacht war, sich inzwischen aber auch bei Verdichtern mit „spike“-typischem Auslösemechanismus bewährt hat. Das Verfahren, das in Kapitel 5.5 näher beschrieben wird und für eine räumliche Fourier-Transformation zur Analyse der Grundschiwingung mindesten drei Sensoren am Umfang benötigt, ermöglicht eine Unterscheidung von stehenden Wellen, die alle Sensoren gleichzeitig erreichen, und umlaufenden Schwingungen. Problematisch ist bei diesem Verfahren aber die relativ hohe Anzahl von vier bis acht Sensoren, die für aussagekräftige Ergebnisse benötigt werden, so daß ein Einsatz unter realistischen Betriebsbedingungen schon aus wirtschaftlichen Gründen kaum möglich ist.

5.4.1 Algorithmus des 2D-Waveletverfahrens

Die Verbesserung und Weiterentwicklung des WPT-Algorithmus zu einem effizienten Früherkennungsverfahren ist im folgenden dargestellt. Ausgehend von der Leistungsfähigkeit von Verfahren, die auf der Auswertung mehrerer Umfangssensoren basieren und rotierende Druckstörungen erfassen, bietet es sich an, eine Umfangsanalyse auf Basis einer Wavelet-Transformation durchzuführen. Dabei stellt sich das Problem (siehe auch [Grau99a]), daß die in der Regel komplizierten, mitunter fraktalen Formen von Wavelets bei einer kontinuierlichen Wavelet-Transformation mit vielen Punkten definiert werden müssen, das heißt es müßten auch dementsprechend viele Sensoren am Umfang angebracht sein. Da deren Anzahl aber nicht zuletzt aus wirtschaftlichen Gründen möglichst klein gehalten werden muß, soll vom einfachsten Fall ausgegangen werden, das heißt die Umfangsanalyse wird mit einer diskreten Wavelet-Transformation auf Basis des Haar-Wavelets durchgeführt. Dieses besitzt lediglich jeweils zwei Filterkoeffizienten, es werden also auch nur zwei Drucksensoren benötigt. Selbstverständlich handelt es sich hier nicht mehr um eine echte Umfangsanalyse, sondern vielmehr um eine einfache Verknüpfung der Signale beider Druckaufnehmer. Die Filterkoeffizienten des Haar-Wavelets lauten $\sqrt{2} \cdot [0,5 \ 0,5]$ für den Tiefpaß und $\sqrt{2} \cdot [-0,5 \ 0,5]$ für den Hochpaß, das heißt der Tiefpaßfilter bildet den Mittelwert aus den Signalen der beiden Sensoren, während der Hochpaßfilter deren Differenz berechnet. Somit beinhaltet das Tiefpaßsignal alle Veränderungen im Drucksignal, die unabhängig von der Sensorposition am Umfang sind, während vom Hochpaßsignal Störungen erfaßt werden, die am Umfang auftreten. Durch eine anschließende WPT der beiden Signalanteile erhält man zwei Spektrogramme, die einerseits das globale Frequenzspektrum (Tiefpaß), andererseits das lokale Verhalten der Strömung (Hochpaß) zeigen (Bild 5.23).

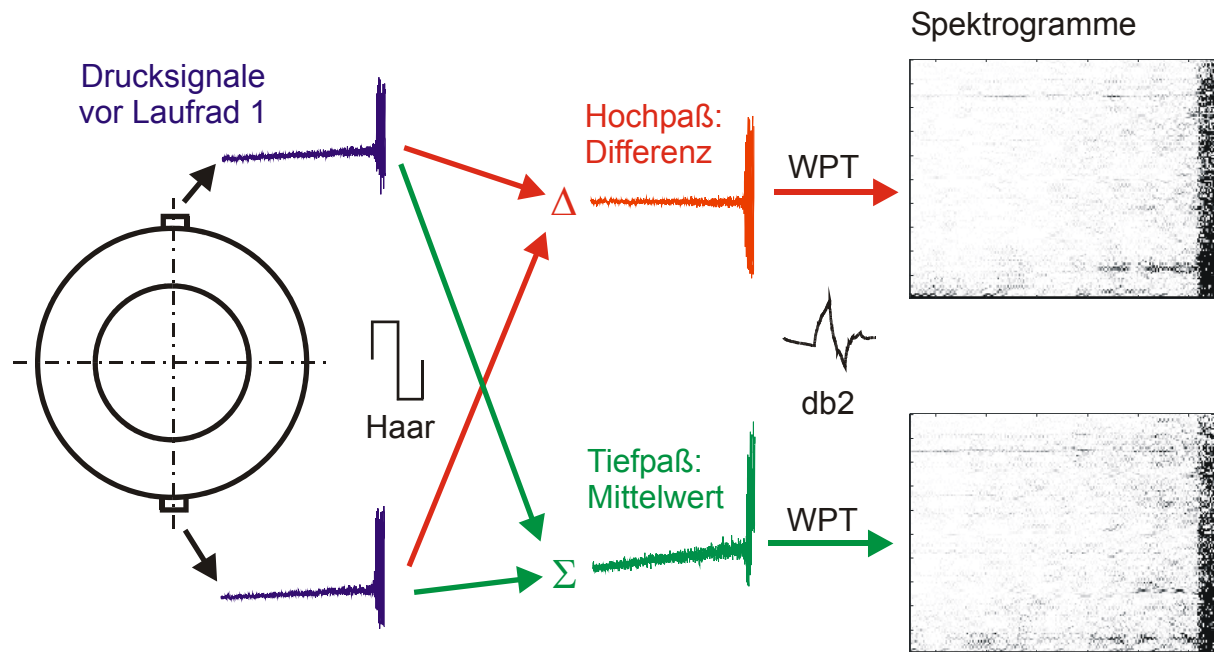


Bild 5.23: 2D-Wavelet-Verfahren, Umfangsanalyse mittels Haar-Wavelet, Wavelet-Packet-Transformation mit db2-Wavelet

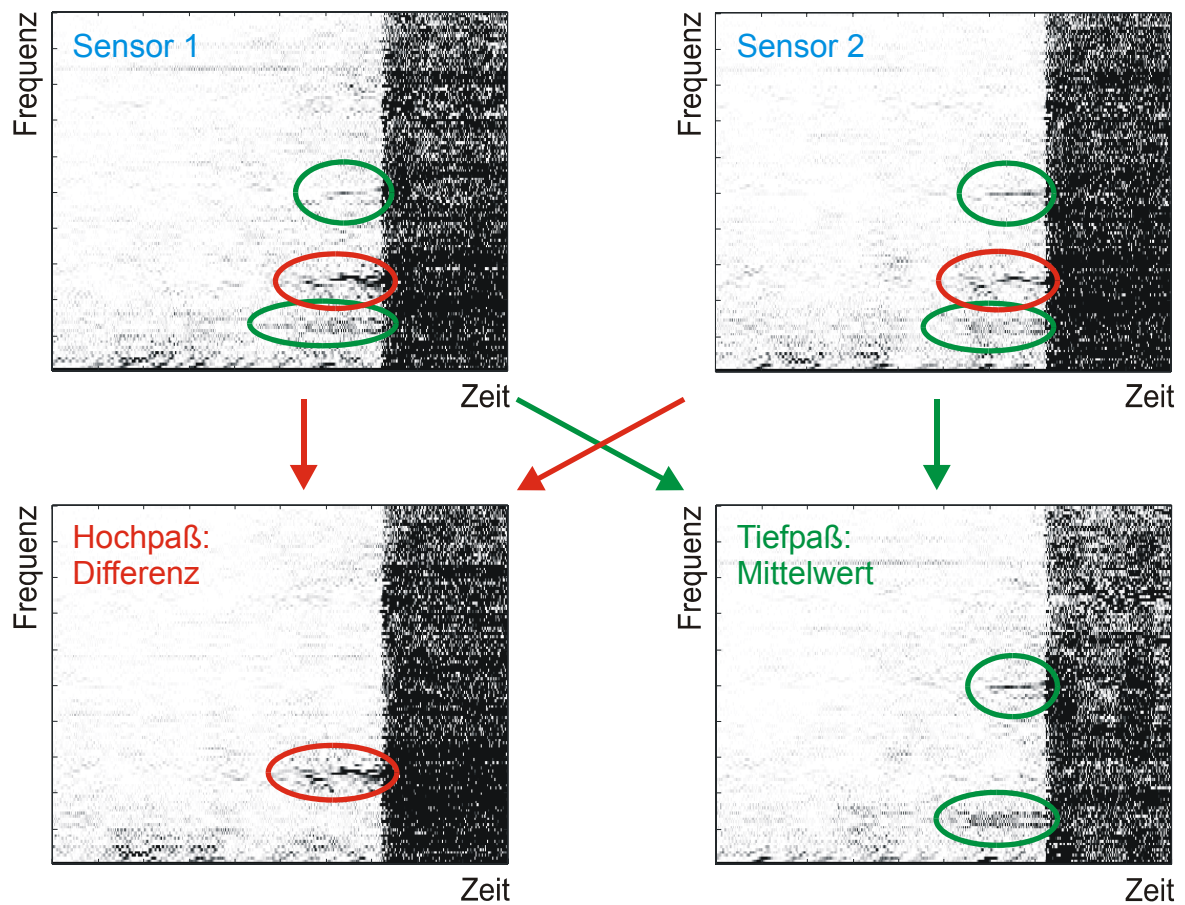


Bild 5.24: Spektrogrammaufteilung zwischen Hochpaß- und Tiefpaßsignal

Beispielhaft zeigt Bild 5.24 für einen Datensatz der Hannovermessungen ($n_{rel} = 70\%$ mit Übergang zu Rotating Stall) die beiden Einzelspektrogramme zweier gegenüberliegender Drucksensoren und das entsprechende Hochpaß- und Tiefpaßspektrogramm, die nach oben beschriebenem Schema gewonnen wurden. Für die WPT wurde jeweils das db2-Wavelet verwendet. Gut zu erkennen ist die Aufteilung einzelner Frequenzbereiche, die in beiden Einzelsensorsignalen enthalten sind, auf das Mittelwert- und Differenzspektrogramm, womit wie bereits erläutert auf den unterschiedlichen Charakter dieser Störungen geschlossen werden kann. So sind die erhöhten Amplituden bei circa 70 Hz und 250 Hz auf Anomalien der gesamten Strömung zurückzuführen (grüne Markierung), während bei der Störung mit einer Frequenz von ungefähr 130 Hz auf ein umlaufendes Phänomen geschlossen werden kann (rote Markierung).

Da für die Klassifizierung eines Verdichterbetriebspunktes als kritisch oder unkritisch das Auftreten umlaufender Störungen beziehungsweise deren Intensität als Kriterium verwendet werden soll, genügt es, nur die Differenz der beiden Drucksignale zu bilden und davon das WPT-Spektrogramm zu berechnen.

Alternative: Zweidimensionale Wavelet-Transformation

Alternativ zu dem oben beschriebenen Algorithmus wurde auch der Einsatz einer klassischen zweidimensionalen Wavelet-Transformation untersucht, die vor allem in der Bildbearbeitung Anwendung findet. Während bei Bildern sich die zu transformierenden Informationen in den beiden Dimensionen Breite und Höhe wiederfinden, sind dies hier die räumliche Lage der Drucksensoren am Umfang und deren zeitlicher Signalverlauf.

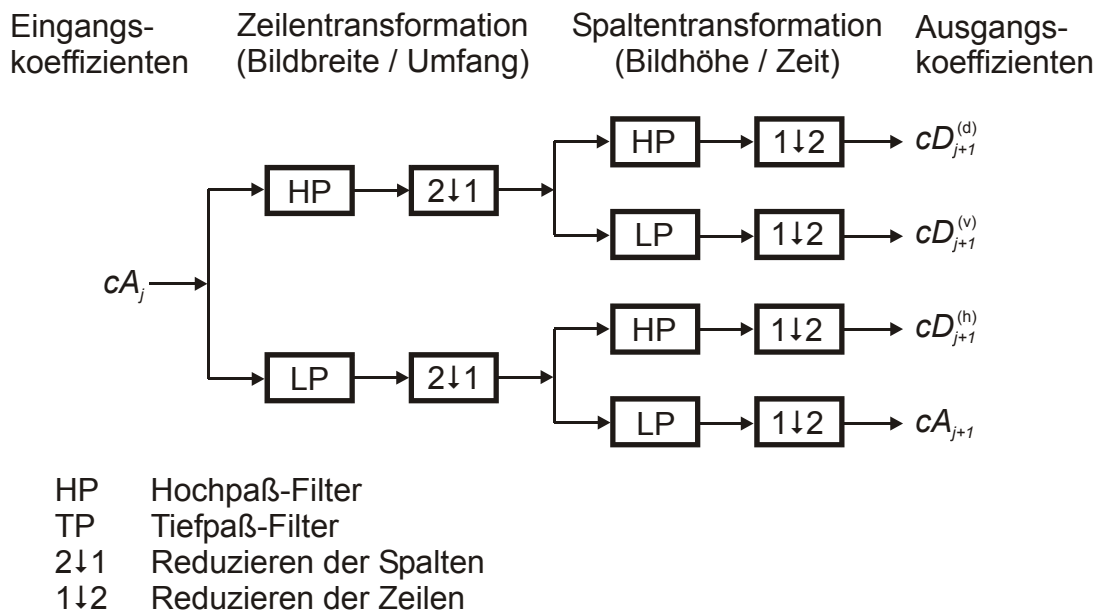


Bild 5.25: Aufbau einer zweidimensionalen Wavelet-Filterbank

Die zweidimensionale Wavelet-Transformation eines Bitmaps erstreckt sich in Richtung der horizontalen beziehungsweise vertikalen Bildpunktzeilen. Zunächst wird das Bild entlang der

Zeilen mit den Hoch- und Tiefpaßfilterkoeffizienten des gewählten Wavelets abgetastet, wobei zur Reduzierung der räumlichen Abtastrate nur jede zweite Spalte festgehalten wird. Dabei entstehen zwei Matrizen mit halber Bildpunktzahl in horizontaler Richtung, die anschließend mit denselben Waveletkoeffizienten in vertikaler Richtung gefiltert werden, wobei nun nur jede zweite Zeile behalten wird. Dadurch erhält man insgesamt vier verkleinerte Versionen des ursprünglichen Bildes, die zusammengenommen die gesamte Information des ursprünglichen Bitmaps enthalten. Die Matrix, die durch zweimalige Tiefpaßfilterung entsteht, stellt dabei eine Vergrößerung des Ausgangsbildes dar, während die anderen Matrizen die horizontalen, vertikalen und diagonalen Abweichungen beinhalten. Wendet man diese Vorgehensweise nun sukzessiv nur auf die Tiefpaßmatrix oder auch auf alle vier Matrizen an, so ergibt sich eine zweidimensionale diskrete Wavelet-Transformation beziehungsweise Wavelet-Packet-Transformation. Diese Zerlegung ist redundanzfrei, der Speicherplatzbedarf ist also unabhängig von der Analysetiefe, sprich der Anzahl der Level.

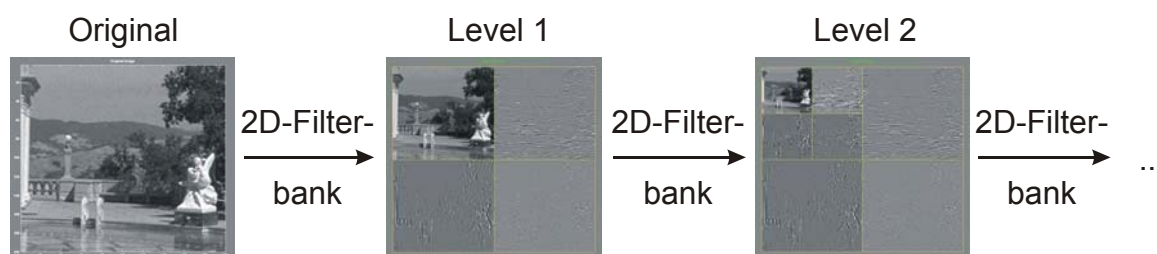


Bild 5.26: Zweidimensionale Wavelet-Transformation in der Bildverarbeitung

Überträgt man diesen Algorithmus aus der Bildbearbeitung auf das Problem der Analyse mehrerer Drucksensoren in einer Verdichterrumfangsebene, dann werden hier die beiden Dimensionen räumliche Sensorposition am Umfang und zeitlicher Signalverlauf verknüpft. Hier zeigt sich schon aufgrund der Algorithmusstruktur, daß eine Deutung der Ergebnisse einer entsprechenden Transformation schwierig ist und nicht immer auf physikalische Phänomene zurückgeführt werden kann. Ein weiteres Problem stellt die direkte Verknüpfung und damit Verflechtung von Umfangsanalyse und zeitlicher Transformation mit nur einem Wavelettyp dar, da für beide Teilanalysen unterschiedliche Waveletkoeffizienten von Vorteil wären. So kann die räumliche Transformation am Umfang naturgemäß nur auf wenigen Eingangsdaten – eben der Anzahl an Sensoren – zurückgreifen, weshalb hier nur Waveletfilter mit einer möglichst geringen Anzahl an Koeffizienten eingesetzt werden können. Die Transformation über den zeitlichen Verlauf dagegen kann mit nahezu beliebig langen Filtern durchgeführt werden, eine Restriktion ergibt sich hier nur aus der maximal tolerierbaren Filterverzögerung zur Gewährleistung der frühzeitigen Identifikation.

5.4.2 Anwendung des 2D-Waveletverfahrens

Bild 5.27 zeigt die Struktur des Algorithmus, der anhand der Hannover-Meßdaten entwickelt und validiert wurde. Eingangsgrößen sind die Signale zweier Drucksensoren vor dem ersten Laufrad, die mit einem Abstand von 176° einander gegenüberliegen (Sensor 2 und 4). Die Abtastrate am Eingang beträgt 1 kHz , es kann somit der Frequenzbereich von 0 bis 500 Hz untersucht werden, der auch die Nennrotordrehzahl von 300 Hz beinhaltet. Zu jedem Zeitschritt werden beide Signale mit den Filterkoeffizienten des Haar-Wavelets hochpaßgefiltert,

es wird also die Differenz zwischen beiden Signalen gebildet. Daran schließt die Berechnung des Frequenzspektrums mittels einer WPT auf Basis des db2-Wavelets an, wie sie auch schon bei der Analyse der Einzelsensorsignale verwendet wurde. Die Zerlegungstiefe beträgt sieben Stufen, der Signalfrequenzbereich wird demnach in $2^7 = 128$ Bänder zerlegt, die eine Breite von $\Delta f = 500 \text{ Hz} / 128 = 3,9 \text{ Hz}$ aufweisen. Die Verringerung der Zeitauflösung um den Faktor 128 durch die WPT wurde durch eine überlappende Berechnung der WPT-Koeffizienten auf den Faktor 4 reduziert, die Abtastrate der Ausgangsdaten beträgt also $1000 \text{ Hz} / 4 = 250 \text{ Hz}$. Obwohl diese Vorgehensweise zur Steigerung der Zeitauflösung streng genommen aufgrund der fehlenden Translationsinvarianz der WPT nicht erlaubt ist, zeigen sich hier nur geringe durch Aliasingeffekte bedingte Artefakte in den Spektrogrammen.

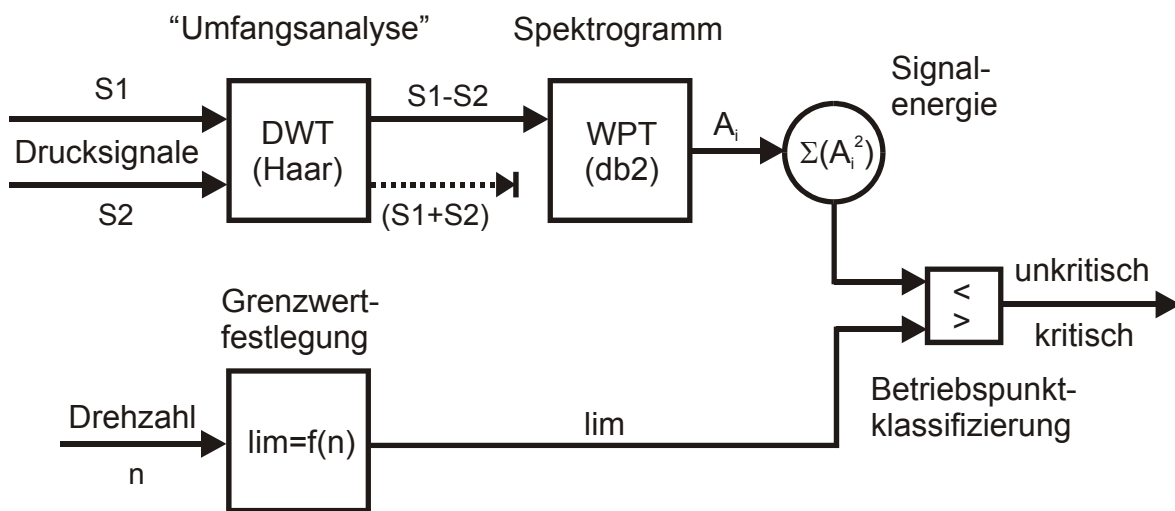


Bild 5.27: Erkennungsalgorithmus auf Basis des 2D-Wavelet-Verfahrens

Der Erkennungsalgorithmus wurde an den Versuchsverdichter der Uni Hannover anhand der Daten der zweiten Meßkampagne angepaßt. Am Ausgang der WPT des Hochpaßsignals werden alle Amplitudenquadrate im Bereich von 30 bis 500 Hz summiert und damit die Energieverteilung in diesem Frequenzbereich integriert, da sich darin bei allen Drehzahlen die signifikantesten Veränderungen vor dem Beginn des Rotating Stall finden. Der Bereich unterhalb von 30 Hz zeigt dagegen nur ein erhöhtes Grundrauschen und bietet keine zusätzlich verwertbare Information. Die Signalenergie, die als einfaches Stabilitätskriterium fungiert, wird mit einer drehzahlabhängigen Grenzwertfunktion verglichen, die aus den Messungen der letzten stabilen Betriebspunkte vor der Pumpgrenze gewonnen wurde. Ihr Verlauf ist durch die vier Drehzahl-Grenzwert-Paare an den gemessenen Betriebspunkten definiert, dazwischen würde der Grenzwert durch einfache lineare Interpolation bestimmt. Da diese Grenzwerte primär anhand der Messungen an stabilen Betriebspunkten gewählt wurden, kann ein Fehlauflösen im stabilen Kennfeldbereich mit Sicherheit ausgeschlossen werden. Insgesamt zeigt die Abhängigkeit des Grenzwertes von der Drehzahl einen nahezu linearen Verlauf über dem gesamten Betriebsbereich, so daß es auch möglich ist, die Grenzwertfunktion nur anhand der Messungen der 50%- und 95%-Drehzahlkennlinien zu kalibrieren und für die restlichen dazwischen liegenden Drehzahlkennlinien den Grenzwert durch Interpolation zu ermitteln.

Die folgenden Bilder zeigen jeweils den Verlauf eines der beiden analysierten Drucksignale, das Hochpaß-Spektrogramm der beiden Drucksignale und als Stabilitätskriterium die Summe

der Amplitudenquadrate (blau) im Vergleich zur Grenzwertfunktion (rot) für verschiedene Drehzahlen bei Annäherung an die Pumpgrenze. Der Zeitpunkt der ersten Warnung, die der Algorithmus ausgibt, ist zusätzlich durch eine senkrechte, grüne Linie markiert.

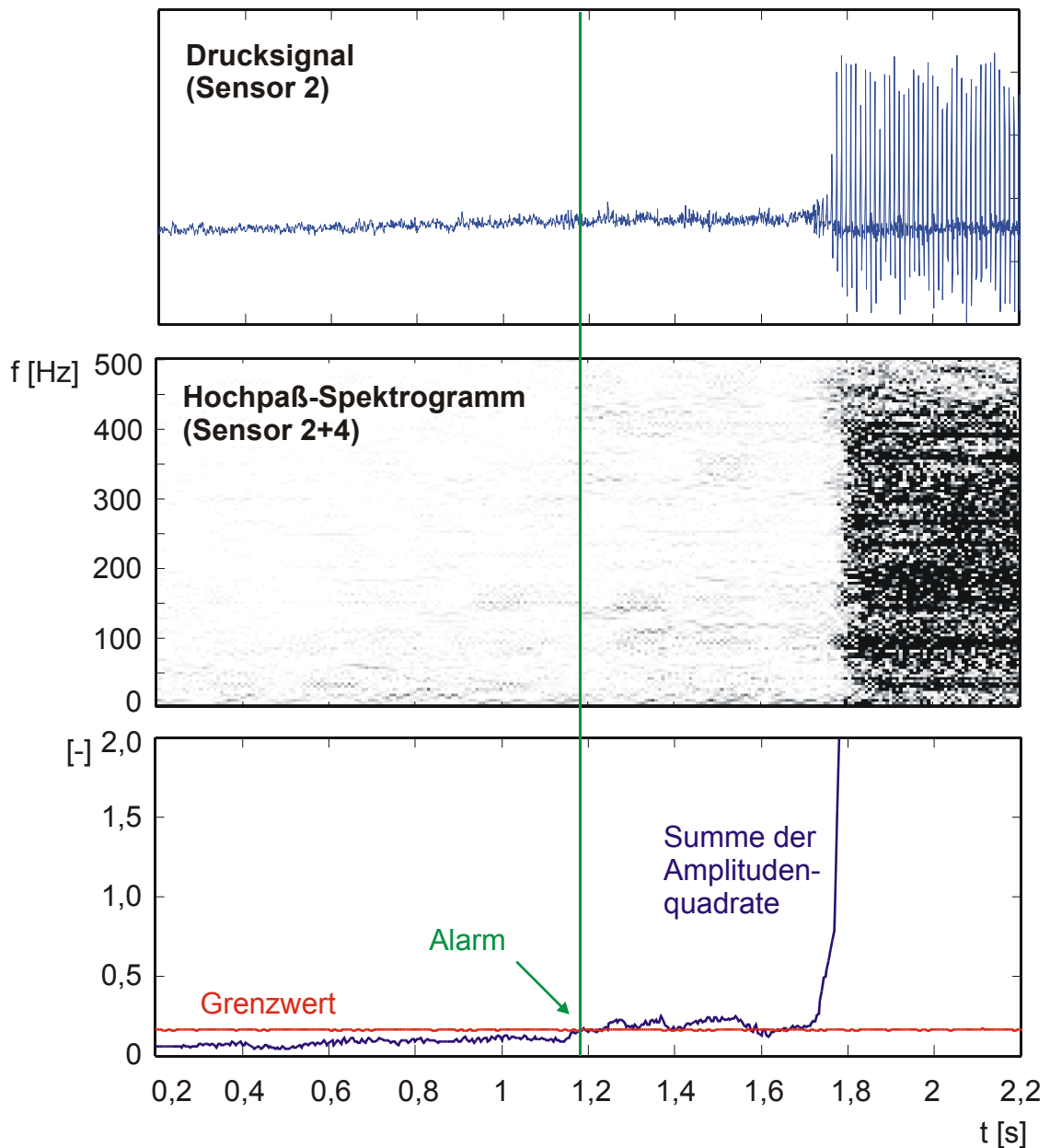
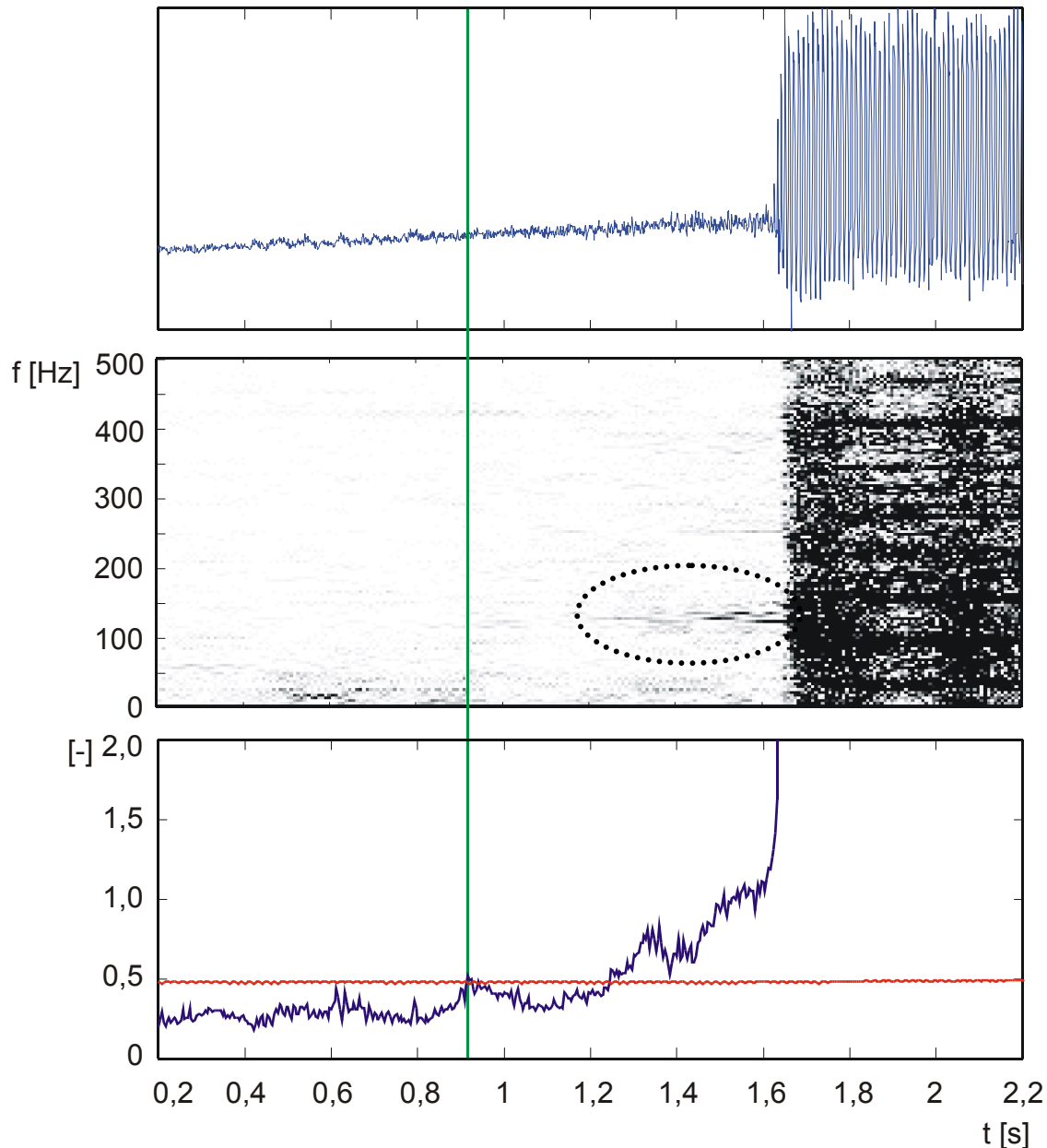


Bild 5.28: Zweidimensionales Wavelet-Verfahren, $n = 50\%$

50% Drehzahlkennlinie: Das Hochpaß-Spektrogramm bei einer relativen Rotordrehzahl von $n = 50\%$ läßt vor dem Rotating Stall einen schwachen Anstieg der Amplituden im relevanten Frequenzbereich zwischen 30 und 500 Hz erkennen (Bild 5.28), der zu einer Warnung 0,6 Sekunden (90 Rotorumdrehungen) vor der ausgebildeten Instabilität führt. Der drehzahlabhängige Grenzwert wird dabei nur flach durchstoßen und gering überschritten, die summierte Energieverteilung steigt erst mit Einsetzen des Rotating Stalls steil an.

Bild 5.29: Zweidimensionales Wavelet-Verfahren, $n = 70\%$

70% Drehzahlkennlinie: Ähnlich der Situation bei $n = 50\%$ zeigt sich auch für die 70% Drehzahlkennlinie zunächst eine geringe Zunahme der Amplituden über einen weiten Frequenzbereich, was zu einem knappen Auslösen der Warnung circa 0,75 Sekunden (160 Rotorumdrehungen) vor dem Beginn des Rotating Stall führt. 0,4 Sekunden (85 Rotorumdrehungen) vor dem Rotating Stall tritt im Hochpaß-Spektrogramm eine markante Störung im Bereich um 130 Hz auf (Markierung), die das Energiekriterium schließlich deutlich über den Grenzwert steigen läßt.

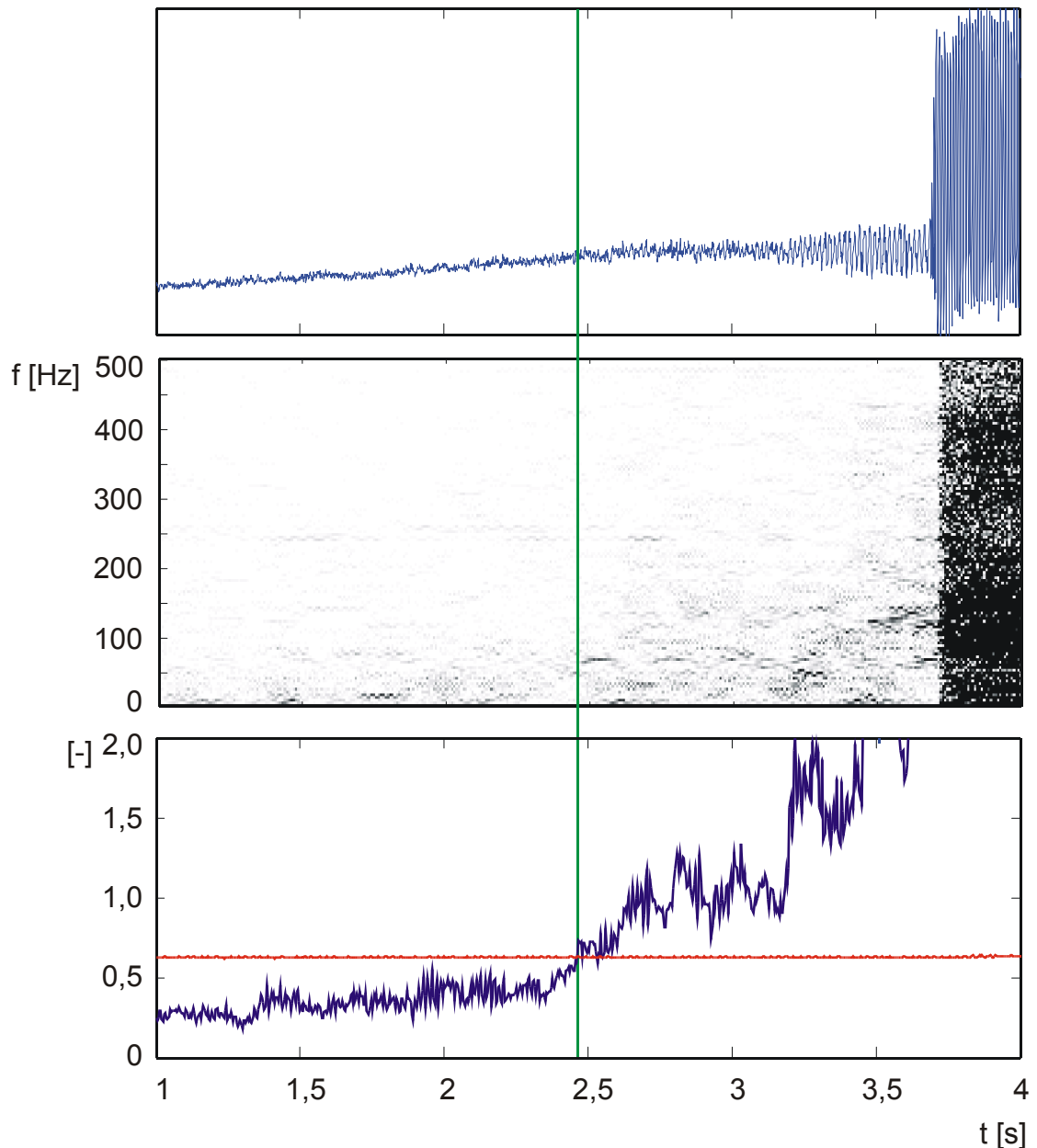
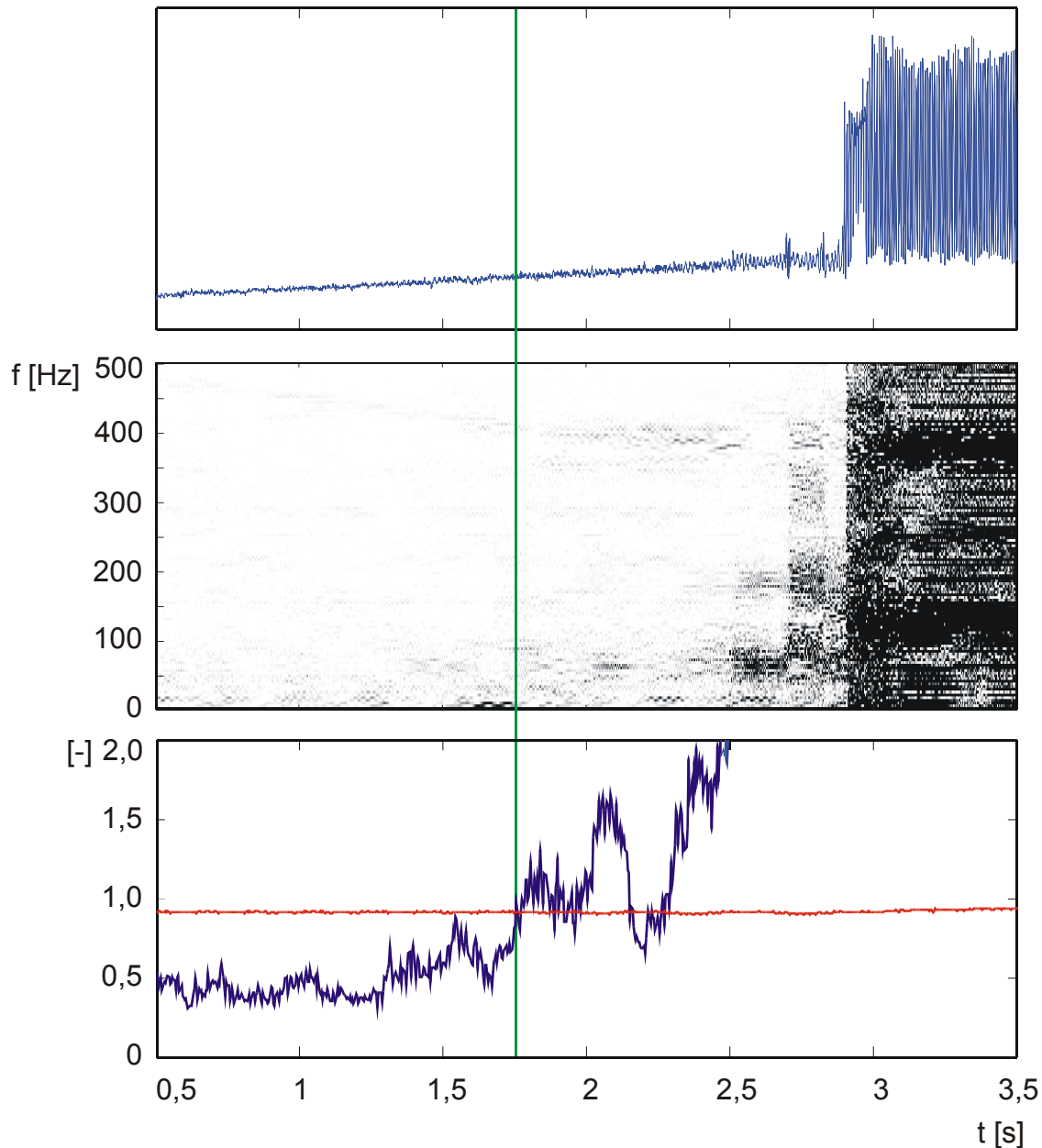


Bild 5.30: Zweidimensionales Wavelet-Verfahren, $n = 80\%$

80% Drehzahlkennlinie: Bei der Messung für 80% der Nenndrehzahl wird eine Warnung knapp 1,3 Sekunden vor dem ausgebildeten Rotating Stall ausgegeben, das entspricht rund 300 Rotorumdrehungen. Die dafür verantwortlichen Störungen erstrecken sich dabei auf einen Frequenzbereich von circa 50 bis 250 Hz und führen zu einer ausgeprägten Zunahme des Energiekriteriums (Bild 5.30). Vergleicht man das Hochpaß-Spektrogramm aus zwei Drucksensoren mit dem WPT-Spektrogramm eines einzelnen Drucksensors (Bild 5.20), so ist deutlich zu sehen, daß die an allen Sensoren gleichzeitig auftretende 70- Hz -Schwingung gefiltert wird und nicht zur Warnung beiträgt.

Bild 5.31: Zweidimensionales Wavelet-Verfahren, $n = 95\%$

95% Drehzahlkennlinie: Bei $n = 95\%$ der Nenndrehzahl wird ungefähr 1,1 Sekunden (315 Rotorumdrehungen) vor dem Rotating Stall ein kritischer Betriebspunkt detektiert. Die erhöhten Amplituden im Hochpaß-Spektrogramm führen wie bei der 80% Drehzahlkennlinie ebenfalls zu einem deutlichen Überschreiten der Warnschwelle (Bild 5.31). Auch hier wird die Schwingung mit 70 Hz im Spektrogramm gefiltert (vergleiche Bild 5.22), wenn auch schwächer als bei $n = 80\%$, so daß sie zum Beispiel zwischen $t = 2\text{ s}$ und $t = 2,2\text{ s}$ erkennbar bleibt. Grund dafür ist, daß diese Schwingung zeitweise einen kleinen Phasenversatz an den beiden Druckaufnehmern aufweist und damit im Hochpaß-Spektrogramm nicht völlig verschwindet. Sie trägt somit auch zum Energiesignal bei, ohne aber die Abstimmung des Erkennungsalgorithmus negativ zu beeinflussen.

Erste Meßkampagne: Wendet man den Algorithmus auf die Datensätze der ersten Meßkampagne an, so ergibt sich hier ein etwas anderes Bild. Während des gesamten aufgezeichneten Vorlaufs vor dem Rotating Stall übersteigt die Energieverteilung im analysierten Frequenzbereich den Warngrenzwert über weite Strecken, wie es beispielhaft in Bild 5.32 für die 80% Drehzahlkennlinie gezeigt ist.

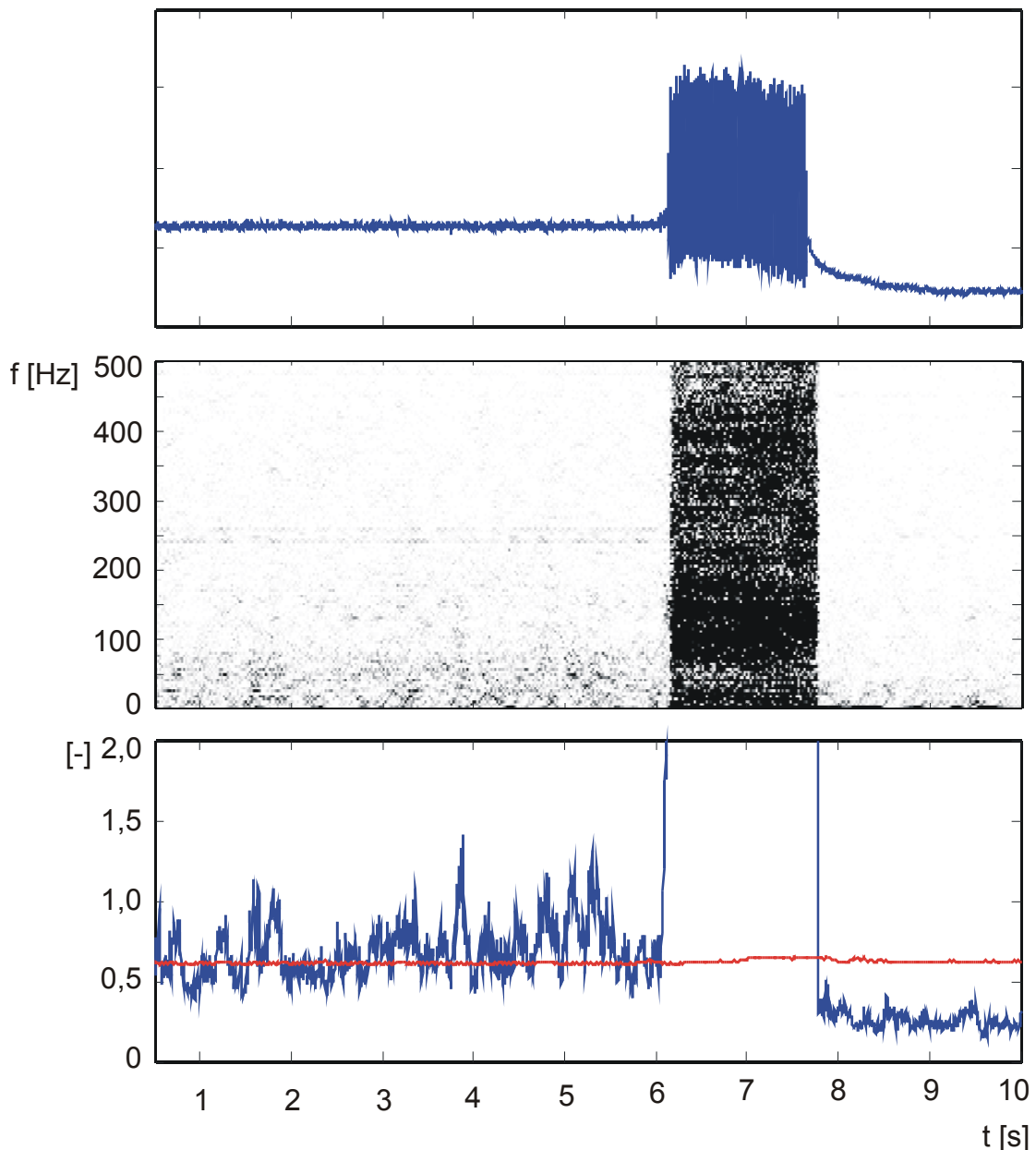


Bild 5.32: Zweidimensionales Wavelet-Verfahren, $n = 80\%$ (Hannover I)

Eine Erklärung für diese Beobachtung könnte – wie schon bei der Analyse der Datensätze mittels der STFT erwähnt – sein, daß aufgrund einer langsameren Verfahrensgeschwindigkeit der Drossel bei der ersten Meßkampagne das Gebiet mit erhöhten Spektrogramm-Koeffizienten in einem längeren Zeitraum durchschritten wird und dieser Bereich zwar kritisch ist, aber nicht unmittelbar zur Instabilität führen muß.

Instabilitätenerkennung auf Basis des zweidimensionalen Wavelet-Algorithmus

Das Analyseverfahren gibt damit als Information aus, daß ein kritischer, pumpgrenznaher Betriebspunkt erreicht ist und der Übergang zu Rotating Stall jederzeit möglich und wahrscheinlich ist, es wird jedoch nichts darüber ausgesagt, innerhalb welcher Zeitspanne der Rotating Stall auftreten wird, womit auch nicht von einer charakteristischen Vorwarnzeit ausgegangen werden kann. Die Strömungsverhältnisse an den als kritisch erkannten Betriebspunkten scheinen demnach gerade noch stabil zu sein, aber eine kleine weitere Androsselung führt schließlich zu Rotating Stall.

Gegenüber der einfachen WPT-Analyse eines einzelnen Drucksensors verhält sich dieser Algorithmus wesentlich robuster im Bezug auf Fehlerkennungen, die durch globale Strömungsschwankungen in der Meßebeine vor dem ersten Laufrad verursacht würden, der Einsatz eines zweiten Drucksensors ist damit trotz erhöhter Kosten gerechtfertigt. Außerdem ist damit eine sensorseitige Redundanz gewährleistet, da das Erkennungsverfahren auch mit der Auswertung eines einzelnen Drucksignals in gewissen Grenzen funktionsfähig gehalten werden kann. Grundlage für die Summe der Amplitudenquadrate, die als Maß für eine kritische Nähe zur Pumpgrenze gilt, wären dann eventuell alternative Frequenzbänder des einfachen WPT-Spektrogramms eines einzelnen Drucksensors mit einer angepaßten Grenzwertfunktion. Diese müßte zur Vermeidung von Fehlauflösungen auch auf stationäre Phänomene hin ausgelegt sein, was sicherlich zu einer Abnahme der Vorwarnzeit führt und eine eingeschränkte Funktionsfähigkeit des Identifikationsverfahrens bedeutet.

5.5 Bewertung des neuen Analyseverfahrens

Im folgenden soll eine Bewertung des neuen 2D-WPT-Verfahrens im Vergleich zu einem etablierten Analysealgorithmus stattfinden. Als Referenz wurde das Verfahren von Tryfonidis gewählt, das speziell auf die Erkennung umlaufender Störungen ausgelegt ist, insbesondere Modalwellen [Try94].

Der Tryfonidis-Algorithmus beruht auf einer räumlichen Fourier-Transformation eines Sensorfeldes in einer Verdichterebene. Naturgemäß sind dazu mindestens drei Sensoren nötig, um zumindest die Umfangsgrundwelle (erste Harmonische) analysieren zu können. Um Aliasing-Effekte durch höhere Harmonische zu reduzieren beziehungsweise um weitere Oberwellen identifizieren zu können, sind entsprechend weitere Druckaufnehmer nötig, wobei für aussagekräftige Prüfstandsversuche in der Regel bis zu acht Sensoren pro Ebene verwendet werden und somit Harmonische erster bis dritter Ordnung am Umfang detektiert werden können. Die räumliche Fourier-Transformation stellt die Grundwelle und ihre Harmonischen als komplexe Zeitverläufe dar, die wiederum mit einer gefensterten Fourier-Transformation zur Abschätzung der spektralen Leistungsdichte vom Zeitbereich in den Frequenzbereich übertragen werden. Dabei erhält man ein positives und ein negatives Frequenzspektrum, die aufgrund der komplexen Eingangsdaten in der Regel nicht identisch sind. Bildet man die Differenz zwischen beiden Anteilen dieses unsymmetrischen Leistungsdichtespektrums, so wird der Energieanteil der stationären Wellen eliminiert, der sowohl im negativen als auch im positiven Teilspektrum gleichermaßen vorhanden ist, und übrig bleibt der Energieanteil umlaufender Wellen (*traveling wave energy*), wobei deren Rotationsrichtung aus dem Vorzeichen abgeleitet werden kann (Bild 5.33).

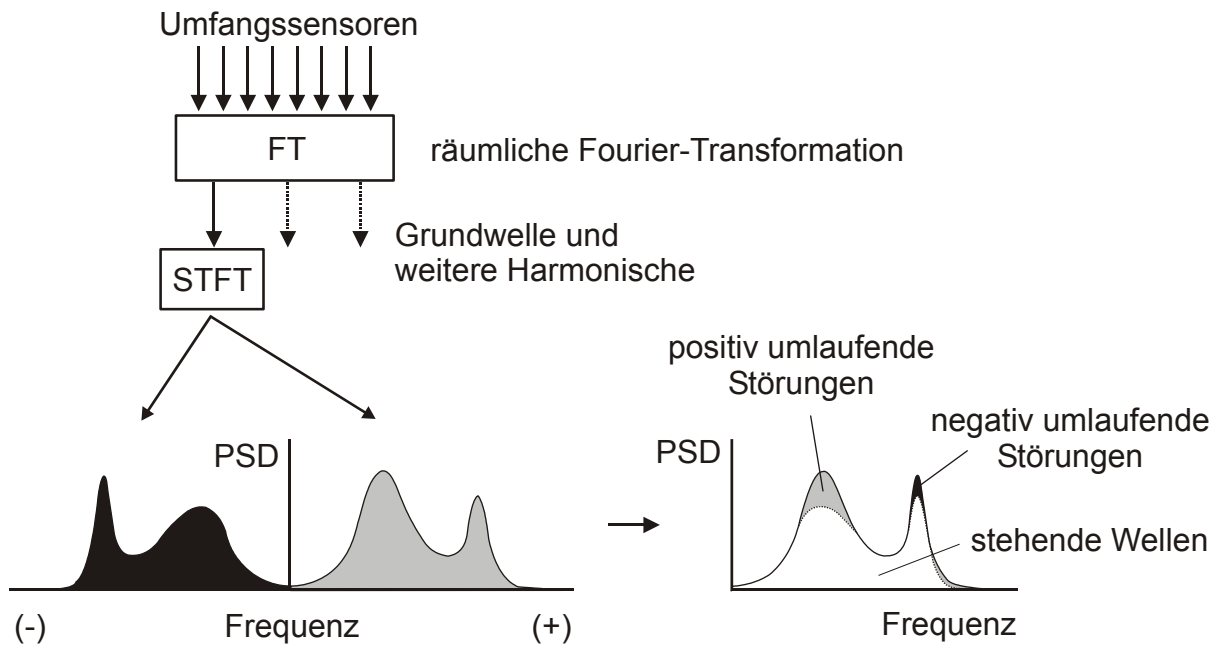


Bild 5.33: Umfangsanalyse der ersten Harmonischen (Grundwelle) nach Tryfonidis

Im Gegensatz zum Tryfonidis-Algorithmus werden bei dem 2D-Waveletverfahren nur zwei Sensoren am Umfang ausgewertet. Die Verknüpfung der Signale beider Sensoren über die Filterkoeffizienten des Haar-Wavelets kann somit nicht unmittelbar mit einer räumlichen Fourier-Transformation dreier oder mehrerer Umfangssensoren und der Aufspaltung in Grundwelle und weitere Harmonische verglichen werden. Dennoch stellt die Wavelet-Filterung zweier Sensoren am Umfang eine räumliche Transformation dar, die die Gemeinsamkeit (Tiefpaß) beziehungsweise die Abweichung (Hochpaß) beider Signale pro Zeitschritt beschreibt und somit Rückschlüsse auf das Auftreten stehender Wellen einerseits und umlaufender Oszillationen andererseits in der untersuchten Verdichterebene zuläßt.

Einen Vergleich beider Verfahren zeigt beispielhaft die Auswertung eines Datensatzes des MTU-Verdichters 4 (Bild 5.34). Es handelt sich dabei um eine Messungen bei 80% der Nenn-drehzahl über einen längeren Zeitraum und mit Übergang zu Verdichterpumpen. Mit acht weitgehend äquidistanten Drucksensoren in allen Umfangsebenen eignet sich dieser Datensatz besonders für eine Analyse mit dem Verfahren nach Tryfonidis. Dargestellt sind das Spektrogramm umlaufender Störungen nullter Ordnung, also der Grundwellenlänge, nach Tryfonidis und das Umfangsspektrogramm, das mit dem 2D-Wavelet-Verfahren bestimmt wurde.

Deutlich sind in beiden Spektrogrammen Umfangsstörungen in einem Frequenzbereich zwischen 40 und 80 Hz zu erkennen, die ungefähr fünf Sekunden vor dem Rotating Stall an Intensität zunehmen und als Kriterium für eine kritische Annäherung an die Stabilitätsgrenze verwendet werden können. Die Rotorfrequenz bei circa 175 Hz ist im Umfangsspektrogramm nach Tryfonidis ausgeprägt enthalten, während sie mit dem zweidimensionalen Wavelet-Verfahren wesentlich undeutlicher abgebildet wird und in mehrere parallele Bänder zerfällt. Dies ist auf Aliasing bei der Wavelet-Packet-Transformation zurückzuführen (siehe auch Kapitel 3.3.5) und insofern unkritisch, als aufgrund der integralen Betrachtung der Energieverteilung (Summe der Amplitudenquadrate) und durch eine entsprechende Wahl der relevanten Frequenzbänder keine Information verloren geht.

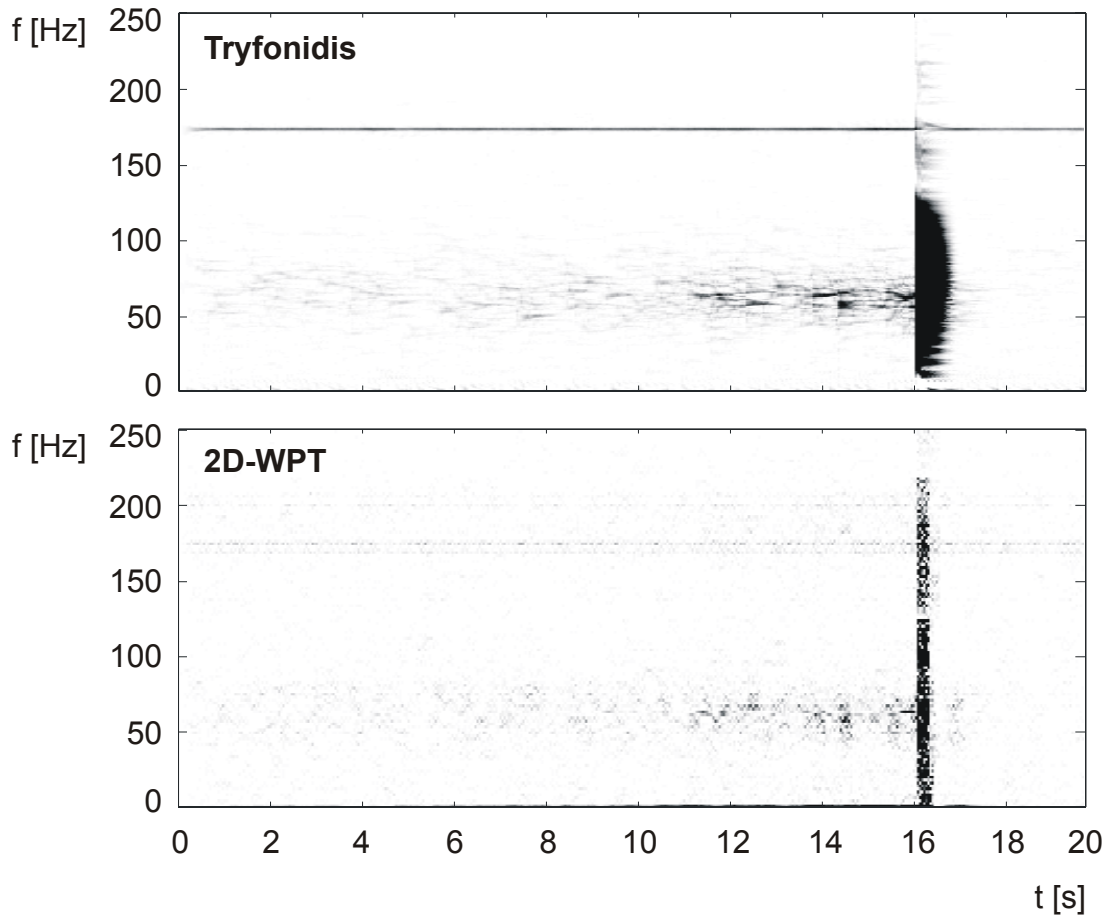


Bild 5.34: Spektrogramme umlaufender Störungen, berechnet mit dem Verfahren nach Tryfonidis und dem zweidimensionalen Wavelet-Algorithmus

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß der zweidimensionale WPT-Algorithmus ähnliche Ergebnisse liefert wie das Analyseverfahren nach Tryfonidis. Aufgrund der geringeren Sensorzahl sind diese zwar weniger deutlich, aber immer noch aussagekräftig genug hinsichtlich der Anwendung als Identifikationsverfahren zur Erkennung kritischer Verdichterbetriebszustände. Die Beschränkung auf nur zwei Drucksensoren am Umfang, die die Anwendung des Verfahrens nach Tryfonidis ausschließt, bedeutet eine realistische Einsatzmöglichkeit auch unter wirtschaftlichen Aspekten, da der Aufwand an teuren instationären Druckaufnehmern deutlich reduziert wird.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde die Entwicklung eines Analyseverfahrens zur Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten beschrieben. Im Rahmen des Verbundforschungsprojektes AG TURBO II („CO₂-armes Kraftwerk – 500 MW auf einer Welle“) wurden dazu die Daten verschiedener hochbelasteter mehrstufiger Axialverdichter und eines Axial-Radial-Kombinationsverdichters ausgewertet.

Insbesondere wurde zur Untersuchung der Strömungsvorgänge bei Annäherung und Überschreiten der Verdichterstabilitätsgrenze ein Referenzdatensatz herangezogen, der Messungen an einem vierstufigen Axialverdichter am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover beinhaltet und gemäß der Forderungen aller beteiligten Projektpartner konzipiert wurde. Die wesentlichen gemeinsamen Forderungen dabei waren

- eine lange Vorlaufzeit der Messungen bis zur vollständigen Ausbildung der Instabilität, um deren Entwicklung schon im Frühstadium untersuchen zu können,
- Messungen an unkritischen Betriebspunkten mit einer ausreichenden Aufnahmedauer, die einen Vergleich zu den Aufzeichnungen in schon kritischen Kennfeldpunkten erlauben und
- eine hohe Abtastrate, um mögliche Phänomene im Bereich der Schaufeldurchgangsfrequenz untersuchen zu können.

Diese Daten wurden sowohl mit gängigen als auch neu entwickelten Analysemethoden auf Merkmale hin untersucht, die im Vorfeld einer sich ausbildenden Instabilität auftreten und als Indikator verwendet werden können. Neben klassischen Signaltransformationen wie der Fourier-Transformation beziehungsweise der spektralen Leistungsdichte wurde vor allem das noch verhältnismäßig neue Konzept der Wavelet-Transformation angewandt, das bei der Zeit-Frequenz-Darstellung von Signalen – wie gezeigt – interessante Vorteile gegenüber herkömmlichen Analysetechniken besitzt. Dies belegt auch eindeutig der Vergleich der gefensterten Fourier-Transformation mit der Wavelet-Packet-Transformation, die beide auf den Referenzdatensatz angewandt wurden. Gerade zeitkritische Phänomene, die sich im Fourier-Spektrogramm nur verwaschen zeigen und kaum wahrgenommen werden können, erscheinen mittels der Wavelet-Transformation wesentlich prägnanter und damit leichter detektierbar.

Da die Analyse nur eines Drucksignals am Verdichterumfang keine Rückschlüsse auf rotierende Störungen zuläßt, diese aber maßgeblich sind für den Entstehungsmechanismus von aerodynamischen Instabilitäten, wurde das Erkennungsverfahren dahingehend weiterentwickelt, daß die Signale zweier einander gegenüberliegender Drucksensoren ausgewertet werden. Beide werden durch eine einfache diskrete Wavelet-Transformation zu einem Differenzsignal verknüpft, das anschließend mittels einer Wavelet-Packet-Transformation analysiert wird. Das daraus gewonnene Spektrogramm wird durch Summation ausgewählter Frequenzbereiche auf erhöhte Amplituden beziehungsweise Energien untersucht, woraus sich durch den Vergleich mit einer vorgegebenen Grenzwertfunktion ein einfaches Kriterium für die Stabilität des aktuellen Betriebspunktes ergibt. Der neue Algorithmus erfüllt damit die Forderung nach

- einem geringen instrumentellen Aufwand zur Geringhaltung der Kosten und
- Echtzeitfähigkeit aufgrund einfacher, für die digitale Signalverarbeitung typischer Rechenoperationen.

Die Anwendung des neuen Algorithmus auf die vorhandenen Verdichterdatensätze – insbesondere den Referenzdatensatz – zeigt, daß im Vorfeld der vollständig ausgebildeten Instabilität Veränderungen im Differenzspektrogramm wahrgenommen werden können. Diese erstrecken sich hauptsächlich im Bereich unterhalb der Rotorfrequenz; darüber hinaus sind keine weiteren Anzeichen zu erkennen, so daß verhältnismäßig geringe Signalabtastraten für den Algorithmus ausreichen.

Die Messungen mit Übergang zu Rotating Stall lassen keine bestimmten Vorwarnzeiten erkennen, sondern es wird durch den Algorithmus vielmehr ein Maß für eine kritische Annäherung an die Stabilitätsgrenze ausgegeben. Die Zeitspanne von der Auslösung des Alarms bis zur vollständigen Ausbildung der Instabilität ist somit – wie zu erwarten – in erster Linie von der Geschwindigkeit der Androsselung abhängig.

Der neuentwickelte zweidimensionale Wavelet-Algorithmus zeigt in seiner Struktur eine Ähnlichkeit mit dem Analyseverfahren von Tryfonidis, basiert aber auf anderen mathematischen Konzepten. Die Auswertung nur zweier Sensoren am Umfang ergibt dabei naturgemäß ein schwächeres Bild umlaufender Druckstörungen im Vergleich zum Algorithmus nach Tryfonidis, der mindestens drei Sensoren benötigt und in der Regel auf Sensorfelder mit bis zu acht Druckaufnehmern angewendet wird, womit einzelne Harmonische der umlaufenden Störungen analysiert werden können. Für eine Warnung vor einer kritischen Annäherung an die Stabilitätsgrenze sind die Ergebnisse des 2D-Wavelet-Verfahrens mit einem entsprechend minimalen Aufwand an Sensorik völlig ausreichend.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß das neue Erkennungsverfahren auf Wavelet-Basis prinzipiell für Verdichter eingesetzt werden kann, auf die auch das Tryfonidis-Verfahren erfolgreich angewendet werden kann. Der geringere Aufwand an Instrumentierung eröffnet dabei auch die Möglichkeit eines industriellen Einsatzes. Da auch dieses Verfahren in seiner jetzigen Form wie viele andere keine Übertragung auf beliebige Verdichter gestattet, sondern die Anwendbarkeit von Fall zu Fall untersucht werden muß, ist es sicher nötig, weitere Untersuchungen auf dem Gebiet der Entstehung aerodynamischer Instabilitäten und insbesondere ihrer Erkennung zu unternehmen. Hoffnung kann dabei auf die zunehmende Leistungsfähigkeit von CFD-Simulationen gesetzt werden, mittels deren es in Zukunft möglich sein dürfte, bei einem gegebenen Verdichterdiesign Indikatoren und eine optimale Sensorposition zu ihrer

Detektion vorherzusagen, so daß ein Erkennungsverfahren gezielt darauf hin entwickelt oder angepaßt werden kann. Ein erster Schritt in diese Richtung wäre die schon heute mögliche Verknüpfung von Prüfstandsmessungen mit rechnergestützten Simulationen, um die Phänomene, die in den instationären Wanddrucksignalen erkannt werden können, mit den dreidimensionalen Strömungsvorgängen abzugleichen und zu erklären.

Literaturverzeichnis

- [Agt00] AG TURBO – Verbundprojekt CO₂-armes Kraftwerk - 500 MW auf einer Welle: *Vergleich und Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung*, 7. Statusseminar der AG Turbo, Tagungsband, Köln, 2000.
- [Aue95] Auer, E.: *Modellbildung, Simulation und Entwicklung eines digitalen Reglers für eine Hubschraubergasturbine*, Dissertation, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 1995.
- [Bac99] Bachmann, R., Schulz, R.: *KA24-1 ICSTM – Erfolg eines standardisierten Kombi-Kraftwerks*, ABB Technik, Nr. 3, 1999.
- [Bän02] Bäni, W.: *Wavelets: Eine Einführung für Ingenieure*, Oldenbourg Verlag, München, 2002.
- [Boy95] Boyer, K.M., King, P.I., Copenhaver, W.W.: *Stall Inception in Single-Stage Transonic Compressors with Straight and Swept Leading Edges*, Journal of Propulsion and Power, Vol.11, No. 6, pp. 1363-1366, 1995.
- [Bra86] Bracewell, R.N.: *The Fourier Transform and its Applications*, McGraw-Hill, 1986.
- [Bre96] Breuer, T., Servaty, S.: *Stall Inception and Surge in High-Speed Axial Flow Compressors*, AGARD CP-571, 26/1-17, 1996.
- [Bri99] Bright, M.M., Qammar, H., Vhora, H., Schaffer, M.: *Rotating Pip Detection and Stall Warning in High-Speed Compressors Using Structure Function*, Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines, pp. 29/1-29/7, 1999.
- [Cal64] Calderón, A.P.: *Intermediate Spaces and Interpolation, The Complex Method*, Studia Math. 24, pp. 113-190, 1964.
- [Cam97] Camp, T.R., Day, I.J.: *A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor*, ASME 97-GT-526, Orlando, USA, 1997.
- [Che00] Chen, Z., Karim, M.A.: *Frequency-Refined Multiresolution Decomposition Using Wavelet Splitting*, Optics Communications, Vol. 173, 81-94, 2000.
- [Cod94] Cody, M.A.: *The Wavelet Packet Transform*, Dr. Dobb's Journal, 1994.

- [Coo65] Cooley, J.W., Tukey, J.W.: *An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series*, Mathematics of Computation, No. 19, pp. 297-301, 1965.
- [Cum89] Cumpsty, N.A.: *Compressor Aerodynamics*, Longman Scientific & Technical, Harlow, UK, 1989.
- [Cyr00] Cyrus, V.: *An Experimental Study of Stall in Four Axial Compressor Stages*, ASME 2000-GT-0504, München, 2000.
- [Dan97] D'Andrea, R., Behnken, R.L., Murray, R.M.: *Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injection*, Journal of Turbomachinery, Vol. 119, No. 4, pp. 742-752, 1997.
- [Dau92] Daubechies, I.: *Ten Lectures on Wavelets*, CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics, Philadelphia, Pennsylvania, USA, 1992.
- [Day91] Day, I.J.: *Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors*, ASME 1991-GT-87, Orlando, USA, 1991.
- [Day93] Day, I.J., Freeman, C.: *The Unstable Behaviour of Low and High Speed Compressors*, ASME 93-GT-26, Cincinnati, USA, 1993.
- [Day97] Day, I.J., Breuer, T., Escuret, J., Cherret, M., Wilson, A.: *Stall Inception and the Prospect for Active Control in Four High Speed Compressors*, ASME 97-GT-281, Orlando, USA, 1997.
- [Del98] Delfs, Ch.: *Zeit-Frequenz-Signalanalyse: Lineare und quadratische Verfahren sowie vergleichende Untersuchungen zur Klassifikation von Klaviertönen*, Dissertation, Institut für Nachrichtentechnik, Universität Karlsruhe, 1998.
- [Die02] Diegel, D.: *Netzfrequenzregelung: Reaktionsschnell – Das Frequenzregelvermögen von Kraftwerken mit Gasturbinen erfüllt selbst höchste Netzanforderungen*, Siemens Power Journal online, Mai 2002.
- [Dug89] Dugundij, J., Epstein, A.H., Greitzer, E.M.: *A Progress Report on Active Control of Flow Instabilities: Rotating Stall Stabilisation in Axial Compressors*, AIAA-89-1008, 1989.
- [Emm55] Emmons, H.W., Pearson, C.E., Grant, H.P.: *Compressor Surge and Stall Propagation*, Transactions of the ASME, Vol. 77, pp. 455-469, 1955.
- [Eps86] Epstein, A.H., Ffowcs Williams J.E., Greitzer, E.M.: *Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines*, AIAA 10th Aeroacoustics Conference, 86-1994, Seattle, USA, 1986.
- [Erh98] Erhard, W.: *Echtzeitsimulation von Flugzeug-Gasturbinen*, Forum der Luft- und Raumfahrt München, 1998.

- [Erh99] Erhard, W., Gabler, R., Preiß, A., Rick, H.: *Monitoring and Control of Helicopter Engines at Abnormal Operating Conditions*, NATO RTO-MP-8, AC/323(AVT)TP/9, Neuilly-sur-Seine Cedex, Frankreich, 1999.
- [Esc95] Escuret, J.F., Garnier, V.: *Stall Inception Measurements in a High-Speed Multi-Stage Compressor*, ASME 95-GT-174, Houston, USA, 1995.
- [Ffo90] Ffowcs Wiliams, J.E., Graham, W.R.: *An Engine Demonstration of Active Surge Control*, ASME 90-GT-224, Brüssel, Belgien, 1990.
- [Fin92] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M.: *Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*, Journal of Turbomachinery, 1992.
- [Fre97] Freeman, C., Wilson, A.G., Day, I.J., Swinbanks, M.A.: *Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine*, ASME 97-GT-280, Orlando, USA, 1997.
- [Fro95] Frodl, B.V.: *Schaufelbelastung durch Pumpen in Verdichtern*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Nr. 259, Düsseldorf, 1995.
- [Fur98] Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K., Yamada, K.: *The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics*, ASME 98-GT-239, Stockholm, Schweden, 1998.
- [Fur00] Furukawa, M., Saiki, K., Yamada, K., Inoue, M.: *Unsteady Flow Behaviour of Tip Leakage Vortex in an Axial Compressor Rotor at Near-Stall Condition*, ASME 2000-GT-0666, München, 2000.
- [Gab97] Gabler R., Erhard, W.: *Überwachung und Regelung von Hubschraubertriebwerken*, Forum der Luft- und Raumfahrt München, 1997.
- [Gab98] Gabler, R.: *Betriebsverhalten von Wellenleistungsgasturbinen bei Verdichterinstabilitäten und Methoden zur Restabilisierung*, Dissertation, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 1998.
- [Gar90] Garnier, V.H., Epstein, A.H., Greitzer, E.M.: *Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors*, ASME 90-GT-156, Brüssel, Belgien, 1990.
- [Gou84] Goupillaud, P., Grossmann, A., Morlet, J. : *Cycle-Octave and Related Transforms in Seismic Signal Analysis*, Geoexploration 23, pp. 85-102, Elsevier Science Publ., 1984/85.
- [Gra97] Grauer, F., Volgmann, W., Stoff, H., Breuer, Th.: *Entwicklung von Analyseverfahren zur Frühererkennung der aerodynamischen Verdichterinstabilität*, VDI Bericht 1359, S. 379-393, Düsseldorf, 1997.
- [Gra99a] Grauer, F.: *Entwicklung einer Pumpgrenzwarnung für mehrstufige, hochbelastete Axialverdichter*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Nr. 355, Düsseldorf, 1999.

- [Gra99b] Gravdahl, J.T., Egeland, O.: *Compressor Surge and Rotating Stall*, Springer-Verlag, London Berlin Heidelberg, 1999.
- [Gre76a] Greitzer, E.M.: *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model*, Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp. 190-198, 1976.
- [Gre76b] Greitzer, E.M.: *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part II: Experimental Results and Comparison with Theory*, Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp. 199-217, 1976.
- [Gys94] Gysling, D.L., Greitzer, E.M.: *Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aeromechanical Feedback*, ASME 94-GT-292, Den Haag, Niederlande, 1994.
- [Hay93] Haynes, J.M., Hendricks, G.J., Epstein, A.H.: *Active Stabilisation of Rotating Stall in a Three-Stage Axial Compressor*, ASME 93-GT-346, Cincinnati, USA, 1993.
- [Hil92] Hill, P.G., Peterson, C.R.: *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion*, Addison Wesley, 1992.
- [Hös98] Höss, B., Leinhos, D.C., Fottner, L.: *Stall Inception in the Compressor System of a Turbofan Engine*, ASME 98-GT-0475, Stockholm, Schweden, 1998.
- [Hös99] Höss, B.: *Zum Einfluß von Eintrittsstörungen auf das dynamische Leistungsverhalten von Turbostrahltriebwerken unter besonderer Berücksichtigung instabiler Verdichterströmungen*, Dissertation, Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München, 1999.
- [Hoy98] Hoying, D.A. et al.: *Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception*, ASME 98-GT-0588, Stockholm, Schweden, 1998.
- [Iea01] International Energy Agency: *Key World Energy Statistics from the IEA*, Paris Cedex, Frankreich, 2001.
- [Ino00] Inoue, M., Kuroumaru, M., Tanino, T., Yoshida, S., Furukawa, M.: *Comparative Studies on Short and Long Length-Scale Stall Cell Propagating in an Axial Compressor Rotor*, ASME 2000-GT-0425, München, 2000.
- [Ino01] Inoue, M., Kuroumaru, M., Yoshida, S., Furukawa, M.: *Short and Long Length-Scale Disturbances Leading to Rotating Stall in an Axial Compressor Stage with Different Stator/Rotor Gaps*, ASME 2001-GT-0341, New Orleans, USA, 2001.
- [Kan01] Kang, J.S., Kang, S.H.: *Stall Inception in a High-Speed Centrifugal Compressor*, AMSE 2001-GT-0301, New Orleans, USA, 2001.

- [Ken00] Kenneth, L.S., Hathaway, M.D., Thorp, S.A., Strazisar, A.J., Bright, M.B.: *Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection*, ASME 2000-GT-0650, München, 2000.
- [Kre00] Kreiner, A., Preiß, A.: *Regelungs- und Überwachungskonzepte moderner Fluggas-turbinen*, Seminar Flugantriebe und Gasturbinen, Forum der Luft- und Raumfahrt München, 2000.
- [Le97] Le, D.K.: *Wavelet Analysis of Air-Jet Injection Stall Control Effects in an Axial-Centrifugal Gas Turbine Engine*, AIAA 97-2774, Seattle, USA, 1997.
- [Lei00] Leinhos, D.C.: *The Influence of Transient Inlet Distortions on the Instability Inception of a Low Pressure Compressor in a Turbofan Engine*, ASME 2000-GT-0505, München, 2000.
- [Lei02] Leinhos, D.C., Scheidler, S.G., Fottner, L., Grauer, F., Hermann, J., Mettenleiter, M., Orthmann, A.: *Experiments in Active Stall Control of a Twin-Spool Turbofan Engine*, ASME GT-2002-30002, Amsterdam, Niederlande, 2002.
- [Lon94] Longley, J., Day, I.J., Greitzer, E.M., Tan, C.S., Shin, H.-W., Plumley, R.E., Silkowski, P.D., Wisler, D.C.: *Effects of Rotating Inlet Distortion on Multistage Compressor Stability*, ASME 94-GT-220, Den Haag, Niederlande, 1994.
- [Lou94] Louis, A.K., Maaß, P., Rieder, A.: *Wavelets*, Teubner, Stuttgart, 1994.
- [Mae97] Maes, S.H.: *Fast Quasi-Continuous Wavelet Algorithms for Analysis and Synthesis of One-Dimensional Signals*, SIAP, Vol. 57, No. 6, 1763-1801, 1997.
- [Mai00] Mailach, R., Lehmann, I., Vogeler, K.: *Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex*, ASME 2000-GT-0506, München, 2000.
- [Mal89] Mallat, S.: *A Theory for Multiresolution Signal Decomposition: The Wavelet Representation*, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 11, 1989.
- [Mat96a] Matlab: *Signal Processing Toolbox*, User's Guide, The MathWorks Inc., 1996.
- [Mat96b] Matlab: *Wavelet Toolbox*, User's Guide, The MathWorks Inc., 1996.
- [Mcd90] McDougall, N.M., Cumpsty, N.A., Hynes, T.P.: Stall Inception in Axial Compressors, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 116-125, 1990.
- [Met01] Methling, F.-O., Stoff, H., Grauer, F.: *Aerodynamische Instabilität eines 4-stufigen transsonischen Verdichters und Erkennung mittels neuronaler Netze*, VDI-Bericht 1640, S. 77-92, Düsseldorf, 2001.

- [Met02] Methling, F.-O., Stoff, H., Grauer, F.: *The Pre-Stall Behaviour of a 4-Stage Transonic Compressor and Stall Monitoring based on Artificial Neural Networks*, ISROMAC-9, Honolulu, USA, 2002.
- [Mey90] Meyer, Y.: *Ondelettes et Opérateurs I – Ondelettes*, Hermann Press, Paris, Frankreich, 1990.
- [Mon94] Montag, Michael: *Strategien zur optimierten digitalen Pumpschutzregelung für Verdichteranlagen*, Dissertation, Lehrstuhl für Regelungssysteme und Steuerungstechnik, Ruhr-Universität Bochum, 1994.
- [Moo86] Moore, F.K., Greitzer, E.M.: *A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I – Development of Equations*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 68-76, 1986.
- [Nur00] Nurzia, F., Palomba, C., Puddu, P.: *Experimental Investigation of Stall in a Two Stage Compressor*, ASME 2000-GT-0571, München, 2000.
- [Opp95] Oppenheim, A.V.: *Zeitdiskrete Signalverarbeitung*, Oldenbourg Verlag, München, 1995.
- [Pad93] Paduano, J.D., Epstein, A.H., Valavani, L., Longley, J.P., Greitzer, E.M., Guenette, G.R.: *Active Control of Rotating Stall in a Low Speed Axial Compressor*, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 48-56, 1993.
- [Pre97] Preiß, A., Gabler, R., Erhard, W.: *Entwicklung eines Labor FADEC-Systems zur Regelung von Gasturbinen*, DGLR-JT 97-069, DGLR-Jahrestagung, München, 1997.
- [Pre00] Preiß, A., Kreiner, A., Erhard, W.: *Monitoring of Critical Inlet Air Conditions for Helicopter Gas Turbines*, 20th AIMS Symposium, Garmisch-Partenkirchen, 2000.
- [Pre01] Preiß, A.: *Eintrittsstörungen bei Fluggasturbinen unter besonderer Berücksichtigung instationärer Gaszusammensetzungen*, Dissertation, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2001.
- [Rei01] Reißner, A.: *Abschlußbericht zum AG-TURBO-Vorhaben 1.1.3: Experimentelle Untersuchungen zur Bereitstellung einer Datenbasis für die Optimierung der aktiven Stabilitätsverbesserung*, Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover, 2001.
- [Sch97] Schlechtriem, S., Lötzerich, M.: *Breakdown of Tip Leakage Vortices in Compressors at Flow Conditions Close to Stall*, ASME 97-GT-041, Orlando, USA, 1997.
- [Sch01] Schobeiri, M.T.: *Active Aerodynamic Control of Multi-Stage Axial Compressor Instability and Surge by Dynamically Adjusting the Stator Blades*, AMSE 2001-GT-0479, New Orleans, USA, 2001.

- [Sim92] Simoncelli, E.P., Freeman, W.T., Adelson, E.H., Heeger, D.J.: *Shiftable Multi Scale Transforms*, IEEE Transactions on Information Theory, Vol. 38, No. 2, pp. 587-607, 1992.
- [Sto00] Stockmanns, G.: *Wavelet-Analyse zur Detektion von Zustandsänderungen*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 17, Nr. 202, Düsseldorf, 2000.
- [Str96] Strang, G., Nguyen, T.: *Wavelets and Filterbanks*, Wellesley-Cambridge Press, 1996.
- [Tah01] Tahara, N., Nakajima, T., Kurosaki, M., Ohta, Y., Outa, E., Nishikawa, T.: *Active Stall Control with Practicable Stall Prediction System Using Auto-Correlation Coefficient*, AIAA 2001-3623, Salt Lake City, USA, 2001.
- [Try94] Tryfonidis, M., Etchevers, O., Paduano, J.D., Epstein, A.H., Hendricks, G.J.: *Pre-Stall Behaviour of Several High-Speed Compressors*, ASME 94-GT-387, Den Haag, Niederlande, 1994.
- [Uh198] Uhlmann, G.: *Analyse von aerodynamischen Verdichterinstabilitäten*, interner Bericht, Lehrstuhl für Flugantriebe, TU München, 1998.
- [Uh100] Uhlmann, G., Preiß, A., Erhard, W., Rick, H.: *Vermeidung von Pumpvorgängen bei einer Hubschraubergasturbine*, DGLR Fachbereichsseminar „Instabilitätsphänomene in Gasturbinen“, Aachen, 2000.
- [Uh101] Uhlmann, G.: *Abschlußbericht zum AG-TURBO-Vorhaben 1.1.7: Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung mit Schwerpunkt Wavelet-Methode*, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2001.
- [Une99] Umweltprogramm der Vereinten Nationen (UNEP): *Informationsblätter zum Klimawandel*, Informationsstelle für Übereinkommen (IUC), Châtelaine, Schweiz, 1999.
- [Van98] Vandenhouten, R.: *Analyse instationärer Zeitreihen komplexer Systeme und Anwendungen in der Physiologie*, Shaker Verlag, Aachen, 1998.
- [Wal99] Walbaum, M.: *Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Nr. 352, Düsseldorf, 1999.
- [Wei97] Weigl, H.J., Paduano, J.D., Frechette, L.G., Epstein, A.H., Greitzer, E.M., Bright, M.M., Strazisar, A.J.: *Active Stabilisation of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor*, ASME 97-GT-411, Orlando, USA, 1997.
- [Wic96] Wickerhauser, M.V.: *Adaptive Wavelet-Analysis*, Vieweg, Braunschweig, 1996.
- [Wil93] Wilson, G.W., Freeman, C.: *Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine*, ASME 93-GT-2, Cincinnati, USA, 1993.

- [Wil00] Wilke, I., Kau, H.P.: *CFD-Simulationen von Verdichterstufen mit Casing Treatment*, DGLR-JT2000-102, Leipzig, 2000.
- [Wil01] Wilke, I., Kau, H.P.: *Wechselwirkung zwischen Rotorströmung und Casing Treatments*, DGLR-2001-084, Hamburg, 2001.
- [Wil02] Wilke, I., Kau, H.P.: *A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in a HPC Front Stage*, ASME GT-2002-30642, Amsterdam, Niederlande, 2002.