



Übersicht

Schlussbericht

„Experimentelle Untersuchungen strömungserregter Schaufelschwingungen bei Axialverdichtern“

FKZ: 1700599

Projektleiter: Dr.-Ing. F. Kameier

Projektbearbeiter: Dipl.-Ing. C. Haukap

2001

Teil 1: Projektbegleitende Darstellungen

1. Aufgabenstellung des Vorhabens
2. Technische Stand bei Vorhabensbeginn
3. Voraussetzungen, Planung und Ablauf des Vorhabens
4. Kooperationen, Drittmittelfähigkeit sowie eingeflossene Drittmittel

Teil 2: Inhaltliche Ergebnisse

1. Inhaltsverzeichnis
2. Einleitung
3. Formelzeichen
3. Verzeichnis der Tabellen und Bilder im Text
4. Versuchsaufbau und Messtechnik
5. Theoretische Grundlagen
6. Ergebnisse und Diskussion
7. Literaturverzeichnis
8. Anhang

1. Aufgabenstellung des Vorhabens

Eine effiziente und umweltschonende Energieumsetzung in modernen Gasturbinen oder Flugtriebwerken setzt mechanisch hochbelastete Verdichterbeschaufelungen voraus. Solche Beschaufelungen tragen zwar wesentlich zur Wirkungsgradverbesserung und Minderung der Schadstoffemission bei, sie sind aber besonders sensibel hinsichtlich des Schaufelschwingungsverhaltens.

Die Beurteilung des Schwingungsverhaltens einer Verdichterbeschaufelung setzt die genaue Kenntnis der Anregungsmechanismen voraus. Während die drehzahlharmonischen Einflüsse bei der Auslegung berücksichtigt werden können, sind Anregungsmechanismen, die nicht fest an die mechanische Drehzahl gekoppelt sind, nicht hinreichend genau berechenbar. Solche Anregungsmechanismen werden verursacht von Strömungsablösungen, dem damit verbundenen Schaufelflattern, akustischen Resonanzen und rotierenden Instabilitäten. Auch in der Literatur finden sich keine aussagekräftigen Hinweise über die Wirkung einer schwingenden Schaufel auf die Druckschwankungen der Strömung in einem Verdichter. In der Praxis ist man daher nach wie vor auf detaillierte experimentelle Ergebnisse angewiesen.

Solange die physikalischen Ursachen rotierender Ablösungen und Instabilitäten, akustischen Resonanzen sowie des Flutters nicht eindeutig beschreiben werden können, ist eine Vorhersage, bzw. Berücksichtigung innerhalb der Auslegung, unmöglich. Die Bewertung drehzahlunabhängiger Ereignisse setzt daher immer noch die Kenntnis der Auswirkungen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen voraus, da im Resonanzfall, also der kritischen Betriebspunkte, eine Unterscheidung zwischen Ursache und Wirkung anhand der Frequenzen allein nicht möglich ist.

Aus wirtschaftlicher und technischer Sicht besteht daher sehr großer Bedarf nach Merkmalen anhand derer auftretende Anregungsmechanismen schnell und eindeutig klassifiziert werden können. Insbesondere innerhalb eines Entwicklungsprozesses, z.B. eines komplexen Flugtriebwerkes, ist die Neukonstruktion einzelner Baugruppen zum Teil undenkbar. Hier steht die ingenieurmäßige Problembewältigung im Vordergrund, was wiederum die exakte Kenntnis des Mechanismus voraussetzt. Es gilt daher die Auswirkungen der aufgezählten Anregungsmechanismen auf das Strömungsfeld zu untersuchen und detailliert zu beschreiben.

Durch rotierende Ablöseerscheinungen oder Instabilitäten hervorgerufene Druckfluktuationen weisen spezielle charakteristische Merkmale auf, wodurch sie eindeutig als solche identifiziert werden können. Wird eine Schaufel nun durch eines dieser Phänomene zum Schwingen angeregt, ist der gesuchte Rückschluss auf den Anregungsmechanismus durch die Messung der Wanddrucksignatur möglich.

Die Auswirkungen einer durch Schaufelflattern oder durch eine akustische Resonanz angeregten Schaufelschwingung auf das umgebende Druckfeld sind jedoch teilweise gänzlich unbekannt. Dies gilt insbesondere für das Schaufelflattern, für das keine detaillierten experimentellen Untersuchungen veröffentlicht sind. Erschwert wird dies zudem durch die Vielzahl verschiedener Flutter-Mechanismen. Bestätigt ist bislang nur die Tatsache, dass es infolge Flutters und akustischer Resonanzen zu einer, bis hin zu kritischen Werten erreichenden, Schaufelschwingung kommen kann.

Aber auch aus wissenschaftlicher Sicht ist die Untersuchung der Auswirkungen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen von großem Interesse, da diese als Grundlagenuntersuchung einen wichtigen experimentellen Beitrag zur Bestimmung der physikalischen Ursachen liefert.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen sind die Auswirkungen strömunginduzierter Anregungsmechanismen auf die sich einstellende Wanddruckverteilung. Es sollen Kriterien gefunden werden, anhand derer sich die unterschiedlichen Anregungsmechanismen eindeutig über den gesam-

ten Betriebsbereich der Stufe beschreiben und charakterisieren lassen. Zunächst ausgehend von einer Messkonfiguration die sowohl Druckaufnehmer im raumfesten und rotierenden als auch entsprechende Schwingungsaufnehmer im rotierenden System vorsieht, soll der Versuch unternommen werden, die beschreibenden Kriterien auf Druckaufnehmer im festen System zu beschränken, um eine Reduzierung der Instrumentierung zu bewirken.

Zudem sind die Resonanzamplituden, sowohl einer selbst- als auch fremderregten Störung, im zeitlichen Mittel einer Schwankung unterworfen, was dazu führt, dass die Bestimmung der exakten Schwingungsamplitude nur mittels statistischer Verfahren möglich wird. Untersuchungen, die im Rahmen des TurboTech II Vorhabens an einem vierstufigen Verdichter durchgeführt wurden, haben ausserdem gezeigt, dass periodische Störungen, z.B. des Strömungsfelds gemessen an der Gehäusewand, eine Ortsabhängigkeit aufzeigen, die nicht durch Rotor-Stator-Interferenzen infolge turbulenter Nachläufe hervorgerufen werden. Somit ist die Übertragbarkeit gemessener Störampplituden auf alle Umfangspositionen nicht gewährleistet. Es gilt daher in einem weiteren Schritt, ein, auf statistische Methoden beruhendes, Verfahren zu entwickeln, aus denen Kriterien für die Wahl geeigneter Messpositionen und Aufnehmer abgeleitet werden können. Ideales Ziel wäre eine repräsentative ortsunabhängige Aussage auftretender Störampplituden.

Zusammengefasst stellen sich die Arbeitsziele wie folgt dar:

- Detaillierte Beschreibung und Charakterisierung der Wechselwirkung strömungsinduzierter Anregungsmechanismen auf das Strömungsfeld einer Verdichterstufe.
- Bestimmung von Kriterien zur Identifizierung der Anregungsmechanismen anhand einer gemessenen Wanddruckverteilung zur Reduzierung der Instrumentierung.
- Entwicklung eines auf statistische Methoden beruhendes Verfahren zur Bestimmung geeigneter Aufnehmerpositionen und -orte.
- Implementierung des entwickelten Verfahrens in Analysesoftware für Industrieanwendungen.

2. Technische Stand bei Vorhabensbeginn

Sofern in Strömungsmaschinen strömungsinduzierte Schaufelschwingungen auftreten, die von ihrer Frequenz nicht mit einem Vielfachen der Rotorfrequenz (Drehzahl) übereinstimmen, wird als Erklärung die sogenannte akustische Resonanzen (Parker, 1984 und Parker u. Stonemann, 1995) oder Flattern herangezogen. Mitunter sind die tatsächlichen Anregungsmechanismen der Druckschwankungen aber unbekannt. Prinzipiell lassen sich drehzahlunabhängige strömungsinduzierte Anregungsmechanismen nach ihrer Herkunft als selbsterregte klassifizieren und abgrenzen, vgl. *Bild 1*.

Grundsätzlich wird bei den strömungsinduzierten Schaufelschwingungen zwischen fremd- und selbsterregten Anregungsmechanismen unterschieden. Neben den drehzahlharmonischen Anregungsmechanismen zählen zu den fremderregten Anregungsmechanismen ebenfalls jegliche von aussen auf das System eingebrachte Störungen der Strömung sowie Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator und, je nach betrachteten System, die Rotor- oder Statorfolgefrequenzen.

Zu den selbsterregten Störungen zählen u.a. die akustischen Resonanzen, rotierendes Ablösen oder rotierende Instabilitäten sowie das Flattern.

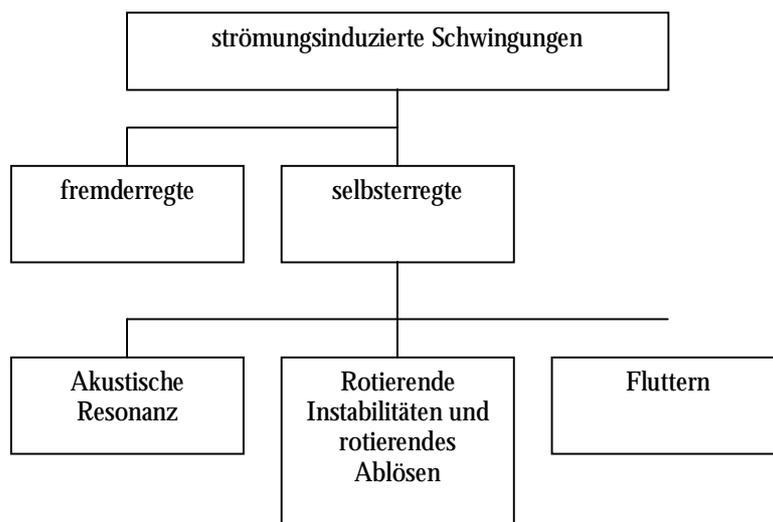


Bild 1: Klassifizierung der durch die Strömung induzierten Schwingungen

Akustische Resonanzen können nur von solchen Druckschwankungen hervorgerufen werden, die sich mit einer Geschwindigkeit in der Größenordnung der Schallgeschwindigkeit ausbreiten. Ähnlich der Schallabstrahlung eines Helmholtz-Resonators wird die Frequenz aus der Geometrie, der Schallgeschwindigkeit und dem Resonatorvolumen bestimmt (Fletscher u. Rosing, 1991). Die auftretende dominierende Frequenz einer akustischen Resonanz, z.B. hervorgerufen durch das Überströmen einer offenen Rohrleitung, weist daher grundsätzlich eine Wellenlänge auf, die in einer direkten Beziehung zu der Bauteilgeometrie steht.

Parker und Stoneman (1995) haben darüberhinaus festgestellt, dass akustische Resonanzen auch durch abgehende Wirbel im Nachlauf von Rotor-, Statorschaufeln oder Stützstreben angeregt werden können. Eine Wirbelablösung an sich muss jedoch nicht unbedingt akustische Wellen erzeugen.

Wechseldruckschwankungen, die z.B. durch Grenzschichtablösungen hervorgerufen werden und sich in der Maschine in Form rotierender Welle ausbreiten und Schaufelschwingungen induzieren, wie z.B. das rotierende Abreißen, lassen sich ebenfalls in die Klasse der drehzahlunabhängigen Anregungsmechanismen einordnen. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer solchen Druckschwankung liegt in der Größenordnung der Strömungsgeschwindigkeit, zudem zeigt die Frequenz und Wellenlänge keinerlei Abhängigkeit zu den geometrischen Randbedingungen. Die physikalischen Ursachen und Ausbreitungsmechanismen unterscheiden sich daher vollkommen von denen einer akustischen Resonanz.

Entsprechend ähnlich verhält es sich bei dem als rotierende Instabilität bezeichneten Phänomen, einer rotierenden Druckschwankung mit einer Geschwindigkeit in der Größenordnung der Strömungsgeschwindigkeit, dessen umlaufende Wellenstruktur aber eine zusätzliche periodische Druckschwankung aufgeprägt ist (Kameier, 1994), vgl. *Bild 2*. Am Beispiel eines Triebwerks-hochdruckverdichters wurde gezeigt, dass rotierende Instabilitäten Schaufelschwingungen hoher Amplituden verursachen können (Baumgartner, Kameier, Hourmouziadis, 1995).

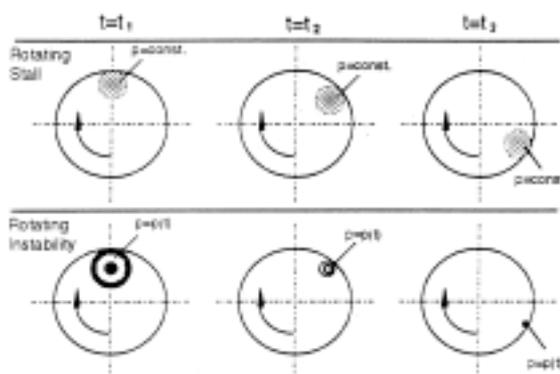


Bild 2: Rotierendes Abreißen und rotierende Instabilität (Baumgartner, Kameier, Hourmouziadis, 1995)

Ein weiteres strömungsinduziertes Schaufelschwingungsphänomen stellt das Flattern dar. Hierbei handelt es sich um eine parametererregte Schwingung, die durch nichtlineare aerolastische Kopplung des Luftstroms mit der Schaufelstruktur verursacht wird. Es werden verschiedene Flutter-Arten, je nach Betriebsbedingung im Kennfeld, unterschieden (Försching, 1974, Cumpsty 1989). Die genauen Ursachen des Flatterns sind meist noch unverstanden, da sich die Anregungsursachen und Schwingfrequenzen bzw. Schwingungsmoden je nach Flutter-Art unterscheiden. Die Gefahr des Schaufelflatterns liegt jedoch darin, dass eine genaue Vorhersage, bzw. eine Berücksichtigung bei der Auslegung, kaum möglich ist und die Schwingungsamplituden zum Teil kritische Werte annehmen können (Cumpsty 1989).

Grundsätzlich befinden sich bei einem Schwingungsvorgang die elastischen Kräfte und die Trägheitskräfte als konservative Systemkräfte stets im Gleichgewicht. Da die Summe aus potentieller und kinetischer Energie pro Schwingungsperiode konstant bleibt, ist eine Schwingungsanfachung nur dadurch möglich, wenn das schwingende System bei fehlender systemunabhängiger Fremderregung dem Luftstrom Energie entzieht. Ist die Energie größer als die stets vorhandene Verlustenergie infolge struktureller Dämpfung, dann liegt eine aerodynamische selbsterregte Flutter-Schwingung vor.

Frequenzanalysen, insbesondere die Korrelationsanalysen bekannt aus der Akustik und Signaltechnik (Kameier, 1994), sowie statistische Methoden (Witte, Ziegenhagen, 1998) stellen bei der Auswertung die wichtigsten analytischen Auswertemethoden dar.

Die Signalanalyse mit Hilfe der Fast-Fourier-Transformation hat sich in der Vergangenheit nicht nur bei der Beurteilung des Schwingungsverhaltens einer Schaufel bewährt, sondern stellt auch ein sehr schnelles Verfahren bei der Online-Bewertung (Monitoring) von Drucksignaturen dar. Bei geeigneter Wahl der FFT-Parameter und genügend hoher zeitlicher Auflösung des digitalisierten Signals lassen sich stochastische und deterministische Wechseldruckschwankungen eindeutig einer Frequenz zuordnen. Phaseninformationen eines Signals können unter Umständen bei der Korrelation zweier Aufnehmer Aufschluss über die Ausbreitungsgeschwindigkeit und damit Anhaltspunkte über die Ursache und den Entstehungsortes einer Störung geben (Kameier 1994, Haukap, 1998).

Die Ermittlung der exakten Schwingungsamplitude ist eine wichtige Grundlage zum Beispiel für die Lebensdauerberechnung eines Bauteils oder einer Schaufel. Zwar handelt es sich bei der Signalanalyse mittels der FFT um eine sehr schnelle und zugängliche Bewertungsmethode, die Berechnung der Amplitude wird aber von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst, was sich in einem relativ großen relativen Fehler äußert.

Frühere Untersuchungen haben ausserdem gezeigt, dass bei strömungsinduzierten Schaufelschwingungen die zu beobachteten Schwingungsamplituden ebenfalls nicht konstant sind, sich aber mittels Häufigkeitsverteilungen beschreiben lassen (Bendat, Piersol, 1980). Weiterhin konnte gezeigt werden, dass sich fremderregte strömungsinduzierte Störungen durch ein deterministisches Schwingungsverhalten charakterisieren lassen, und die Häufigkeiten der Amplituden mit Hilfe der Gauß'schen Normalverteilung beschrieben werden können. Selbsterregtes strömungsinduziertes Schaufelschwingen zeigt dagegen ein stochastisches Schwingungsverhalten, die Häufigkeiten der Amplituden lassen sich mit Hilfe einer Rayleigh-Verteilung beschreiben (Witte, Ziegenhagen, 1998). Mit dieser Kenntnis ist es nun möglich, die Anregung hinsichtlich seines Erregungsmechanismus zu klassifizieren.

Mit Hilfe der Überprüfung der statistischen Verteilung der Schwingungsamplituden ist es also unter Umständen möglich, Rückschlüsse hinsichtlich des Anregungsmechanismus zu folgern. Neben der Frequenz und der Amplitude aus der gewöhnlichen FFT Analyse ist also noch die zeitliche Entwicklung statistisch auszuwerten, um auf die physikalische Ursache der Schwingung rückschließen zu können. Dieses bereitet in der Praxis jedoch große Probleme, da in der Regel

die Frequenzspektren zunächst gemittelt werden müssen, um stochastische Störanteile zu eliminieren. Mit einer Mittelung geht aber die Information der zeitlichen Entwicklung verloren.

In der Literatur lassen sich keine Hinweise über die tatsächlichen Wechselwirkung einer schwingenden Schaufel auf das Strömungsfeld eines Verdichters finden. Die Auswirkungen und charakteristischen Merkmale z.B. einer infolge Flatterns angeregten Schaufelschwingung auf das Druckfeld z.B. an der Gehäusewand sind bisher nicht hinreichend untersucht, bzw. beschrieben. Rotierende Ablösungen und Instabilitäten sowie Akustische Resonanzen weisen in den unterschiedlichen Koordinatensystemen unterschiedliche charakteristische Frequenzen auf, da die Relativgeschwindigkeiten verschiedene Beträge aufweisen. Unter Ausnutzung des translatorischen Doppler-Effekts ist aber eine Zuordnung der Frequenzanteile zu ein und derselben Ursache möglich. Wenn eine schwingende Schaufel jedoch mit einer rotierenden Schallquelle verglichen wird, so treten Frequenzmodulationen auf. Kommt es zu einer Wechselwirkung zwischen Schaufelschwingung und Druckfeld, gilt es zudem der Fragestellung nachzugehen, ob die Ausbreitung nach akustischen oder strömungsmechanischen Gesetzmäßigkeiten erfolgt, respektive ob es sich um eine akustische Resonanz handelt.

Die Beurteilung und Interpretation der Spektralanalysen eines Schwingungsaufnehmers und Druckaufnehmers einer Verdichterstufe ist bisher nur mit der groben Kenntnis des etwaigen Anregungsmechanismus möglich, zudem beschränkt auf die Auslegungsbedingungen. In der Praxis ist die Kenntnis des Anregungsmechanismus einer nicht vorhersehbaren Schaufelschwingung aber von größtem Interesse, um schnelle und effektive Abhilfe zu schaffen. Dies gilt insbesondere für mehrstufige komplexe Turbomaschinen, wie Flugtriebwerke, Dampf- oder Gasturbinen, die unter unterschiedlichen Lastbedingungen und höchsten Sicherheitsanforderungen betrieben werden müssen.

3. Voraussetzungen, Planung und Ablauf des Vorhabens

Die Grundvoraussetzung zur Durchführung des Vorhabens ist durch das Labor für Strömungsmaschinen der FH Düsseldorf gegeben. Neben wesentlichen Ausstattungsmerkmalen und Erfahrungen im Umgang mit axialen Strömungsmaschinen sowie instationärer Messtechnik, stand dem Institut eine umfassende Messtechnik für Strömungsmessungen zur Verfügung. Zudem waren wesentliche Teile zum Aufbau des für dieses Vorhaben geeigneten Prüfstands, wie Antrieb, Rohrstrecken und Drosselgeräten, vorhanden.

Bedingt durch eine Kooperationsvereinbarung mit der Rolls-Royce Deutschland Ltd. (ehemals BMW Rolls-Royce GmbH) steht und stand dem Labor für Strömungsmaschinen der FH Düsseldorf eine Messworkstation zur Erfassung von 16 zeitlich hochauflösenden Kanälen und dazugehöriger Auswertesoftware zur Verfügung. Ferner ist infolge der Kooperation das 1999 ausgelaufene TurboTech II Vorhaben 1.244 „Experimentelle Untersuchungen rotierender Instabilitäten in Axialverdichtern und ihr Einfluss auf die Verdichterinstabilität“ der Arbeitsgemeinschaft Hochtemperatur-Gasturbine (AG Turbo) in einer Zusammenarbeit der RR Deutschland Ltd., der Daimler-Benz Aerospace MTU-München und der TU Dresden bezüglich rotierender Ablösungen und rotierender Instabilitäten durchgeführt worden. Ziel dieses Forschungsprojektes war u.a. die physikalischen Ursachen und Auslösemechanismen rotierender Instabilitäten zu finden und zu beschreiben. Die FH Düsseldorf war im weiteren mit der Auswertung der instationären Daten beauftragt, so dass anhand des Studiums rotierender Ablösungen und rotierender Instabilitäten die charakteristischen Auswirkungen dieser auf das Strömungsfeld, bzw. die sich einstellende Drucksignatur an der Gehäusewand und Schaufelkontur bereits hinreichend bekannt waren. Dabei stellte die Frequenz- und Korrelationsanalyse die wichtigste Grundlage bei der Durchführung der Arbeit dar.

Die weitere Planung und Durchführung des Vorhabens richtete sich im Wesentlichen nach dem bei der Beantragung eingereichten Balken- und Meilensteindiagramm, siehe Pkt. 5. Zur Durchführung weiterer aerodynamischer Messungen ist im März 2001 eine unendgeldliche Projektverlängerung beantragt und später bewilligt worden.

Aus Mitteln der Vorhabensfinanzierung ist ein Laservibrometer der Firma Polytec angeschafft worden. Die benötigten Gelder zum Auf- und Ausbau des Prüfstands wurden durch eine Drittmittelfinanzierung seitens der RR Deutschland Ltd. eingeworben.

4. Kooperationen, Drittmittelfähigkeit sowie eingeflossene Drittmittel

Infolge der Bewilligung des Vorhabens seitens der Aif konnte die Kooperation mit der Rolls-Royce Deutschland Ltd. weiter vertieft werden. Thema und Inhalt der Arbeiten haben die RR Deutschland überzeugt, das Vorhaben durch Drittmittel zu unterstützen. Diese Gelder sind zum Aufbau des Prüfstands und zur Finanzierung einer Personalstelle eingesetzt worden. Weitere Mittel wurden zur Verlängerung des Projektes durch die FH Düsseldorf zur Verfügung gestellt. Im Einzelnen waren dies bis April 2002:

- 50 tDM in 1999 durch die RR Deutschland Ltd.,
- 50 tDM in 2000 durch die RR Deutschland Ltd.,
- 20 tDM in 2001 durch die FH Düsseldorf,
- 35 tDM in 2002 durch die RR Deutschland Ltd.

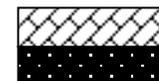
Durch die einschlägigen Publikationen [Kameier 1994, Baumgartner et. al. 1995, Haukap 1998, Haukap, Kameier, Holste 2000, Truckenmüller et. al. 1999] und Kooperationen über Diplomarbeiten [Woditschka, Stanka, Berlich] entwickelt sich in 2002 eine Zusammenarbeit mit der in der unmittelbaren Nähe der FH Düsseldorf befindlichen Siemens Power Generation AG Mühlheim, Bereich Dampfturbinenentwicklung.

5. Balken- und Meilensteindiagramm

Nr.	Arbeitsschritte und -ablauf	1999 Quartal		2000 Quartal				2001 Quartal	
		3.	4.	1.	2.	3.	4.	1.	2.
1	Konstruktion und Beschaffung des Axialverdichterprüfstands und Teil der Meßtechnik (Aufnehmer)								
2	Entwurf und Konstruktion einer Versuchsbeschaukelung mit geraden Schaufeln								
3	Instrumentierung des Rotors für rotierende Aufnehmer								
4	Untersuchung der Schaufelschwingungen des Rotors mittels Shaker und Überprüfung der Schaufelfestigkeit im Schleuderprüfstand								
5	Inbetriebnahme und Funktionsprüfung des Prüfstands und der Meßstrecke - Kennlinienmessung zur Beurteilung der Beschaukelung - Ermittlung der Betriebspunkte mit instabilen Betriebsbedingungen (rotierende Instabilitäten, Flattern, akustische Resonanzen) - Erstellung eines Meßprogrammes								
6	Beschaffung und Inbetriebnahme einer Lasermeßtechnik zur berührungslosen Messung von Schaufelschwingungen								
7	Umfassende Messungen der instationären - Gehäusedruckverteilungen - Schaufeldruckverteilungen im rotierenden System Messung der Schaufelschwingungen mit - DMS im rotierenden System - berührungsloser Lasermeßtechnik								
8	Analyse der Meßergebnisse und Beurteilung der Wanddrucksignaturen für unterschiedliche Anregungsmechanismen								
9	Analyse der Ergebnisse anhand statistischer Methoden und Entwicklung eines Verfahrens zur Implementierung der statistischen Methoden als Bewertungskriterium								
10	Messung laut Pkt.7 mit definierten Zu- und Ablaufstörungen in Form von - Störkörpern (Stützstreben) - asymmetrischen Abdeckungen								
11	Analyse der Meßergebnisse und Validierung der entwickelten Verfahren zur Beurteilung der Schaufelschwingungen infolge strömungsinduzierter Anregungsmechanismen								
12	Abfassung des Berichts								

Arbeiten im Rahmen der Finanzierung:

Industrie
bmb+f „aFuE-Programm“



Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	10
2 Formelzeichen	11
3 Verzeichnis der Tabellen und Bilder im Text	14
4 Versuchsaufbau und Messtechnik	17
4.1 Versuchsaufbau	17
4.2 Konventionelle Messtechnik zur Betriebspunktbestimmung	21
4.2.1 Kennlinienberechnung	22
4.2.2 Messtechnik zur Erfassung instationärer Daten	24
4.2.3 Pneumatische 5-Loch-Sondenmessungen	25
4.2.4 Hitzdrahmessungen	28
5 Theoretische Grundlagen	29
5.1 Instabilitätsphänomene	29
5.1.1 Rotierendes Abreißen und Pumpen	29
5.1.2 Rotierende Instabilitäten	30
5.1.3 Akustische Resonanzen	33
5.1.4 Prestallwaves, Modes und Spikes	36
5.1.5 Flattern	37
5.2 Die Fourier-Transformation und Korrelationsanalysen	38
5.3 Die räumliche Fourier-Transformation	40
5.4 Vorgehensweise bei der statistischen Untersuchung	41
5.4.1 Kennzeichnung des Zentrums	42
5.4.2 Kennzeichnung der Variabilität	45
5.4.3 Schiefe und Wölbung	47
5.4.4. Die Gaußsche Normalverteilung	48
5.4.5. Die Weibull-Verteilung	49
5.4.6. Die Rayleigh-Verteilung	50
5.4.7. Die Exponentialverteilung	51
5.4.8. Die Poissonverteilung	52
6 Ergebnisse und Diskussion	55
6.1 Kennlinienmessungen für der Stafflungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60°	55
6.2 Ergebnisse der Zu- und Nachlaufmessung	58
6.3 Ergebnisse der Schwingungsanalysen	62
6.4 Ergebnisse der statistischen Untersuchungen	64
6.4.1. Auswertung der Datensätze mit Erregerfrequenzen (rotierendes System, DMS)	68
6.4.2 Auswertung der Datensätze mit Erregerfrequenzen (raumfestes System Wandruckschwankungen)	71
6.4.3. Auswertung bei Betriebspunkten mit: $\varphi = 0.10$; $\varphi = 0.15$; $\varphi = 0.20$ (rotierendes System, DMS)	74
6.4.4 Auswertung bei Betriebspunkten mit: $\varphi = 0.10$; $\varphi = 0.15$; $\varphi = 0.20$ (raumfestes System, Wandruckschwankungen)	77
6.5 Ergebnisse zum Einfluss des Schwingungsverhaltens auf die Strömung	79
7 Zusammenfassung	84
Literaturverzeichnis	85
Anhang	90

1 Einleitung

Eine effiziente und umweltschonende Energieumsetzung in modernen Gasturbinen oder Flugtriebwerken setzt mechanisch hochbelastete Verdichterbeschaufelungen voraus. Solche Beschaufelungen tragen zwar wesentlich zur Wirkungsgradverbesserung und Minderung der Schadstoffemission bei, sie sind aber besonders sensibel hinsichtlich des Schaufelschwingungsverhaltens.

Die Beurteilung des Schwingungsverhaltens einer Verdichterbeschaufelung setzt die genaue Kenntnis der Anregungsmechanismen voraus. Während die drehzahlharmonischen Einflüsse bei der Auslegung berücksichtigt werden können, sind Anregungsmechanismen, die nicht fest an die mechanische Drehzahl gekoppelt sind, nicht hinreichend genau berechenbar. Solche Anregungsmechanismen werden verursacht von Strömungsablösungen, dem damit verbundenen Schaufelflattern, akustischen Resonanzen und rotierenden Instabilitäten. Auch in der Literatur finden sich keine aussagekräftigen Hinweise über die Wirkung einer schwingenden Schaufel auf die Druckschwankungen der Strömung in einem Verdichter. In der Praxis ist man daher nach wie vor auf detaillierte experimentelle Ergebnisse angewiesen.

Solange die physikalischen Ursachen rotierender Ablösungen und Instabilitäten, akustischen Resonanzen sowie des Flutters nicht eindeutig beschreiben werden können, ist eine Vorhersage, bzw. Berücksichtigung innerhalb der Auslegung, unmöglich. Die Bewertung drehzahlabhängiger Ereignisse setzt daher immer noch die Kenntnis der Auswirkungen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen voraus, da im Resonanzfall, also der kritischen Betriebspunkte, eine Unterscheidung zwischen Ursache und Wirkung anhand der Frequenzen allein nicht möglich ist.

Aus wirtschaftlicher und technischer Sicht besteht daher sehr großer Bedarf nach Merkmalen anhand derer auftretende Anregungsmechanismen schnell und eindeutig klassifiziert werden können. Es gilt daher die Auswirkungen der aufgezählten Anregungsmechanismen auf das Strömungsfeld zu untersuchen und detailliert zu beschreiben.

Durch rotierende Ablöseerscheinungen oder Instabilitäten hervorgerufene Druckfluktuationen weisen spezielle charakteristische Merkmale auf, wodurch sie eindeutig als solche identifiziert werden können. Wird eine Schaufel nun durch eines dieser Phänomene zum Schwingen angeregt, ist der gesuchte Rückschluss auf den Anregungsmechanismus durch die Messung der Wanddrucksignatur möglich.

Die Auswirkungen einer durch Schaufelflattern oder durch eine akustische Resonanz angeregten Schaufelschwingung auf das umgebende Druckfeld sind jedoch teilweise gänzlich unbekannt. Dies gilt insbesondere für das Schaufelflattern, für das keine detaillierten experimentellen Untersuchungen veröffentlicht sind. Erschwert wird dies zudem durch die Vielzahl verschiedener Flutter-Mechanismen. Bestätigt ist bislang nur die Tatsache, dass es infolge Flutters und akustischer Resonanzen zu einer, bis hin zu kritischen Werten erreichenden, Schaufelschwingung kommen kann.

Aber auch aus wissenschaftlicher Sicht ist die Untersuchung der Auswirkungen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen von großem Interesse, da diese als Grundlagenuntersuchung einen wichtigen experimentellen Beitrag zur Bestimmung der physikalischen Ursachen liefert.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen sind die Auswirkungen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen auf die sich einstellende Wanddruckverteilung. Es sollen Kriterien gefunden werden, anhand derer sich die unterschiedlichen Anregungsmechanismen eindeutig über den gesamten Betriebsbereich der Stufe beschreiben und charakterisieren lassen. Zunächst ausgehend von einer Messkonfiguration die sowohl Druckaufnehmer im raumfesten und rotierenden als auch entsprechende Schwingungsaufnehmer im rotierenden System vorsieht, soll der Versuch unternommen werden, die beschreibenden Kriterien auf Druckaufnehmer im festen System zu beschränken, um eine Reduzierung der Instrumentierung zu bewirken. Es gilt in einem auf statisch-

tischen Methoden beruhendes Verfahren zu entwickeln, aus denen Kriterien für die Wahl geeigneter Messpositionen und Aufnehmer abgeleitet werden können. Ideales Ziel wäre eine repräsentative ortsunabhängige Aussage auftretender Störampplituden.

2 Formelzeichen

λ	[m]	Wellenlänge
α		modale Modenordnung
α	[°]	Anstellwinkel
β	[°]	Winkel im Dreieck
ε	[--]	Expansionszahl
ν	[--]	Nabenverhältnis
ν	[--]	Querkontraktion
δ	[°]	Kippwinkel
σ		Standartabweichung
φ	[--]	Lieferzahl
φ	[°]	Phasenwinkel
ψ	[--]	Druckzahl
μ		arithmetischer Mittelwert
λ	[--]	Leistungszahl
λ	[--]	Staffelungswinkel
λ		mittlere absolute Abweichung vom Mittelwert
κ		mittlere absolute Abweichung vom Median
η	[--]	Wirkungsgrad
η	[Kg/m s]	Dynamische Viskosität
κ		Insentropenexponent
ρ	[Kg/m ³]	Dichte
ω	[rad/s] [Hz]	Winkelgeschwindigkeit, Drehfrequenz
Ω		Drehfrequenz
σ^2		Varianz
γ^2		Kohärenzfunktion
a	[m/s ²]	Beschleunigung
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
A		Weibull- Skalierungsfaktor
APS		Auto Power Spektrum
BFF		Blattfolgefrequenz
c	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
c	[--]	Durchflußkoeffizient der Stolzgleich
C		Weibull-Formfaktor
CPS		Kreuzleistungsspektrum
D	[m]	Nenndurchmesser
d	[m]	Blendendurchmesser
d	[mm]	Schaufeldicke
E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
E		Erwartungswert
f	[Hz]	Frequenz
G		Korrelationsfunktionen der Fouriertransformierten
h	[mm]	Schaufelhöhe
H	[mm]	Kanalhöhe
k		Anzahl der Klassen
k		Bohrungsinizes der pneumatischen Sonden
l	[m]	Länge

Teil 2: Inhaltliche Ergebnisse - 2. Formelzeichen

l	[mm]	Sehnenlänge
\dot{m}	[kg/s]	Massestrom
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
n, N	[--]	Zählindizes
P	[W]	Leistung
p	[Pa]	Druck
Re	[--]	Reynoldzahl
RI		rotierende Instabilitäten
RS		rotierendes Abreißen
S		Fouriertransformierte
S		Spektraldicke
St	[--]	Strouhalzahl
t	[s]	Zeit
t	[m]	Teilung
T	[°C], [K]	Temperatur
u, U	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
v	[mm/s]	Schwinggeschwindigkeit
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V		Variabilitätskoeffizient
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
w	[m/s]	Geschwindigkeiten im Dreieck
Y	[m ² /s ²]	spezifische Stutzenarbeit
z	[--]	Schaufelzahl

tiefgestellte Indizes

θ	Umfangskoordinate
1	vor der Blende
1,2	Referenzbezeichnungen für die Fouriertransformierte S
1,2,3	Bezeichnungen im Verdichtergitter
1,2,3,4,5	Indizes der Bohrungen der pneumatischen Sonde
B	Bandbreite
Bl	Blende
d, dyn	dynamisch
G	Grundgesamtheit
G	Gehäuse
i	innere
m	mechanisch
m	meridiankomponente, axialkomponente
M	Meridian
R	Rotor
r	Radialkoordinate
S	Stator
S	Stichprobe
s	statisch
t	Total
z	Axialkoordinate

hochgestellte Indizes

'

F

R

R

S

Relativsystem

raumfestes System

Rotor

rotierendes System

Stator

3 Verzeichnis der Tabellen und Bilder im Text

Bild 4.1.1:	Schematische Darstellung des Axialventilatorprüfstandes.	18
Bild 4.1.2:	Dreidimensionale Darstellung des Ventilators mit im Schnitt dargestelltem Laufrad.	19
Bild 4.1.3:	Schaufelträger mit montierter Schaufel	20
Bild 4.1.4:	Neu gestaltetes Laufrad.	21
Bild 4.1.5:	Ringkammerblende DIN EN 5167-1 [Bohl, 1995].	21
Bild 4.2.1:	Geometrie und Winkeldefinitionen der Versuchsbeschaufelung.	22
Bild 4.2.2:	Skizze der eingesetzten 5-Lochsonde	27
Bild 4.2.3:	Winkeldefinition der 5-Loch-Halbkugelsonde. [Krassmann,1996].	27
Bild 4.2.4:	Eichkurven für die 5-Loch-Sonde.	28
Bild 4.2.5:	Skizze und Winkel der eingesetzten 1-Draht-Hitzdraht-Sonde	29
Bild 4.2.6:	Beispiel eines Eichpolynoms einer 1-Draht Sonde.	29
Bild 5.1.1:	Kennlinien bei rotierender Ablösung und Pumpen.	30
Bild 5.1.2:	Schematische Darstellung der rotierenden Ablösung im abgewickelten Profiligitter, [Cumpsty, 1989].	31
Bild 5.1.3:	Schematische Darstellung des Unterschieds rotierender Ablösung und rotierender Instabilitäten, [Baumgartner, 1995].	32
Bild 5.1.4:	Charakteristische Unterschiede von rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.	33
Bild 5.1.5:	Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des ersten Rotors im BR710 Hochdruckverdichter mit rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.	33
Bild 5.1.6:	Akustische Resonanzfrequenzen bei einer Triebwerksbeschleunigung gemessen mit wandbündigen Druckaufnehmern am Bypass des Fans eines BR715 Triebwerks.	35
Bild 5.1.7:	Flatterregionen im mehrstufigen Verdichterkennfeld, [Cumpsty, 1989].	38
Bild 5.4.1:	Variation der Spektren.	43
Bild 5.4.2:	Standardnormalverteilung mit der Mitte "0" [Müller, 1993].	45
Bild 5.4.3:	Zweigipfelige Verteilungsform mit "Mittelwert = Median" [Kähler, 1995].	46
Bild 5.4.4:	Linkssteile Verteilung mit "Modus < Median < Mittelwert" [Kähler, 1995].	46
Bild 5.4.5:	Rechtssteile Verteilung mit "Modus > Median > Mittelwert" [Kähler, 1995].	46
Bild 5.4.6:	Grundgesamtheit und Stichprobe einer zu untersuchenden Menge.	47
Bild 5.4.7:	Unterschiedliche Normalverteilungskurven mit der Mitte "0" [Kähler, 1995].	50
Bild 5.4.8:	Weibull und Rayleighverteilung im Vergleich.	52
Bild 5.4.9:	Dichtefunktion einer Exponentialverteilung [Papula, 1994].	53
Bild 5.4.10:	Poissonverteilung mit dem Parameter $\mu = 1$ [Papula, 1994].	53
Bild 5.4.11:	Poissonverteilung mit dem Parameter $\mu = 10$ [Papula, 1994].	54
Bild 6.1.1:	Kennfeld der Maschine für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min ⁻¹ und 1000min ⁻¹ , ohne Nabenkalotte.	55
Bild 6.1.2:	Primärkennlinien des stabilen Betriebsbereich der Maschine für die Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° , 800min ⁻¹ und 1000min ⁻¹ .	55
Bild 6.1.3:	Kennlinien der Maschine $\lambda = 40^\circ$, mit Nabenkalotte und refl. Abschluss, ohne und mit Nabenkalotte ohne refl. Abschluss.	56
Bild 6.1.4:	Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.05$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min ⁻¹ , $\Delta f = 1\text{Hz}$, SR = 8192Hz, Hannig-Fenster, AVG = 150.	57

Bild 6.1.5:	Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.05$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 4096\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.	58
Bild 6.2.1:	Verlauf der Umfangsgeschwindigkeitskomponente $w_{2\theta}$ für das Free Vortex. Design und das Forced Vortex Design.	59
Bild 6.2.2a-d:	Verteilung der Umfangskomponente $w_{1\theta}$, des Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R und der Zu- und Abströmwinkel β'_1 und β_2 für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.	60
Bild 6.2.3a-d:	Verteilung der Axialgeschwindigkeiten w_{1a} und w_{2a} und der Radialgeschwindigkeiten w_{1r} und w_{2r} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.	61
Bild 6.2.4:	Verteilung der Umfangskomponente der Absolutströmung $w_{2\theta}$ im Nachlauf, Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.	62
Bild 6.3.1:	Schwingungsanregung im Campbell-Diagramm.	63
Bild 6.3.2:	Schematische Darstellung der einfachsten Schwingungsmoden, Cumpsty, 1989.	64
Bild 6.4.1:	Dimensionslose Kennlinie des Axialventilators, $\lambda = 40^\circ$.	65
Bild 6.4.2:	Spektrum des Betriebspunktes 1 mit $\varphi = 0.10$, 1250min^{-1} .	65
Bild 6.4.3:	Spektrum des Betriebspunktes 2 mit $\varphi = 0.15$, 1250min^{-1} .	66
Bild 6.4.4:	Spektrum des Betriebspunktes 3 mit $\varphi = 0.20$, 1250min^{-1} .	66
Bild 6.4.5:	3D Campbell-Diagramm eines Drosselvorgangs bei 1000min^{-1} .	67
Bild 6.4.6:	Anregung der Schaufel ist nicht konstant über den Zeitraum von 600 s.	67
Bild 6.4.7:	Bimodales Histogramm durch "Sprung" der 6.0 Drehzahlordnung.	68
Bild 6.4.8:	Gemittelttes 2D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 4, 706min^{-1} . $\varphi = 0.20$.	69
Bild 6.4.9:	3D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 4, 706min^{-1} . $\varphi = 0,20$.	69
Bild 6.4.10:	Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 65 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung, 706min^{-1} . $\varphi = 0,20$.	70
Bild 6.4.11:	Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 70 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung, 706min^{-1} . $\varphi = 0.20$.	70
Bild 6.4.12:	Gemittelttes 2D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 706min^{-1} . $\varphi = 0.20$.	72
Bild 6.4.13:	3D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 706min^{-1} . $\varphi = 0.20$.	72
Bild 6.4.14:	Verteilung der Druckamplituden bei 71 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung, 706min^{-1} . $\varphi = 0.20$.	73
Bild 6.4.15:	Gemittelttes 2D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 3, 1250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	74
Bild 6.4.16:	3D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 3, 1250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	74
Bild 6.4.17:	Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 96 Hz, 1250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	75
Bild 6.4.18:	Frequenz ohne Fremderregung (vgl. Anhang, <i>Bild A59</i>), stochastische Schwin- gungsanregung bei 40 Hz.	76
Bild 6.4.19:	Gemittelttes 2D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 1250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	77
Bild 6.4.20:	3D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 1 250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	77
Bild 6.4.21:	Verteilung der Druckamplituden bei 118 Hz, im RI-Bereich, 1250min^{-1} . $\varphi = 0.15$.	78

Bild 6.5.1:	Spektraler Vergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 100$	80
Bild 6.5.2:	Spektraler Vergleich einer steifen (schwarz) und einer sehr weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 100$.	80
Bild 6.5.3:	Zeitverlaufsvergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} .	82
Bild 6.5.4:	Zeitverlaufsvergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} .	82
Bild 6.5.1:	Messung eines Betriebspunktes mit aerodynamischer Schwingungsanregung eines Schaufelblattes.. $\varphi \sim 0.15$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 5000$. Dargestellt sind die Spektren eines wandbündigen Mikrofons (schwarz), eines DMS (blau) und eines Miniaturdruckaufnehmers (rot).	83
Tabelle 4.1.1:	Zusammenfassung der technischen Daten.	19
Tabelle 6.3.1:	Schaufeleigenschaften und Eigenfrequenzen	63
Tabelle 6.4.1:	Schwingungsverhalten der Ventilatorschaufeln bei Anregung mit drehzahlharmonischen Frequenzen (rotierendes System, DMS).	71
Tabelle 6.4.2:	Wanddruckschwankungen bei Anregung der Schaufeln mit Drehzahlharmonischen Frequenzen (raumfestes System).	73
Tabelle 6.4.3:	Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\varphi = 0.10$ (rotierendes System, DMS).	75
Tabelle 6.4.4:	Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\varphi = 0.15$ (rotierendes System, DMS).	75
Tabelle 6.4.5:	Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\varphi = 0.20$ (rotierendes System, DMS).	76
Tabelle 6.4.6:	Wanddruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.10$.	78
Tabelle 6.4.7:	Wanddruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.15$.	78
Tabelle 6.4.8:	Wanddruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.20$.	78

4 Versuchsaufbau und Messtechnik

4.1 Versuchsaufbau

Für den zur Messung von strömungsinduzierten Schaufelschwingungen aufgebauten Versuchsprüfstand *Bild 4.1.1* ist ein Axialventilator mit einem

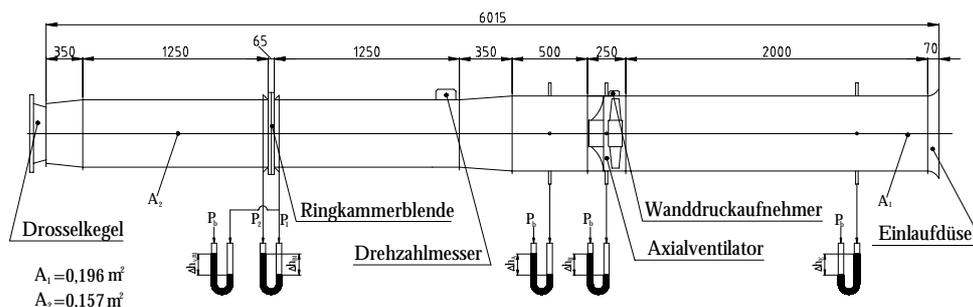


Bild 4.1.1: Schematische Darstellung des Axialventilatorprüfstandes.

Nenndurchmesser von 500 mm verwendet worden. Das Nabenverhältnis des Rotors v beträgt 0,635. Um dünne und unprofilierte Schaufeln einsetzen zu können, die auch bei geringen Schaufelkräften zum Schwingen angeregt werden, ist eine Modifikation des Serienlaufrades vorgenommen worden. Das Laufrad ist aus Gewichts- als auch aus Gründen der einfacheren Bearbeitung aus Aluminium gefertigt worden. Damit ein einfacher Austausch der Rotorschaukeln, sowie die Veränderung der Staffelungswinkel ermöglicht wird, kann der saugseitige Teil des Prüfstandes direkt vor dem Rotor abgetrennt werden. Der Prüfstand ist auf Stützen gelagert, die an den Lagerpunkten des Prüfstandes mit Rollen versehen sind, so dass die abgetrennten Rohrleitungs-teile in axialer Richtung verschoben werden können. Auf diesen Stützen können für spätere Mes-sungen auch Rohre mit kleineren Durchmessern gelagert werden. Bis zu einem Rohrleitungs-durchmesser von 250 mm liegt der Prüfstand auf den Rollen der Stützen auf und kann so leicht in axialer Richtung verschoben werden. Die Volumenstrommessung erfolgt über eine Ringkam-merblende nach DIN EN 5167-1. Der Rohrdurchmesser an der Blende ist geringer als der des Ventilators. Da die Blende wie der Ventilator als vorhandene Elemente in den Prüfstand integ-riert werden sollten, ist nach dem Ventilator ein Diffusor in den Prüfstand eingebaut worden, was allerdings eine Beschleunigung der Strömung zur Folge hat. Nach DIN EN 5167-1 müsste zur fehlerfreien Blendenmessung eine gleichmässige Anströmung vorliegen, welche mit einem Gleichrichter oder einer ausreichend langen Rohrstrecke erreicht wird. In diesem Fall liegt Auf-grund der kurzen Anströmstrecke zur Blende keine gleichmässige Anströmung vor, was zu einem Fehler bei der Bestimmung des Volumenstroms führt. Da für diese Untersuchung der Schaufel-schwingung nur die Reproduzierbarkeit verschiedener Betriebspunkte entscheidend ist, nicht aber der exakte Volumenstrom, kann dieser Fehler in Kauf genommen werden. Zur Aufnahme der statischen Druckänderungen sind im Nachlauf, zwischen Stator und Rotor sowie im Abstand von zwei Metern im Vorlauf des Ventilators Druckbohrungen im Gehäuse angebracht, vgl. *Bild 4.1.1*. *Bild 4.1.2* zeigt den Axialventilator mit dem im Schnitt dargestellten neu konstruierten Laufrad und den Drehzahlmessscheiben.

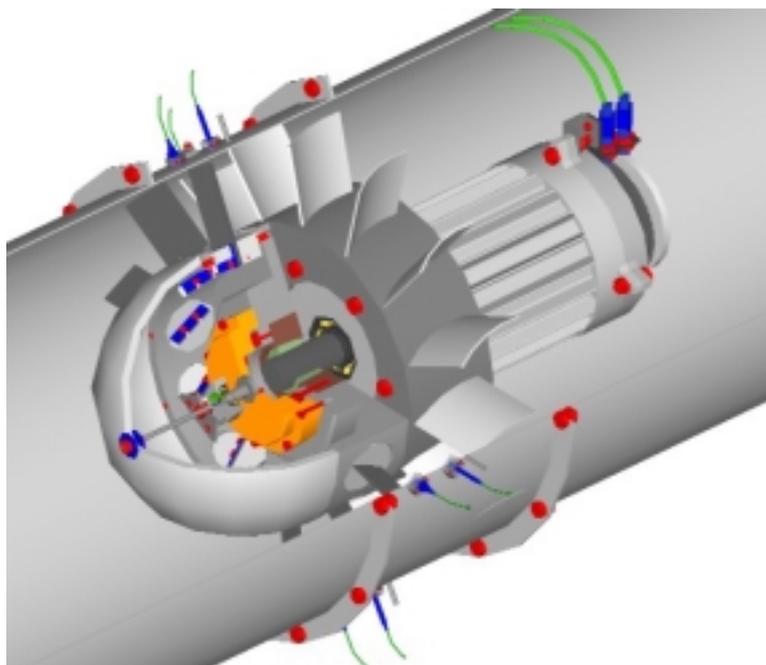


Bild 4.1.2: Dreidimensionale Darstellung des Ventilators mit im Schnitt dargestelltem Laufrad.

Für die Messung von instationären Wanddruckverläufen befinden sich kurz vor dem Rotor 84 und nach dem Rotor je zwölf äquidistante Aufnahmevorrichtungen in denen Miniaturdruckaufnehmer sowie $\frac{1}{4}$ Zoll Kondensatormikrofone eingesetzt werden können, mit denen sich die durch schwingende Schaufeln hervorgerufene Änderung der Wanddruckverläufe erfassen lassen. Zur direkten Messung der Schaufelschwingung und Schaufeldrücke werden Dehnungsmessstreifen und Miniaturdruckaufnehmer auf der Schaufeloberfläche angebracht. Die im rotierenden aufgenommenen Messdaten werden im rotierenden System vorverstärkt und mit einem Schleifring ins raumfeste System übertragen. Mit einem druckseitig angebrachten Drosselkegel, der motorisch stufenlos verstellt werden kann, können verschiedene Betriebspunkte auf der Drosselkurve eingestellt werden. In der nachstehenden Tabelle sind die Hauptabmessungen und technischen Daten des Versuchsprüfstands zusammengefasst.

Prüfstandslänge	$l = 6,015$ [m]
Nenn Durchmesser des Ventilators	$D = 0,5$ [m]
Nabenverhältnis	$v = 0,635$
Blendendurchmesser	$d = 0,374$ [m]
Öffnungsverhältnis der Blende	$b = 0,84$
max. Motorleistung	$P = 5,5$ [kW]
max. Drehzahl des Motors	$n = 2900$ [min ⁻¹]
Rotorschaukelzahl	$z_R = 11$
Statorschaukelzahl	$z_S = 14$
max. freie Rotorschaukelhöhe	$h = 91,5$ [mm]
Standart. Schaufelmaterial	S235JR
Standart Schaufeldicke	$d = 1$ [mm]
Standart Sehnenlänge	$l = 50$ [mm]
Standart Schaufelhöhe	$h = 90$ [mm]
Elastizitätsmodul (S235JR)	$E = 2,06$ [N/mm ²]
Querkontraktion (S235JR)	$\nu = 0,3$
Dichte (S235JR)	$\rho = 7850$ [Kg/m ³]

Tabelle 4.1.1: Zusammenfassung der technischen Daten.

Lauftrad

Für den modifizierten Läufer ist unter Berücksichtigung der 14 Leitschaufeln des zu verwendenden Ventilators eine Schaufelzahl von elf gewählt worden. Damit die Schaufeln leicht zum schwingen gebracht werden können, werden die Versuchsreihen mit dünnen und unprofilierten Schaufeln durchgeführt. Zur Montage dieser Schaufeln auf dem Läufer werden die Schaufeln zunächst auf einem Schaufelträger befestigt, welcher dann im Lauftrad geführt wird. Da die Versuchsreihen mit verschiedenartigen Schaufeln durchgeführt werden sollen, wurde die Konstruktion des Schaufelträgers (*Bild 4.1.3*) so gewählt, dass die Schaufeldicke, die Breite als auch das Material variiert werden kann. Die Schaufeln werden mit zwei Schrauben am Träger befestigt.

Um Versuche mit verschiedenen Spaltweiten durchführen zu können, ist jede Schaufel mit Langlöchern versehen, so dass eine genaue Ausrichtung in radialer Richtung erfolgen kann. Damit eindeutige, reproduzierbare Einspannbedingungen an der Außenkante des Schaufelträgers gegeben sind, wird zwischen Schrauben und Rotorschaukeln ein Edelstahlblech eingefügt. Zusätzlich sollte das neu gestaltete Lauftrad eine Variation der Staffelungswinkel ermöglichen. Hierzu wird der rund ausgeführte Schaufelträger gemäss *Bild 4.1.3* in einer Bohrung über Passungen im Lauftrad geführt und mit Kugeln, die über Madenschrauben in eine in den Träger eingedrehte umlaufende Rille gepresst werden, gegen Verdrehen während des Betriebes gesichert. Bei der Befestigung werden die Kugeln in die Rille des Schaufelträgers, welche dem Kugeldurchmesser entspricht, gedrückt, so dass keine plastischen Deformationen am Schaufelträger auftreten.

Mit einer eingefrästen Anlagefläche an der Stirnseite des Läufers wird eine reproduzierbare Einspannbedingung der gesamten Trägerkonstruktion in radialer Richtung gewährleistet. Aus Gründen der Fertigung konnte diese Einfräsung nicht an der Innenseite des Läufers angebracht werden, so dass der Träger von außen montiert wird und über die umlaufende Eindrehung des Schaufelträgers auch die Kompensation der Fliehkräfte erfolgen muss. Der Kugelmittelpunkt befindet sich in montiertem Zustand genau im Übergang vom Träger auf das Lauftrad, so dass die Kugeln ein Herausrutschen des Trägers verhindern.

Bei Drehzahlen über 3000 1/min reicht die Haftkraft zwischen den Madenschrauben und den Kugeln nicht mehr aus, wodurch es zu einer Verschiebung des Schaufelträgers durch die Fliehkräfte kommt [Wende, 2000], was zu einer plastischen Deformation des Läufers führt. Aus diesem Grund wird der Schaufelträger zusätzlich zu den Kugeln mit einem Bolzen, der an der Unterseite des Trägers verschraubt wird, befestigt, so dass sich die Anlagefläche des Schaufelträgers im Läufer vergrößert, was eine Verteilung der Fliehkräfte auf vier Anlagestellen zur Folge hat. Auch die Befestigung der Schaufeln auf dem Träger über die Flächenpressung ist bei grösseren Drehzahlen nicht ausreichend. Um ein Herausrutschen der Schaufel zu verhindern, werden die Schaufeln zusätzlich mit dem Schaufelträger verstiftet, was allerdings die Variationsmöglichkeiten der Spaltweite einschränkt.

Befestigung des Schleifringes

Des Weiteren wird mittig am Lauftrad ein Flansch, der zur Aufnahme eines Verstärkers und zur Befestigung des Schleifringes benötigt wird, angebracht. Um nicht nach jeder Montage des Lauf-

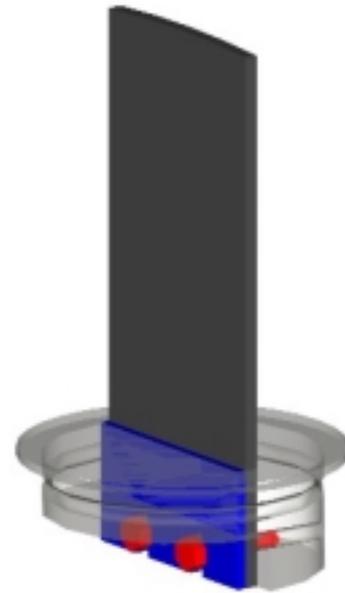


Bild 4.1.3: Schaufelträger mit montierter Schaufel

rades die Schleifringe neu ausrichten zu müssen, werden beide Teile des Schleifrings auf dem Flansch befestigt, so muss bei der Demontage nur der Flansch vom Läufer abgeschraubt werden. Zum Schutz des Verstärkers während des Betriebs wird am feststehenden Teil der Schleifringhalterung ein Spinner bzw. eine Nabenkalotte befestigt.

Fixierung des Läufers auf der Welle

Die Tapper-Lock-Kupplung, mit der das Laufrad auf der Motorwelle befestigt wird, verfügt über einen Konus und kann, wie beim Originallaufrad, an jeder beliebigen Position in axialer Richtung auf der Motorwelle angebracht werden, so können Messungen mit der gleichen Beschauelfelung in unterschiedlichen Abständen zu den Drucksensoren erfolgen. Abbildung 3.4 zeigt das neu gestaltete Laufrad mit montierten Schaufelträgern sowie einem Anstellwinkel der Schaufeln, gegenüber der Achse, von 40 Grad. Des weiteren ist in der Mitte des Läufers der Vorverstärker für das rotierende System abgebildet.



Bild 4.1.4: Neu gestaltetes Laufrad.

Ringkammerblende

Zur rechnerischen Bestimmung des Massen- bzw. Volumenstroms ist auf der Druckseite des Ventilators eine Ringkammerblende in den Prüfstand integriert. Die Normblende, vgl. *Bild 4.1.5*, besteht aus einer kreisrunden Scheibe mit einer zentrierten Einlauföffnung, dessen Rand scharfkantig ausgebildet sein muss. Die Scheibe wird zwischen Fassungsringen geführt, in denen kurz vor und nach der Blende Bohrungen zur Messung des statischen Drucks angebracht sind. Mit einer Ringkammerblende sind sehr genaue Messungen möglich, es entsteht aber durch die Querschnittsverengung ein bleibender Druckverlust. Mit steigenden Drücken vergrößert sich dieser prozentuale Druckverlust. Bei den Messungen mit dieser Ringkammerblende lag der Druckverlust zwischen drei und 15 %. Die für diesen Prüfstand verwendete Ringkammerblende hat einen Innendurchmesser von 374 mm, bezogen auf den Rohrdurchmesser von 447 mm ergibt sich somit ein Öffnungsverhältnis von $\beta=0,84$.

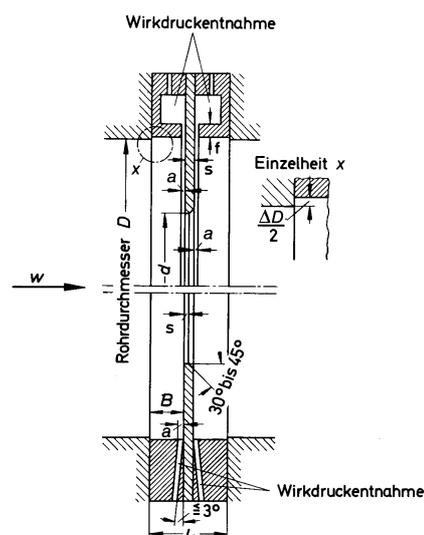


Bild 4.1.5: Ringkammerblende DIN EN 5167-1 [Bohl, 1995].

Drehzahlmesser

Zur Bestimmung der Drehzahl werden rückseitig an einem zweiten Wellenende des Drehstrommotors zwei Zählscheiben angebracht. Hierbei handelt es sich zum einen um eine Nutscheibe mit 100 Nuten und zum anderen um einen gegen seine Umgebung abisolierten Dauermagneten, welcher in radialer Richtung in eine Aluminiumscheibe eingesetzt ist. Bei laufendem Motor induzieren die Impulsmarken der Nutscheibe nach dem Induktionsgesetz:

$$\int_0^t u dt = N \cdot \Delta\Phi = N(\Phi t - \Phi_0) \quad [4.1.1]$$

in den entsprechenden Aufnehmern eine Spannung, die sich proportional zur Drehzahl verhält. Mit dem in die Aluminiumscheibe eingesetzten Dauermagneten werden die Leiterschleifen des Aufnehmers einmal pro Umdrehung vom mitdrehenden Magnetfeld geschnitten, wodurch ebenfalls ein Spannungsstoß induziert wird. Während die mit der Nutscheibe ermittelten Werte über einen Wandler zur Anzeige gebracht werden, wird die Aluminiumscheibe für die Drehzahlbestimmung am Rechner benötigt.

4.2 Konventionelle Messtechnik zur Betriebspunktbestimmung

Für alle folgenden Untersuchungen bzw. Auswertungen gelten die Geometrie- und Winkeldefinitionen gemäß *Bild 4.2.1*.

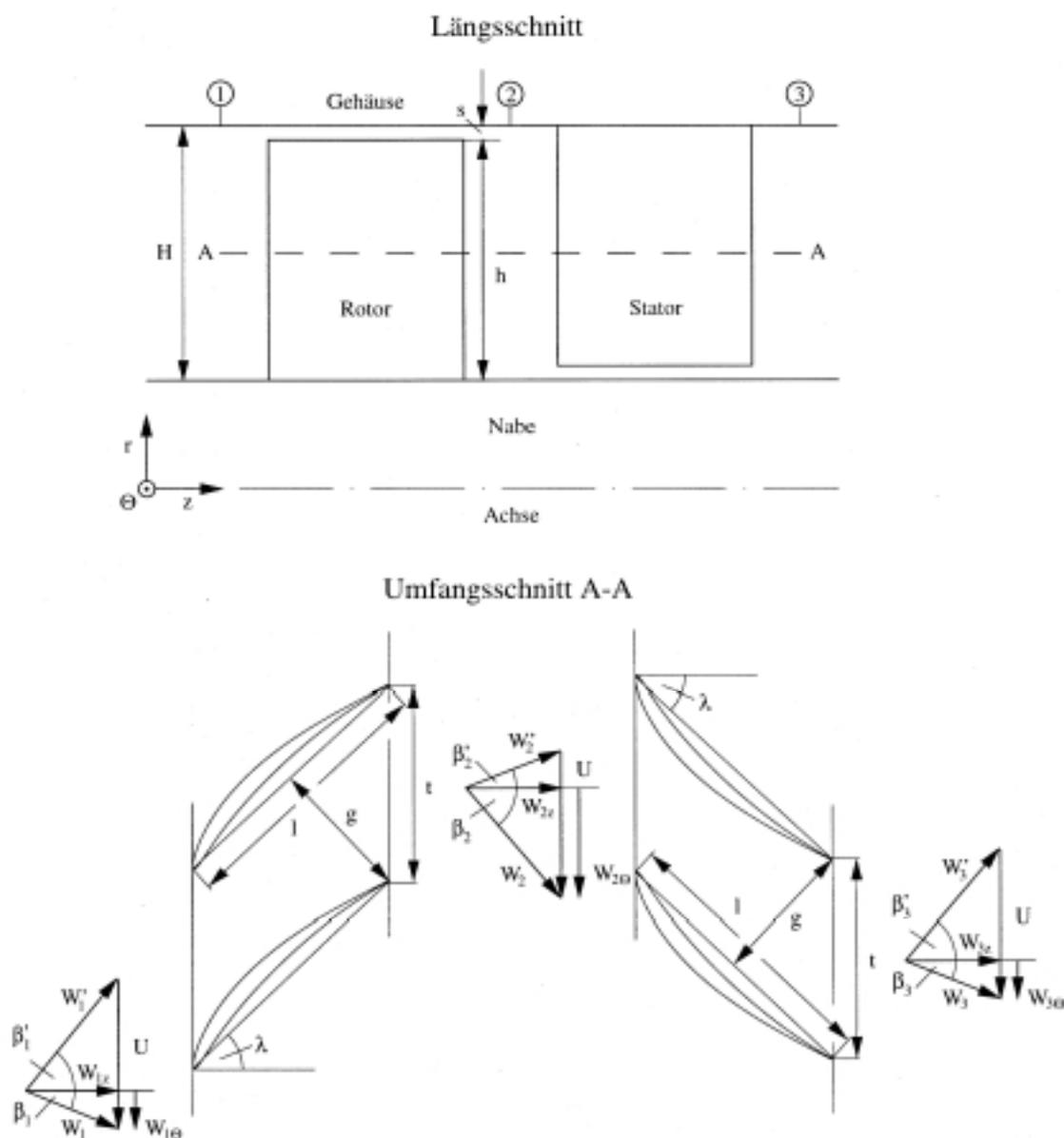


Bild 4.2.1: Geometrie und Winkeldefinitionen der Versuchsbeschaukelung.

Zur Erfassung zeitgemittelter Größen des Strömungsfeldes, i.e. Kennlinienmessungen, wurde folgende konventionelle Messtechnik eingesetzt:

- Umgebungstemperatur: Saturn 5050 / PT100,
- Umgebungsdruck: Mecotec/Tradinco 2090P A,
- Stufen- und Blendendrucke: Mecotec DP205 (20mBar),
- Wellenleistung: Norma AC-Power Analyzer 5255S,
- Drehzahl: Zahnscheiben / Induktionsaufnehmer (1/rev, 100/rev),
- Betriebsschwingungsüberwachung: B&K 4371, B&K 2635, Fluke 77Multimeter.

Zur Messung der statischen Drücke sind im Ein- und Auslauf, Δp_1 und Δp_3 , sowie im Axialspalt je sechs über Ringleitungen verbundene Druckbohrungen angebracht. Die Blende ermöglicht die Entnahme der statischen Blendenwirkdruckdifferenz Δp_{bl} und des statischen Druckes p_1 vor der Blende. Die Drehzahl n wird über eine Zahnscheibe und Induktionsaufnehmer ermittelt.

Die computergestützte Messdatenerfassung erfolgt mittels einer analogen Messkarte sowie RS232- und IEEE- Schnittstellenkarten. Für die Berechnung der abgeleiteten Größen und Kennzahlen wird die Analyse- und Steuersoftware LabView® eingesetzt.

4.2.1 Kennlinienberechnung

Das Messprinzip zur Volumenstrombestimmung mittels der Ringkammerblende beruht auf einer durch die Querschnittsverengung erzeugte Differenz der statischen Drücke zwischen Einlauf und Blendenaustritt. Mittels der ermittelten Blendenwirkdruckdifferenz, der Reynoldszahl Re , der Expansionszahl ε und dem Durchflusskoeffizient c (Stolz-Gleichung¹) kann der Volumenstrom iterativ bestimmt werden:

$$\dot{V} = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot c \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{bl}}{\rho}} \quad [4.2.1]$$

und:

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \cdot \frac{\Delta p_{bl}}{\kappa \cdot p_1} \quad [4.2.2]$$

$$c = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^8 + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0.75} \quad [4.2.3]$$

$$Re = \frac{4 \cdot \rho \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D \cdot \eta} \quad [4.2.4]$$

Dabei sind κ der Isentropenexponent und η die dynamische Viskosität. Für die Bestimmung der spezifischen Förderarbeit kann eine einfache Messung der statischen Druckdifferenz zwischen

¹ Die Stolz-Gleichung ist in der überarbeiteten Norm DIN EN 5167-1A1 durch die Reader-Harris/Gallagher - Gleichung ersetzt worden.

Ventilatorein- und austritt als Totaldruckerhöhung herangezogen werden. Vorversuche haben gezeigt, dass die Druckerhöhung des Ventilators nur eine Dichteänderung im Promillbereich zur Folge hat und die Strömung als inkompressibel angesehen werden kann. Damit erübrigt sich die Erfassung der Temperaturerhöhung des Ventilators. Da die Querschnitte der Rohleitungen im Zu- und Nachlauf identisch sind, entfällt unter Annahme der Inkompressibilität auch die dynamische Komponente der Druckerhöhung:

$$\Delta p_t = \Delta p_s = \Delta p_3 - \Delta p_1. \quad [4.2.5]$$

Zur Berechnung der Dichte ρ wird die Umgebungstemperatur gemessen. Damit ergibt sich für die spez. Stutzenarbeit:

$$Y_t = \frac{\Delta p_t}{\rho}. \quad [4.2.6]$$

Die Leistung P_i des Ventilators berechnet sich aus der Multiplikation der Stutzenarbeit und des Massestromes:

$$P_i = \dot{m} \cdot Y_t = \dot{V} \cdot \Delta p_t. \quad [4.2.7]$$

Zur Berechnung des Wirkungsgrades wird die mechanische Leistung P_m des Ventilators mittels des Einzelverlustverfahren nach DIN 57530 bestimmt. Die Messung der hierfür notwendigen elektrischen Größen werden mit dem AC-Power Analyzer D5255S durchgeführt. Die Berechnungsvorschriften des Einzelverlustverfahrens sind ausführlich in der Arbeit von Wende, 2000, beschrieben:

$$\eta = \frac{P_m}{P_i}. \quad [4.2.8]$$

Für die dimensionslose Darstellung der spezifischen Förderarbeit wird die Druckzahl herangezogen. Entsprechend Gl. 4.2.5 wird nur der statische Anteil bestimmt. Die Normierung erfolgt mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse:

$$\psi_s = \frac{2 \cdot Y_t}{u_G^2}. \quad [4.2.9]$$

Die Lieferzahl ist die dimensionslose Kennzahl des Volumenstromes. Sie stellt den mit der Umfangsgeschwindigkeit normierten Durchsatz dar:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{D^3 \cdot \pi^2 \cdot n} = \frac{c_m}{u_G}. \quad [4.2.10]$$

Die dimensionslose Leistung wird durch die Leistungszahl ausgedrückt werden:

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi_{St}}{\eta} . \quad [4.2.11]$$

4.2.2 Messtechnik zur Erfassung instationärer Daten

Grundlage der Untersuchung ist die Vermessung der instationären Wand- und Schaufeldrücke. Im raumfesten System befinden sich am Gehäuse 84 äquidistante Positionen zur Aufnahme von ¼ “ Mikrofonen oder Kulite XT190 Miniturdruckaufnehmern. Weitere 6 Aufnehmer befinden sich in der Ebene hinter dem Rotor. Zur Messung von Schaufeldrücken und -schwingungen im rotierenden System können bis zu 8 DMS oder Kulite Miniaturdruckaufnehmer LQ-47 oder LQ-125 instrumentiert werden.

Folgende zeitlich hochauflösenden Messungen durchgeführt worden:

- Messung von Gehäusedruckschwankungen,
- Messung von Profildruckschwankungen,
- Messung von Schaufelschwingungen,
- Messung von Geschwindigkeitsverteilungen mittels Hitzdraht- und Fieberfilmsonden,
- Gehäuseschwingungen.

Folgende Aufnehmer/Typen kamen dabei zum Einsatz:

- ¼“ Kondensatormikrofone Mikrotech MK301,
- Miniturdruckaufnehmer Kulite LQ - 47,
- Dehnungsmessstreifen HBM 6/120LY61,
- Drahsonden Dantec/Invent 55P11, 55R51.
- Beschleunigungsaufnehmer/Ladungsverstärker: B&K 4371, B&K 2635.

Die technischen Daten sind den beigefügten Datenblättern der jeweiligen Aufnehmertypen zu entnehmen (**Anhang**). Die Übertragung der Messdaten aus dem rotierenden System erfolgte mittels eines 10-Kanal Schleifrings der Firma Polytec. Aus Gründen der besseren Signalkonditionierung ist für die DMS und der Miniturdruckaufnehmer LQ-47 ein, speziell für diese Zwecke entworfener, Messverstärker der DLR Berlin im rotierenden System eingesetzt worden (vgl. hierzu März 1997).

Für die computergestützte Messdatenerfassung ist ein HP-VXI Messsystem (HP E8400A, HP E1498A, HP1432A) mit insgesamt 16 Kanälen bei einer maximalen Abtastrate von 51.2 kHz pro Kanal eingesetzt worden. Zur Steuerung und Teile der Auswertungen ist die Mehrfrequenzanalysatorsoftware PAK der Firma Müller BBM VibroAkustik GmbH München eingesetzt worden. Weiterführende Auswertungen sind mittels der Programmierumgebung MATLAB® durchgeführt worden.

Die Mikrofone sind mit Hilfe von Adaptern so eingebaut, dass der Messquerschnitt mittels einer Bohrung im Gehäuse auf 1mm Ø beschränkt ist. Dadurch ergibt sich ein Zylinderabschnitt, der als Helmholzresonator wirkt. Eine solche Anordnung kann als Tiefpassfilter interpretiert werden, da alle Druckschwankungen oberhalb der Resonanzfrequenz nur stark gedämpft übertragen wer-

den. Für diese Untersuchungen lag die Resonanzfrequenz jedoch weit oberhalb der zur Auswertung herangezogenen Bandbreite von max. 3.2kHz.

4.2.2.1 Dynamische Kalibrierung der instationären Messtechnik

Die Kalibrierung der Mikrofonmesskette ist nach jedem Umbau des Ventilators, nach jeder Änderung der Aufnehmerkonfiguration und zu Beginn eines jeden Messtags durchgeführt worden. Die Kalibrierung ist grundsätzlich dynamisch mit Hilfe des PAK Messsystems durchgeführt worden. Als Referenzschallquelle kam hierbei zum Einsatz:

Pistonfon B&K 4228

$L_p = 124\text{dB}$, 250Hz.

Aufgrund der Bauform und der Einbausituation der Miniaturdruckaufnehmer LQ-47 ist eine Kalibrierung nur mit großem zeitlichem Aufwand möglich. Die Sensitivitäten gemäß Hersteller konnten für die Messungen nicht herangezogen werden, da die elektrische Beschaltung der Aufnehmer zum Teil verändert wurde. Die Aufnehmer wurden daher im eingebauten Zustand mittels eines Referenzmikrofons und eines leistungsstarken Tieftonlautsprechers im Rohrprüfstand kalibriert. Für diesen Zweck ist die Eigenschaft ausgenutzt worden, dass unterhalb der Cut-On Frequenz des Rohres nur die ebene Welle ausbreitungsfähig ist. Damit ist der Schalldruck an jedem axialen Schnitt im Rohr konstant. Diese Vorgehensweise wurde in Vorversuchen mehrfach mit kalibrierten Aufnehmern verifiziert.

Die auf den Schaufeln im rotierenden System angebrachten Dehnungsmessstreifen sind weder dynamisch noch statisch kalibriert worden. Aufgrund einer Automatikbetriebsfunktion des Verstärkers ist kein Abgleich der Messbrücken notwendig.

4.2.3 Pneumatische 5-Loch-Sondenmessungen

Zur Vermessung des radialen Strömungsfeldes in der Zu- und Abströmung des Rotors ist eine pneumatische 5-Loch Halbkugelsonde der DFVLR Aachen eingesetzt worden. Der Kopfdurchmesser beträgt 3mm \varnothing , mit einem Bohrungsdurchmesser 0,4mm und einem Bohrungswinkel von 45°, siehe *Bild 4.2.2*. Eine Haltevorrichtung am Gehäuse in den Axialebenen 1, 2 ermöglicht eine manuelle Verschiebung und Verdrehung der Sonde. Die benutzten Winkeldefinitionen der Sonde entsprechen der Skizze gemäß *Bild 4.2.3*. Folgende Geräte wurden für die Kalibrier- und Sondenmessung eingesetzt:

- Mecotec DP205, Messbereich 2000Pa
- DISA Düseneinheit 55D45, Normdüse $A = 120\text{mm}^2$

Die Ermittlung des Strömungsvektors erfolgt nach dem „Nullverfahren“ von van der Hegge Zijnen. Zudem ist zu Validierungszwecken ein einfaches „starrs Verfahren“ eingesetzt worden. Letzteres ermöglicht die rechnerische Bestimmung von Betrag und Richtung der Strömung anhand zuvor bestimmter Eichkurven, setzt aber die grobe Kenntnis der Strömungsrichtung voraus. Das „Nullverfahren“ ist intuitiver, benötigt keine aufwendige Kalibrierung bzw. Auswertetechnik und bot Vorteile bei den gegebenen Strömungsverhältnissen, bedingt aber eine zeitintensive Ausrichtung der Sonde in Strömungsrichtung. Die für diese Untersuchungen angewandten Verfahren sind in der Literatur ausführlich durch Fiedler, 1992 beschrieben. Alle Eichkurven der Sonde sind über einen Winkelbereich α, γ von $\pm 25^\circ$ erstellt worden.

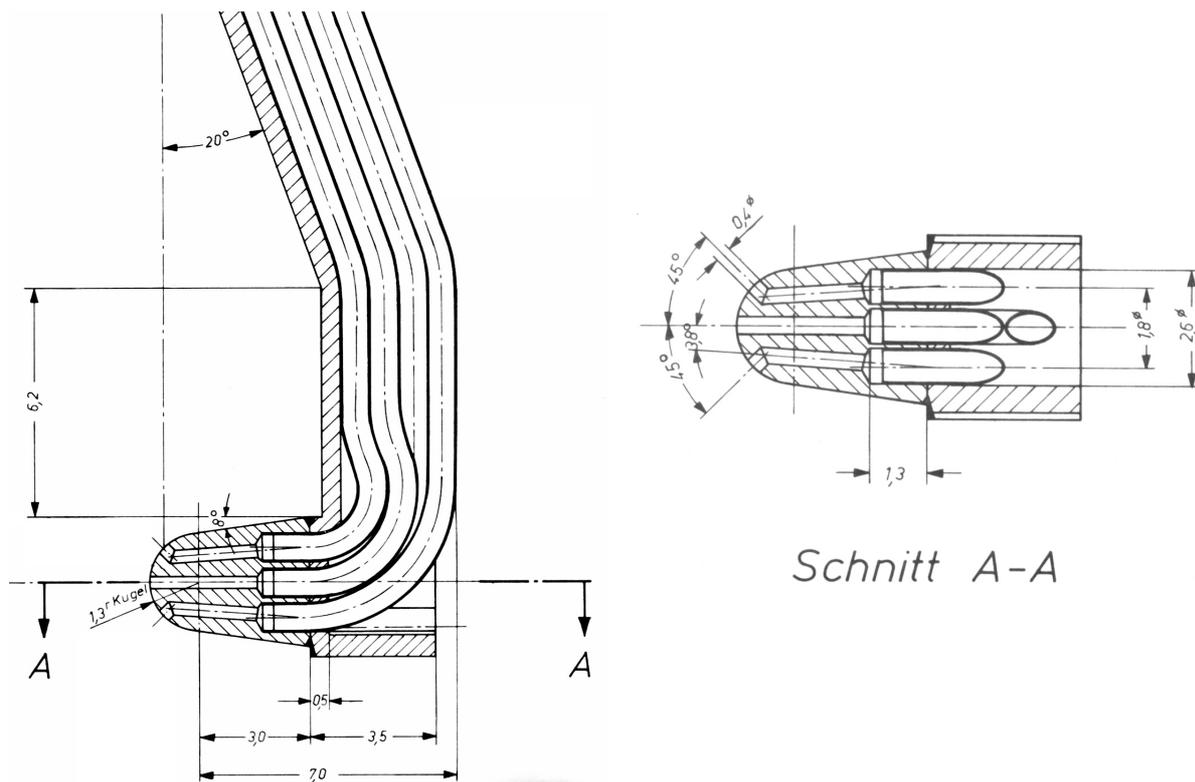


Bild 4.2.2: Skizze der eingesetzten 5-Lochsonde

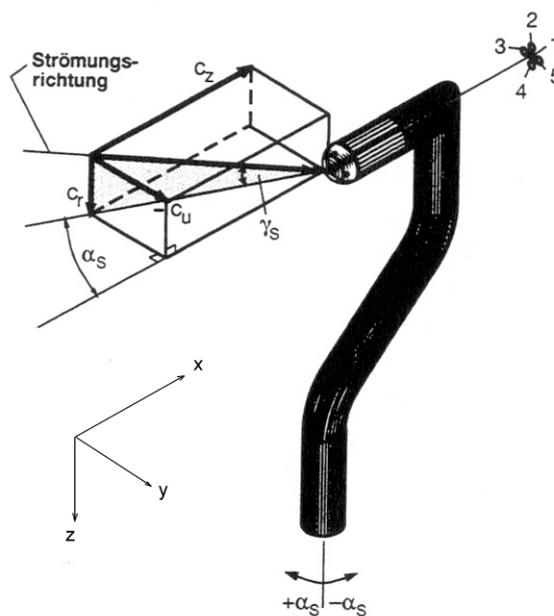


Bild 4.2.3: Winkeldefinition der 5-Loch-Halbkuugelsonde. Krassmann,1996

Die Bohrungskoeffizienten k_i des „Nullverfahrens“ werden durch die Kalibrierung bei bekannten Strömungsbedingungen über den Kippwinkels δ wie folgt bestimmt:

$$k_i(\delta) = \frac{(p_i - p_{st})}{p_{dyn}} \quad [4.2.12]$$

Der dynamische Druck ist dann nur noch eine Funktion zweier Bohrungsdücke:

$$p_{dyn} = \frac{(p_i - p_j)}{(k_i - k_j)} \quad [4.2.13]$$

womit die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden kann:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn}}{\rho}} \quad [4.2.14]$$

Da die Ventilatorströmung als inkompressibel angesehen werden kann und $Ma \ll 1$ ist, sind für die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit gemäß Gl.4.2.14 keine Korrekturen vorzunehmen. Der noch unbekannte Kippwinkel wird aus einem bei der Kalibrierung bestimmten Eichkoeffizienten $k_\delta = f(k_i, \delta)$ berechnet:

$$k_\delta(\delta) = \frac{k_4 - k_2}{k_1 - k_{2,5}} \quad [4.2.15]$$

Das *Bild 4.2.4* zeigt die Eichkurven der Koeffizienten k_i und k_δ der eingesetzten 5-Loch-Sonde. Die Geschwindigkeitskomponenten lassen sich anschließend mittels trigonometrischer Funktionen bestimmen:

$$\begin{aligned} v_x &= |\vec{v}| \cdot \cos \delta \cdot \cos \alpha \\ v_y &= |\vec{v}| \cdot \cos \delta \cdot \sin \alpha \\ v_z &= |\vec{v}| \cdot \sin \delta \end{aligned} \quad [4.2.16]$$

Grundsätzlich ist bei pneumatischen Sondenmessungen zu beachten, dass durch die Sonde eine nicht zu vernachlässigende Störung der Strömung, insbesondere bei dem eingesetzten Typ, ausgeübt wird. Zudem führen starke Geschwindigkeitsgradienten der Strömung zu relativ großen Messfehler

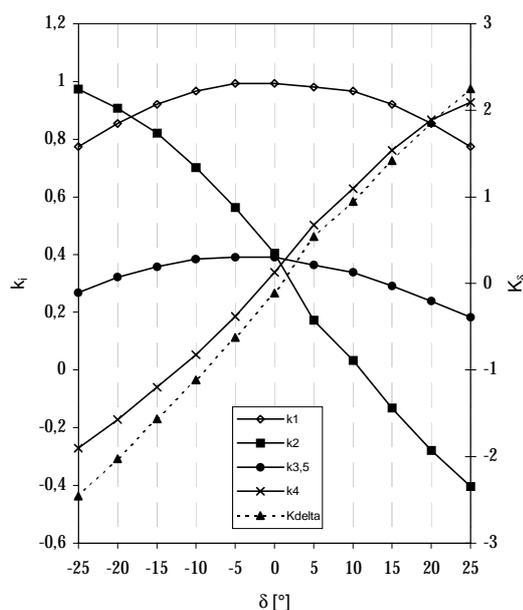


Bild 4.2.4: Eichkurven für die 5-Loch-Sonde.

4.2.4 Hitzdrahmessungen

Zur Validierung der pneumatischen Geschwindigkeitsmessungen und zur Untersuchung der instationären Anteile der Zu- und Abströmung sind Hitzdraht- und Fiberfilmmessungen nach der CTA (Constant Temperature Anemometer) durchgeführt worden. Sonden sowie spezielle Sondaufnahmen entsprechen handelsüblicher Bauformen der Firma DISA (Dantec/Invent). Für die Maschinenmessungen konnten die Haltevorrichtungen als auch die Messpositionen der pneumatischen Sonden übernommen werden. Eine weitere Messposition ist über der Beschau felung für Spaltströmungsmessungen hinzugefügt worden. Für die Messungen und Kalibrierung sind folgende Geräte / Sondentypen eingesetzt worden:

- DISA Main Unit 55M01,
- DISA Standardbrücke 55M10 mit Kabelkompensationseinheit,
- DISA Düseneinheit 55D45 mit Normdüse, $A = 120\text{mm}^2$,
- Sondenhalter 55H21, 55H25,
- Sonden 55P11, 55R51.

Die Messverstärkereinstellungen, i.e. Kompensation der Kabelwiderstände, Brückenabgleich, Sondengrenzfrequenz, ist entsprechend der Herstellerangaben durchgeführt worden, vgl. [Bedienungsanleitung DISA]. Für die Linearisierung der Sonden sind mittels der Düseneinheit vor den Messungen die notwendigen Kalibrierpolynome bestimmt worden. Zur Bestimmung der Richtungscharakteristik, i.e. Anstellwinkel α und Schiebewinkel δ , sind für die entsprechenden Sonden spezielle Eichkurven erstellt worden, vgl. *Bild 4.2.5-6*. Da für eingehende Untersuchungen zur 3 dimensionalen Richtungsbestimmung der Strömung entweder eine komplizierte Drehvorrichtung, oder geeignetere Sonden notwendig sind, ist ein einfaches 2-D „Nullverfahren“ von K.Giese und C. Schreck, 1968 angewandt worden. Auf eine detaillierte Untersuchung der Strömungsrichtung mittels der Drahtsonden wurde verzichtet.

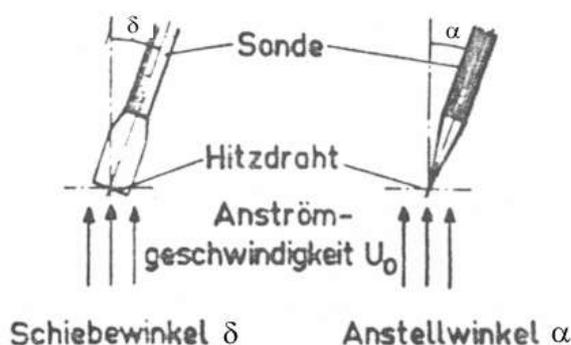


Bild 4.2.5: Skizze und Winkel der eingesetzten 1-Draht-Hitzdraht-Sonde

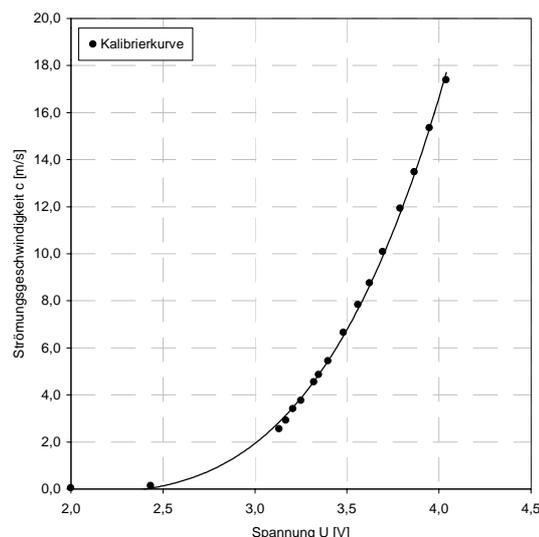


Bild 4.2.6: Beispiel eines Eichpolynoms einer 1-Draht-Sonde.

5 Theoretische Grundlagen

Wesentliche Entwicklungsziele moderner axialer Turbokompressoren und Ventilatoren sind die Realisation sehr hoher Stufendruckverhältnisse bei gleichzeitiger Reduktion der Verluste sowie die Erweiterung des Arbeitsbereichs. Hohe Stufendruckverhältnisse führen zu einer Reduktion der Stufen, einer kompakteren Bauweise, einer Gewichtseinsparung, einer Verringerung des Wartungsaufwands aber auch zu einer deutlich höheren mechanischen Struktur- bzw. Materialbelastung. Ermöglicht wurde dies durch die rasante Entwicklung numerischer Strömungsmodelle sowie Auslegungsalgorithmen und nicht zuletzt durch neue Fertigungstechniken und Materialien. Schnelle und präzise Mess- und Auswertemethoden ermöglichen computergestützte Steuer- und Regelalgorithmen zur Erweiterung bzw. effizienteren Nutzung des Arbeitsbereichs.

5.1 Instabilitätsphänomene

Zeitgleich mit der aerodynamischen Optimierung und der Entwicklung schneller Messmethoden konzentrieren sich Untersuchungen bis in die Gegenwart auf Instabilitätsphänomene oder -effekte, die, wie z.B. das rotierende Abreißen, prinzipbedingt oder als Folge der extremen aerodynamischen Schaufelbelastung und geometrischer Randbedingungen auftreten können. Die physikalischen Ursachen der Instabilitätsphänomene sind bis dato nicht hinreichend erklärt oder das Auftreten kann nicht präzise vorhergesagt werden. Der Betrieb in den gefährdeten Gebieten ist jedoch mit einer unkalkulierbaren mechanischen Mehrbelastung verbunden und kann im Extremfall zu einem vorzeitigen Materialversagen führen. Die wesentlichen bekannten Instabilitätsphänomene sind hierbei:

- rotierendes Abreißen oder rotating Stall (RS),
- Pumpen oder Surge,
- rotierende Instabilitäten (RI),
- Modalwellen und Spikes,
(- Schaufelflattern, evtl. weglassen ???)
- akustische Resonanzen.

Schwerpunkt dieser Arbeit sind grundlegende Untersuchungen hinsichtlich akustischer Resonanzen sowie die Erkennung insbesondere die Unterscheidung der Instabilitätsphänomene anhand gemessener instationärer Wand- oder Profildruckverteilungen.

5.1.1 Rotierendes Abreißen und Pumpen

In Strömungsmaschinen ist die rotierende Ablösung am häufigsten untersucht worden und erstmals ausführlich von Emmons (1955) beschrieben.

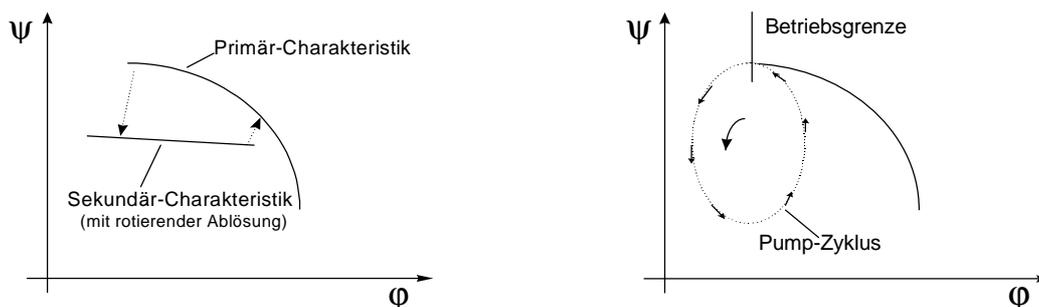


Bild 5.1.1: Kennlinien bei rotierender Ablösung und Pumpen.

In einstufigen Verdichtern tritt rotierende Ablösung nach Erreichen der Stabilitätsgrenze auf. *Bild 5.1.1* zeigt anhand der Kennlinie die Auswirkungen der bei starker Drosselung auftretenden Strömungsablösung im Rotorgitter. Bei angeschlossenen Rohrleitungen und Volumina kann bei genügender Energieumsetzung der Strömungsmaschine sogenanntes Pumpen (Surge) auftreten oder der Betriebspunkt springt auf eine Sekundär-Charakteristik mit stabil auftretender rotierender Ablösung. Als rotierende Ablösung wird dabei die Strömungsablösung an einem Schaufelprofil bezeichnet, die bewirkt, dass die Nachbarpassagen günstiger (entgegen der Drehrichtung) oder günstiger (in Drehrichtung) angeströmt werden, vgl. *Bild 5.1.2*. Die Ablösezone bereitet sich dadurch in Umfangsrichtung aus, vom Relativsystem beobachtet entgegen und vom Absolutsystem in Rotordrehrichtung. Die Zelle rotiert mit einem Schlupf gegenüber den rotierenden Schaufeln. Mit zunehmender Drosselung wird die Umfangsgeschwindigkeit im Relativsystem immer geringer, Kameier (1994). Ein Beobachter an der Gehäusewand nimmt z.B. die Druckschwankungen zeitlich proportional der Winkelgeschwindigkeit der Ablösezone wahr.

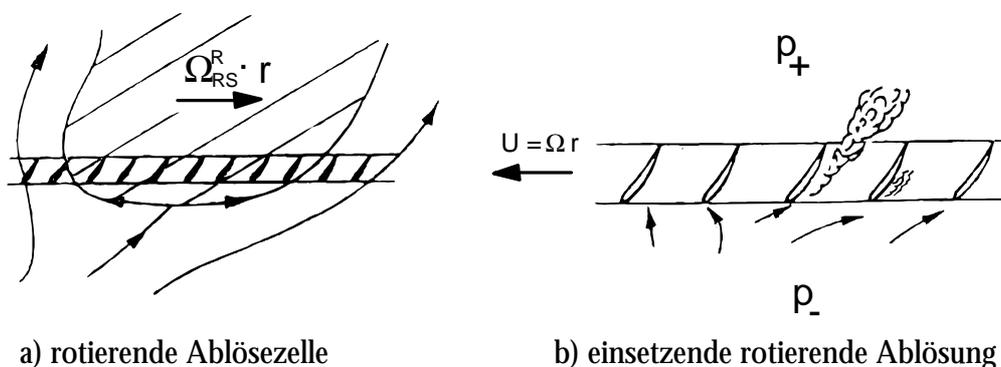


Bild 5.1.2: Schematische Darstellung der rotierenden Ablösung im abgewickelten Profilvergitter, Cumpsty (1989).

In mehrstufigen Hochdruckverdichtern treten rotierende Ablösezellen auch bei an sich gesunder Strömung im Verdichter auf. Kompressibilitätseffekte können dafür sorgen, dass im Off-Design-Bereich bei niedriger Drehzahl der Durchsatz für die vorderen Verdichterstufen sehr gering ist und rotierende Ablösung auftritt, ohne die Stabilität des gesamten Verdichters zu gefährden. Im Spektrum ist rotierendes Abreißen als schmalbandige Frequenzkomponente mit Harmonischen zu erkennen. Bei nur einer vorhandenen Zelle liegt die Frequenz unterhalb der Rotorfrequenz, liegen mehr als eine Zelle vor, so ist die erste Harmonische nicht erkennbar dagegen aber die zweite. In jedem Fall handelt es sich bei rotierenden Ablösefrequenzen um Harmonische. Weiterhin wird die rotierende Ablösezone hinsichtlich ihrer Ausdehnung über die Kanalhöhe klassifiziert. Lokal begrenzte Ablösezellen werden in der Literatur als „Part Span Stall“ beschrieben, eine Ausbildung über die gesamte Kanalhöhe als „Full Span Stall“, Cumpsty (1989).

5.1.2 Rotierende Instabilitäten

Der Begriff der rotierenden Instabilitäten ist in der Literatur nicht eindeutig für eine bestimmte Instabilitätsform definiert. Geläufig ist diese Bezeichnung u.a. auch für mehrzellige rotierende Ablösungserscheinung. Klassisches rotierendes Abreißen tritt jedoch erst mit überschreiten der Stabilitätsgrenze auf. Rotierende Strömungszellen, die bereits vor Erreichen der Betriebsgrenze auftreten, werden im Rahmen dieser Abhandlung als „rotierende Instabilitäten“ (RI) bezeichnet. Der physikalische Unterschied ist im Vergleich zur rotierenden Ablösung in *Bild 5.1.3* dargestellt.

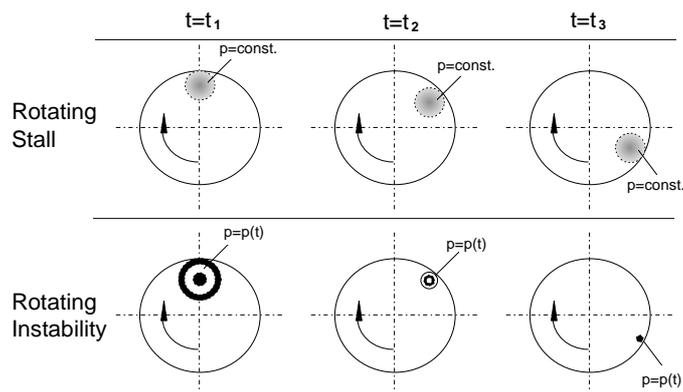
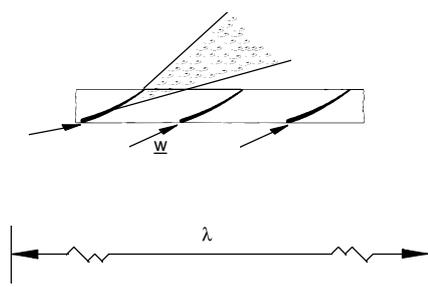


Bild 5.1.3: Schematische Darstellung des Unterschieds rotierender Ablösung und rotierender Instabilitäten, Baumgartner (1995).

Während das rotierende Druckfeld der rotierenden Ablösung zeitlich konstant ist, ist das Druckfeld rotierender Instabilitäten vergleichbar mit denen eines rotierenden Lautsprechers der ein zeitabhängiges Druckfeld aus dem rotierenden System abstrahlt. Ferner handelt es sich bei rotierenden Instabilitäten im allgemeinen nicht um harmonische Frequenzkomponenten sondern um Summen- und Differenzfrequenzen neben einer Grundfrequenz. Die Grundlegenden Eigenschaften der beiden Phänomene werden in *Bild 5.1.4* gegenübergestellt. Es handelt sich bei beiden Phänomenen um abgelöste Strömungen, die zum einen einen stochastischen Charakter hat (rotierende Ablösung) und zum anderen nur diskrete Komponenten enthält (rotierende Instabilitäten). Die verursachende Strömung lässt sich daher als turbulent bei der rotierenden Ablösung und als periodisch bei der rotierenden Instabilität klassifizieren. Die Frequenzen einer einzelligen rotierenden Ablösung liegt bei etwa 40 bis 60% der Rotorfrequenz, die Frequenzen der rotierenden Instabilität bilden eine Gruppe bei etwa der halben Blattfolgefrequenz (BFF oder BPF).

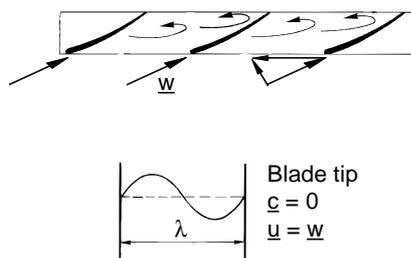
Rotierende Ablösung



$$\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RS}}$$

- abgelöste Strömung
- stochastischer Charakter
- turbulent

Rotierende Instabilität



$$\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RI}} = \frac{\pi D}{Z} = \text{Blade pitch}$$

- abgelöste Strömung
- diskreter Charakter
- periodisch

typische Frequenzbereiche:

$$\omega_{RS}^F \approx 0.4 \dots 0.6 \Omega_R^F$$

$$\omega_{RI}^F \approx 0.4 \dots 0.6 Z \cdot \Omega_R^F$$

- | | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> ● harmonische Frequenzen ● turbulent ● Frequenz ist unabhängig von der Anzahl der Rotorscheufeln ● <u>instabiler</u> Kennlinienbereich | <ul style="list-style-type: none"> ● Summen- und Differenzfreq. ● periodisch ● Frequenz ist abhängig von der Anzahl der Rotorscheufeln ● <u>stabiler</u> Kennlinienbereich |
|---|--|

Bild 5.1.4: Charakteristische Unterschiede von rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.

Das *Bild 5.1.5* zeigt die Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf der 1. Stufe des BR 710 Hochdruckverdichters während der Beschleunigung. Die Frequenzgruppe bei etwa der halben BPF zum Zeitpunkt $t \sim 40s$ zeigt ein typisches Erscheinungsbild rotierender Instabilitäten. Rotierendes Abreißen ist bei $t \sim 25s$ zu erkennen.

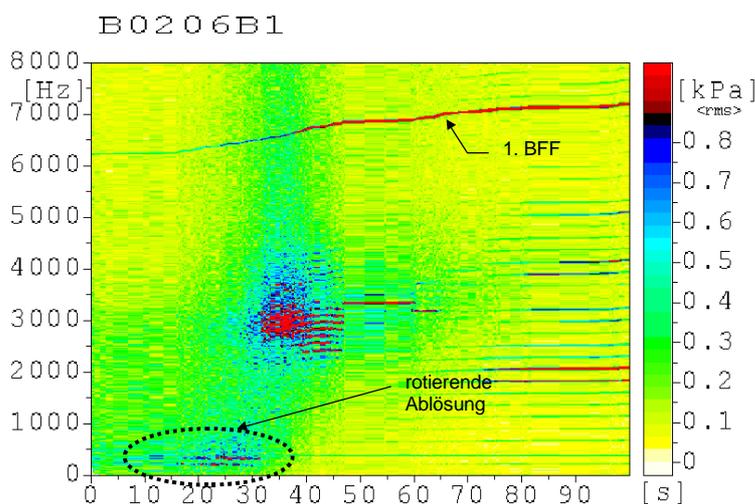


Bild 5.1.5: Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des ersten Rotors im BR710 Hochdruckverdichter mit rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.

Mathiodakis hat 1985 Druckschwankungen an einem 1-Stufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichter untersucht, die dem Charakter rotierender Instabilitäten sehr ähnlich sind. Die ermittelten Frequenzen im rotierenden und feststehenden System sind aber offensichtlich Harmonische, so dass es sich um rotierende Ablösungen mit bis zu 8 Zellen handelt.

Mongeau (1991), Choi (1991) und Bent (1992) verwenden als erste die Bezeichnung „rotating instability“ für untersuchte Druckschwankungen an einem Radialverdichter ohne Gehäuse. Wesentliches Kriterium für das Rotieren der Instabilitäten ist der Frequenzunterschied im rotierenden und feststehenden Bezugssystem, wobei die einzelnen auftretenden Frequenzkomponenten keine Harmonischen sind.

Kameier (1994), Kameier und Neise (1995), Kameier und Neise (1997 I und II) haben rotierende Instabilitäten an Axialventilatoren bei vergrößertem Kopfspalt untersucht. Die Entstehung der Instabilitäten steht in einem direkten Zusammenhang zur Durchströmung des Spaltes zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem Gehäuse der Strömungsmaschine. Erst bei genügend

großem Spalt tritt im angedrosselten Betrieb eine Rückströmung auf, die rotierende Instabilitäten verursacht. Rotierende Instabilitäten verursachen eine erhöhte Lärmemission und senken den Wirkungsgrad. Die rotierende Instabilität wird als rotierender Quellmechanismus interpretiert, der in Wechselwirkung mit den Rotorschaukeln tritt und somit zur Lärmabstrahlung beiträgt. Die Rückströmung im Kopfspalt eliminiert im Blattspitzenbereich des Rotors die Anströmung in axialer Richtung, die Blattspitzen werden somit nur noch in azimuthaler Richtung angeströmt. Die Anströmung in Umfangsrichtung erzeugt ein sich relativ zum Rotor bewegendes Druckfeld, das wiederum mit der Druckverteilung der Schaufel wechselwirkt.

Fuest und Carolus (1995) haben an einem leitradslosen Axialventilator auf den rotierenden Schaufeln vergleichbare Signaturen der Druckschwankungen gemessen wie Kameier (1994). Gute Übereinstimmung besteht für Messpositionen an der Schaufelvorderkante, detaillierte Ergebnisse hinsichtlich der Ausbreitung liegen jedoch nicht vor.

Krane und Bent (1995) haben rotierende Instabilitäten an einem axialen Niedergeschwindigkeitsverdichter untersucht, gehen aber auf physikalische Entstehungsmechanismen nicht weiter ein.

Von Baumgartner, Hourmouziadis und Kameier (1995) werden rotierende Instabilitäten als Anregungsmechanismus von Schaufelschwingungen in der ersten Stufe eines axialen Hochdruckverdichters genannt. Hohe aerodynamische Belastungen im Blattspitzenbereich des Rotors führen vermutlich zu einer vergleichbaren Entstehung wie im Axialventilator von Kameier (1994). Für den Resonanzfall der Schaufelschwingungen muss bei der untersuchten Geometrie des Rotors die Umfangsstruktur des aerodynamischen Anregungsmechanismus mit den mechanischen Knotendurchmessern übereinstimmen.

Bross et al. (1996) zeigen im Rahmen einer Untersuchung der Spaltströmung an axialen Pumpen, dass der Blattspitzenwirbel in Zusammenhang mit einem Rückströmgebiet über der Schaufel steht. Die Strömung stromauf des Rotors löst mit zunehmender Drosselung immer weiter stromauf von der Gehäusewand ab. Diese Beobachtung korrespondiert mit der von Kameier und Neise (1997) verwendeten Erklärung zur Entstehung rotierender Instabilitäten: Ist die Rückströmung kräftig genug, um die Hauptströmung zu eliminieren, so wird durch die verbleibende Anströmung in Umfangsrichtung eine Wirbelablösung induziert. Diese Wirbelablösung hat über den Umfang eine periodische Struktur, so daß bei Übereinstimmung mit der Schaufelzahl hohe Geräuschpegel und bei Übereinstimmung mit Schaufeleigenfrequenz und Knotendurchmesser große Schaufelschwingungen erzeugt werden.

Truckenmüller (1999) beschreibt ein Instabilitätsphänomen ähnlich rotierender Instabilitäten im Blattspitzenbereich einer Niederdruckdampfturbine bei Ventilationsbetrieb.

Mailach (2001) begründet die Entstehung rotierender Instabilitäten durch die gegenseitige Beeinflussung der Blattspitzenwirbel benachbarter Schaufeln infolge hoher aerodynamischer Belastung bei Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze. Er zeigt, dass durch eine An- und Umströmung der Schaufelvorderkanten durch den Blattspitzenwirbel selbst eine periodische Fluktuation des Entstehungsortes des Wirbels erzeugt wird, die eine periodische rotierende Umfangsstruktur induziert.

5.1.3 Akustische Resonanzen

Druckschwankungen, die sich mit Geschwindigkeiten in der Größenordnung der Schallgeschwindigkeit ausbreiten, können unter bestimmten Bedingungen mechanische Strukturen zu hohen Schwingungspegeln anregen. Man spricht dann von akustischen Resonanzen, die immer bei einer dominierenden Frequenz mit zum Teil sehr hohen Druckamplituden auftreten. Das *Bild 5.1.6* zeigt akustische Resonanzfrequenzen bei der Beschleunigung eines Triebwerkes in den Wanddruckschwankungen stromab des Fans.

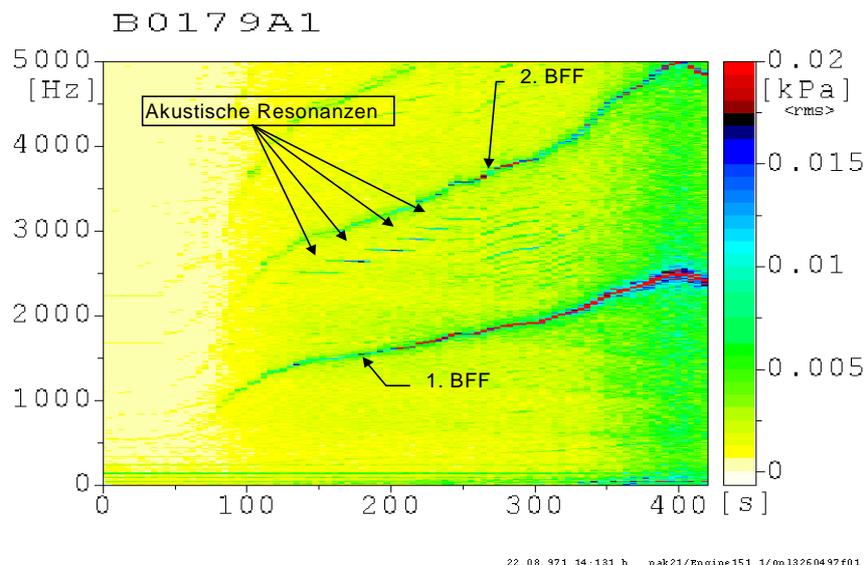


Bild 5.1.6: Akustische Resonanzfrequenzen bei einer Triebwerksbeschleunigung gemessen mit wandbündigen Druckaufnehmern am Bypass des Fans eines BR715 Triebwerks.

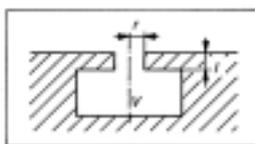
Unabhängig von der Art der Anregung kann eine grobe Klassifizierung akustischer Resonanzen vorgenommen werden. Im einzelnen sind dies:

- Schallabstrahlung des Helmholtz-Resonator,
- Öffnungsresonanzen,
- Stehwellen,
- selbsterregte akustische Resonanzen.

Schallabstrahlung des Helmholtz-Resonators

Die wohl bekannteste Art zur Erzeugung einer akustischen Resonanzfrequenz ist der Helmholtz-Resonator. Hierbei handelt es sich um ein abgeschlossenes Volumina welches über einen Hals mit der Umgebung verbunden ist. Durch die Überströmung des Halses verbunden mit einer Wirbelablösung an der Kante wird das Medium im eingeschlossenem Volumen zum Schwingen angeregt. Eine akustische Resonanzfrequenz wird bei Übereinstimmung von Anregungsfrequenz der Wirbelablösung mit der Eigenfrequenz des Voluminas induziert. Nach Lipps (1995 S. 276) lässt sich in Abhängigkeit der Stoffwerte und der Geometrie des Zylinders die Resonanzfrequenz berechnen:

$$f = \frac{a \cdot d}{4\pi} \sqrt{\frac{\pi}{\left(L + \frac{\pi \cdot d}{4}\right) \cdot V}}$$



- a = Schallgeschwindigkeit
- d = Durchmesser des Resonatorhalses
- L = Länge des Resonatorhalses
- V = Resonatorvolumen

Öffnungsresonanzen

Öffnungsresonanzen können an Rohranflanschnungen, Zuleitungen oder weiteren ähnlichen Geometrien induziert werden. Ähnlich wie die Schallabstrahlung des Helmholtz-Resonators wird die Frequenzen mittels der Geometrie, dem Resonatorvolumen, der Schallgeschwindigkeit und des Durchmessers der Zuleitung bestimmt, Fletscher und Rossing (1991). Die Eigentliche Strömungsanregung ist wiederum eine Wirbelablösung an einer scharfen Kante der überströmten Öffnung. Entspricht die Öffnung einem Schallhart abgeschlossenem Rohstück, kommt es zu

einer Amplitudenverstärkung bei Übereinstimmung der Öffnungstiefe mit einem oder drei Vierteln der Wellenlänge. Aus dem Abstand zweier benachbarter Resonanzfrequenzen lässt sich somit die Länge des Rohrstückes berechnen:

$$f_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{a}{L} + f_0 \quad \text{und} \quad f_2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{a}{L} + f_0 \quad \text{mit der Schallgeschwindigkeit } a$$

$$f_2 - f_1 = \Delta f = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{L} \quad \Leftrightarrow \quad L = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{\Delta f}$$

Stehwellen

Luftsäulen, die sich in der Gehäusegeometrie des Verdichters, einem Rohrprüfstands Aufbau oder in jeglichen Zuleitungen befinden, lassen sich zu einer harmonischen Folge von Eigenschwingungen anregen. Die dabei entstehen stehenden Wellen, die Rohre selbst sind an den Schwingungsvorgängen unbeteiligt, können hohe Druckamplituden aufweisen und im Falle einer Resonanz mit Bauteileigenfrequenzen zu einer Beschädigung der mechanischen Struktur führen, Jungbauer (1997, 2000). Die Frequenzen der Eigenschwingungen richten sich neben der Rohrlänge l danach, ob die Rohre einseitig offen, beidseitig offen oder geschlossen sind, z.B. Veit (1996):

$$f_{\frac{1}{4}\lambda} = \frac{(2n-1)}{4 \cdot l} \cdot a \quad \text{für einseitig offene Rohre,}$$

$$f_{\frac{1}{2}\lambda} = \frac{n}{2 \cdot (l + \alpha)} \cdot a \quad \text{für beidseitig offene oder geschlossene Rohre,}$$

mit:

- $n = 1, 2, 3, \dots$ Ordnungszahl der Eigenschwingung,
- $l =$ Rohrlänge,
- $a =$ Schallgeschwindigkeit,
- $\alpha =$ Mündungskorrekturfaktor (nur für beidseitig offene Rohre).

selbsterregte akustische Resonanzen

Unter dem Gesichtspunkt der Lärmreduzierung von Flugzeugtriebwerken geben Tyler und Sofrin (1961) einen sehr anschaulichen Überblick und Berechnungsvorschriften für die Ausbreitung und Randbedingungen rotierender Druckfelder, Rotor-Stator Interferenzen und weiterer Schallemissionen in axialen Strömungsmaschinen.

Parker (1966 das Paper habe ich nicht) beschreibt ein akustisches Resonanzphänomen an einem geraden Gitter in einer Windkanalströmung und prägt somit den Begriff der sog. „Parker-Modes“. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit zeigt das Phänomen diskrete Frequenzsprünge bei annähernd konstanter Strouhalzahl. Die Ursache des Effektes mit hohen Amplituden ist eine Rückkopplung der akustischen Resonanz und der Frequenz der abgelösten Hinterkantenwirbel der geraden Platten. Die Experimente können mittels eines theoretischen Rechenansatzes für vier einfache Modenordnungen validiert werden, Parker (1997). Parker und Griffiths (1968) weisen eine definierte Struktur der Resonanzen nach und zeigen, dass die Amplituden eine Größenordnung des dynamischen Druckes $\frac{1}{2} \rho V^2$ aufweisen. Nachfolgende Untersuchungen von Parker (1968 - 1983) beschreiben eingehende Details des Phänomens und es gelingt der Nach-

weis für einen einstufigen Kompressor. Beschrieben werden rotierende Modenordnungen, dessen Ausbreitungsrichtung sowohl mit als auch gegen die Umfangsgeschwindigkeit gerichtet ist.

Parker (1983) und Parker und Stoneman (1985) zeigen rotierende akustische Resonanzen an einem mehrstufigen Verdichter, dessen Frequenzen in Abhängigkeit der Drehzahl diskrete Frequenzsprünge halber Drehzahlordnungen sowie steigender Modenordnungen aufweisen. Temperatureinflüsse sowie die Gehäusegeometrie werden in die Diskussion mit einbezogen. Neben den Hinterkantenwirbeln werden lokale Ablösungen, z.B. infolge nicht exakter Schaufelwinkel, als Anregungsursachen in Betracht gezogen.

Alle die von Parker und Parker et. al. beschriebenen Resonanzeffekte der unterschiedlichen Maschinentypen haben gemein, dass infolge der akustischen Resonanzen die Schaufeln zu Schwingungen sehr hoher Amplitude angeregt werden können, eine detaillierte Beschreibung der physikalischen Mechanismen akustischer Resonanzen können die Abhandlungen infolge der Komplexität jedoch nicht liefern.

Zum weiteren Verständnis der Resonanzeffekte sind von Cumpsty and Whitehead (1971) und Graham und Maul (1971) vereinfachte Experimente an einer ebenen Platte und einer oszillierenden Klappe durchgeführt worden.

Ansätze zur Berechnung akustischer Resonanzfrequenzen und theoretischen Beschreibung der Modellvorstellungen liefern die Arbeiten von Koch (1982), Cargill (1987) und Lee und Hammond (1988).

5.1.4 Prestallwaves, Modes und Spikes

Modalwellen („modal waves“) und lokale Ablösezellen („spikes“), die kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze in einer Verdichterbeschaufelung auftreten können, zählen ebenso zu den Instabilitätsphänomenen. Bei den Modalwellen handelt es sich um langwellige, rotierende Störungen kleiner Amplitude, die erstmals von Moore und Greitzer (1986) beschrieben und von McDougall (1988) experimentell nachgewiesen wurden. Weitere wesentliche Untersuchungen wurden u.a. von Garnier et. al. (1991), Day (1993), Hoying (1993), Day et. al. (1997), Höss (1998), Mailach (2001) durchgeführt. Modalwellen können bei an sich noch stabilen Betriebsbedingungen nachgewiesen werden, leiten jedoch bei einer weiteren Steigerung der Belastung das rotierende Abreißen ein oder gehen in diesen über. Im Gegensatz dazu ist das Auftreten von „spikes“, hierunter werden kurze Druckspitzen hoher Amplitude verstanden, direkt mit einem Strömungsabriss nach weiteren wenigen Umdrehungen verbunden. Paduano (1998) bezeichnet den „spike“ als Folge oder den Beginn einer Ablösung im Blattspitzenbereich einer Schaufel. Aufgrund der relativ kleinen Ausdehnung und des noch sehr kleinen Ablösegebiets breitet sich der Ablöseprozess zunächst mit einer relativ hohen Geschwindigkeit entlang des Umfanges aus. Die Größe nimmt dabei unter Abnahme der Geschwindigkeit zu, bis sich eine vollständige rotierende Ablösezelle gebildet hat. Eingehende Untersuchungen hierzu sind u.a. von Day (1993), Camp (1995) und Camp und Day (1998) durchgeführt worden.

Beide Instabilitätsphänomene führen jedoch nicht zu einer praktisch relevanten Strukturanregung, da entweder die Amplituden zu klein oder das Auftreten der Phänomene zu kurzweilig ist und werden im Rahmen dieser Abhandlung daher nur der Vollständigkeit halber aufgeführt. Die gegenwärtigen Untersuchungen mit dieser Thematik befassen sich in erster Linie auf die Erkennung der Effekte zur Erweiterung des Arbeitsbereiches oder die Früherkennung von rotierendem Abreißen bzw. Hochdruckverdichter-Surge, vgl. hierzu Epstein et. al. (1986), Day (1993), Heynes et. al. (1993) Gysing und Greitzer (1995), D' Andrea (1997) und Weigl et. al. (1997).

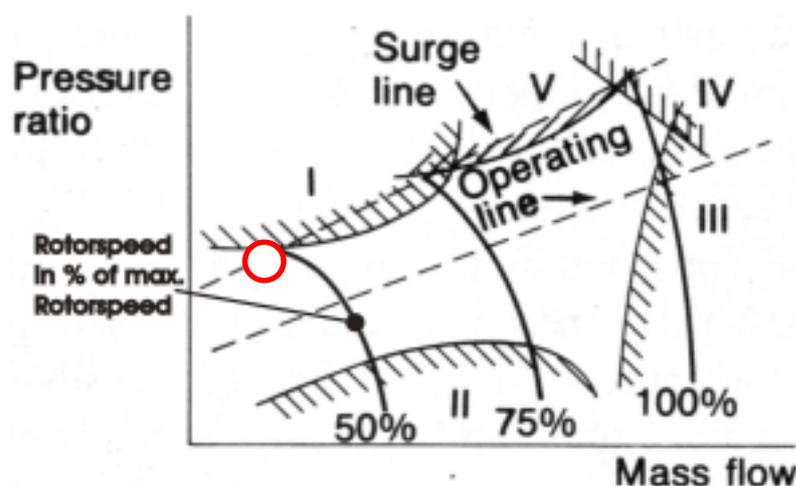
5.1.5 Flattern

Flattern, das eher ein Problem für Axialverdichter als für Radialverdichter ist [Cumpsty, 1989], ist viel gefährlicher als fremderregte Schwingungen. Flattern tritt bei Frequenzen auf, die keiner Drehzahlordnung und nicht der Eigenfrequenz der Schaufel entsprechen. Diese strömungsbedingte Anregung der Schaufel resultiert aus sich unregelmäßig ablösenden Wirbeln, vergleichbar mit denen einer Karman'schen Wirbelstraße. Es werden nun zwei grundlegende Unterscheidungen, hinsichtlich der Struktur der Schaufel, gemacht. Zum einen wird von einer starren Struktur der Schaufel ausgegangen und die Anregung als sogenanntes Buffeting bezeichnet. Dieses Modell ist mathematisch relativ einfach zu beschreiben: Sofern es zu einem Bruch der Struktur kommt, handelt es sich um ein Resonanzproblem mit der Frequenz der Wirbelablösung. Zum anderen wird von einer weichen, sich bewegenden, Struktur ausgegangen und die Anregung als Galopping oder Flattern (deut. Flutter) bezeichnet. Dieses Modell ist jedoch sehr kompliziert, da hier eine aeroelastische Kopplung vorliegt, die in der Literatur unverständlich und kaum nachvollziehbar erklärt ist [Fung, 1959].

Vorbedingung für das klassische Flattern ist eine kombinierte Biegetorsionsschwingung. Das Schaufelblatt schlägt in Richtung der Auftriebskraft aus und entzieht der Strömung dadurch Energie, die in größere Schwingungsamplituden der Schaufel umgesetzt werden. Der Flügel gerät ins flattern. Die dämpfenden Kräfte reichen nicht aus, um einen stationären Flutterzustand zu ermöglichen.

Wenn Drehzahlregionen erreicht werden, wo Flattern begünstigt wird, dann ändert sich allmählich die zufällig angeregte Schaufelschwingung in eine selbst anregende Schaufelschwingung. Es hat sich herausgestellt, dass bei einer Zunahme der Schwingungsamplitude einer ins flattern geratenen Schaufel, benachbarte Schaufeln dadurch auch in Schwingung versetzt werden. Die Schaufeln schwingen jeweils alle mit einer einheitlichen Frequenz phasenversetzt zur Nachbarschaufel.

Flattern tritt in der Regel in der Nähe der Eigenfrequenzen der Schaufeln auf. Bedenkt man, dass bei ähnlichen Frequenzen auch Biege- und Torsionsschwingungen auftreten, dann kann daraus eine Verschmelzung dieser Frequenzen zu einer einzigen "Flutterfrequenz" hervorgehen.



○ Mit dem verwendeten Prüfstand scheint es möglich zu sein, die Stabilitätsgrenze (engl. surge line) zu erreichen oder in die Nähe zu gelangen.

Bild 5.1.7: Flatterregionen im mehrstufigen Verdichterkennfeld, Cumpsty (1989).

Region I (subsonic stall flutter): In diesem Bereich tritt Flattern bei ähnlichen Bedingungen auf, bei denen auch rotierende Ablösung auftritt. Somit ist es gerade in diesem Bereich schwer vorauszusagen, ob die Schaufeln durch Flattern oder durch rotierende Ablösung angeregt werden. Wenn Flattern in dieser Region auftritt, dann geht dies mit einem Abriss der Strömung an den Schau-

fein einher. In den Untersuchungen von Armstrong und Stevenson (1960) war es immer der erste Modus der Biegeschwingung und der erste Modus der Torsionsschwingung, der zum Fluttern neigte.

Region II (choke flutter): In diesem Bereich tritt Fluttern bei ca. 50% bis 75% der max. mechanischen Drehzahl auf, wobei der Axialventilator gleichzeitig mit wenig Drosselung eingestellt ist. Dann reicht ein kurzes, schockartiges Androsseln aus um eine Grenzschichtablösung zu provozieren. Diese Ablösung der Grenzschicht regt die Schaufel zum Fluttern an.

Region III (low back-pressure supersonic flutter): Bei sehr hohen Drehzahlen kommt es hier zum Fluttern, ohne dass eine erkennbare Veränderung des aerodynamischen Verhaltens zu beobachten ist. Besonders lange Verdichterschaukeln, vor denen Leitbleche angebracht sind, sind für dieses sog. "Überschallfluttern" besonders anfällig. Dazu begünstigt die mechanische Kopplung der Schaufeln, dass Fluttern auf alle anderen Schaufeln "übertragen" wird und das ganze System (Schaufeln, Leitbleche und Scheibe) ins Schwingen gerät.

Region IV (high back-pressure supersonic flutter): Es scheint, dass hier die hohe Schaufelbelastung Fluttern begünstigt, das bei hohen Drehzahlen und nahe der Stabilitätsgrenze auftritt [Cumpsty, 1989].

Region V (supersonic stall flutter): Diese Flatterregion wurde von Adamczyk [Cumpsty, 1989] im Jahre 1982 untersucht. Bei niedrigerer Drehzahl tritt vornehmlich die erste Mode der Torsionsschwingung auf. Bei höheren Drehzahlen tritt die erste Mode der Biegeschwingung auf. Halliwell, 1975, hat festgestellt, dass diese Art der Flatterschwingung kurz vor dem Erreichen der max. mechanischen Drehzahl verschwindet. Sie tritt vorwiegend bei Axialverdichtern und bei Niederdruckverdichtern, bei denen keine Leitbleche verwendet werden, auf.

5.2 Die Fourier-Transformation und Korrelationsanalysen

Die Bewertung wird stark vereinfacht, wird der zeitliche Verlauf eines Signals durch eine Zerlegung in seine spektralen Komponenten vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert. Diese Transformation des Signal basiert auf der Fourier-Transformation:

$$f(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{j\omega t} dt \quad [5.2.1]$$

In der Praxis wird die Transformation jedoch diskret über ein Zeitintervall T durchgeführt. Unter der Voraussetzung, dass das Zeitintervall T bezogen auf die gewünschte Analyse hinreichen groß gewählt wird, kann die Integration über die Grenzen :

$$f(\omega) = \int_{-T}^T f(t)e^{j\omega t} dt \quad \text{mit } T \rightarrow \infty, \text{ oder „hinreichend“ groß,} \quad [5.2.1a]$$

durchgeführt werden.

Die auf mathematischen und statistischen Funktionen basierenden Korrelationsfunktionen bilden in Verbindung mit der Fourier-Transformation die Grundlage für die in dieser Abfassung ver-

wendeten Auswertungen, Bewertungen und Darstellungen mit Hilfe der Auto – und Kreuzleistungsspektrumsfunktionen (vgl. Bendat/Piersol, 1993, S.43ff)

Die Spektraldichte S_{11} erhält man aus der Multiplikation der fouriertransformierten Zeitfunktion $f(\omega)$ und der konjugiertkomplexen fouriertransformierten $\hat{f}(\omega)$ bezogen auf den betrachteten Zeitraum $2T$, und entspricht damit der fouriertransformierten Autokorrelationsfunktion:

$$S_{11}(\omega) = \frac{f_1(\omega) \cdot \hat{f}_1(\omega)}{2T} = \int_{-T}^T \left[\frac{1}{T} \int_0^T f(t + \tau) \cdot f(t) dt \right] e^{j\omega\tau} d\tau \quad [5.2.2]$$

Analog dazu beschreibt die Kreuzspektraldichte S_{12} den statistischen Zusammenhang zweier unterschiedlicher aber synchroner Signale $f_1(\omega)$ und $f_2(\omega)$ und entspricht der fouriertransformierten Kreuzkorrelationsfunktion:

$$S_{12}(\omega) = \frac{f_1(\omega) \cdot \hat{f}_2(\omega)}{2T} = \int_{-T}^T \left[\frac{1}{T} \int_0^T f_1(t + \tau) \cdot f_2(t) dt \right] e^{-j\omega\tau} d\tau \quad [5.2.3]$$

$S_{11}(\omega)$ und $S_{12}(\omega)$ sind über den Funktionsbereich $[-\omega, \omega]$ definiert. Für die praktische Anwendung innerhalb der Messtechnik ist jedoch für eine reelle Funktion $f(t)$ die einseitige Betrachtung der Spektraldichte und Kreuzspektraldichte üblich. Anschaulich können die Dichtefunktionen dann als Energiedichtefunktionen (bezogen auf das betrachtete Intervall $2T$) interpretiert werden. Handelt es sich bei der betrachteten Funktion $f(t)$ jedoch um eine komplexe Funktion, wird die zweiseitige Betrachtungsweise beibehalten. Ebenso ist es in der Praxis üblich, die Frequenzbandbreite Δf_B gerade so zu wählen, dass sie dem Kehrwert des betrachteten Zeitintervalls entspricht. Somit kann durch Multiplikation der Dichtebezug aufgelöst werden. Mit:

$$\Delta f_B = \frac{1}{T}.$$

ist das Amplitudenspektrum (**APS**, Autoleistungsspektrum oder Spektrum) ist wie folgt definiert :

$$\begin{aligned} G_{11}(\omega) &= [S_{11}(\omega) + S_{11}(-\omega)] \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega > 0, \\ G_{11}(\omega) &= S_{11}(\omega = 0) \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega = 0, \\ G_{11}(\omega) &= 0 && \text{für } \omega < 0 \end{aligned} \quad [5.2.4]$$

oder das Kreuzspektrum (**CPS** oder Kreuzleistungsspektrum):

$$\begin{aligned} G_{12}(\omega) &= [S_{12}(\omega) + S_{12}(-\omega)] \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega > 0, \\ G_{12}(\omega) &= S_{12}(\omega = 0) \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega = 0, \\ G_{12}(\omega) &= 0 && \text{für } \omega < 0 \end{aligned} \quad [5.2.5]$$

Der Fall $\omega = 0$ entspricht beim Amplitudenspektrum dem Gleich- bzw. statischem Anteil der gemessenen Größe².

Bei einer Bewertung mittels des Kreuzspektrums ist es zunächst notwendig, mit Hilfe der Kohärenzfunktion γ^2 eine Aussage über die Ähnlichkeit der Signalanteile zu machen:

$$\gamma^2(\omega) = \frac{S_{12}(\omega) \cdot \hat{S}_{12}(\omega)}{S_{11}(\omega) \cdot S_{22}(\omega)} \quad \text{mit } 0 \leq \gamma^2(\omega) \leq 1 \quad [5.2.6]$$

Beträgt $\gamma^2 = 1$, so ist die Quelle beider Signale identisch, beträgt $\gamma^2 = 0$, so sind die Signale unkorreliert. Eine sinnvolle Aussage ist jedoch nur über einen hinreichend langen Mittelungszeitraum möglich.

Bei dem Kreuzspektrum handelt es sich um eine komplexe Funktion und die wesentliche Information wird dabei aus der Phase gewonnen. Die Ausbreitungsrichtungen und –geschwindigkeiten können hieraus direkt bestimmt werden:

$$\varphi(\omega) = \frac{\text{Im } G_{12}(\omega)}{\text{Re } G_{12}(\omega)} \quad [5.2.7]$$

5.3 Die räumliche Fourier-Transformation

Das hier verwendete Modalanalyseverfahren bestimmt die modale Umfangsdruckverteilung mittels des komplexen Schalldruckes bezogen auf einen festen Referenzpunkt und ist ausführlich in der Arbeiten von Holste 1995 und Liu et.al. 1996.

Der Schalldruck p_s in einer axialen Ebene bei konstantem Radius des Verdichters kann für jede diskrete Frequenz ω_n in seine azimutalen Modenordnungen $A_\alpha(\omega_n)$ aufgelöst werden:

$$p_s(\omega_n) = \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_\alpha(\omega_n) e^{j\alpha\theta_s} \quad [5.3.1]$$

Dabei ist α die azimutale Modenordnung und θ_s die Umfangsposition der Messebene. Der komplexe Schalldruck $p_s(\omega_n)$ setzt sich aus der Magnitude $P_s(\omega_n)$ und der Phase $\varphi(\omega_n)$ an der Umfangsposition θ_s zusammen und kann, wie bereits zuvor beschrieben, aus dem gemessenen Kreuzleistungsspektrum G_{S1} berechnet werden.

$$G_{S1} = |G_{S1}| e^{j\varphi_{S1}} = P_S P_1 e^{j(\varphi_S - \varphi_1)} \quad [5.3.2]$$

„S“ ist hierbei der Meßort und „1“ der Referenzmessort. Mit der Annahme bzw. Definition, dass an der Referenzmessstelle die Phase $\varphi_1 = 0$ herrscht, folgt aus Gl. 5.3.2:

$$P_S = P_S e^{j\varphi_S} = \frac{G_{S1}}{P_1} \quad [5.3.3]$$

² Die hier gemachten Definitionen für G_{xx} (Gl. 5.3.4 und 5.3.5) sind für eine korrekte Berechnung der Gleichanteile erforderlich, und entsprechen einer Erweiterung der Definition laut Bendat/Piersol 1993, S.50ff.

Der Druck P_I an der Referenzposition wird entweder direkt gemessen, oder indirekt aus Kreuzleistungsspektren zweier weit vom Referenzpunkt entfernten Messpositionen x,y bestimmt:

$$P_I = \sqrt{\frac{G_{x1} \cdot G_{y1}}{G_{xy}}} \quad [5.3.4]$$

Letzteres hat den Vorteil, dass so turbulente Druckschwankungen unterdrückt werden können. Dennoch ist bei dem Meßaufbau darauf zu achten, dass der Abstand der Messorte nicht zu klein gewählt wird, um ein allgemeines korrelieren turbulenter Druckschwankungen zu vermeiden.

Analog zur digitalen Messdatenerfassung ist bei der Anwendung dieses Verfahrens das Nyquist – Theorem einzuhalten. Die im Rahmen dieser Untersuchungen durchgeführten Messungen an 84 äquidistanten Messpositionen lässt eine maximale Zerlegung der Modenordnungen innerhalb der Grenzen $-42 < \alpha < 42$ zu.

Die azimutale Modenordnungen $A_\omega(\alpha)$ werden dabei aus einer räumlichen Fourier-Transformation für jede Frequenz ω_n aus den komplexen Schalldrücken $p_s(\omega_n)$ berechnet.

Die Vorgehensweise einer räumlichen Fourier-Transformation entspricht der im Zeitbereich, mit dem unterschied, daß die Integration über eine Ortskoordinate durchgeführt wird; hier die Umfangskoordinate des Ventilators θ_s :

$$A_{\omega_n}(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} p_\theta(\omega_n) e^{j\alpha\theta} d\theta \quad [5.3.5]$$

5.4 Vorgehensweise bei der statistischen Untersuchung

Jede statistische Untersuchung besteht aus einer sogenannten Urliste. Diese Urliste umfasst den zu untersuchenden Datensatz, wie im vorliegendem Fall zum Beispiel als eine Reihe von Amplitudenschwankungen im Frequenzbereich. Nun soll eine Fast Fourier Transformation (FFT) durchgeführt werden. Dazu wird das Zeitsignal in viele, gleich große, Blöcke aufgeteilt. Von jedem einzelnen Block ist eine FFT erstellt worden. Betrachtet man die einzelnen Spektren, so ist festzustellen, dass die Amplituden der Frequenzen von Spektrum zu Spektrum variieren. Anschaulich sind im *Bild 5.3.1* die ersten 3 Spektren von 0 Hz bis 200 Hz dargestellt. Das Zeitsignal ist mittels PAK mit einem Mikrofon aufgenommen worden. Um später ein geeignetes Histogramm zu erstellen, dass die Verteilung der Amplituden bei einer zu untersuchenden Frequenz (f) darstellt, ist es notwendig, möglichst viele Spektren zu erstellen. Es hat sich herausgestellt, dass die Urliste aus 1000 Werten oder mehr bestehen sollte. Dies bedeutet, dass jeweils eine Berechnung von ≥ 1000 FFT's durchgeführt werden muss, um ≥ 1000 Spektren zu erhalten. Da dies bei einer Frequenzauflösung von 1 Hz gleichbedeutend mit einer Messzeit von ≥ 1000 s ist, können mit Hilfe des Overlaps mehr Spektren aus einem Datensatz generiert werden. Stehen die Werte der Urliste fest, so wird eine Klassenbildung vorgenommen, d.h., die Beobachtungswerte werden den einzelnen Klassen zugeordnet. Die Faustformel für die Anzahl der Klassen bei n Werten lautet [Kähler 1995]:

$$k = 2 \cdot \sqrt[3]{n} \quad [5.4.1]$$

k = Anzahl der Klassen, n = Anzahl der Werte in der Urliste

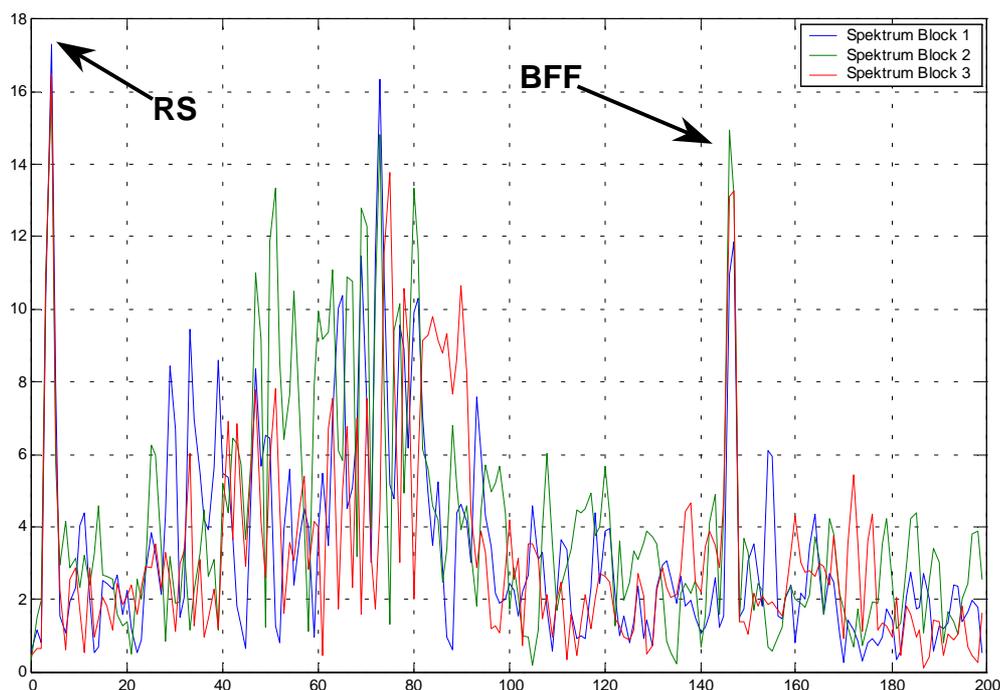


Bild 5.4.1: Variation der Spektren.

Zur grafischen Darstellung der Häufigkeitsverteilung klassierter Daten bietet sich eine säulenförmige Darstellung in Form eines Balkendiagramms (Histogramm) an, dabei entspricht die Basis einer Säule der jeweiligen Klassenbreite. Die Fläche einer Säule ergibt die jeweilige relative Häufigkeit der Beobachtungswerte an, die in jede Klasse fallen.

5.4.1 Kennzeichnung des Zentrums

Die Häufigkeitsverteilung kann auch durch sogenannte Kennwerte, als charakteristische Werte beschrieben werden.

Der Medianwert (Zentralwert) x_M oder $x_{50\%}$ ist derjenige Wert, für den die relative Häufigkeitssumme genau 50% beträgt. Durch x_M wird die Stichprobe in zwei Hälften geteilt: in der einen Hälfte liegen die kleineren, in der anderen Hälfte liegen die größeren Beobachtungswerte. Werden sämtliche Werte der Größe nach geordnet, bzw. in eine Rangreihe der Form:

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$$

gebracht, so lässt sich die Berechnung des Medians wie folgt vornehmen [Kähler 1995]:

- Ist n eine ungerade Zahl, so ergibt sich der Medianwert gleich demjenigen Wert innerhalb der Rangreihe, der der Stelle $\frac{n+1}{2}$ plaziert ist.
- Ist n eine gerade Zahl, so ergibt sich der Median dadurch, dass der Mittelwert der beiden Werte gebildet wird, die innerhalb der Rangreihe an den Positionen $\frac{n}{2}$ und $\frac{n}{2}+1$ plaziert

sind. Sofern sich die beiden Werte, deren Mittelwert zu bilden ist, unterscheiden, ergibt der Median einen technischen Wert.

Die Bildung eines Medianwerts ist dann sinnvoll, sofern es sich um ordinalskalierte Merkmale, die nicht gleichzeitig intervallskaliert sind, handelt.

Bei einer *Ordinalskala* drücken die Zahlen eine Rangfolge aus, aber sie sagen nichts über die Relationen der Rangfolge zugrundeliegender Eigenschaften aus. Gleiche Abstände zwischen den Zahleneigenschaften bedeuten also nicht gleiche Abstände „in der Realität“. Bei einem Wettrennen wissen wir, daß der erstplatzierte schneller war als der Zweite und dieser war wiederum schneller als der Dritte. Die Zahlen der Plätze sagen aber nicht aus, um wie viel schneller oder langsamer der Läufer im Vergleich zu den anderen war. Bei solchen Daten kann z.B. der Median berechnet werden.

Bei einer *Intervallskala* geben die Zahlen Informationen über die Abstände zwischen den gemessenen Ausprägungen. Der Abstand zwischen 0°C und 10°C ist (physikalisch gesehen) genauso groß wie der Abstand zwischen 10°C und 20°C. Bei intervallskalierten Daten ist neben dem Median u.a. auch die Berechnung von arithmetischem Mittel und Varianz sinnvoll. In dieser Diplomarbeit werden ausschließlich intervallskalierte Daten verwendet. Der Median ist wie folgt zu berechnen [Kähler 1995]:

$$x_M = \frac{n+1}{2} \quad [5.4.2]$$

für eine ungerade Anzahl von Werten oder

$$x_M = \frac{\left(\frac{n}{2}\right) + \left(\frac{n}{2} + 1\right)}{2} \quad [5.4.3]$$

für eine gerade Anzahl von Werten.

Für intervallskalierte Werte mit einer empirischen Verteilung wird das Zentrum der Verteilung durch das arithmetische Mittel μ - fortan als Mittelwert bezeichnet - als Durchschnittswert gekennzeichnet. Diese Statistik ist definiert als [Kähler 1995]:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad [5.4.4]$$

Im Hinblick auf die Bewertung des Mittelwertes ist folgendes zu beachten [Kähler 1995]:

- Alle Werte gehen gleichwertig in die Berechnung ein. Somit haben statistische Ausreisser, d.h. extrem kleine bzw. große Werte, einen besonders starken (verzerrenden) Einfluss auf die Größe des Mittelwertes. Sind Ausreisser in einer Datenmenge mit wenigen Werten zu finden, so hat dies einen stärkeren Einfluss auf die Berechnung des arithmetischen Mittelwertes, als bei großen Datenmengen.
- Um statistische Ausreisser von der Berechnung eines Mittelwertes auszuschließen, kann man z.B. einen um 5% getrimmten Mittelwert ermitteln, d.h., vor der Berechnung des Mittelwertes

werden an den Verteilungsenden jeweils (bis höchstens) 5% der Verteilungsfläche abgeschnitten.

- Der Mittelwert ist derjenige Wert, der von allen erhobenen Daten die geringste quadratische Abweichung besitzt. Dies bedeutet, dass die Summe der quadratischen Abweichungen aller Werte von einer vorgegeben Zahl x dann am geringsten ist. Es gilt [Kähler 1995]:

$$\sum_{i=1}^n (x_i - x)^2 \quad [5.4.5]$$

ist minimal, wenn man für x den Mittelwert μ einsetzt. Für jede andere Zahl x nimmt die Summe der Abweichungsquadrate den gleichen oder einen größeren Wert an.

Entsprechend der oben angegebenen Definition des Mittelwertes lässt sich auch für theoretische Verteilungen (Gaußsche Normalverteilungen, Rayleigh-Verteilungen) eine Maßzahl für das Zentrum festlegen. Dieses Lagemaß wird Mitte oder Erwartungswert genannt. z.B. besitzt die Standardnormalverteilung die Mitte "0", vgl. *Bild 5.4.2*.

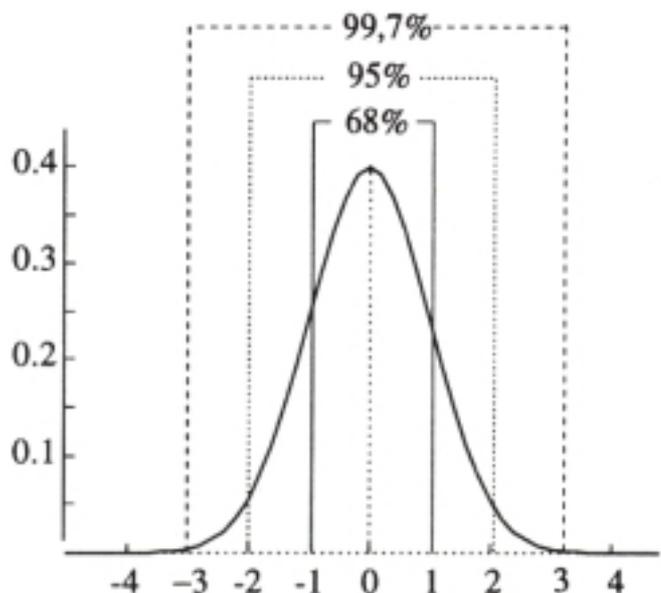


Bild 5.4.2: Standardnormalverteilung mit der Mitte "0" [Müller, 1993].

Der häufigste Wert bei empirischen Verteilungen ist derjenige Wert, der die größte Häufigkeit besitzt. Er wird Modus oder Modalwert x_H genannt. Bei zweigipfeligen Verteilungen gibt es demnach auch zwei Modalwerte, vgl. *Bild 5.4.3*. Hierfür gilt:

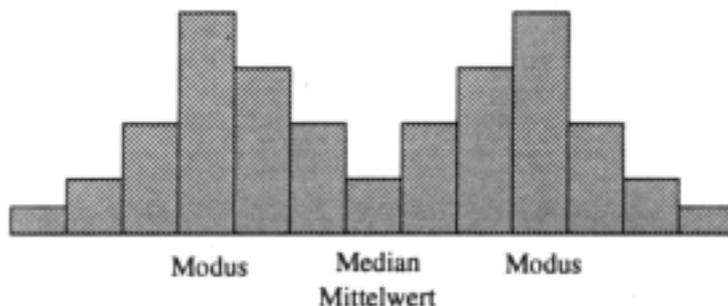


Bild 5.4.3: Zweigipfelige Verteilungsform mit "Mittelwert = Median" [Kähler 1995].

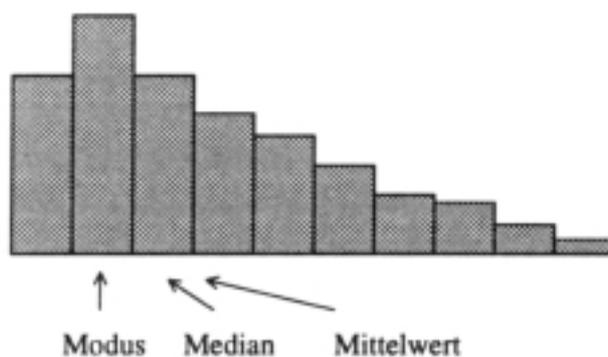


Bild 5.4.4: Linkssteile Verteilung mit "Modus < Median < Mittelwert" [Kähler 1995].

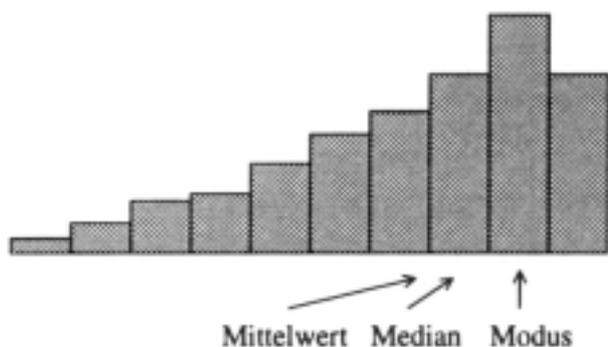


Bild 5.4.5: Rechtssteile Verteilung mit "Modus > Median > Mittelwert" [Kähler 1995].

5.4.2 Kennzeichnung der Variabilität

Ein Maß für die Konzentration einer Verteilung um das Zentrum ist die Variabilität σ . Mit dieser Kenngröße wird es im späteren Verlauf möglich sein, z.B. die Schwankung des Gesamtpegels (GP) um eine zu untersuchende Frequenz mit der Schwankung der Amplituden selber zu vergleichen. Sollen Aussagen über die Homogenität oder Heterogenität gemacht werden, so ist die Variabilität um das Zentrum ein geeignetes Maß dafür. Für eine Statistik, die eine Aussage über den Grad der jeweiligen Variabilität macht, trifft daher folgendes Prinzip zu:

- Je kleiner der Wert der Variabilität ist, desto häufiger treten Werte auf, die relativ nahe am oder um das Zentrum liegen, d.h. desto mehr konzentrieren sich die Werte um das Zentrum.

Für einen intervallskalierten Datensatz, lässt sich die Variabilität – im ersten Ansatz – durch die Variation kennzeichnen [Kähler 1995].

$$\text{Variation} = \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2 \quad [\text{Gl. 5.4.6}]$$

Da die Variation den Umfang des Datensatzes (der Urliste) nicht berücksichtigt, ist ein statistischer Vergleich zwischen größeren und kleineren Datenmengen mit der Variation nicht sinnvoll. Da in dieser Diplomarbeit mit Datensätzen unterschiedlicher Größe gearbeitet wird, muss eine Wichtung der Datengröße vorgenommen werden. Folgender Ansatz ist dafür zu wählen:

- Bei einer Datenbasis mit “n“ Werten müssen genau n - 1 Werte vorgegeben sein, damit sich der n-te Wert aus der Kenntnis des Mittelwertes errechnen lässt. D.h. für “n“ Werte besitzt die Variation “n - 1“ Freiheitsgrade.
- Beispiel: Unter Vorgabe des Mittelwertes $\mu = \frac{1}{3}(x_1 + x_2 + x_3)$ ist die Variation $(x_1 - \mu)^2 + (x_2 - \mu)^2 + (x_3 - \mu)^2$ dann bestimmbar, wenn mindestens 2 Werte gegeben sind.

Aus dieser Erkenntnis folgt, dass die quadrierten Abweichungen vom Mittelwert aufsummiert werden müssen und anschließend durch die um 1 verminderte Anzahl der Werte geteilt werden muss, um einen Vergleich verschieden großer Datensätze zu ermöglichen. Diese Statistik wird als Varianz bezeichnet. Es wird zwischen der Varianz der Grundgesamtheit σ_G^2 und der Varianz der Stichprobe σ_S^2 unterschieden.

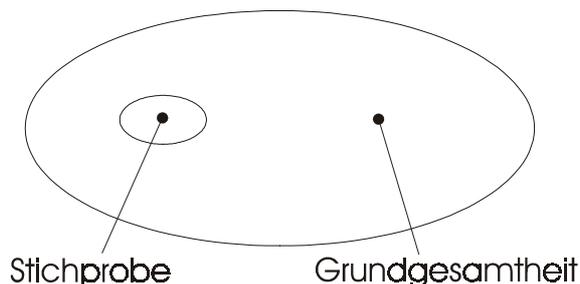


Bild 5.4.6: Grundgesamtheit und Stichprobe einer zu untersuchenden Menge.

Varianz der Grundgesamtheit [Beitz, 2001]:

$$\sigma_G^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2 . \quad [5.4.7]$$

Varianz der Stichprobe [Beitz, 2001]:

$$\sigma_S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2 . \quad [5.4.8]$$

Es gilt: $\sigma_S^2 > \sigma_G^2$ (ohne Beweis). Da hier ausschließlich Grundgesamtheiten untersucht werden, wird im weiteren Verlauf vereinfacht von der Varianz σ^2 gesprochen. Soll nun die Abweichung der Werte in der selben Einheit und nicht in der Einheit zum Quadrat beschrieben werden, so lässt sich hierzu anstelle der Varianz die *Standardabweichung* zur Kennzeichnung der Variabilität verwenden. Diese Größe ist als positive Quadratwurzel aus der Varianz definiert. Es gilt [Kähler 1995]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2} . \quad [5.4.9]$$

Als weitere Statistik zur Kennzeichnung der Variabilität lässt sich z.B. die *mittlere absolute Abweichung vom Mittelwert* (λ) bestimmen [Kähler 1995]:

$$\lambda = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - \mu| . \quad [5.4.10]$$

Als weitere Statistik, mit der man die Variabilität beschreiben kann, dient die *mittlere absolute Abweichung vom Median* (κ). Sie ist wie folgt definiert [Kähler 1995]:

$$\kappa = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - x_m| . \quad [5.4.11]$$

Soll nun untersucht werden, ob die Variabilität zwischen zweier oder mehrerer zu untersuchender Merkmale ähnlich ist, so kann man diese Messpunkte über den *Variabilitätskoeffizienten* V miteinander vergleichen. Dies ist besonders dann von Bedeutung, wenn zwei unterschiedliche physikalische Werte, wie z.B. eine Gesamtpegelschwankung (Einheit dB) und eine Frequenzschwankung (Einheit Hz), miteinander verglichen werden sollen. Es ist hierbei keinesfalls zu erwarten, dass sich statistisch die Schwankung des Gesamtpegels um eine zu untersuchende Frequenz genauso verhält, wie die Schwankung der Frequenzen selber. Der Variabilitätskoeffizient V errechnet sich wie folgt [Kähler 1995]:

$$V = \frac{\sigma}{\mu} . \quad [5.4.12]$$

Sofern man die errechnete Maßzahl für die Variabilität auf den Mittelwert bezieht, kann man die Größenordnung der Unterschiedlichkeit besser einschätzen. Wird die numerische Größe einer der Statistiken "Variation", "Varianz", "mittlere absolute Abweichung vom Mittelwert" oder "mittlere absolute Abweichung vom Median" nicht relativiert, so vermittelt sie nur dann einen Einblick in die jeweilige Art der Variabilität, wenn bereits ein Vergleichswert bekannt ist, mit dem die entsprechende Vorstellung verbunden ist. Insofern sind Statistiken zur Kennzeichnung der Variabilität besonders gut für einen Vergleich verschiedener physikalischer Werte geeignet, da sich gruppenspezifische Unterschiedlichkeiten und Tendenzen durch den Vergleich der gruppenweise ermittelten Statistiken bewerkstelligen lassen.

5.3.3 Schiefe und Wölbung

Um eine Einschätzung darüber zu erhalten, ob eine empirische Verteilung symmetrisch ist, kann die Maßzahl der *Schiefé* in der folgenden Form ermittelt werden [Kähler 1995]:

$$\text{Schiefe} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i - \mu}{\sigma} \right)^3 . \quad [5.4.13]$$

Ergibt sich der Wert der Schiefe annähernd zu "0", wie bei einer Gaußschen Normalverteilung, so liegt Symmetrie vor. Ist das Ergebnis ein (größerer) positiver Wert so ist die Verteilung linkssteil. Ergibt sich dagegen ein (größerer) negativer Wert, so handelt es sich um eine rechtssteile Verteilung.

Um für eine (annähernd) symmetrische empirische Verteilung eine Einschätzung über den Grad ihrer Wölbung zu erhalten, kann man einen Vergleich mit derjenigen theoretischen Normalverteilung durchführen, die dasselbe Zentrum und dieselbe Variabilität wie die vorliegende empirische Verteilung besitzt. Ein Vergleich mit dieser korrespondierenden Normalverteilung lässt sich dadurch vornehmen, dass die *Wölbung* in der folgenden Form als Statistik berechnet wird [Kähler 1995]:

$$\text{Wölbung} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i - \mu}{\sigma} \right)^4 - 3. \quad [5.4.14]$$

Ist die empirische Verteilung genauso gewölbt wie die mit ihr korrespondierende Normalverteilung, so ergibt sich der Wert der Wölbung (annähernd) zu "0". Bei einem (größerem) positiven Wert ist die empirische Verteilung zentrierter als die korrespondierende Verteilung. Das bedeutet, dass sich die empirische Verteilung mehr um das Zentrum konzentriert, als dies bei der korrespondierenden Normalverteilung der Fall ist. Bei einem (größerem) negativen Wert verläuft die empirische Verteilungskurve vergleichsweise flacher, so dass sich ihr Verlauf insgesamt gedrunger als der Verlauf der korrespondierenden Normalverteilungskurve darstellt.

5.4.4. Die Gaußsche Normalverteilung

Wie im Abschnitt 5.4.1. *Bild 5.4.2* bereits erwähnt, stellen die Gauß'schen Normalverteilungen einen Teil der theoretischen Verteilungen dar. Hierbei handelt es sich um eine symmetrische Verteilung. Bei der Standardnormalverteilung liegt die Symmetrieachse bei "0", so dass der Wert "0" als Mitte angesehen werden kann. Die Standardabweichung beträgt hierbei "1". Die Form für die Gaußsche Normalverteilung lautet [Linhart, 1980]:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}. \quad [5.4.15]$$

σ = Standardabweichung

μ = arithmetischer Mittelwert

Mit Hilfe dieser statistischen Kennwerte lassen sich Aussagen treffen, wie viel Werte in einem bestimmten Intervall liegen oder nicht. Dies kann bezogen auf den Bereich um den Mittelwert sein (vgl. *Bild 5.4.2*). Jedoch sind auch Angaben von $-\infty$ der Gaußschen Glockenkurve bis μ plus einem Vielfachen von σ möglich, Werte in diesem Intervall vorzufinden [Witte, 1996].

$$x_{63,4\%} = \mu + \sigma$$

$$x_{95\%} = \mu + 1,6\sigma \quad [5.4.16]$$

$$x_{99\%} = \mu + 2,33\sigma$$

Wird die Standardnormalverteilung auf der Abszisse verschoben, so ergibt sich eine andere Normalverteilung (mit einer anderen Mitte). Zu jeder speziellen Mitte gibt es nicht nur eine, sondern ebenfalls beliebig viele Normalverteilungen. Dies liegt daran, dass sich eine unterschiedliche Konzentrierung der Verteilungsfläche – bei einer Gesamtfläche von 100% bzw. von “1” – im Bereich der Mitte vornehmen lässt. Dies bedeutet, dass es z.B. Normalverteilungen mit der Mitte “0” gibt, deren Verteilungsflächen sich enger bzw. weitläufiger um die Mitte konzentrieren als die Standardnormalverteilung, vgl. Bild 5.4.7.12.

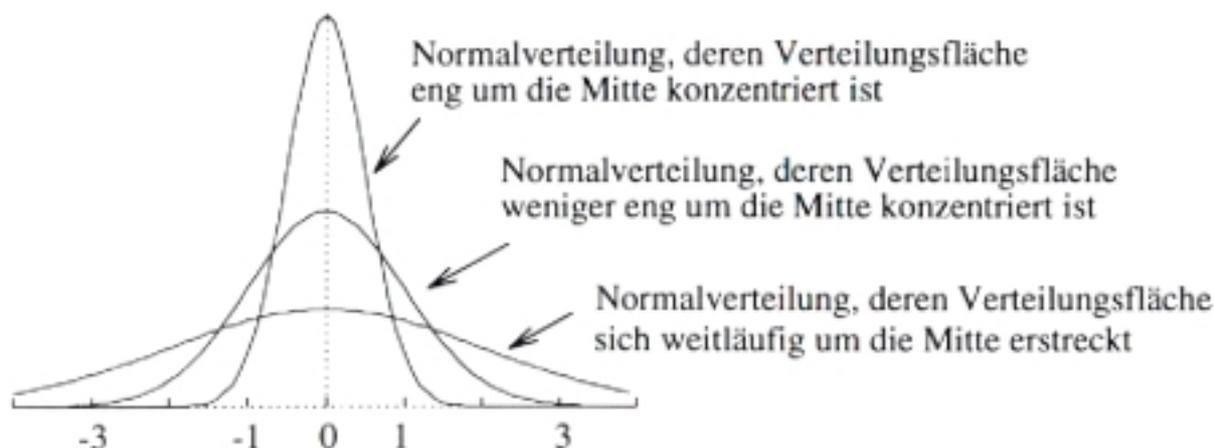


Bild 5.4.7: Unterschiedliche Normalverteilungskurven mit der Mitte “0” [Kähler 1995].

Genau wie bei einer empirischen Verteilung wird auch bei einer Normalverteilung die relative Häufigkeit, mit der Werte eines Intervalls auftreten, durch die Größe der korrespondierenden Verteilungsfläche gekennzeichnet. Um die empirischen Verteilungen von den theoretischen abzugrenzen, wird bei einer theoretischen Verteilung anstelle des Begriffs der “relativen Häufigkeit” der Begriff der “Wahrscheinlichkeit” verwendet.

5.4.5. Die Weibull-Verteilung

Die unsymmetrischen Verteilungen, wie z.B. Weibull-Verteilung, Rayleigh-Verteilung oder Exponentialverteilung, stellen den anderen Teil der theoretischen Verteilungen dar. Wie sich bei der Auswertung herausstellte, sind Verteilungen entweder der Gaußschen-Verteilung oder der Rayleigh-Verteilung zuzuordnen. Die Rayleigh-Verteilung geht aus der Weibull-Verteilung hervor [http://...Jungbauer]. Die Wahrscheinlichkeitsfunktion der Weibull-Verteilung lautet:

$$f(x) = \frac{C}{A} \cdot \left(\frac{x}{A}\right)^2 \cdot e^{-\left(\frac{x}{A}\right)^C} \quad [5.4.17]$$

x = Wert der Häufigkeitsklasse

C = Weibull-Formfaktor

A = Weibull-Skalierungsfaktor

Der Formparameter “ C ” beschreibt die Form der Weibullkurve und nimmt meist den Wert zwischen 1 und 3 an. Im Fall der sog. Rayleigh-Verteilung nimmt der Formparameter einen festen Wert von 2 an.

5.4.6. Die Rayleigh-Verteilung

Die Weibull-Verteilung beinhaltet das Problem, den richtigen Formparameter zu finden. Die Handhabung der Rayleigh-Verteilung ist wesentlich einfacher, da der Formparameter = 2 feststeht und zusätzlich nur noch der Mittelwert benötigt wird. Die Rayleigh-Verteilung (Gl. 4.19) stellt bei den hier verwendeten Daten eine sehr gute und genaue Annäherung an die empirische Verteilung dar [http://...Jungbauer].

$$f(x) = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{\mu^2} \cdot e^{-\frac{\pi}{4} \left(\frac{x}{\mu}\right)^2}. \quad [5.4.18]$$

Die Funktion der Rayleigh-Verteilung kann zusätzlich durch den Modus "c" (Wert der max. Häufigkeit) beschrieben werden [Witte, 1996]:

$$f(x) = \frac{x}{c^2} \cdot e^{-\frac{x^2}{2c^2}}. \quad [5.4.19]$$

Mit Hilfe des arithmetischen Mittelwertes, der sich nach den Gleichungen in Abschnitt 4.2.1 berechnet, lässt sich der Wert "c" analytisch bestimmen [Witte, 1996]:

$$\begin{aligned} \mu &= \int_0^{\infty} x \cdot f(x) dx \\ \mu &= \int_0^{\infty} \frac{x^2}{c^2} \cdot e^{-\frac{x^2}{2c^2}} dx \\ \mu &= \frac{1}{c^2} \sqrt{\pi} \frac{c^3 \sqrt{2}}{2} \\ \mu &= \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot c \quad \Rightarrow \quad c = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \mu \end{aligned} \quad [5.4.20]$$

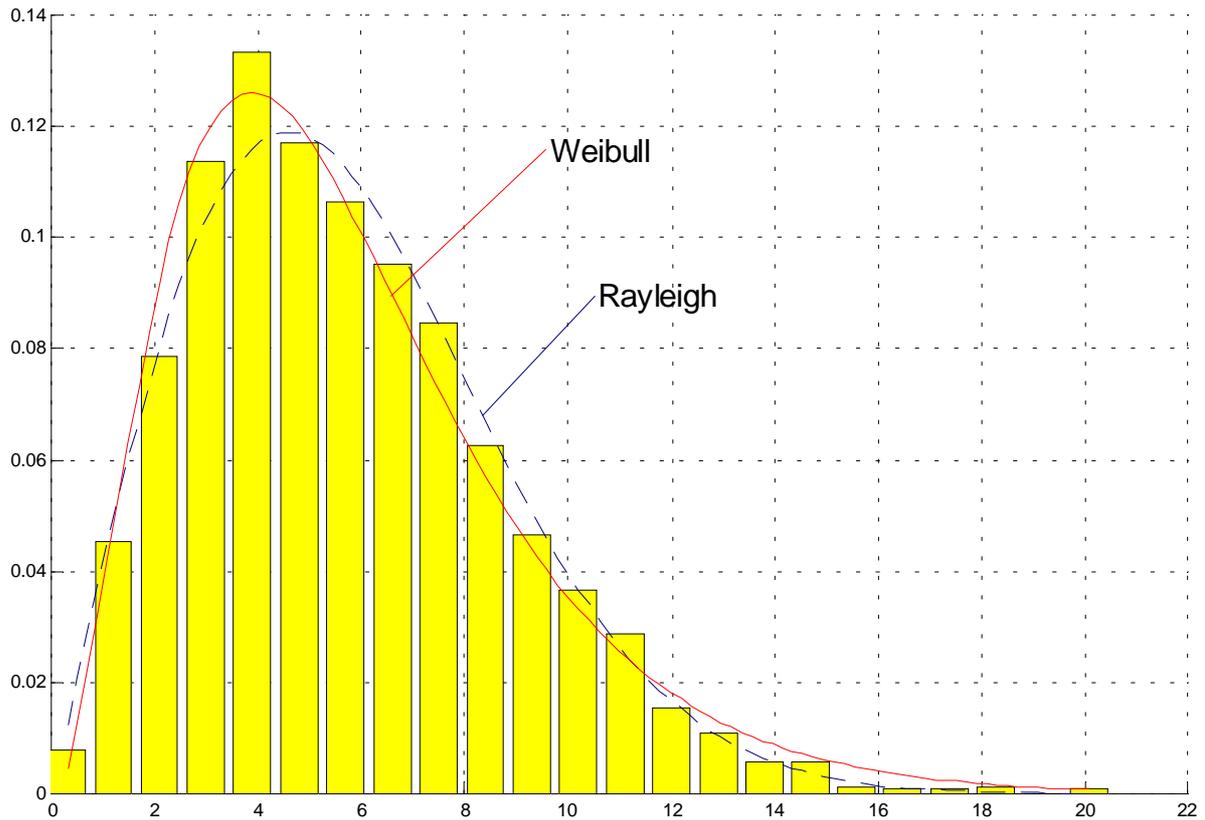


Bild 5.4.8: Weibull und Rayleighverteilung im Vergleich.

5.4.7. Die Exponentialverteilung

Zufallsvariablen, bei denen die Zeit eine entscheidende Rolle spielt, sind häufig exponential verteilt. Beispiele hierfür sind:

- Dauer von Telefongesprächen
- Lebensdauer des radioaktiven Zerfalls
- Lebensdauer von Bauteilen
- Sterbewahrscheinlichkeit von Säuglingen

Die Dichtefunktion der Exponentialverteilung lautet [Papula, 1994]:

$$f(t) = \lambda_E \cdot e^{-\lambda t}. \quad [5.4.21]$$

Die mittlere Lebensdauer wird durch den Erwartungswert $E(T)$ ausgedrückt [Papula, 1994]:

$$E(T) = \frac{1}{\lambda_E}. \quad [5.4.22]$$

Somit ergibt sich folgender Verlauf einer exponentialverteilten Zufallsvariable:

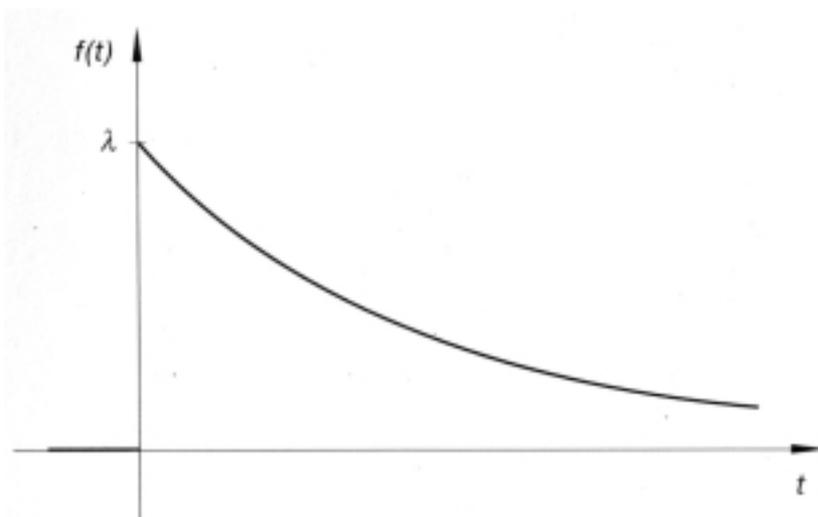


Bild 5.4.9: Dichtefunktion einer Exponentialverteilung [Papula, 1994].

5.4.8. Die Poissonverteilung

In der Naturwissenschaft und Technik stößt man manchmal im Zusammenhang mit Bernoulli-Experimenten (Zufallsexperiment mit nur zwei möglichen Ausgängen) auf Ereignisse, die mit nur geringen Wahrscheinlichkeiten und daher sehr selten auftreten. Ein Musterbeispiel für ein solch seltenes Ereignis liefert der radioaktive Zerfall eines chemischen Elements, bei dem die einzelnen Atomkerne mit einer kleinen Wahrscheinlichkeit zerfallen, d.h. die Anzahl der pro Sekunde zerfallenden Atomkerne ist äußerst gering im Vergleich zur Anzahl der insgesamt vorhandenen Kerne.

Ereignisse dieser Art, die also relativ selten, d.h. mit kleiner Wahrscheinlichkeit p auftreten, genügen der diskreten Poisson-Verteilung. In diskreter Schreibweise lautet diese [Papula, 1994]:

$$F(x) = P(X \leq x) = e^{-\mu} \cdot \sum_{k \leq x} \frac{\mu^k}{k!}. \quad [5.4.23]$$

Der in der Verteilung auftretende positive Parameter μ ist zugleich der Erwartungs- oder Mittelwert der Verteilung: $E(X) = \mu$. Die Varianz ist $\text{Var}(X) = \sigma^2 = \mu$, d.h. bei einer poissonverteilten Zufallsvariablen X stimmen Mittelwert μ und Varianz σ^2 stets überein.

Die Wahrscheinlichkeitsfunktion $f(x)$ ist unsymmetrisch, *Bild 5.4.10*. Für große Mittelwerte μ jedoch wird $f(x)$ nahezu symmetrisch, *Bild 5.4.11*, das Symmetriezentrum liegt dann in der Nähe des Mittelwertes: $x_0 \approx \mu$.

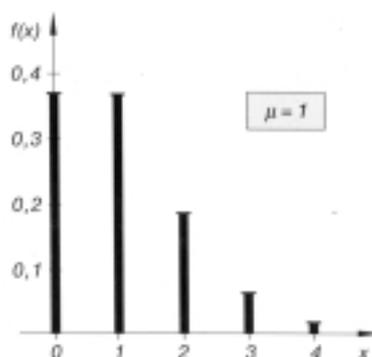


Bild 5.4.10: Poissonverteilung mit dem Parameter $\mu = 1$ [Papula, 1994].

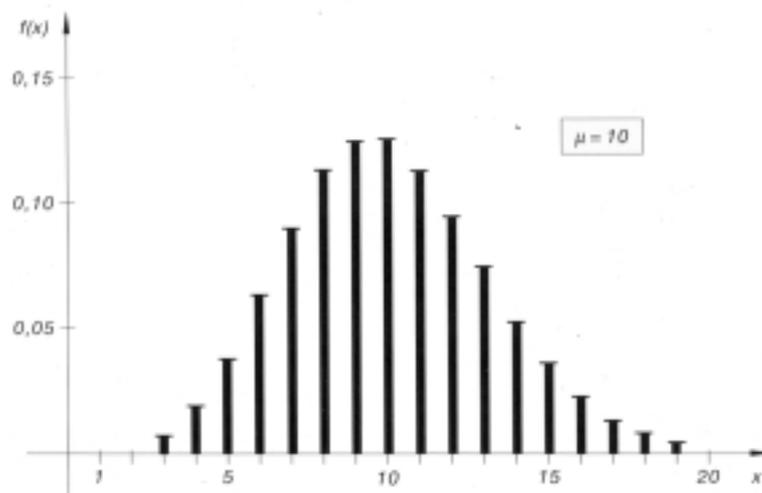


Bild 5.4.11: Poissonverteilung mit dem Parameter $\mu = 10$ [Papula, 1994].

6 Ergebnisse und Diskussion

6.1 Kennlinienmessungen für der Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60°

Für die Versuchsanordnung der Maschine mit einer 2mm Metallbeschauelung, einer Spaltweite von 1.5% der Sehnenlänge für die Drehzahlen 800min^{-1} und 1000min^{-1} ergeben sich die dimensionslosen Kennlinien gemäß *Bild 6.1.1* Für die vorgestellten Ergebnisse ist der Experimentalrotor ohne die strömungsführende Nabenkalotte betrieben worden.

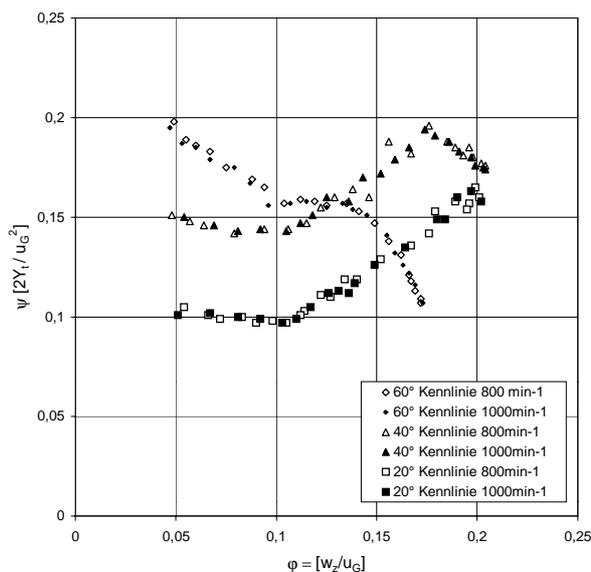


Bild 6.1.1: Kennfeld der Maschine für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} und 1000min^{-1} , ohne Nabenkalotte.

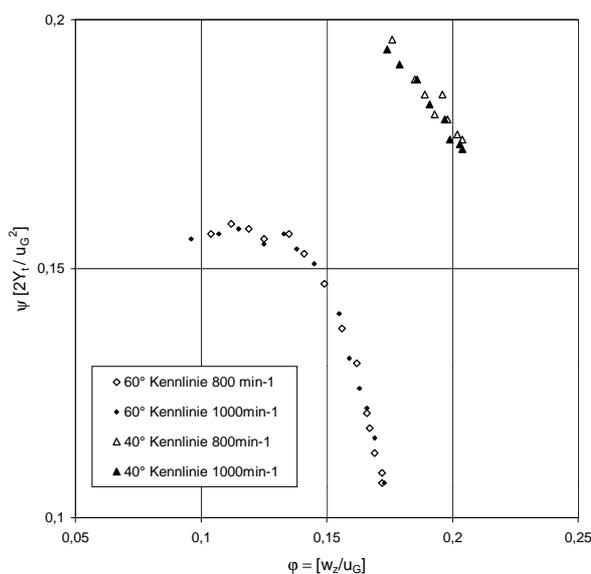


Bild 6.1.2: Primärkennlinien des stabilen Betriebsbereich der Maschine für die Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} und 1000min^{-1} .

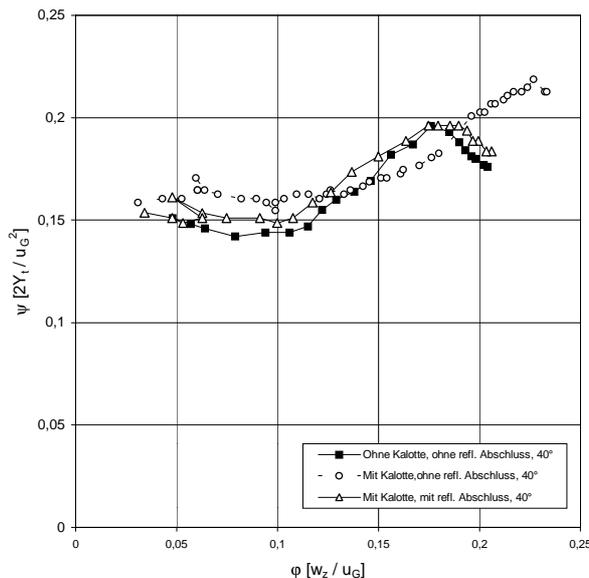


Bild 6.1.3: Kennlinien der Maschine $\lambda = 40^\circ$,
mit Nabenkalotte und refl. Abschluss, ohne und mit Nabenkalotte ohne refl. Abschluss.

Die Kennlinien der Staffelungswinkel 20° und 40° zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf, wobei die Maschine mit dem Staffelungswinkel 40° eine höhere Druckumsetzung zu leisten vermag. Charakteristisch für beide Maschinen ist eine Abnahme der Druckumsetzung bei Reduzierung des Volumenstromes. Die Charakteristik der Maschine des Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ ist hingegen gegenläufig, begrenzt durch kleinere Werte ϕ im starken Überlastbereich und durch eine deutlich geringere Druckumsetzung über den gesamten Regelbereich. Ein exakter Vergleich der drei Maschinen wird durch die Anlagenwiderstände erschwert, da der Versuchsaufbau nicht über einen für diese Untersuchungen notwendigen Absaugventilator zur Kompensation verfügt. Keine der Maschinen erreicht einen aerodynamischen Wirkungsgrad größer 40%. Da die Experimentalmaschinen jedoch nicht unter den Gesichtspunkten einer optimalen Strömungsführung entworfen sind, wird auf die Gegenüberstellung der Wirkungsgrade oder Verluste nicht näher eingegangen. Das Hauptaugenmerk der Kennlinienmessungen liegt in der Reproduzierbarkeit der Betriebspunkte. Alle Maschinen zeichnen sich, infolge der schwachen Absolutdruckerhöhung von max. 120 Pa ($\lambda = 40^\circ$, 1250 min^{-1}), durch eine hohe Laufruhe aus.

Im Detail zeigt die Maschine mit dem Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ einen ausgeprägten Überlastbereich mit einem Sattel im Verlauf der Druckumsetzung und einem schwachen Drucksprung. Mit zunehmender Teillast ist ein starker Anstieg der Druckumsetzung zu beobachten. Der Nachweis klassischer rotierender Ablösezellen ist für keinen Betriebspunkt möglich, vgl. *Bild 6.1.4*. Die gemittelten Wanddruckspektren zeigen keine Frequenzen im Bereich der halben Drehfrequenz.

Der Primärkennlinienast für den Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ zeigt ebenso einen leichten Sattel im Druckverlauf bei abnehmendem Durchsatz, infolge des begrenzten Überlastbereichs jedoch nicht so stark ausgeprägt. Der Übergang in den vermeintlich instabilen Betriebsbereich ist mit einem kleinen Drucksprung verbunden und die Druckumsetzung nimmt mit zunehmender Teillast ab. Für diese Maschine kann eine schwach ausgeprägte Hysterese nachgewiesen werden. Für alle Betriebspunkte $\phi < 0,2$ zeigen die Wanddruckspektren Frequenzen in der Größenordnung der halben Drehfrequenz, was auf rotierende Ablösezellen deutet, vgl. *Bild 6.1.6*. Die Bestimmung einer Ausbreitungsgeschwindigkeit mittels Phasenuntersuchungen ist jedoch nicht möglich. Aber, die Stallfrequenzen und dessen Harmonische modulieren mit der BFF.

Bei dem Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$ ist der Betrieb der Maschine nur im instabilen Kennlinienbereich möglich. Ein Drucksprung oder ein Hysteresegebiet ist nicht nachweisbar.

Trotz der unterschiedlichen Kennliniencharakteristiken ist das Kennfeld für die Maschinen der Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° mit dem eines konventionellen Axialventilators vergleichbar, vgl. *Bild 6.1a*. Für den primären Betriebsbereich ist eine Erhöhung des Staffelungswinkels mit einer Verringerung von Durchsatz und Druckumsetzung verbunden. Dieser Trend liesse sich nur mit Hilfe eines Absaugventilators für die Maschine $\lambda = 20^\circ$ validieren.

Für den Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ sind Kennlinien bei Variation des Prüfstands aufbau vermessen worden, vgl. *Bild 6.1.3*. Zum einen ist der Prüfstand druckseitig mittels eines reflexionsarmen Abschluss, zur Identifikation bzw. Dämpfung akustischer Stehwellen, erweitert worden. Zum anderen galt es, den Einfluss der strömungsführenden Nabekalotte eingehender zu untersuchen. Die Messungen zeigen, dass die Verlängerung des Prüfstands oder der Betrieb ohne Nabekalotte bei Nominallänge grundsätzlich mit höheren Verlusten verbunden sind. Der Durchsatz verringert sich gegenüber der Grundaufbau des Aufbaues um $\sim 10\%$, die Druckumsetzung um $\sim 8\%$. Ferner ist ein deutlicher Sattel in der Druckumsetzung zu verzeichnen, der Drucksprung bei Überschreiten der Abreissgrenze deutlich geringer.

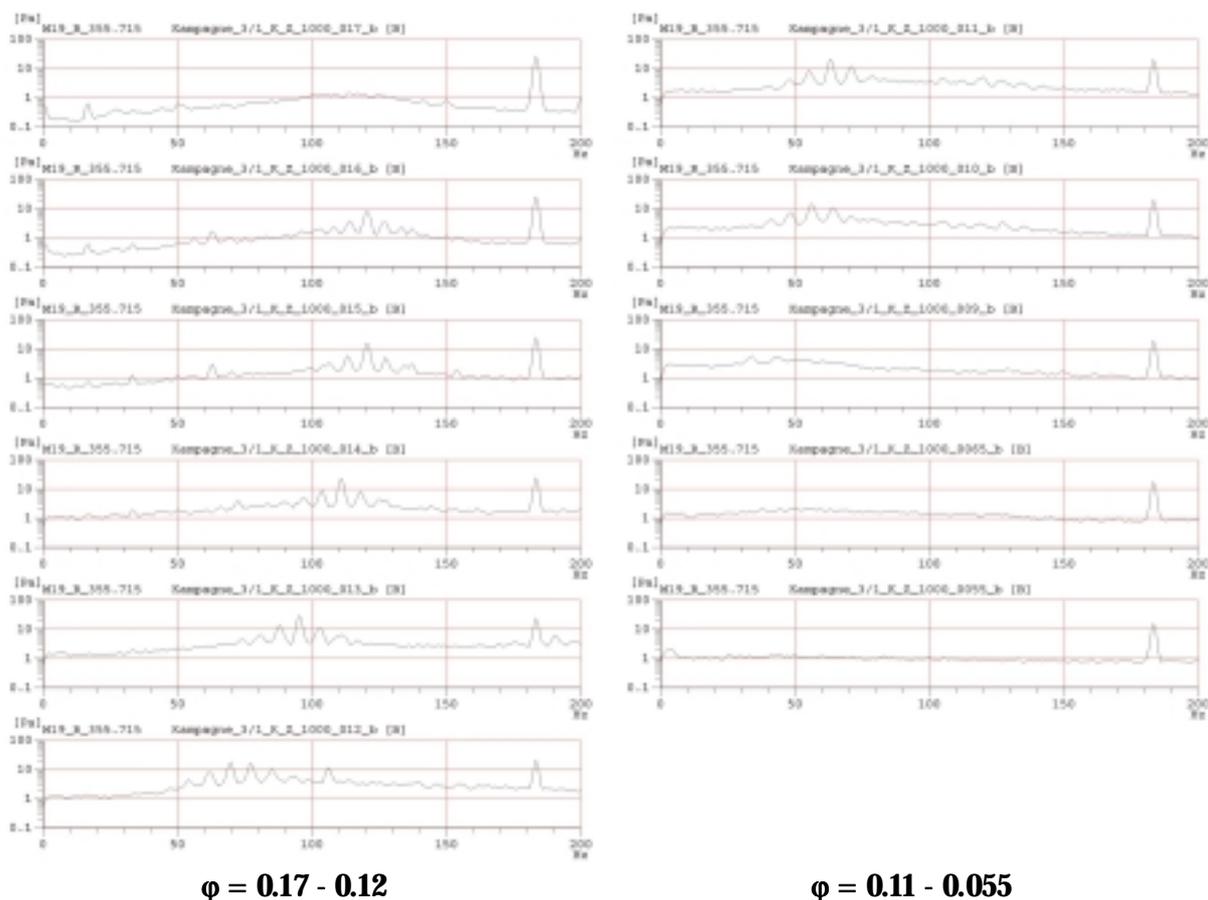


Bild 6.1.4: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.05$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 8192\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.

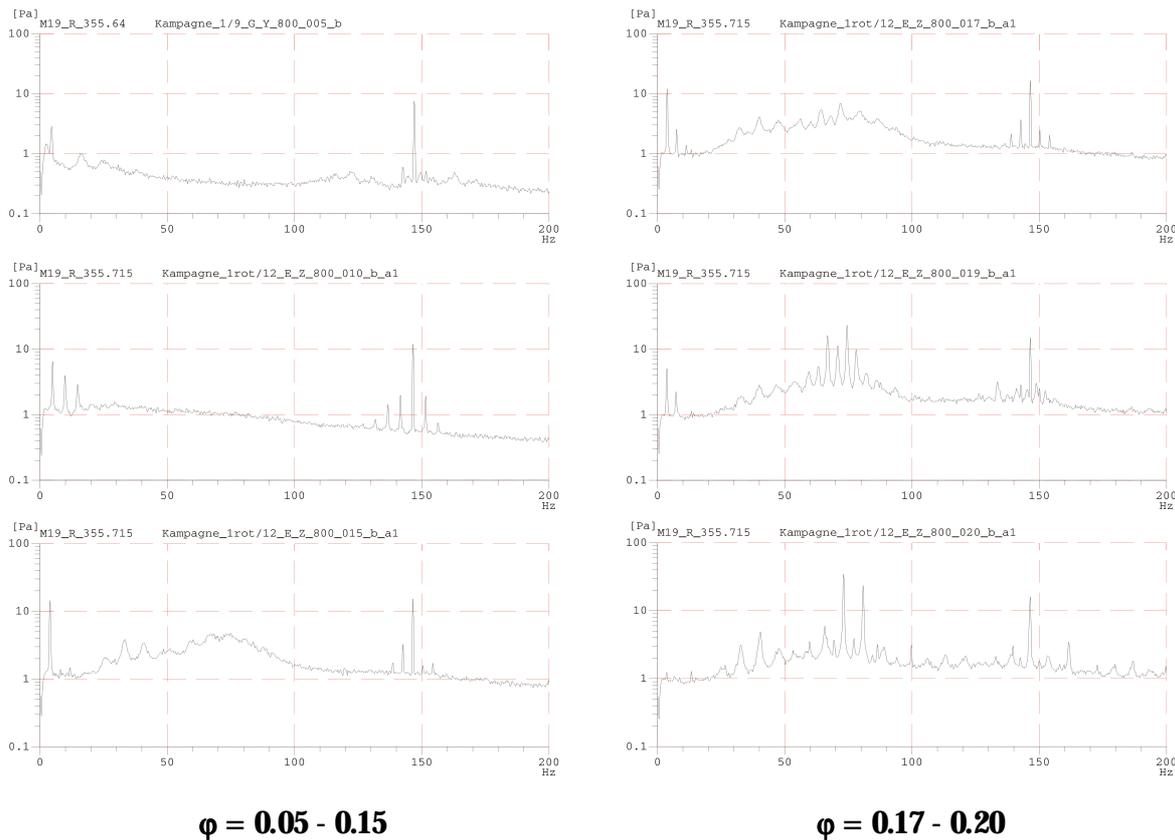


Bild 6.1.5: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.05$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 4096\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.

6.2 Ergebnisse der Zu- und Nachlaufmessung

Bei der Interpretation der aerodynamischen Geschwindigkeitsmessungen ist zu beachten, dass infolge der geraden Beschauflung, der Strömungsführung und des festen Stators starke Ablösungen nicht ausgeschlossen werden können oder die Strömung stark turbulent ist. Somit ist die Messung des Strömungsvektors u.U. mit einem quantitativ nicht bestimmbar Fehler behaftet. Die qualitative Vergleiche der, mittels pneumatischen und thermischen Sonden, vermessenen Strömungsprofile zeigen eine gute Übereinstimmung.

Die aerodynamische Bewertung der Maschinen wird stark vereinfacht, werden die Ergebnisse mit den theoretischen Verteilungen von zwei in der Praxis sehr weit verbreiteten Auslegungssystematiken für Niedergeschwindigkeitsverdichter verglichen. Im einzelnen sind diese das sog. *Free Vortex Design*, oder Wirbelfussmaschine, und das *Forced Vortex Design* [z.B. Horlock 1958, Brodersen, Saathoff 2001]. Die Systematiken unterscheiden sich in der Verteilung der Energieumsetzung über die Schaufelhöhe und zeichnen sich durch sehr hohe Wirkungsgrade aus, vgl. *Bild 6.2.1*. Nach der Euler-Gleichung, oder Hauptgleichung für Strömungsmaschinen, ist die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $w_{2\theta}$, neben der Umfangsgeschwindigkeit, das Maß für die Energieumsetzung der Maschine. Damit gilt:

$$r \cdot w_{2\theta} = \text{konst.} \quad \rightarrow \quad w_{2\theta} \sim \frac{1}{r} \quad \text{für das } \textit{Free Vortex Design}, \quad [6.1.1]$$

und

$$\left(\frac{w_{2\theta}}{r} \right) = konst. \quad \rightarrow \quad w_{2\theta} \sim r \quad \text{für das } \textit{Forced Vortex Design}. \quad [6.1.1a]$$

Diese Vorgaben bilden die Grundlage für den weiteren Entwurf und, es lassen sich alle weiteren Profile wie Winkel- und Geschwindigkeitsvektoren grundlegend berechnen [Kerrebrock].

Für einen vorgegebenen Durchsatz ϕ zeichnet sich die Wirbelflussmaschine durch eine achsparallele Zuströmung $w_{1\theta}(r) = 0$, ein Axialgeschwindigkeitsverhältnis $\mu(r) = \frac{w_{2a}}{w_{1a}} = 1$ ist vorzugeben, aus. Die Auslegung nach dem *Forced Vortex Design* ermöglicht bei gleichem Durchsatz eine Reduktion der Drehzahl. Diese Methodik empfiehlt sich, wenn die Blattspitzengeschwindigkeit Werte $Ma = 1$ erreicht. Aber, die Zuströmung ist nicht mehr achsparallel $w_{1\theta}(r) \neq konst.$ und erzwingt somit den Einsatz eines Vorleitrades. Auch die Annahme eines konstanten Axialgeschwindigkeitsverhältnis gilt nicht mehr $\mu(r) = \frac{w_{2a}}{w_{1a}} \neq 1$. Infolge des Vordalles ist die Energieumsetzung im Vergleich zur Wirbelflussmaschine geringer.

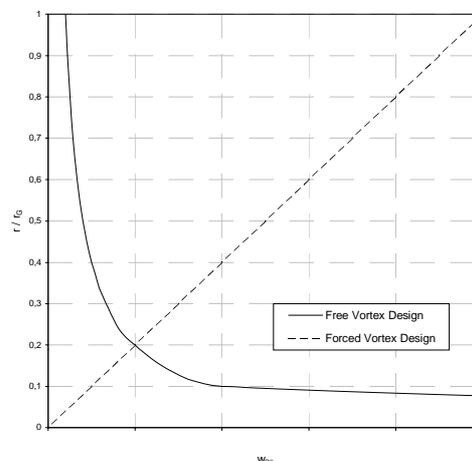


Bild 6.2.1: Verlauf der Umfangsgeschwindigkeitskomponente $w_{2\theta}$ für das *Free Vortex Design* und das *Forced Vortex Design*.

Die Zuströmung der vermessenen Maschinen ist für alle Staffelungswinkel mit $w_{1\theta} \sim konst.$ nahezu drallfrei, die ermittelten Geschwindigkeiten schwanken in der Größenordnung von max. 1m/s um den Wert $w_{1\theta} = 0$. Die Verteilung des Zuströmungswinkels β'_1 ist somit eine reine Funktion der Schaufelhöhe bzw. des Radius und der Maschinendrehzahl. Die Messungen der dazugehörigen Zuströmprofile bestätigen diesen Zusammenhang, vgl. *Bild 6.2.2a-d*. Die z.T. gravierenden Abweichungen im Nabenbereich sind auf massive lokale Ablösungen, verbunden mit den dadurch bedingten Messfehlern, zurückzuführen. Das Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R ist nicht konstant über die Schaufelhöhe. Für alle Maschinen stellt sich ein qualitativ und quantitativ ähnliches Profil des Anströmungswinkels der Relativgeschwindigkeit β'_1 über die Kanalhöhe ein. Der Verlauf differiert lediglich im Nabenbereich der Maschinen, was auf eine starke lokale Ablösung und damit auch größere Messfehler deutet. Alle Maschinen zeigen eine ausgeprägte Sekundärströmungscharakteristik, vgl. *Bild 6.2.3a-d*. Die Verteilung der Axialgeschwindigkeit im Zulauf macht deutlich, dass die Strömung bereits im Nabenbereich stark beschleunigt wird. Der Grund hierfür ist die Querschnittsverengung und die schlechte Strömungsführung. Ferner lassen die Verteilungen der Radialgeschwindigkeiten im Zu- und Nachlauf auf starke Ablösungen oder Sekundärwirbel im Naben- und Gehäusebereich innerhalb des Schaufelkanals schließen. Für die Maschinen $\lambda = 40^\circ$ und 60° entsteht je ein Wirbel im Naben- und Gehäusebereich und die dadurch verbundene Verblockung bewirkt eine Ablenkung der Hauptströmung in Kanalmitte, vgl. *Bild 6.2.3*.

Aber, die Ergebnisse machen deutlich, warum nur die Maschine des Staffelungswinkels $\lambda = 60^\circ$ eine Kennliniencharakteristik aufweist, die annähernd mit einem konventionellen Axialventilator übereinstimmen. Nur für diesen Staffelungswinkel ist die Anströmung über weite Teile der Schaufelhöhe annähernd schaufelkongruent. Für alle kleineren Staffelungswinkel ist die Drehzahl drastisch zu verringern, um eine stoßfreien Anströmung zu gewährleisten. Die vergleichsweise schlechte Druckumsetzung der Maschine $\lambda = 60^\circ$ ist hauptsächlich durch die unverwundenen Schaufeln, die sehr große Teilung, Ablösungen und ausgeprägte Sekundärwirbel begründet. Zu-

dem zeigen die vermessenen Abströmwinkel β_2 eine Fehlanströmung des Stators über weite Teile der Schaufelhöhe.

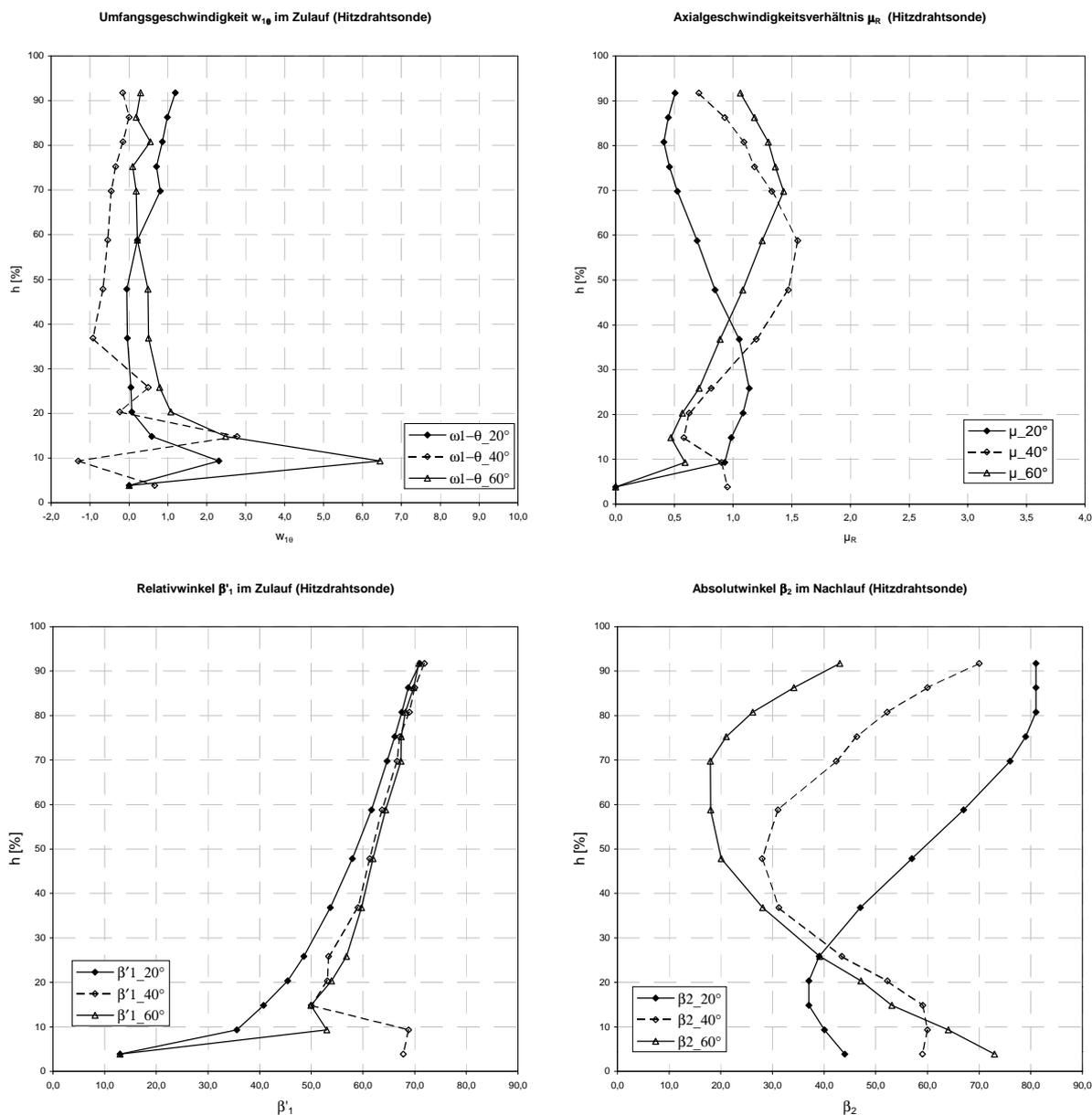


Bild 6.2.2a-d: Verteilung der Umfangskomponente $w_{1\theta}$, des Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R und der Zu- und Abströmwinkel β'_1 und β_2 für die Stafflungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.

Für die Maschine $\lambda = 40^\circ$ zeigen die Ergebnisse des Relativwinkelprofils β'_1 deutlich, dass die Strömung aufgrund der zu hohen Winkeldifferenz für jeden radialen Schaufelschnitt abgelöst sein muss. Die Ergebnisse decken sich mit den Ergebnissen der Wanddruckspektren gemäß *Bild 6.1.5*, die für alle Betriebspunkte $\varphi < 0.2$ rotierende Ablösefrequenzen zeigen. Die dennoch vergleichsweise große Druckumsetzung ist durch die führende Wirkung der Ablösungen oder Sekundärwirbel begründet. Die induzierte Strömungsumlenkung bewirkt eine Beschleunigung der Absolutströmung und eine Abströmwinkelverteilung β_2 , die eine verhältnismäßig gute Anströmung des Stators zur Folge hat.

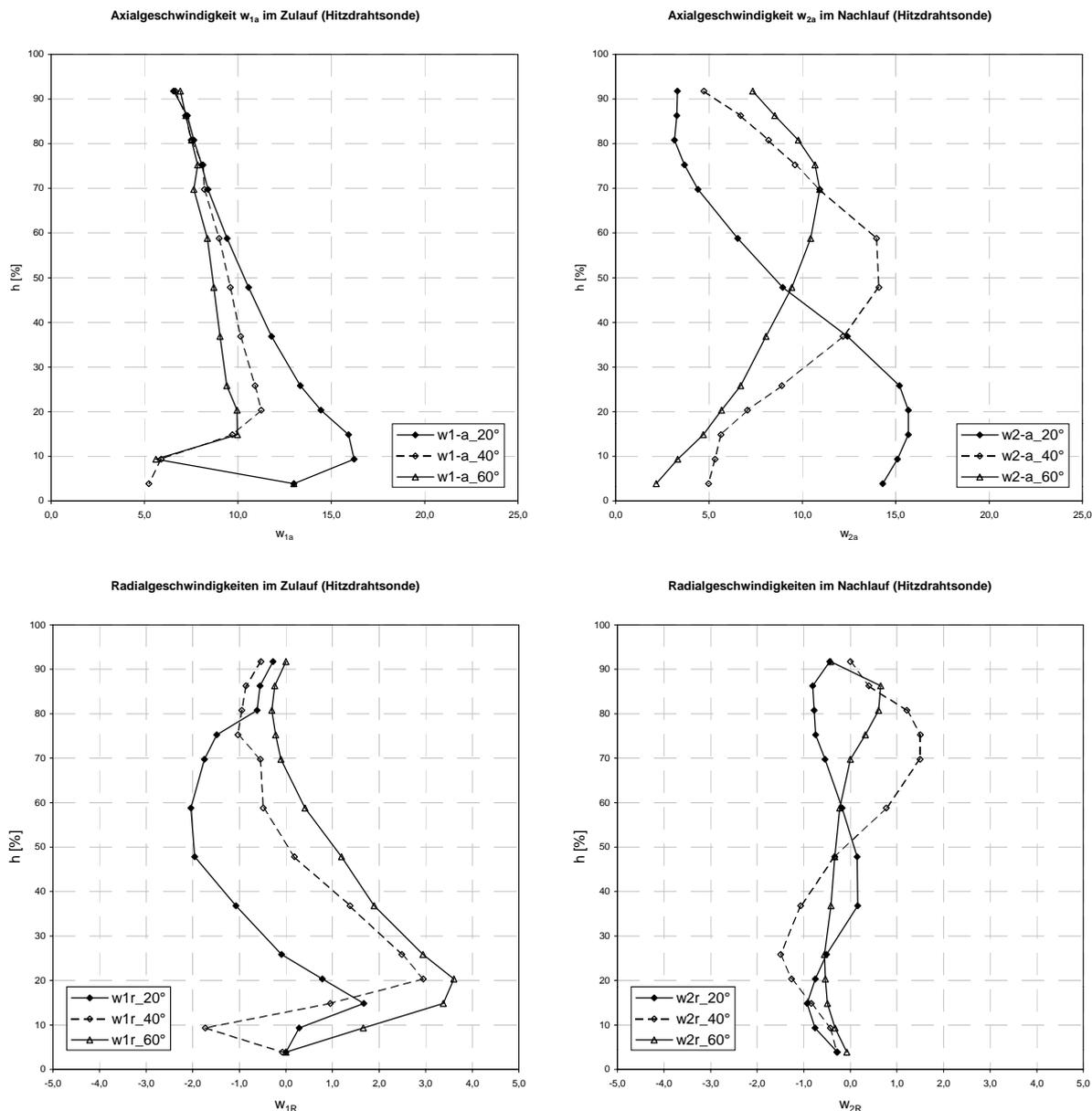


Bild 6.1.8a-d: Verteilung der Axialgeschwindigkeiten w_{1a} und w_{2a} und der Radialgeschwindigkeiten w_{1r} und w_{2r} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , 800min^{-1} ,

$$\varphi = \varphi_{\max}$$

Bei der Maschine des Staffelungswinkels $\lambda = 20^\circ$ ist die Winkeldifferenz zwischen Anströmung und Schaufelwinkel hingegen so groß, dass die Strömung vollständig abgelöst scheint. Nur im extremen Nabebereich ist die Strömung annähernd schaufelkongruent. Damit ist davon auszugehen, dass nur die Nabenschnitte den gemessenen Druckaufbau produzieren. Jedoch lassen die Ergebnisse keine eindeutige Interpretation der Strömungsvorgänge zu. Infolge der stark turbulenten Strömung ist zudem mit einem massiven Messfehler zu rechnen. Weiterhin unterscheiden sich die Verteilungen der Radial- und Axialgeschwindigkeiten und des Abströmwinkels deutlich von den Maschinen $\lambda = 40$ und 60° .

Werden nur die Ergebnisse der Zuströmung betrachtet, so verhalten sich die Maschinen wie eine klassische Wirbelflussmaschine. Die Zuströmung ist nahezu achsparallel, für die Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° ist zudem die Meridianschwindigkeit annähernd konstant über die Schaufelhöhe. Die Zuströmungswinkel sind eine reine Funktion des Radius und der Drehzahl. Die Verläufe

der Umfangskomponente $w_{2\theta}$ im Nachlauf, *Bild 6.2.4*, entsprechen jedoch nicht den theoretischen Verläufen gemäß Gl. 6.1.1, 1.1a bzw. *Bild 6.2.1*. Ferner weicht das Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R für alle Maschinen deutlich von dem theoretischen Wert $\mu_R = 1$ ab. Die Ergebnisse zeigen deutlich den Nachteil der unverwundenen und ungewölbten Schaufeln. Die mangelnde Umlenkung in Verbindung mit der dadurch bedingten Fehlanströmung des Stators sowie die hohen Drehzahlen für die Maschinen mit den kleineren Staffelungswinkeln sind die Hauptursachen für das schlechte aerodynamische Verhalten.

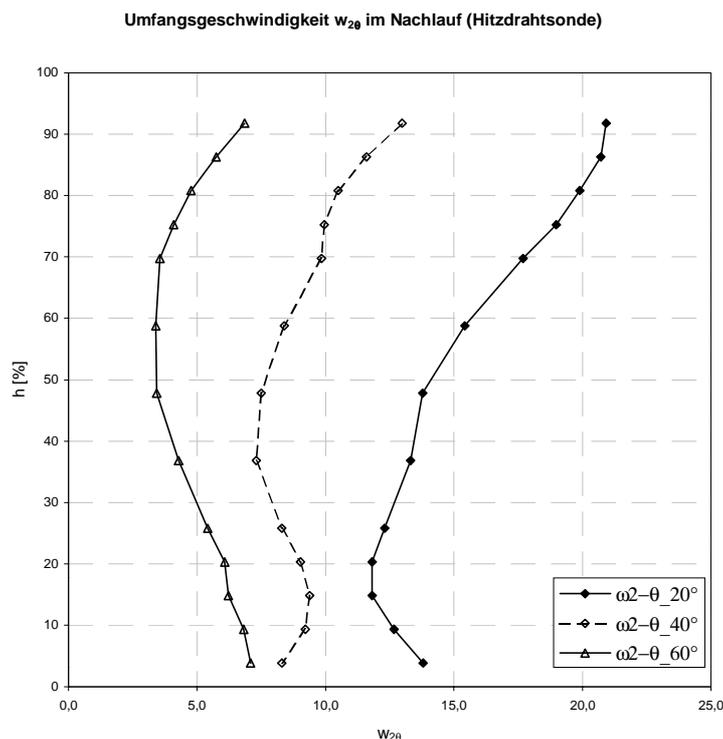


Bild 6.2.4: Verteilung der Umfangskomponente der Absolutströmung $w_{2\theta}$ im Nachlauf, Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.

6.3 Ergebnisse der Schwingungsanalysen

Es gibt zwei unterschiedliche Arten der Schwingungen: fremderregte Schwingungen und selbsterregte Schwingungen. Unter fremderregten Schwingungen versteht man alle Anregungsarten, die von außen oder durch die Mechanik aufgeprägt werden, z.B. Anregung der Schaufel durch drehzahlharmonische Frequenzen oder Schwingungsübertragung durch ein Getriebe. Unter selbsterregten Schwingungen versteht man Anregungsarten, die durch die Strömung bzw. durch die Aerodynamik hervorgerufen werden, z.B. rotierendes Abreißen oder Pumpen, rotierende Instabilitäten, akustische Resonanzen sowie Flattern.

Eine selbsterregte Schwingung wird dann zu einem Problem, wenn die Erregerfrequenz mit der Eigenfrequenz einer Schaufel übereinstimmt. Dann kann es zum Resonanzfall und somit zu sehr hohen Schwingungsamplituden kommen. Dies kann zu einem vorzeitigen Bruch der Schaufel und somit zum Ausfall des gesamten Systems führen.

Um fremderregte Schwingungen hervorzurufen, ist die Erregerfrequenz meistens eine der drehzahlharmonischen Frequenzen. Im Campbell-Diagramm kann die Überschneidung einer drehzahlharmonischen Frequenz mit einer Schaufeleigenfrequenz dargestellt werden. Jede Linie, die eine Ursprungsgerade ist, stellt eine Drehzahlordnung. Im Campbell-Diagramm des *Bildes 6.3.1* sind die Drehzahlordnungen von 1 bis 11 aufgetragen, da der Prüfstand 11 Verdichterschaukeln

besitzt. Die fast waagerechten Linien stellen die Schaufeleigenfrequenzen dar. Sie sind deshalb nicht waagerecht, weil mit steigender Drehzahl die Fliehkraft zunimmt und sich die Schaufel dadurch "künstlich" versteift. Dies führt im Betrieb zu höheren Schaufeleigenfrequenzen.

Ein Kreis kennzeichnet eine besonders große Anregung der Schaufel durch eine Drehzahlordnung. Dies könnte drauf hindeuten, dass jeweils ein Resonanzfall vorlag.

Schaufelnr.	Anstellwinkel	Material und Geometrie	Eigenfrequenz bei Stillstand [Hz]	Eigenfrequenz bei 800 min ⁻¹ [Hz]
3	50°	1mm Stahl	89.75	~93
4	50°	1mm Kunststoff	65.50	~70
8	50°	0.75mm Stahl	69.50	~72

Tabelle 6.3.1: Schaufeleigenschaften und Eigenfrequenzen.

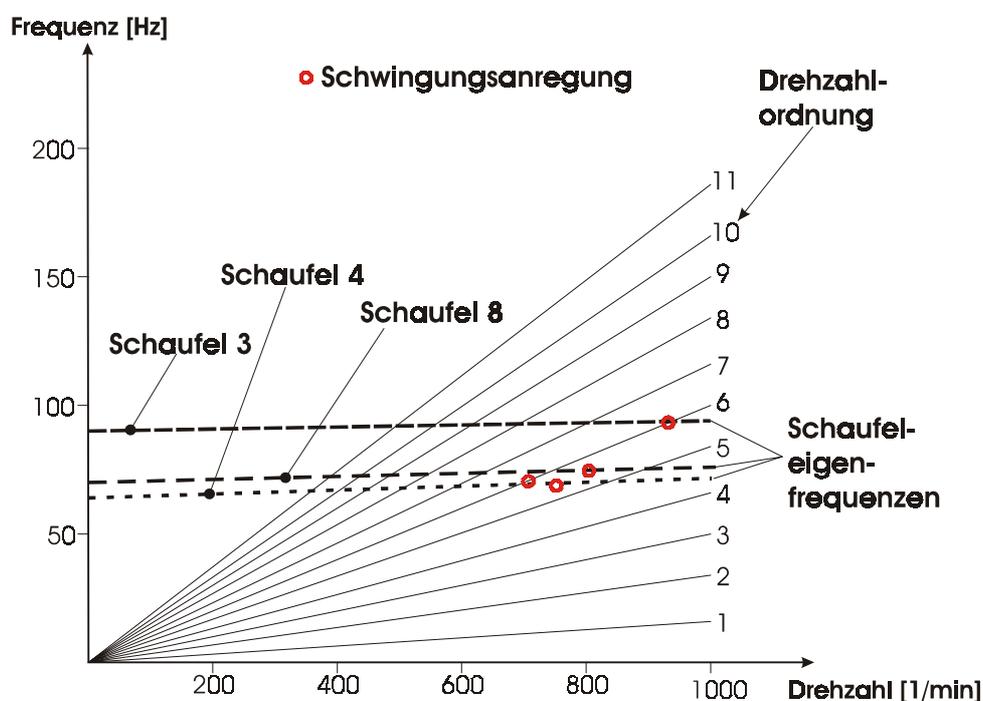


Bild 6.3.1: Schwingungsanregung im Campbell-Diagramm.

Jede Schaufel schwingt, egal ob sie nun mit einer Frequenz angeregt wird oder durch eine ihrer eigenen Bewegung (Flutter) in Schwingung versetzt wird, in einem bestimmten Modus und mit ihrer Eigenfrequenz. Dies geschieht, weil die Schaufeln sehr geringe Dämpfungseigenschaften aufwiesen. Da auch aerodynamische Einflüsse, wie sich ablösende Wirbel oder Strömungsabriss, auf die Schaufel einwirken, kommt es zu einer ständigen Anregung der Schaufeln. Die Schaufeleigenfrequenzen können, bedingt durch verändertes Design oder Verwendung anderer Materialien, zu höheren oder tieferen Eigenfrequenzen verschoben werden, vgl. Tabelle 6.3.1. Da das Verhältnis von Elastizitätsmodul zur Dichte (E/ρ) die Eigenfrequenz der Schaufel bestimmt, sind die Schaufeleigenfrequenzen von Stahlschaufeln, aluminiumlegierten Schaufeln und Titanschaufeln nahezu gleich. Wie schon erwähnt, hat die Drehfrequenz, hinsichtlich einer Versteifung zu höheren Drehzahlen hin, einen weiteren Einfluss auf die Schaufeleigenfrequenz.

Armstrong und Stevenson haben 1960 die einfachsten Schwingungsmoden den Frequenzen bei Axialverdichtern zugeordnet, Cumpsty, 1989.

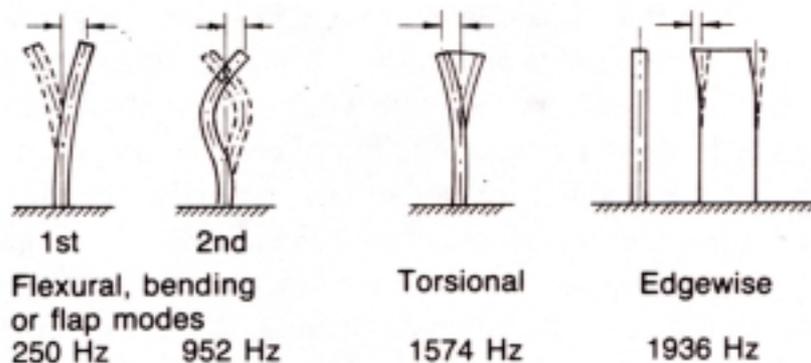


Bild 6.3.2: Schematische Darstellung der einfachsten Schwingungsmoden, Cumpsty, 1989.

Es wurde vorausgesetzt, dass die Dämpfung durch mechanische und aerodynamische Einflüsse genügend klein ist, so dass die Schwingung der Schaufeln eine ausreichende Beschreibung des Schwingungsmodus hergibt. Der absolute Wert der Schwingfrequenzen ist von Schaufel zu Schaufel unterschiedlich. Lediglich die Reihenfolge der Moden soll im *Bild 6.3.2* aufgezeigt werden. Bei manchen Schaufeldesigns kann auch die zweite Biegeschwingung (flexural mode) bei einer höheren Frequenz liegen als die erste Torsionsschwingung (torsional mode). Bei dieser Diplomarbeit wurde davon ausgegangen, dass die Schaufeln mit dem ersten Biegeschwingungsmodus angeregt werden.

Um eine genaue Vorhersage zu treffen, in welchem Modus Axialverdichterschaukeln schwingen, kann dies relativ genau mit einer Finite-Elemente-Berechnung gemacht werden. Jedoch ist dieses Verfahren nur zur Bestimmung niedriger Ordnungen angebracht. Bei höheren Schwingungsmoden kann die Ungenauigkeit der Berechnung größer sein als der Abstand von einem Schwingungsmodus zum nächsten, Cumpsty, 1989.

6.4 Ergebnisse der statistischen Untersuchungen

Die Untersuchung besteht nachfolgend aus vier Teilen. Die ersten beiden Teile befassen sich mit dem Schwingungsverhalten der Schaufeln bei Fremderregung. Dabei handelt es sich zum einen um eine Auswertung mit Datensätzen aus dem **rotierenden System**, d.h. das Schwingungsverhalten der Schaufeln wird mittels Dehnungsmessstreifen erfasst. Der DMS-Streifen liefert Spannungsamplituden, die anschließend statistisch ausgewertet werden. Zum anderen werden gleichzeitig die Wandruckschwankungen im **raumfesten System** aufgezeichnet. Dafür wird ein Mikrofon direkt über dem Schaufelgitter angeordnet, das die Wandruckschwankungen bei Fremderregung messen soll. Diese werden ebenfalls statistisch ausgewertet.

Der dritte und der vierte Teil der Auswertung behandelt Datensätze, die bei drei Betriebspunkten, vgl. *Bild 6.4.1*, auf der Kennlinie des Axialventilators aufgenommen werden. Das statistische Schwingungsverhalten wird zuerst, wie schon in den beiden vorangegangenen Teilen, im rotierenden System analysiert. Danach werden die Wandruckschwankungen im raumfesten System untersucht.

Dimensionslose Kennlinie des Axialventilators

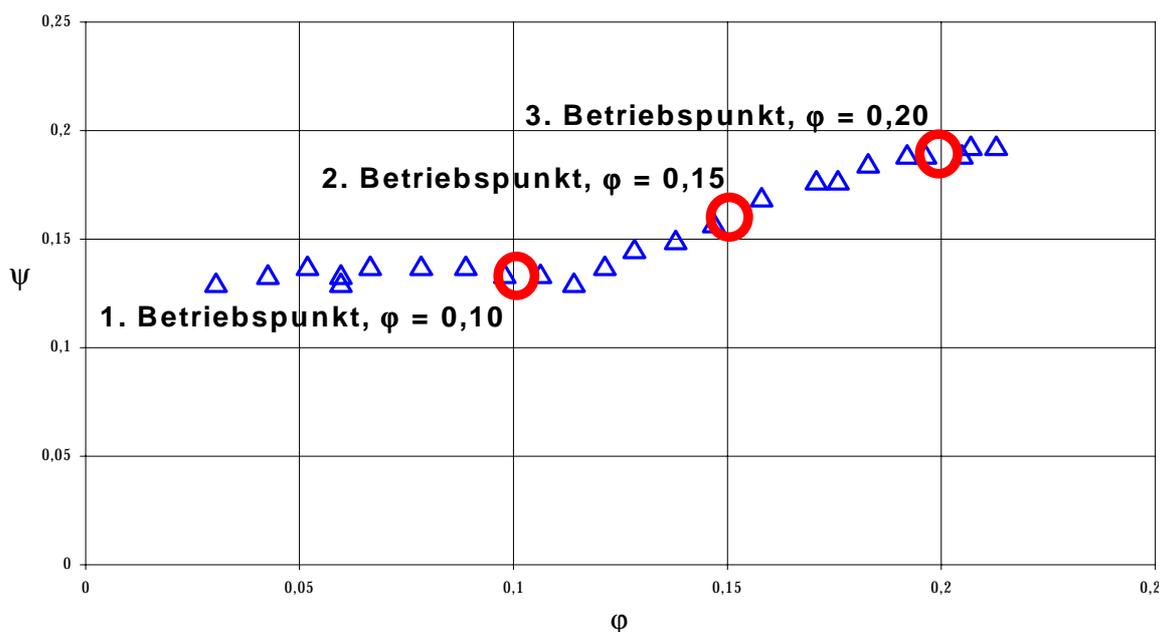


Bild 6.4.1: Dimensionslose Kennlinie des Axialventilators, $\lambda = 40^\circ$.

Im Folgenden ist zu jedem Betriebspunkt jeweils ein Spektrum zu sehen. Die Spektren sind im raumfesten System aufgenommen worden. Jedes Spektrum weist charakteristische Merkmale auf, die nachfolgend beschrieben werden:

Den Betriebspunkt 1, *Bild 6.4.2*, mit $\varphi = 0.10$ kennzeichnen die Frequenzen des RS mit seinen Harmonischen und der Modulation in Form von Summen- und Differenzfrequenzen um die BFF.

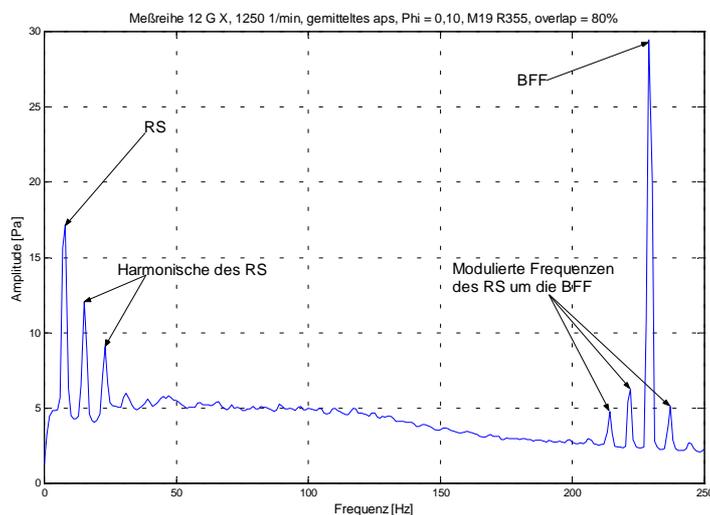


Bild 6.4.2: Spektrum des Betriebspunktes 1 mit $\varphi = 0.10$, 1250 min^{-1} .

Im Spektrum des Betriebspunktes 2, *Bild 6.4.3*, mit $\varphi = 0.15$ ist eine deutlich größere Amplitude des RS gegen über dem Betriebspunkt 1 zu sehen. Bei der halben Frequenz der BFF treten RI-Frequenzen auf.

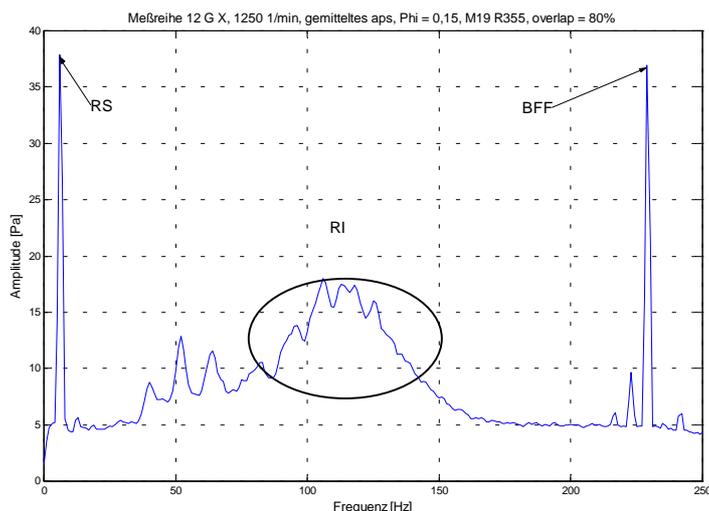


Bild 6.4.3: Spektrum des Betriebspunktes 2 mit $\varphi = 0.15$, 1250 min^{-1} .

Im Spektrum des Betriebspunktes 3, vgl. *Bild 6.4.4* mit $\varphi = 0.20$ tritt kein RS auf. Die Strömung liegt an den Schaufeln an. Es sind auch keine RI-Frequenzen vorhanden. Eine deutlich herausragende Amplitude ist bei 125 Hz zu erkennen.

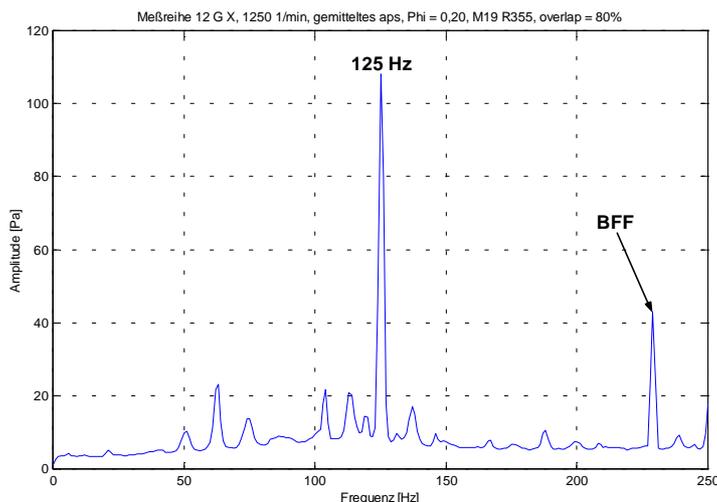


Bild 6.4.4: Spektrum des Betriebspunktes 3 mit $\varphi = 0.20$, 1250 min^{-1} .

Bei einem kontinuierlichen Drosselvorgang ist im 3D Campbell-Diagramm in *Bild 6.4.5* zu erkennen, dass Frequenzen eines bisher unbekanntes Strömungsphänomens bei relativ weit geöffneter Drossel in Erscheinung treten. Bei abnehmenden Volumenstrom steigen diese Frequenzen und weisen zudem diskrete Sprünge auf. Des Weiteren ist die Blattfolgefrequenz (BFF), das rotierende Abreißen (RS) und die Frequenzen der rotierenden Instabilität zu erkennen.

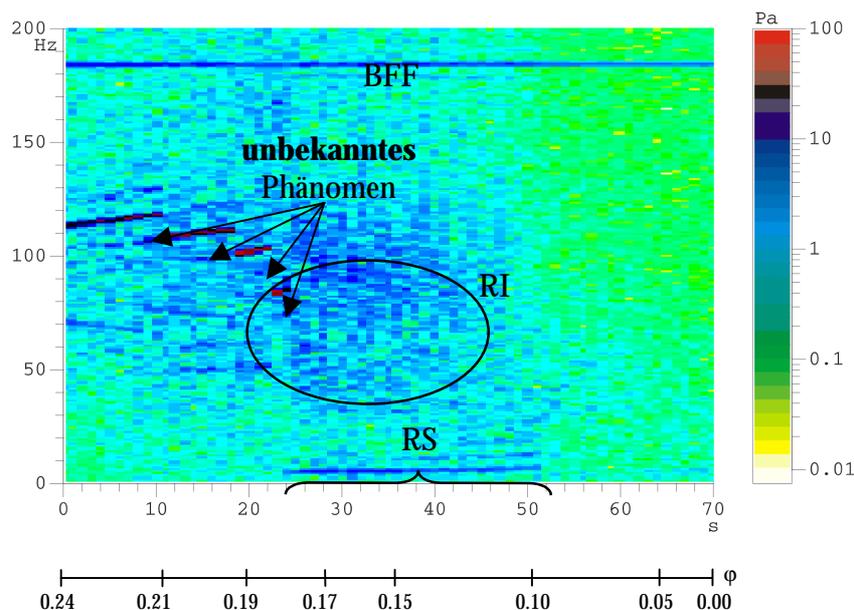


Bild 6.4.5: 3D Campbell-Diagramm eines Drosselvorgangs bei 1000 min^{-1} .

Das Ziel ist, statistische Bezüge vom rotierenden System zum raumfesten System herzustellen. Es wird untersucht, ob anhand der Wandruckschwankungen unmittelbar Aussagen über das Schwingungsverhalten der Schaufeln getroffen werden können.

Bei den Datensätzen mit Fremderregung ist zu beachten, dass die Schaufel bei einigen Messungen, nicht immer konstant und über die gesamte Messzeit mit der angestrebten Drehzahlordnung angeregt wird, sondern zwischen der 5,5 Drehzahlordnung und der 6,0 Drehzahlordnung "springt", *Bild 6.4.6*. Sehr deutlich zu sehen ist auch, dass beide Drehzahlordnungen nicht nebeneinander auftreten, sondern entweder die eine oder die andere dominiert.

Bei den "Sprungfrequenzen" muss es sich nicht zwangsläufig um ganzzahlige oder halbzahlige Vielfache der Rotorfrequenz handeln. Bei der verwendeten Messkonfiguration traten jedoch die 5,5 und die 6,5 Drehzahlordnung verstärkt in Erscheinung.

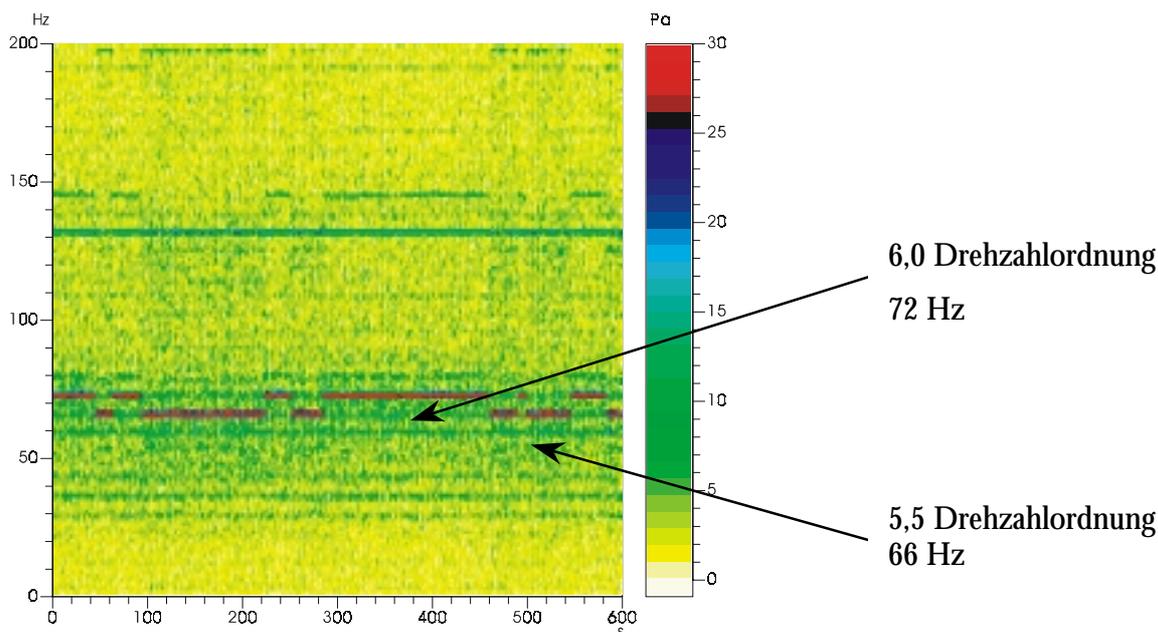


Bild 6.4.6: Anregung der Schaufel ist nicht konstant über den Zeitraum von 600 s.

Mit Hilfe des erstellten Matlabprogramms ist es möglich, nur bestimmte Zeitabschnitte der Messung in die statistische Bewertung einfließen zu lassen. Somit können die jeweiligen Zeitabschnitte aneinandergereiht werden, in denen die Schaufel mit einer bestimmten Frequenzen ange-regt wird. Lässt man jedoch dieses “Springen“ zwischen den Drehzahlordnungen unbeachtet und bewertet einfach den gesamten Zeitbereich, so erhält man ein bimodales Histogramm, vgl. *Bild 6.4.7*.

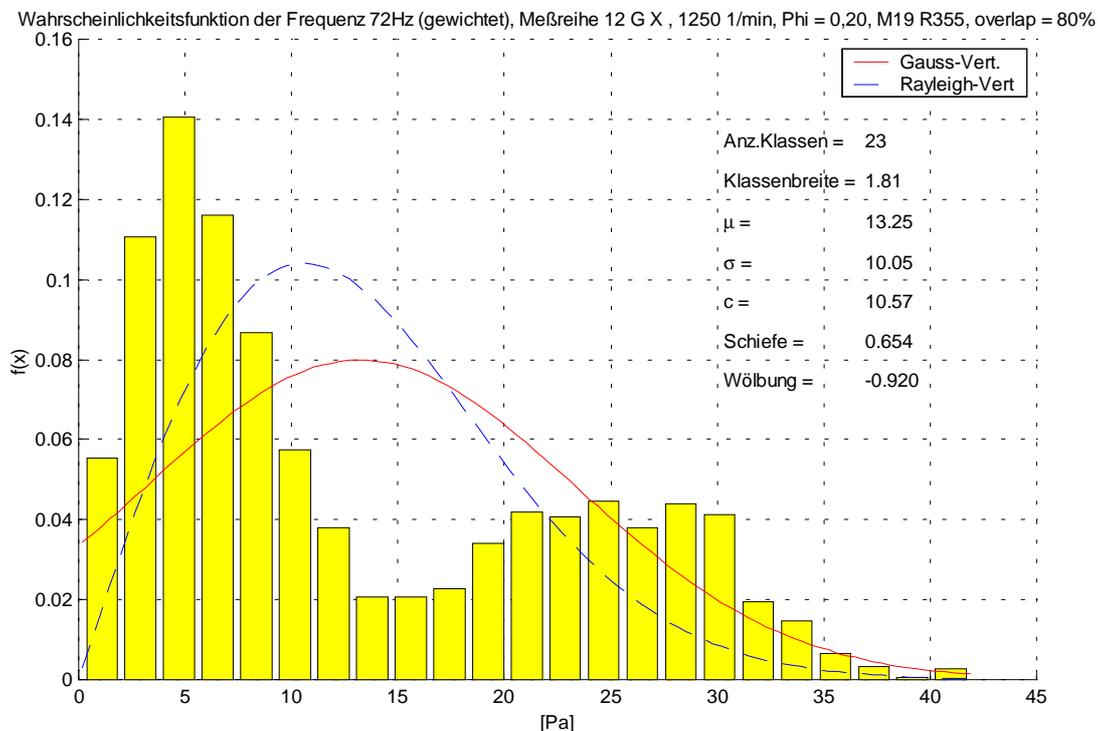


Bild 6.4.7: Bimodales Histogramm durch “Springen“ der 6.0 Drehzahlordnung.

Einige statistische Kenngrößen, wie z.B. die Schiefe und die Wölbung dieser empirischen Verteilung sind wenig Aussagekräftig. Da sie bimodal ist, entspricht sie weder einer Gauß’schen-Normalverteilungsfunktion noch einer Rayleigh-Verteilungsfunktion.

6.4.1. Auswertung der Datensätze mit Erregerfrequenzen (rotierendes System, DMS)

Bei den Datensätzen mit Erregerfrequenzen ist zu sehen, wie sich die Schaufeln bei Fremderregung verhalten. Dazu wird die Drehzahl so eingestellt, dass sich ein Vielfaches der Drehzahlordnung mit der Schaufeleigenfrequenz überlagert. Z.B. wird die Schaufel 4, die eine Eigenfrequenz von ca. 70 Hz im Betrieb aufweist, mit der 6.0 Drehzahlordnung angeregt. Deshalb wird die Drehzahl auf 706 min^{-1} eingestellt. Es wird ein Resonanzverhalten bei 70 Hz erwartet. Bei allen Messungen, die zum Ziel hatten die Schaufeln anzuregen, wird ein Betriebspunkt gewählt, bei dem eine Ablösung der Strömung an der Saugseite der Schaufel unwahrscheinlich ist und somit auch keine störenden rotierenden Ablösefrequenzen auftreten. Die Messungen erfolgen bei einem Betriebspunkt durchgeführt, bei dem der dimensionslose Volumenstrom $\varphi = 0.20$ beträgt. Um das statistische Schwingverhalten der Schaufeln zu betrachten, ist der Spannungsaus-schlag, den die DMS-Vollbrückenschaltung auf der Schaufel erzeugte, von Bedeutung. Bei relativ starker Streckung der Schaufeloberfläche wurden auch relativ hohe Spannungen gemessen. Gerät die Schaufel also in Schwingung, so ist dies an den Peaks im 2D-Spektrum, vgl. *Bild 6.4.8*, oder an den rot eingefärbten Bereichen im 3D-Spektrum, *Bild 6.4.9*, zu erkennen.

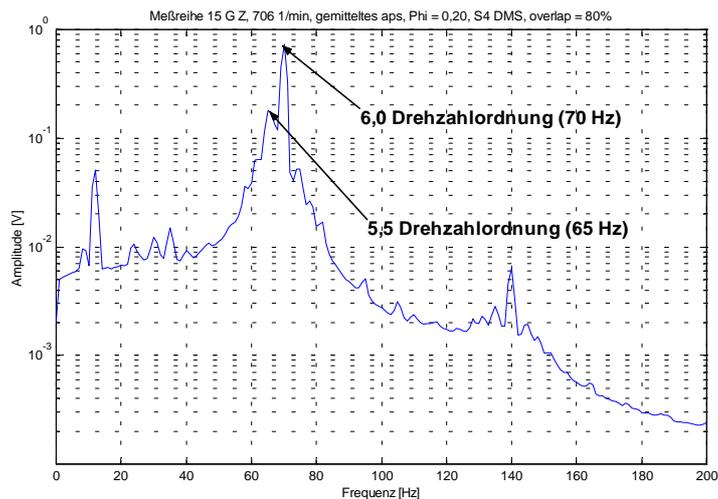


Bild 6.4.8: Gemitteltetes 2D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 4, 706 min⁻¹. $\phi = 0,20$.

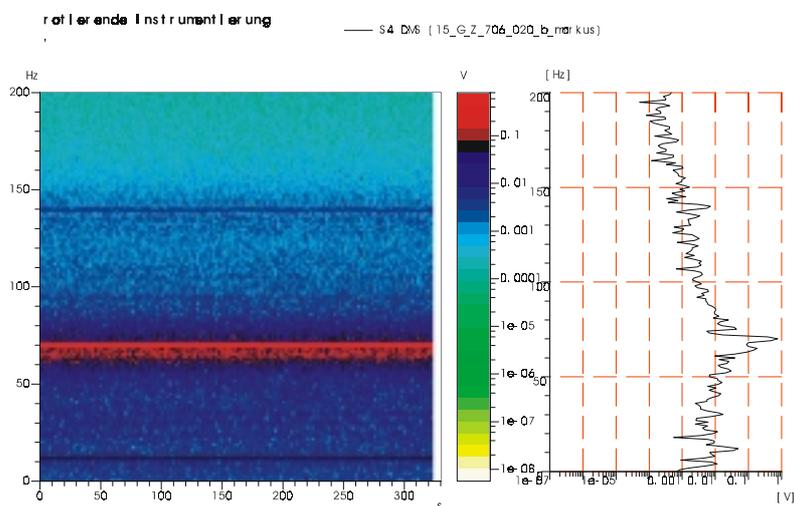


Bild 6.4.9: 3D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 4, 706 min⁻¹. $\phi = 0,20$.

Die Spannungsamplituden der untersuchten Frequenzen ergaben die folgenden statistischen Verteilungen:

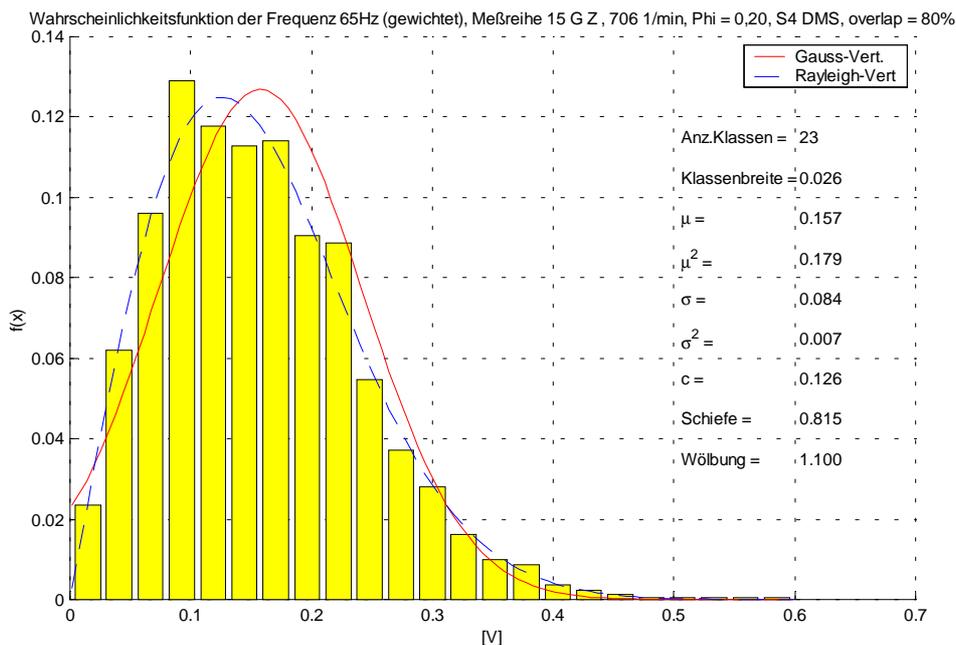


Bild 6.4.10: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 65 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung, 706 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

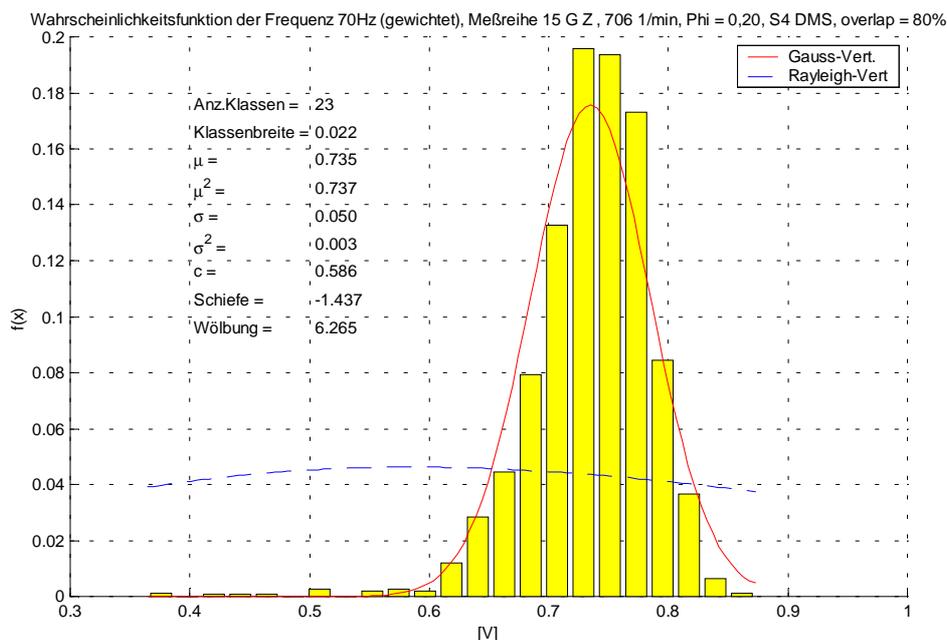


Bild 6.4.11: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 70 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung, 706 min^{-1} , $\varphi = 0.20$.

Nachfolgende Tabelle zeigt, mit welcher **Drehzahl** der Prüfstand betrieben wird. Die **Frequenz** kennzeichnet, bei welchen Frequenzen eine größere Anregung zu beobachten ist und welcher **Drehzahlordnung** die jeweilige Frequenz entspricht. Die **Statistik** gibt die Form der Verteilung an.

Schaufel	Drehzahl	Frequenz	Drehzahl-	Spannungs-	Statistik	Bild im
(Geometrie Material)	[1/min]	[Hz]	ordnung	ausschlag [V]		
4 (1mm Kunstst.)	706	65 (nähe Eigenf.)	5,5	0 - 0,6	Rayleigh-Vert.	A1
4 (1mm Kunstst.)	706	70 (Eigenf.)	6	0,5 - 0,9	Gaußsche-Vert.	A2
8 (0,75 mm Stahl)	720	66	5,5	0,06 - 0,1	Gaußsche-Vert.	A3
8 (0,75 mm Stahl)	720	72 (Eigenf.)	6	0,08 - 0,8	Gaußsche-Vert.	A4
4 (1mm Kunstst.)	752	69 (Eigenf.)	5,5	0,63 - 1,24	Gaußsche-Vert.	A5
4 (1mm Kunstst.)	752	75	6	0,3 - 0,4	Gaußsche-Vert.	A6
8 (0,75 mm Stahl)	785	73	~5,5	0 - 0,33	Rayleigh-Vert.	A7
8 (0,75 mm Stahl)	785	78	6	0,1 - 0,16	Gaußsche-Vert.	A8
3 (1mm Stahl)	920	93 (Eigenf.)	6	0,4 - 0,63	Gaußsche-Vert.	A9
3 (1mm Stahl)	1003	94	keine	0 - 0,24	Rayleigh-Vert.	A10
3 (1mm Stahl)	1003	100	6	0 - 0,11	Gaußsche-Vert.	A 11

Tabelle 6.4.1: Schwingungsverhalten der Ventilatorschaufeln bei Anregung mit drehzahlharmonischen Frequenzen (rotierendes System, DMS).

Zu beobachten ist, dass die Schaufeln sowohl Reaktionen bei der 6.0 Drehzahlordnung zeigen, als auch bei der 5.5 Drehzahlordnung, andere Drehzahlordnungen treten nicht in Erscheinung (vgl. Anhang). Dies lässt sich anhand der Ausschlagsspannungen in den 3D-Spektren eindeutig belegen. Zudem lässt sich feststellen, dass eine Anregung mit der 6.0 Drehzahlordnung ausschließlich Gaußsche-Verteilungen produziert.

Eine Rayleigh-Verteilung mit mittleren Spannungsamplituden lässt sich nur bei der Schaufel 4 feststellen. Die Schaufel wird mit einer Drehzahl von 706 min^{-1} und entsprechend ihrer 5,5 Drehzahlordnung bei 65 Hz angeregt. Dies könnte auf ein Flatterverhalten der Schaufel hindeuten. Zudem liegt die Frequenz (65 Hz) nahe bei der Eigenfrequenz der Schaufel ($\sim 70 \text{ Hz}$, 800 min^{-1}) im Betrieb, vgl. *Tabelle 6.4.1*. Hierbei sei erwähnt, dass die Kunststoffschaufel 4 schwingungsanfälliger ist als die beiden anderen Stahlschaufeln. Um bei den Schaufeln große Schwingungsamplituden zu provozieren, sollten die instrumentierten Schaufeln, wegen ihrer günstigeren Schwingungseigenschaften, ausschließlich aus Kunststoff bestehen und dünner als 1mm sein.

Deckt sich die Erregerfrequenz mit der Eigenfrequenz der jeweiligen Schaufel, dann kommt es, wie erwartet, zu einer stärkeren Anregung. Alle übrigen Erregerfrequenzen verursachen nur kleine Schwingungsausschläge.

6.4.2 Auswertung der Datensätze mit Erregerfrequenzen (raumfestes System Wandruckschwankungen)

Um eine Statistik über die Wandruckschwankungen bei Fremderregung zu erhalten, werden die Drucksignale des Mikrofons im raumfesten Systems ausgewertet. Hierzu werden für die jeweiligen Drehfrequenzen die größten Druckamplituden aus den Spektren ermittelt und statistisch untersucht. Anschließend findet ein Vergleich zwischen den Erregerfrequenzen des rotierenden Systems und des raumfesten Systems statt.

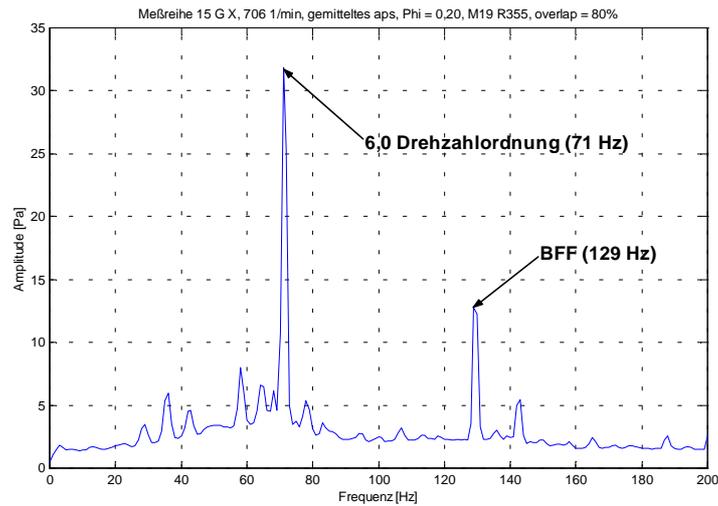


Bild 6.4.12: Gemittelteltes 2D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 706 min^{-1} . $\varphi = 0.20$.

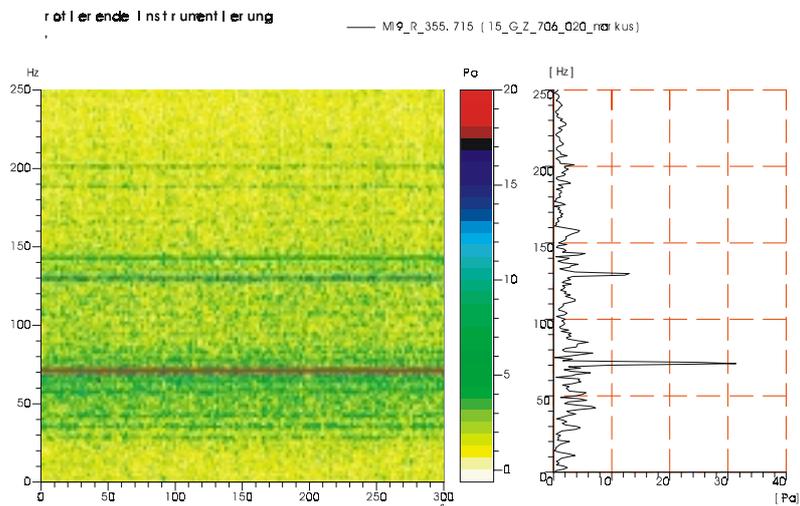


Bild 6.4.13: 3D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 706 min^{-1} . $\varphi = 0.20$.

Die statistische Untersuchung der Druckamplituden für eine Drehzahl ergab:

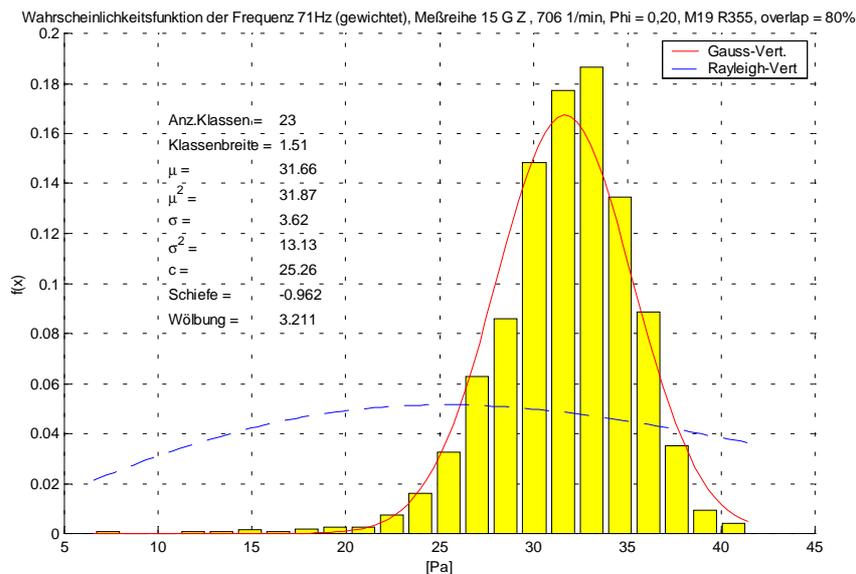


Bild 6.4.14: Verteilung der Druckamplituden bei 71 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung, 706 min^{-1} . $\varphi = 0.20$.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Verteilungen der Wandruckschwankungen aufgelistet worden. Ob die untersuchten Schaufelschwingungen mit den Wandruckschwankungen in einer Beziehung stehen, wird anschließend diskutiert.

Drehzahl	Frequenz	Drehzahl-	Amplitude	Statistik	Bild im
[1/min]	[Hz]	ordnung	[Pa]		Anhang
706	71	6	11 - 41	Gaußsche-Vert.	A12
720	66	5,5	25 - 50	Gaußsche-Vert.	A13
720	73	6	20 - 42	Gaußsche-Vert.	A14
752	69	5,5	30 - 59	Gaußsche-Vert.	A15
752	76	6	32 - 49	Gaußsche-Vert.	A16
785	79	6	30 - 54	Gaußsche-Vert.	A17
920	91	6	40 - 68	Gaußsche-Vert.	A18
1003	100	6	40 - 82	Gaußsche-Vert.	A19

Tabelle 6.4.2: Wandruckschwankungen bei Anregung der Schaufeln mit Drehzahlharmonischen Frequenzen (raumfestes System).

Zu beobachten ist, dass die markanten Frequenzen, die einer Drehzahlordnung entsprechen, ausschließlich Gauß-verteilt sind. Frequenzen, die keiner Drehzahlordnung entsprechen und einer Rayleigh-Verteilung entsprechen, waren im Spektrum des raumfesten Systems nicht zu erkennen. Weiterhin lässt sich feststellen, dass die auffälligen Frequenzen im raumfesten System gut mit den Frequenzen im rotierenden System übereinstimmen. Sie stimmen auch in ihrer Drehzahlordnung überein. Die Abweichung der Erregerfrequenzen in den Spektren des rotierenden zu denen des raumfesten Systems beträgt maximal 3 Hz (*Tabelle 6.4.1* und *Tabelle 6.4.2*). Z.B. war bei der Schaufel 4 bei 752 min^{-1} eine Anregung bei der 5,5 Drehzahlordnung, die einer Frequenz

von 69 Hz entspricht, in den beiden Spektren zu erkennen. Die Statistik war ebenfalls bei beiden Systemen gleich. Auch ein Sprung der Erregerfrequenz von der 5,5 Drehzahlordnung zur 6,0 Drehzahlordnung ist sowohl im Spektrum des rotierenden Systems, als auch im Spektrum des raumfesten Systems zu erkennen (*Bild A42* und *Bild A48*). Die relativ großen Schwingungsamplituden der Kunststoffschaufel 4, die in den Spektren des rotierenden Systems gut zu erkennen sind, rufen im raumfesten System nicht so deutliche Wanddruckschwankungen hervor. Dafür liefert die relativ starre Schaufel 3 bei Anregung mit Drehzahlharmonischen Frequenzen die größten Wanddruckschwankungen. Die Wanddruckschwankungen stehen also bei dieser Untersuchung in einem umgekehrten Verhältnis zu den Schaufelschwingungen.

6.4.3. Auswertung bei Betriebspunkten mit: $\varphi = 0.10$; $\varphi = 0.15$; $\varphi = 0.20$ (rotierendes System, DMS)

Es werden drei Betriebspunkte im rotierenden System untersucht. Die Betriebspunkte können dem Bild 5.1 entnommen werden. Die aus den Spannungssignalen der DMS-Streifen gewonnen Spektren der jeweiligen Schaufeln werden nach Frequenzen durchsucht, die größere Spannungsamplituden aufweisen. Exemplarisch für alle Betriebspunkte und instrumentierten Schaufeln wird der Betriebspunkt $\varphi = 0.15$ und $\psi = 0.16$ und dazu das Spektrum der Schaufel 3 ausgewertet.

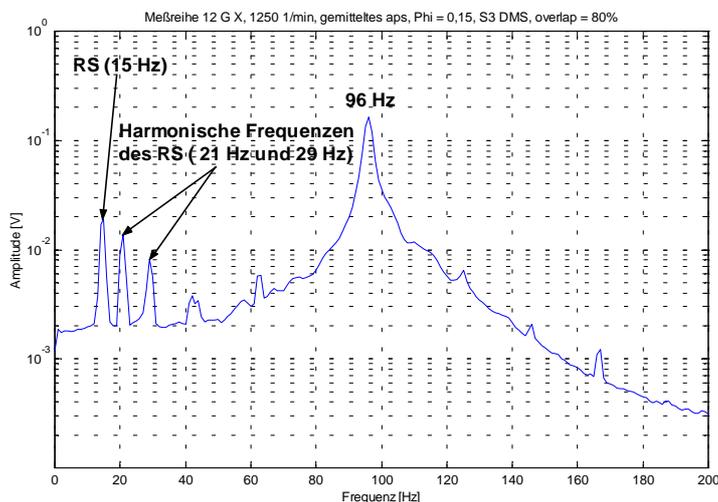


Bild 6.4.15: Gemittelttes 2D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 3, 1250 min^{-1} . $\varphi = 0.15$.

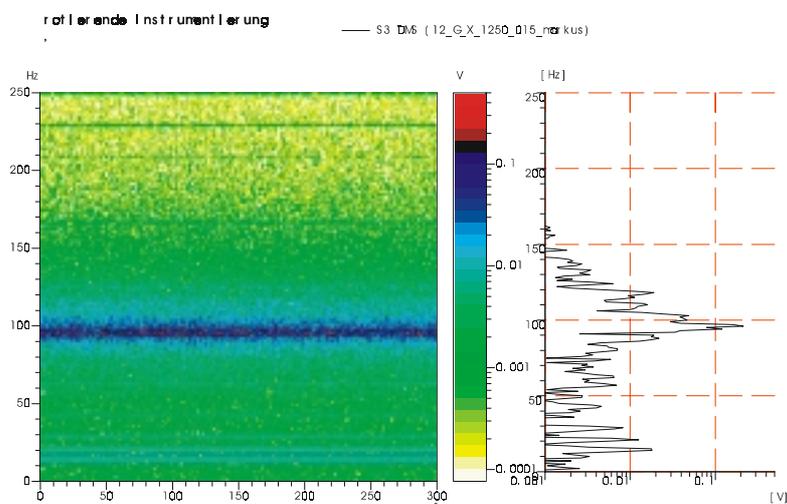


Bild 6.4.16: 3D-Spektrum des DMS-Signals der Schaufel 3, 1250 min^{-1} . $\varphi = 0.15$.

Die Spannungsamplituden der Schaufel 3 ergeben für diesen Betriebspunkt folgende statistische Verteilung bei einer Frequenz von 96 Hz:

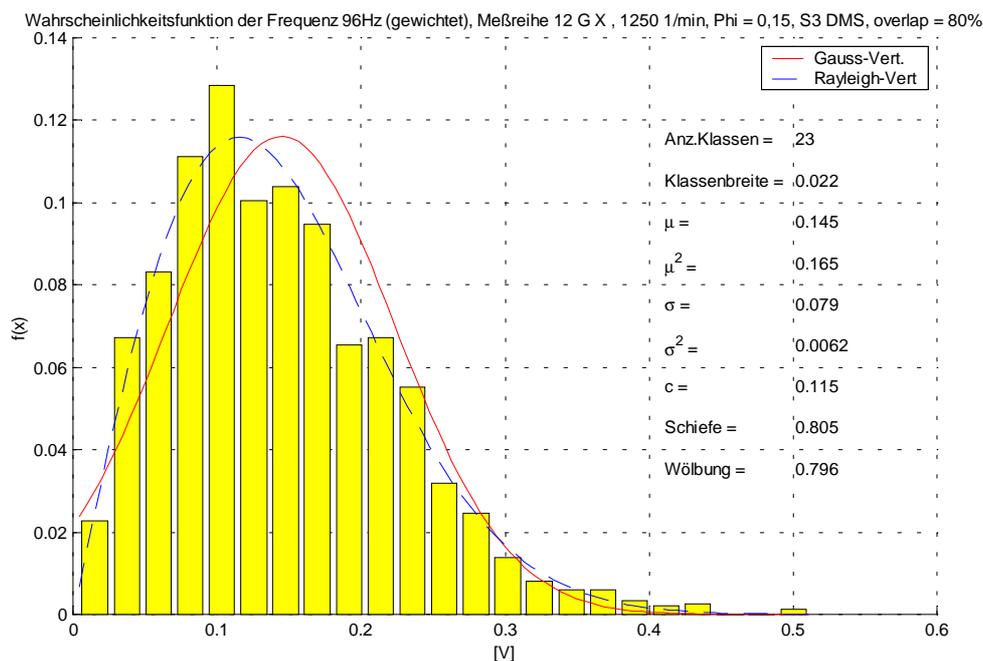


Bild 6.4.17: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 96 Hz, 1250 min⁻¹. $\phi = 0.15$.

In nachfolgenden Tabellen wurden die Ergebnisse der Statistik zu den jeweiligen Betriebspunkten zusammengefasst.

Schaufel (Geometrie Material)	Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Spannungs- ausschlag [V]	Statistik	Bild im Anhang
3 (1mm Stahl)	1250	96 (nähe Eigenf.)	keine	0 - 0,2	Rayleigh-Vert.	A20
4 (1mm Kunstst.)	1250	13	keine	0,07 - 0,16	Gaußsche-Vert.	A21
4 (1mm Kunstst.)	1250	74	keine	0 - 0,6	Rayleigh-Vert.	A22
8 (0,75mm Stahl)	1250	79	keine	0 - 0,33	Rayleigh-Vert.	A23

Tabelle 6.4.3: Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\phi = 0.10$ (rotierendes System, DMS).

Schaufel (Geometrie Material)	Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Spannungs- ausschlag [V]	Statistik	Bild im Anhang
3 (1mm Stahl)	1250	96 (nähe Eigenf.)	keine	0 - 0,5	Rayleigh-Vert.	A24
4 (1mm Kunstst.)	1250	15	keine	0,11 - 0,21	Gaußsche-Vert.	A25
4 (1mm Kunstst.)	1250	74	keine	0 - 0,8	Rayleigh-Vert.	A26
8 (0,75mm Stahl)	1250	79	keine	0 - 0,33	Rayleigh-Vert.	A27

Tabelle 6.4.4: Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\phi = 0.15$ (rotierendes System, DMS).

Schaufel (Geometrie Material)	Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Spannungs- ausschlag [V]	Statistik	Bild im Anhang
3 (1mm Stahl)	1250	96 (nähe Eigenf.)	keine	0 - 0,18	Rayleigh-Vert.	A28
4 (1mm Kunststoff)	1250	62	3	0 - 0,3	Rayleigh-Vert.	A29
4 (1mm Kunststoff)	1250	72 (nähe Eigenf.)	keine	0 - 0,55	Rayleigh-Vert.	A30
4 (1mm Kunststoff)	1250	125	6	0,02 - 0,11	Gaußsche-Vert.	A31
8 (0,75mm Stahl)	1250	78	keine	0 - 0,18	Rayleigh-Vert.	A32

Tabelle 6.4.5: Schwingungsverhalten der Schaufeln bei $\varphi = 0.20$ (rotierendes System, DMS).

Bei diesen Datensätzen sind diejenigen Frequenzen besonders interessant, die in der Nähe der Eigenfrequenzen der Schaufeln liegen. Dies gilt insbesondere für die Kunststoffschaufel 4. Sie zeigt mittlere bis hohe Anregung bei allen drei Betriebspunkten. Die Schaufel wird besonders stark durch die rotierende Instabilität und das rotierende Abreißen angeregt. Wie schon vermutet sind die Schwingungsamplituden der übrigen Schaufeln nicht allzu groß. Die Drehzahl müsste noch mehr gesteigert werden oder die Schaufeldicke reduziert werden. Zu beobachten ist, dass fast alle Frequenzamplituden entweder deutlich Rayleigh- oder Gauß-Verteilt waren. Die niederfrequenten Amplituden nahe der rotierenden Ablösefrequenz zeigen eine deutliche Gauß'sche-Verteilung. Diejenigen Frequenzen, die im Bereich der rotierenden Instabilität liegen, sind ausschließlich Rayleigh-Verteilt.

Die einzige nicht "eindeutige" Rayleigh-Verteilung, ist bei der Schaufel 4, bei 62 Hz (*Bild A29*), zu finden. Dies lässt sich jedoch einfach, anhand des 3D-Spektums (*Bild A59*), erklären. 62 Hz entspricht exakt der 3,0 Drehzahlordnung. Damit ist eine Fremderregung der Schaufel gegeben. Diese Anregung findet aber nicht konstant über den gesamten Zeitbereich statt. Abschnitte weniger starker Anregung sind vergleichbar mit einer stochastischen (zufallsabhängigen) Schwingungsanregung, die immer Rayleigh-Verteilt ist, vgl. *Bild 6.4.18*. Fremderregte Schaufelschwingungen ergeben Gaußsche-Normalverteilungen. Deshalb ist im vorliegenden Fall ein Mix aus einer Gaußschen-Normalverteilung und einer Rayleigh-Verteilung das Resultat.

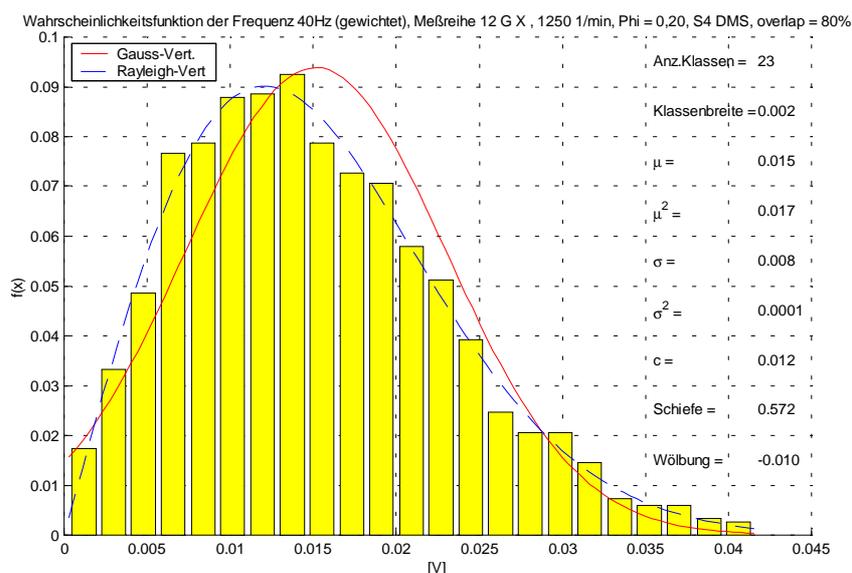


Bild 6.4.18: Frequenz ohne Fremderregung (vgl. Anhang, *Bild A59*), stochastische Schwingungsanregung bei 40 Hz.

6.4.4 Auswertung bei Betriebspunkten mit: $\varphi = 0.10$; $\varphi = 0.15$; $\varphi = 0.20$ (raumfestes System, Wandruckschwankungen)

Für die jeweiligen Betriebspunkte wird im Folgenden eine statistische Untersuchung des raumfesten Systems durchgeführt. Anschließend findet ein Vergleich zwischen den Frequenzen des rotierenden Systems und des raumfesten Systems statt. Für den Betriebspunkt $\varphi = 0.15$ und $\psi = 0.16$ ergeben sich folgende Spektren:

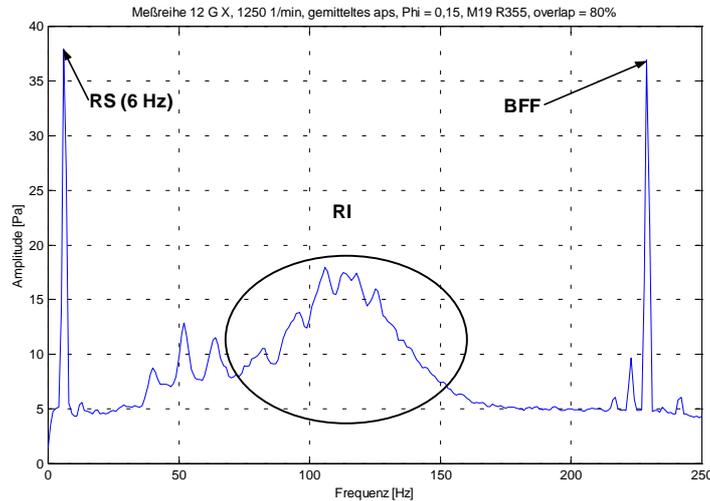


Bild 6.4.19: Gemittelt 2D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 1250 min^{-1} . $\varphi = 0.15$.

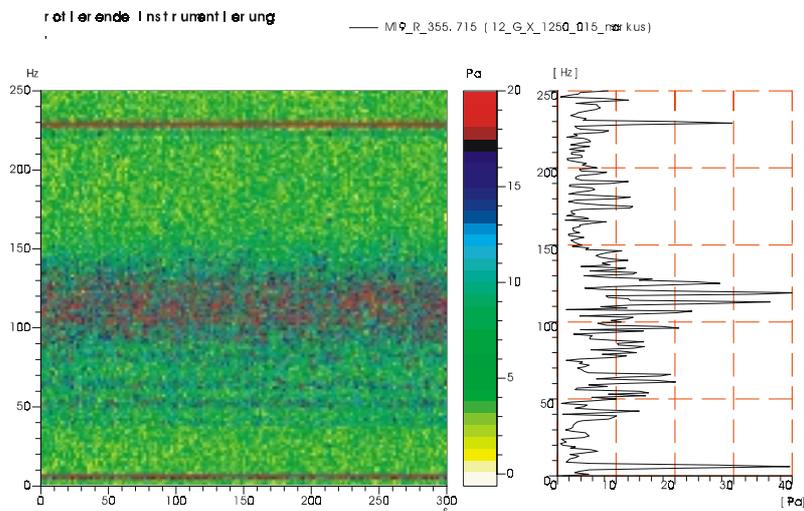


Bild 6.4.20: 3D-Spektrum des Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen, 1250 min^{-1} . $\varphi = 0.15$.

Teil 2: Inhaltliche Ergebnisse - 6. Ergebnisse und Diskussion

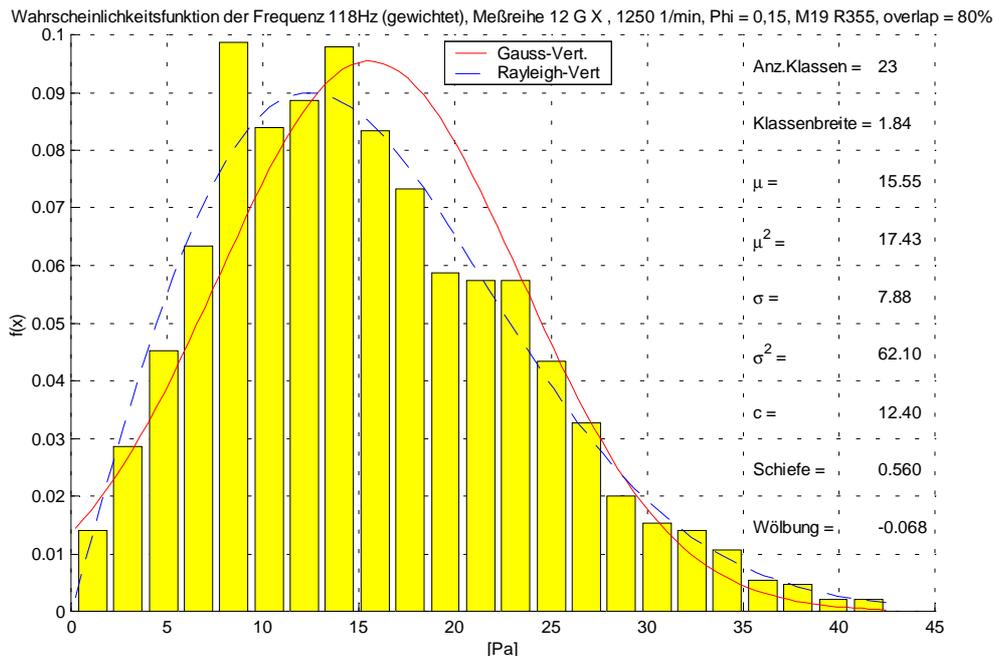


Bild 6.4.21: Verteilung der Druckamplituden bei 118 Hz, im RI-Bereich, 1250 min⁻¹. $\varphi = 0.15$.

In nachfolgenden Tabellen wurden die Ergebnisse der Statistik zu den jeweiligen Betriebspunkten zusammengefasst.

Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Amplitude [Pa]	Statistik	Bild im Anhang
1250	8	keine (RS)	5 - 26	Gaußsche-Vert.	A33
1250	15	keine	2 - 21	Gaußsche-Vert.	A34
1250	229	11 (BFF)	23 - 35	Gaußsche-Vert.	A35

Tabelle 6.4.6: Wandruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.10$.

Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Amplitude [Pa]	Statistik	Bild im Anhang
1250	6	keine (RS)	25 - 48	Gaußsche-Vert.	A36
1250	118	keine	0 - 42	Rayleigh-Vert.	A37

Tabelle 6.4.7: Wandruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.15$.

Drehzahl [1/min]	Frequenz [Hz]	Drehzahl- ordnung	Amplitude [Pa]	Statistik	Bild im Anhang
1250	62	3	0 - 50	Rayleigh-Vert.	A38
1250	125	6	50 - 135	Gaußsche-Vert.	A39

Tabelle 6.4.8: Wandruckschwankungen ohne Anregung bei $\varphi = 0.20$.

Die Untersuchung der Wanddruckschwankungen ergab, dass die Blattfolgefrequenz (BFF) bei allen drei Betriebspunkten Gauß-Verteilt ist. Ferner ist die rotierende Ablösefrequenz (RS) mit ihren tonalen Komponenten auch Gauß-Verteilt.

Die Statistik der Wanddruckschwankungen des zweiten Betriebspunktes mit $\varphi = 0.15$ weist im Frequenzbereich der rotierenden Instabilitäten (RI) zwischen 90 und 140 Hz ausschließlich Rayleigh-Verteilungen auf. Die Erregerfrequenz der Schaufel 3 durch RI kann im Spektrum der Wanddruckschwankungen nicht wiedergefunden werden, vgl. *Bild A55* und *Bild A62*. Jedoch stimmen die Statistiken im raumfesten System mit denen im rotierenden System im RI-Bereich überein. Dort sind sie Rayleigh-Verteilt, vgl. *Tabelle 6.4.4* und *Tabelle 6.4.7*.

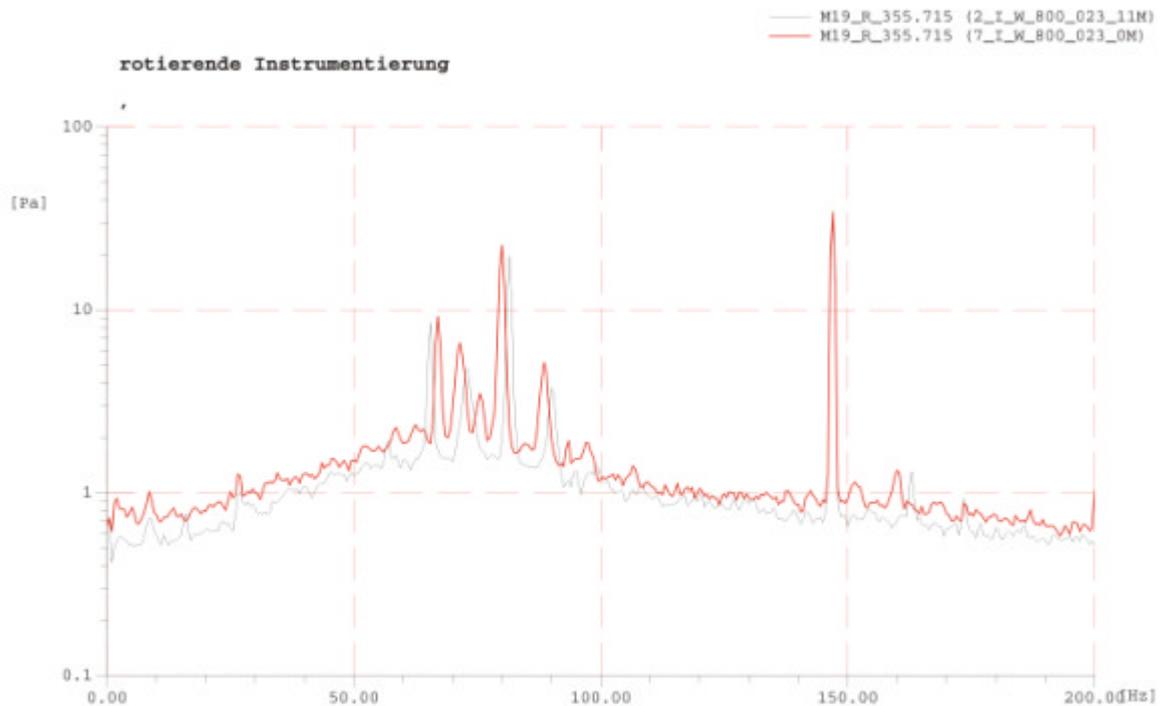
Der dritte Betriebspunkt, $\varphi = 0.20$, weist große Druckamplituden bei der 6,0 (125 Hz) Drehzahlordnung auf. Der Vergleich mit den Ergebnissen des rotierenden Systems zeigt, dass im Spektrum der Spannungsamplituden der Schaufel 4 eine schwache Anregung bei 125 Hz zu sehen ist. Auch bei diesen höheren Drehzahlen verursachen relativ geringe Schwingungsamplituden der Schaufel größere Wanddruckschwankungen.

6.5 Ergebnisse zum Einfluss des Schwingungsverhaltens auf die Strömung

Wird die Schaufel infolge einer aerodynamischen Anregung zu einer Schwingbewegung angeregt, ist im Resonanzfall die Unterscheidung von Anregung und Reaktion im umgebenen Druckfeld nicht möglich. Um jedoch einen möglichen Einfluss erkennen zu machen, sind in den *Bildern 6.5.1* und *6.5.2* zwei Maschinen bei identischen Betriebsbedingungen im Spektrum eines Wanddruckaufnehmers verglichen worden, dessen Beschaukelungen geometrisch gleich aber unterschiedliche steif ausgelegt sind. Die erste Eigenfrequenz der steifen Beschaukelung beträgt $f_{steif} = 180\text{Hz}$, die der weichen Beschaukelung $f_{steif} = 39.5\text{Hz}$. Für die Maschine der steifen Beschaukelung kann somit eine Rückwirkung der schwingenden Schaufel infolge einer Anregung durch die bekannten Anregungsmechanismen ausgeschlossen werden, da der Frequenzabstand hinreichend groß ist. Gleichzeitig kann durch die Anregung der weichen Beschaukelung, dessen Eigenfrequenzen im Bereich der aerodynamischen Anregungsfrequenzen liegt, die direkte Rückwirkung auf das Druckfeld bzw. die Anregung geschlossen werden.

Der Betriebspunkt $\varphi = 0.23$ und die Drehzahl von 800min^{-1} gemäß *Bild 6.5.1* sind hierbei so gewählt, dass für beide Beschaukelungen die Schaufeln nicht durch ein aerodynamisches Phänomen angeregt wird. Die Spektren sind für beide Beschaukelungen nahezu identisch. Beide Maschinen zeigen die für diesen Betriebspunkt typischen Instabilitätsphänomene in Form tonaler Frequenzspitzen. Die Frequenzdifferenzen der Spitzen sind dadurch bedingt, dass die Betriebspunkte nicht exakt reproduziert wurden und somit kleine Frequenzsprünge der Phänomene nicht ausgeschlossen sind, vgl. Kap.6.4. Die Amplituden zeigen eine recht gute Übereinstimmung, der etwas höhere Gesamtpegel der weichen Beschaukelung kann durch eine insgesamt turbulenterere Strömung begründet werden, da grundsätzlich eine schwingende Bewegung der Schaufeln nicht ausgeschlossen ist. Das Ergebnis zeigt damit, dass das Instabilitätsphänomen nicht durch die Schaufelschwingung induziert oder durch eine Rückkopplung hervorgerufen wird. Die Ursache für das Auftreten der Instabilität ist somit aerodynamisch bedingt.

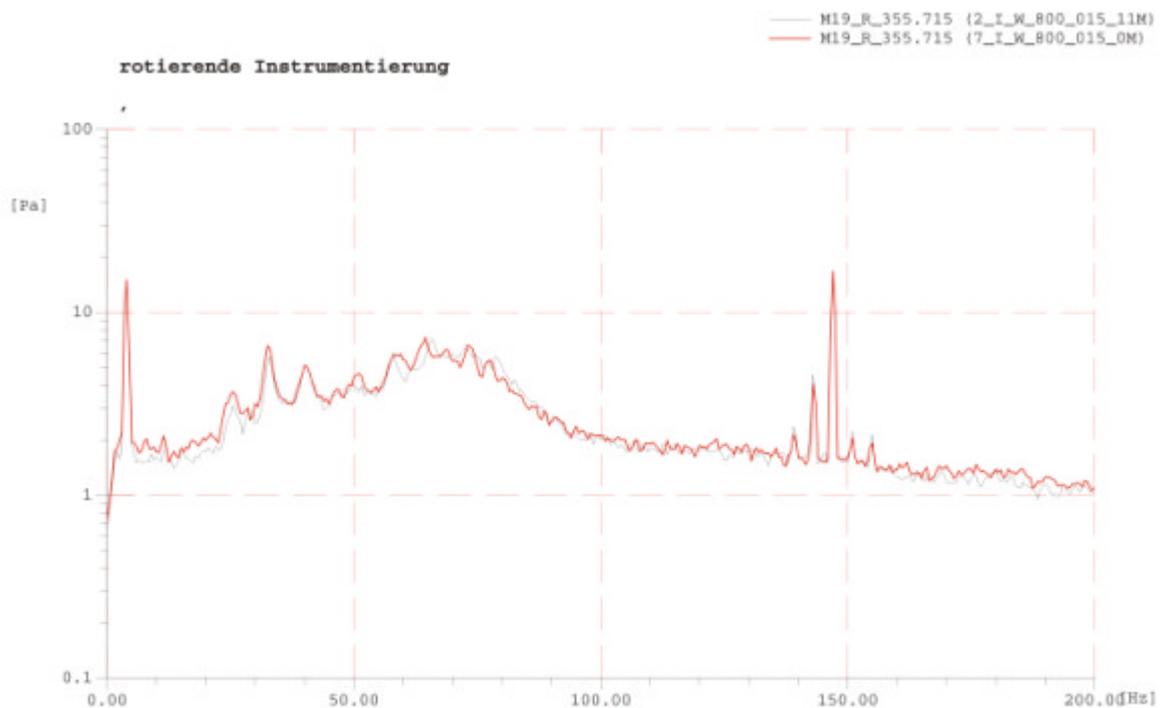
Im Vergleich dazu zeigt das *Bild 6.5.2* die Spektren der beiden Beschaukelungen für den Betriebspunkt 800min^{-1} , $\varphi = 0.15$, bei dem die erste Eigenfrequenz der weichen Beschaukelung durch ein Instabilitätsphänomen zu einer Resonanzschwingung angeregt wird. Die Frequenzen und die entsprechenden Amplituden sind für beide Maschinen nahezu identisch. Damit lassen die Ergebnisse keinen Rückschluss der Schwingbewegung der Schaufel auf das umgebene Druckfeld zu. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass die Auswirkungen der Schaufelbewegung zu klein sind um deutlich aus dem Rauschen hervorzutreten oder infolge der spektralen Mittelung nicht erkennbar sind.



Auflösung: 0.5[Hz], Linien: 3201, Overlap: OFF%

File:pak2/Kampagne_2/2_I_W_800_023_11M Format:Axial500_6xAus_Zeit/1Aps_Q_Carsten

Bild 6.5.1: Spektraler Vergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschae-
fung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\eta = 0.23$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 100$.



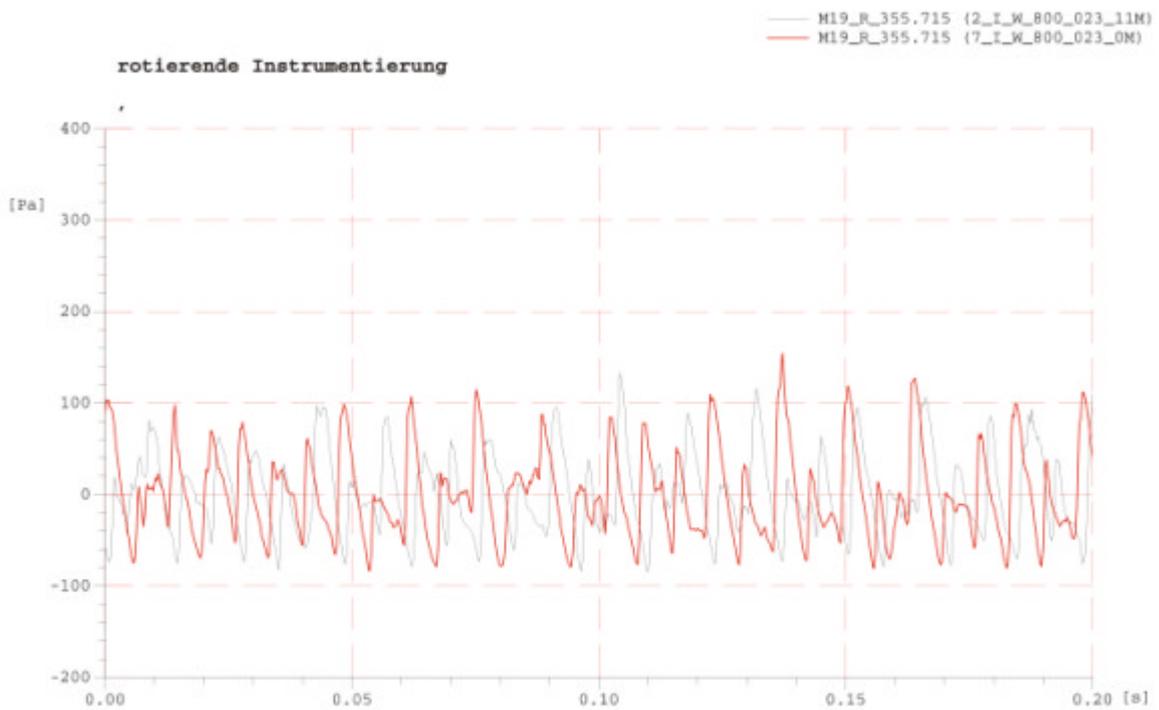
Auflösung: 0.5[Hz], Linien: 3201, Overlap: OFF%

File:pak2/Kampagne_2/2_I_W_800_015_11M Format:Axial500_6xAus_Zeit/1Aps_Q_Carsten

Bild 6.5.2: Spektraler Vergleich einer steifen (schwarz) und einer sehr weichen (rot) Beschae-
fung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\eta = 0.15$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 100$.

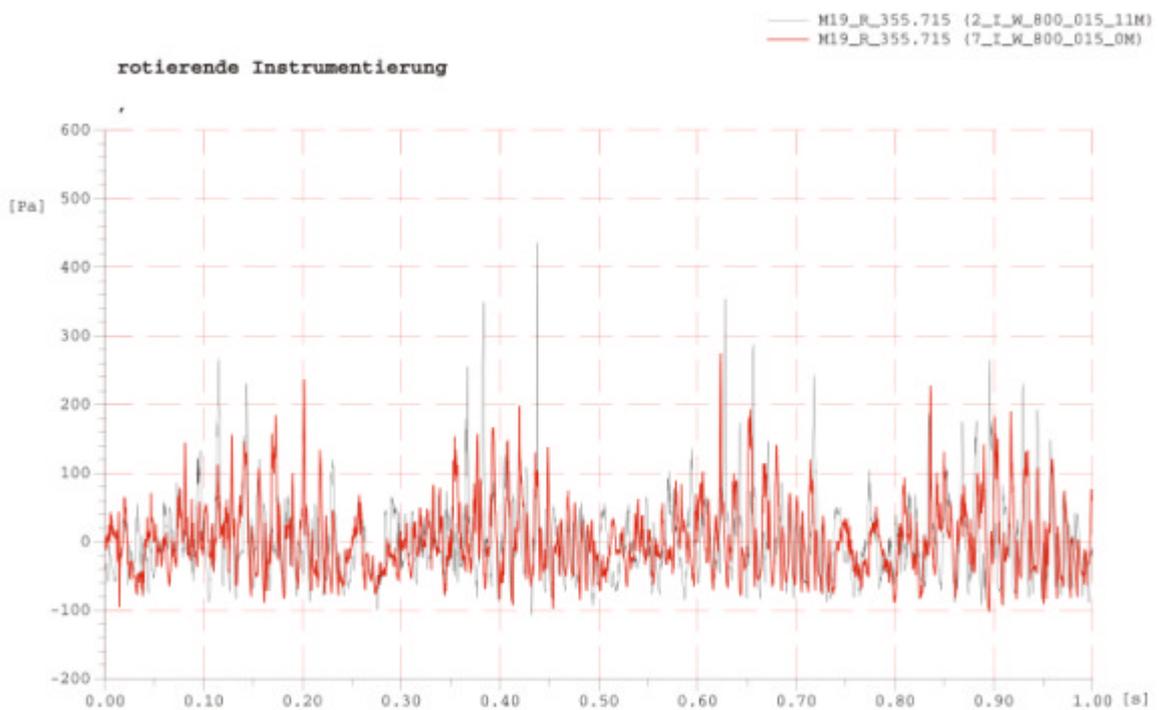
Um den Maschinenvergleich eingehender zu untersuchen, sind in den *Bildern 6.5.3* und *6.5.4* die Zeitverläufe der wandbündigen Aufnehmer für die gleichen Betriebsbedingungen gegenübergestellt. Das *Bild 6.5.3* zeigt für beide Maschinen einen erwartungsgemäß ähnlichen Zeitverlauf, da keine Resonanz von Schaufeleigenfrequenz und aerodynamischer Anregung vorliegt. Die Amplituden und die Druckverläufe zeigen, entsprechend *Bild 6.5.1* eine gute Übereinstimmung. Die Interpretation des Zeitverlaufes gemäß *Bild 6.5.4* ist hingegen nicht eindeutig möglich. Der zeitliche Amplitudenverlauf für den Betriebspunkt $\varphi = 0.15$ wird durch die rotierende Ablösung von 4Hz dominiert, ferner können stochastische Störungen mit zum Teil hohen Amplituden beobachtet werden. Eine Zuordnung einzelner Schaufeldurchgänge ist nicht möglich. Dennoch sind die grundlegenden charakteristischen Verläufe für beide Maschinen sehr identisch. Die Auswirkung der Schaufelbewegung für die weiche Beschaukelung ist nicht erkennbar.

Zusammenfassend zeigen die vorgestellten Ergebnisse repräsentativ für eine Vielzahl eingehender Untersuchungen, dass mit den eingesetzten Methoden die Auswirkung einer schwingenden Schaufel auf das umgebene Druckfeld nicht herausgearbeitet werden können und somit eine eindeutige Zuordnung im Wanddruckverlauf nicht möglich ist. Dies ist zum einen dadurch zu erklären, dass die induzierten Wechseldruckschwankungen zu klein sind um sowohl im Zeitverlauf als auch im Spektrum eindeutig hervorzutreten. Untersuchungen mit einer mittels einer Mechanik zu extremen Schwingbewegung induzierten Schaufel könnten hierzu weiteren Aufschluss geben. Zum anderen ist die Zeit, in der sich die schwingende Schaufel an dem Aufnehmer vorbei bewegt sehr klein im Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit des Rotors, was u.U. eine Unterscheidung von Auswirkungen der Bewegung und turbulentem Strömungsrauschen nicht eindeutig ermöglicht. Aus letzterem folgt, dass der Aufnehmer mit der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel mitgeführt werden müsste, um den Einfluss zu messen, was einer rotierenden Instrumentierung entspricht. Das *Bild 6.5.5* zeigt für die Gegenüberstellung eines wandbündigen Mikrofons, eines rotierenden Druckaufnehmers und eines Dehnungsmesstreifen, dass die Schwingbewegung der Schaufel im rotierenden System eindeutig identifiziert werden kann.



File:pak2/Kampagne_2/2_I_W_800_023_11M Format:Axial500_6xAus_Zeit/1Aps_Q_Carsten

Bild 6.5.3: Zeitverlaufsvergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau-
fung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\omega = 0.23, 800\text{min}^{-1}$.



File:pak2/Kampagne_2/2_I_W_800_015_11M Format:Axial500_6xAus_Zeit/1Aps_Q_Carsten

Bild 6.5.4: Zeitverlaufsvergleich einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau-
fung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\omega = 0.15, 800\text{min}^{-1}$.

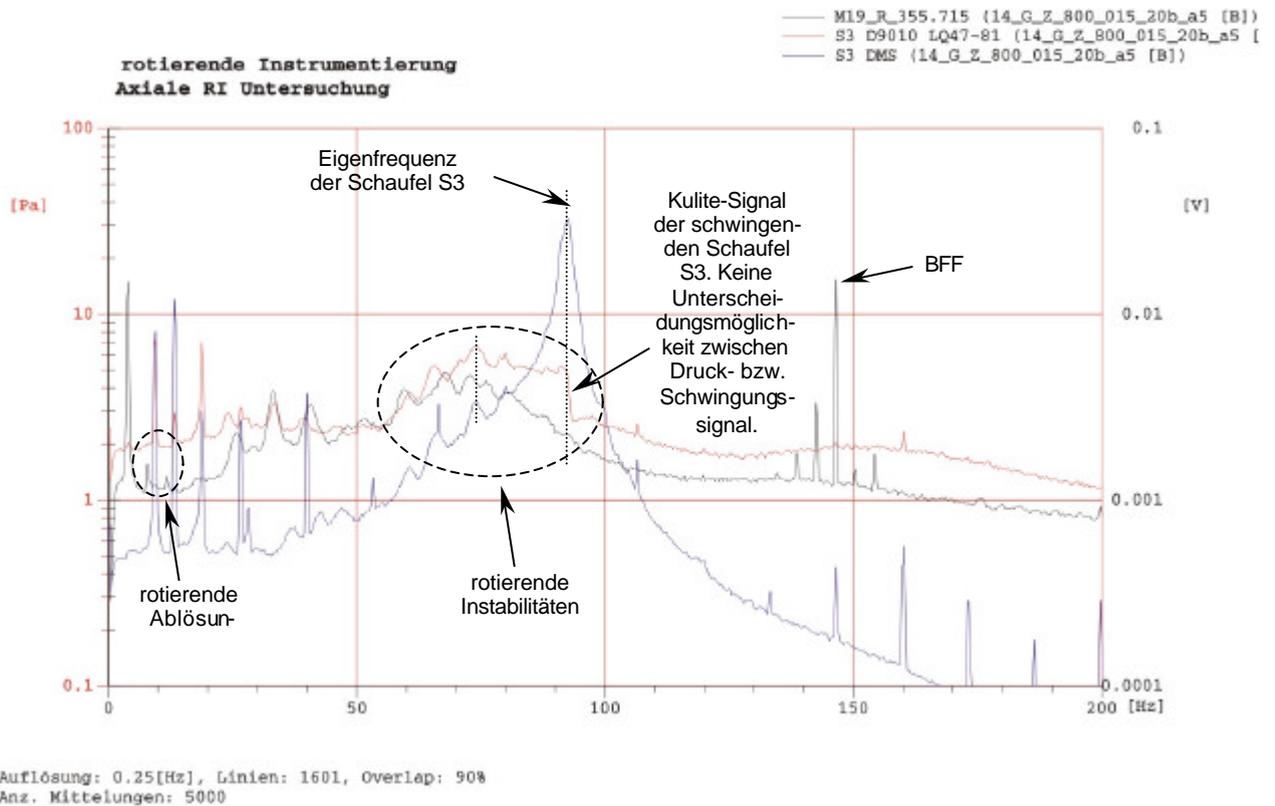


Bild 6.5.1: Messung eines Betriebspunktes mit aerodynamischer Schwingungsanregung eines Schaufelblattes.. ? $\sim 0.15, 800\text{min}^{-1}$, $\text{AVG} = 5000$. Dargestellt sind die Spektren eines wandbündigen Mikrofons (schwarz), eines DMS (blau) und eines Miniaturdruckaufnehmers (rot).

7 Zusammenfassung

Im Rahmen des AiF Forschungsvorhaben „Strömungserregte Verdichterschaufelschwingungen“, in Kooperation mit der Rolls-Royce Deutschland Ltd., ist an der FH Düsseldorf ein Ventilatorprüfstand für Grundlagenuntersuchungen der physikalischen Ursachen strömungsinduzierter Anregungsmechanismen aufgebaut worden. Weitere Ziele der Untersuchungen waren die Klassifizierung bekannter Instabilitätsphänomene, die Entwicklung eines auf statistischen Methoden basierenden Verfahrens zur eindeutigen Identifizierung mittels Messaufnehmern im raumfesten System und die Auswirkung einer schwingenden Schaufel auf das Wanddruckfeld in den Axialspalten.

Der Prüfstand entspricht im Grundaufbau einem konventionellen Ventilatorprüfstand, zeichnet sich jedoch durch einen speziellen Rotor zur Aufnahme verschiedenster Beschaukelungen und der Aufnahme einer rotierenden Messtechnik aus. Der Prüfstand verfügt über eine Vielzahl von Messstellen für instationäre Druckaufnehmer und einer Traversiereinrichtung zur Aufnahme thermischer und pneumatischer Sonden.

Die Ergebnisse zeigen, dass eine grundsätzliche Klassifizierung und Unterscheidung der verschiedenen Instabilitätsphänomene möglich ist. Die Amplitudenverteilungen drehzahlharmonische Effekte, z.B. die Blattfolgefrequenz, können durch eine Gauß'sche Verteilungsfunktion beschrieben werden. Obwohl es sich bei dem rotierende Abreißen nicht um ein drehzahlharmonisches Instabilitätsphänomen handelt, sind Amplituden ebenfalls deterministisch verteilt und lassen sich damit durch eine Gauß'sche Verteilungsfunktion beschreiben. Als Ursache hierfür wird die starke Periodizität der Rotationsbewegung vermutet. Andere Instabilitätsphänomene wie z.B. die rotierenden Instabilitäten (Kameier, 1994) und dessen Amplitudenverteilungen sind hingegen stochastisch verteilt, weshalb sich diese Phänomene statistisch mittels einer Rayleigh Verteilung beschreiben lassen. Die Periodizität der Drehbewegung, die diesen Effekten in der Regel ebenso überlagert ist, dominiert im Verhältnis zu den Instabilitätseffekten nicht. Damit kann erklärt werden, dass die Häufigkeitsverteilungen dieser Effekte zum Teil eine Mischform der Gauß'sche und der Rayleigh Verteilung darstellen. Das Hauptproblem der stochastisch auftretenden Instabilitätsphänomene liegt jedoch darin, dass sie sich nicht von dem turbulenten Strömungsrauschen unterscheiden lassen. Auch mit Hilfe eingehender Kennzahlen konnten keine eindeutigen Merkmale herausgearbeitet werden. Daher eignen sich die statistischen mit den bekannten Methoden nicht, ein geeignetes und eindeutiges Verfahren zur Klassifizierung der unterschiedlichsten Instabilitätsphänomene zu entwickeln.

Die Beschreibung einer schwingenden Schaufel, bzw. die Auswirkungen auf das Umgebene Druckfeld ist mit den bekannten Methoden ebenso nicht eindeutig möglich. Ursache hierfür liegt wiederum in den sehr kleinen Störamplituden im Verhältnis zum turbulenten Hintergrundrauschen. Im rotierenden System, bzw. mit einem der Störung mitlaufenden Aufnehmer können die durch die Schwingbewegung induzierten Störungen jedoch reproduzierbar erfasst werden. Weitere Untersuchungen mit einer mechanisch zu einer starken Schwingung angeregten Schaufel werden daher für nachfolgende Projekte vorgeschlagen.

Die aerodynamischen Strömungsmessungen in Zu- und Nachlauf der Ventilatorstufe in Verbindung mit den eingesetzten Geometrien im Blattspitzenbereich zeigen jedoch eine starke Analogie zu den Strömungsverhältnissen eines Hochdruckverdichters und zu denen einer Turbinenendstufe im Ventilationsbetrieb. Die gewonnenen physikalischen Erkenntnisse der Ursachen der Instabilitätseffekte im Blattspitzenbereich haben zu einer intensiven Zusammenarbeit mit der Siemens Power Generation AG in Mühlheim geführt. Das seitens der AiF geförderte Vorhaben an der FH-D hat hierzu einen wesentlichen Beitrag geleistet.

Literaturverzeichnis

- [1] *Ahmed S. R (Hrsg.): Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeuges*, Expertverlag, 1995.
- [2] *Baumgartner M., Kameier F., Hourmouziadis J.: Non-Engine Order Blade Vibration in a High Pressure Compressor*. ISABE, Melbourne, Australia, 1995.
- [3] *Bendat J.S., Piersol A.G.: Engineering applications of correlation and spectral analysis*. 2. Auflage, Wiley Interscience, 1993.
- [4] *Berger J.: Technische Mechanik für Ingenieure; Dynamik*, Vieweg-Verlag, 1998.
- [5] *Bergmann K.: Elektrische Messtechnik*, Vieweg, 1988.
- [6] *Blake W.: Differential Pressure Measurements in Fluid Mechanics Measurements*. Springer-Verlag Berlin, 1983.
- [7] *Blevins R. D.: Flow-Induced Vibration*. Krieger Publishing Company, 2. Auflage, 1994.
- [8] *Bohl W.: Strömungsmaschinen 2*, Vogel Buchverlag, 1995.
- [9] *Bommes L., Fricke J., Klaes K. (Hrsg.): Ventilatoren*, Vulkan-Verlag, 1994.
- [10] *Bross S., Brodersen S., Saathoff H., Stark U.: Experimental and theoretical investigation of the clearance flow in an axial flow pump*. KSB-AG Frankenthal, TU Braunschweig, Institut für Strömungsmaschinen, 1996.
- [11] *Brüel & Kjaer: Master Catalogue-Elektronic Instruments*, 1989.
- [12] *Buxbaum O.: Betriebsfestigkeit*. Stahleisen, Düsseldorf, erster berichtigter Nachdruck, 1988.
- [13] *Camp T. R., Day I. J. A Study of Spike an Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor*. ASME, Orlando, 1997.
- [14] *Camp T. R.: A Study of Acoustic Resonance in a Low-Speed Multistage Compressor*. ASME, Orlando, 1997.
- [15] *Camp T.R.: Aspects of the Off-Design Performance of axial compressors*. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1995.
- [16] *Chlyeh Y.: Numerische Simulation und experimentelle Überprüfung von Wanddruckschwankungsverläufen*, Diplomarbeit, Fachhochschule Düsseldorf, 2000
- [17] *Cumpsty N.A.: Compressor Aerodynamics*, Longman, 1989.
- [18] *Day I. J., Breuer T., Escuret J., Cherrett M., Wilson A.: Stall Incepyion and the Implications for Active Control in Four High Speed Compressors*. ASME, Orlando, 1997.
- [19] *Day I. J., Freeman C.: The Unstable Behavior of Low and High-Speed Compressors*. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 194-201, 1994.
- [20] *Day I. J.: Axial Compressor Performance During Surge*. ASME Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, pp. 329-336, 1994.
- [21] *Day I. J. Stall Inception in Axial Flow Compressors*. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- [22] *Decker: Maschinenelemente*, 12 Auflage, Carl Hanser Verlag, 1994.
- [23] *DIN EN ISO 5167-1: Durchflussmessungen von Fluiden mit Drosselgeräten*, Beuth Verlag GmbH, 1995.
- [24] *DIN VDE 57 530.: Drehende elektrische Maschinen Anlaufen von Drehstrommotoren*, Beuth Verlag GmbH, 1994.

- [25] *Dobrinski, Krakau, Vogel*: Physik für Ingenieure, B. G. Teubner, 1993.
- [26] *Dubbel*: Taschenbuch für den Maschinenbau, 18.Auflage, Springer-Verlag, 1995.
- [27] *Emmons H.W., Pearson C.F., Grant H.P.*: Compressor Surge and Stall Propagation. Transactions of the ASME, Vol. 79, pp. 455-469, 1955.
- [28] *Escuret F. F., Garnier V.*: Stall Inception Measurements in a High-Speed Multisage Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 11, pp. 690-696, 1996.
- [29] *Fletcher N. H., Rossing T. D.*: The physics of Musical Instruments, Springer-Verlag, 1991.
- [30] *Försching H. W.*: Grundlagen der Aerolasik. Springer-Verlag, 1974.
- [31] *Fuest, T.*: Berechnung der Breitbandschalleistung eines Axialventilators mit Hilfe gemessener Schaufeloberflächenwechseldrücke. Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 1996.
- [32] *Fung Y. C.*: An Introduction to the Theory of Aeroelasticity, Nato Agard, London, 1959.
- [33] *Garnier V. H., Epstein A. H., Greitzer E. M.*: Rotating Waves as a Stall Inception in Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 290-302, 1991.
- [34] *Giese K., Schreck C.*: Hitzdrahtmessungen an rotierenden Laufräder von Strömungsmaschinen, technika, Nr. 24, 1968
- [35] *Haberhauer-Bodenstein*: Maschinenelemente, Springer-Verlag, 1996.
- [36] *Haibach E.*: Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. VDI-Verlag GmbH, 1989.
- [37] *Haukap C., Holste F., Kameier F.*: Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitäten in Axialverdichtern und ihr Einfluß auf die Verdichterin stabilität, BMBF-Vorhaben 0327 040L, Teilverbundprojekt TurboTech2, 1.244, 2000.
- [38] *Haukap C.*: Experimentelle Untersuchungen tieffrequenter Druckschwankungen an der Stabilitätsgrenze eines mehrstufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichters. Diplomarbeit Nr. 260, Institut für Strömungsmechanik, TU Braunschweig, 1998.
- [39] *Hémon P.*: On the use of modern software for the computation of noise of a large Aeroacoustic wind tunnel Propeller. Third International Seminar on Recent Reserch and Design Progress in Aeronautical Engineering and ist Influence on Education, RRDPAE'98. Nov. 23-25, Poland, 1998.
- [40] *Henn H., Sinambari G. R., Fallen M.*: Ingenieurakustik. Vieweg, 2.Auflage. 1999.
- [41] *Holste F.*: Ermittlung der aerodynamischen Lärmquellen und Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels im Nahfeld gemessener Druckschwankung am Beispiel eines Triebwerkmodells. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 272, VDI-Verlag, Düsseldorf. 1995.
- [42] *Horlock J. H.*: Axial Flow Compressors. Butterworth Scientific Publikations, 1. Auflage, London, 1958.
- [43] <http://elite.e2i.at/diplomarbeiten/Jungbauer.pdf>
- [44] *Ikui T., Inoue M.*: Pressure or Velocity Gradient Error in the Flow Direktion Measurement. memoirs of the Faculty of Engineering Kyushu University. Vol 29, No 3., 1970.
- [45] *Jungbauer D. E., Eckhardt L. L.*: Flow-induced noise and vibration in turbocompressors and piping systems. Hydrocarbon prossessings, No. 79 (10), pp 65-75, 2000.
- [46] *Kähler W. M.*: Einführung in die statistische Datenanalyse. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgg., Braunschweig/Wiesbaden, 1995.

- [47] *Kameier F., Neise W.*: Rotating Blade Flow Instability as a Source of Noise in Axial Turbomachines, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 203, pp 883-853, 1997.
- [48] *Kameier F., Reinartz D.*: Strömungsakustik. Vorlesungsskript, Inst. f. Strömungsmaschinen, FH Düsseldorf, 2001.
- [49] *Kameier F.*: Experimentelle Untersuchungen zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 342, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [50] *Kerrebrock J.L.*: Aircraft engines and gas turbines. 2. Auflage, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1992.
- [51] *Klotter K.*: Technische Schwingungslehre, Springer-Verlag, 1978.
- [52] *Koch W.*: Resonant acoustic frequencies of flat plate cascades. *Journal of Sound and Vibration*, No 88(2), pp 233-242, 1983.
- [53] *Krane M.H., Bent P.H.*: Rotating Instability Waves as a Noise Source in a Ducted Axial Fan. Submitted to Turbomachinery Noise Symposium, ASME, San Francisco, 1995.
- [54] *Kulite*, Druckaufnehmer-Katalog, Miniaturdruckaufnehmer, Doc., 2189.
- [55] *Lieblein S., Schwenk F. C., Broderick R.L.*: Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements. NACA Research Memorandum RM E53D01, Washington, June, 1953.
- [56] *Linhart H., Zucchini W.*: Statistik Eins; Birkhäuser Verlag, Basel, 1980.
- [57] *Lipps W.*: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. Expert Verlag, 1. Auflage 1995.
- [58] *Liu J. M., Holste F., Neise W.*: On the Azimuthal Mode Structure of Rotating Blade Flow Instabilities in Axial Turbomachinery. AIAA/CEAS 96-1741, 1996.
- [59] *Longley J. P.*: A Review of Nonsteady Flow Models for Compressor Stability. *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 202-215, 1994.
- [60] *Mailach R.*: Experimentelle Untersuchung von Strömungsinstabilitäten im Betriebsbereich zwischen Auslegungspunkt und Stabilitätsgrenze eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters. Dissertation, TU Dresden, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Nr. 410, VDI-Verlag, Düsseldorf. 2001.
- [61] *März J., Hermann W., Neise W.*: Instrumentierung von Schaufeln des Niedergeschwindigkeitsverdichters der TU Dresden mit Drucksensoren. Technische Informationen, DLR IB 92517-97/B8, 1997.
- [62] *Mc Dougal N. M.*: Stall inception in axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1988
- [63] *Mc Dougal N. M.*: Stall inception in axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1988.
- [64] *McDougall N. M., Cumpsty N. A., Hynes T. P.*: Stall Inception in Axial Compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 116-125. 1990.
- [65] *McDougall N. M.*: A Comparison Between the Design Point and Near-Stall Performance of an Axial Compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 109-115. 1990.
- [66] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1 - Development of Equations. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 108, pp. 68-76. 1986.

- [67] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2 - Applications. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp. 190-217, 1986.
- [68] *Müller K. J.*: Thermische Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, 1978.
- [69] *Müller W.*: Statistik, Ausgleichs- und Fehlerrechnung, Vorlesungsskript, FH Hannover, 1993.
- [70] *Müller W.*: Statistik, Ausgleichs- und Fehlerrechnung, Vorlesungsskript, Fachhochschule Hannover, 1993.
- [71] *Norton M.P.*: Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers. Cambridge University Press 1989. Reprint, 1996.
- [72] *Paduano J. D.*: Recent Developments in Compressor Stability and Control. ISROMAC - 7 , 1998.
- [73] *Papula L.*: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1994.
- [74] *Parker R., Griffiths W. M.*: Low frequency resonant effects in wake shedding from parallel plates Journal of Sound and Vibration, No 7(3), pp 371-379, 1968.
- [75] *Parker R., Stoneman S. A. T.*: An experimental investigation of the generation and consequences of acoustic waves in an axial flow compressor: Large axial spacings between blade rows. ASME Journal of Sound and Vibration, Bd. 99(2), pp 169-182, 1984.
- [76] *Parker R.*: Acoustic resonances and blade vibration in axial flow compressors. ASME Journal of Sound and Vibration, Bd. 92(4), pp 529-539, 1984.
- [77] *Parker R.*: Acoustic resonances and blade vibration in axial flow compressors Journal of Sound and Vibration, No 92(4), pp 529-539, 1983.
- [78] *Parker R.*: Resonance effects in wakes shedding from parallel plates Calculations of resonant frequencies. Journal of Sound and Vibration, No 5 (2), pp 330-343, 1967.
- [79] *Pleiderer u. Petermann*: Strömungsmaschinen, Springer Verlag, 1990.
- [80] *Poensgen C. A., Gallus H. E.*: Rotating Stall in a Single-Stage Axial Flow Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 189-196, 1996.
- [81] *Roloff-Matek*: Maschinenelemente, 10 Auflage, Vieweg, 1986.
- [82] *Saathoff H.*: Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichtern. ZLR-Forschungsbericht 2001-05, TU Braunschweig, 2001.
- [83] *Sigloch H.*: Strömungsmaschinen, Carl-Hanser Verlag, 1993.
- [84] *Smith N. H. S, B.Sc.*: Investigation into the Suppression of Acoustic Resonances. Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Department of Mechanical Engineering, University College of Swansea, University of Wales, 1991.
- [85] *Stahl B.*: Experimenteller Beitrag zur Schallerzeugung durch die Turbulenz in einer Rohrströmung hinter einer unsteady Querschnittserweiterung. Forschungsbericht der DFVLR, DFVLR-FB 86-06, 1986.
- [86] *Traupel W.*: Thermische Turbomaschinen, Springer-Verlag, 1982.
- [87] *Treaster A.L., Yocum A.M.*: The Calibration and Application of Five-hole Probes, ISA Transactions, Vol. 18, No 3, 1979.
- [88] *Truckenmüller F., Gerschütz W., Stetter H., Hosenfeld H.-G.*: Examination of the dynamic stress in the moving blades of the last stage in a low-pressure model turbine during windage. C557/024/99, pp 757-768, ImechE, London, 1999.

- [89] *Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J. D., Epstein A. H., Hendricks G. J.*: Prestall Behavior of Several High-Speed Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp. 62-80, 1995.
- [90] *Tyler J. M., Sofrin T.G.*: Axial Flow Compressor Noise. SAE Transactions, Bd. 70, pp 309-332, 1962.
- [91] *VDI 2044*: Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren, Verein Deutscher Ingenieure, 1993.
- [92] *Veit I.*: Technische Akustik Vogel Verlag, 5. Auflage, 1996.
- [93] *Wende R.*: Konstruktion und Inbetriebnahme eines Axialverdichterprüfstands zur Messung von Schaufelschwingungen und Schaufeldrücken, Diplomarbeit, FH Düsseldorf, 1999.
- [94] *Wendt M.*: Beurteilung der Dauerfestigkeit von Flugtriebwerken bei unterschiedlichen aerodynamischen Anregungsmechanismen. Diplomarbeit TU Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 1998.
- [95] *Wilson A. G., Freeman C.*: Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 216-225, 1994.
- [96] *Witte H., Ziegenhagen S.*: Beurteilung von Strömungserregten Schaufelschwingungen eines Flugtriebwerk-Axialverdichters mittels statischer Analysemethoden. VDI Berichte Nr. 1425, pp 321-336, 1998.
- [97] *Witte H.*: Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Flugtriebwerk-Verdichterschaufeln mittels Belastungskennfeldern zur Verbesserung der Lebensdauerberechnung, Diplomarbeit, TU Berlin, 1996.
- [98] *Ziegenhagen S., Riedel W.*: Signalanalyse in der industriellen Anwendung technische Realisierungen, Grenzen, Lösungen. VDI Berichte Nr. 1416, pp 471-488, 1998.

Anhang

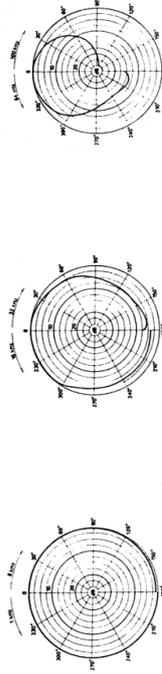
Datenblätter der Aufnehmer

Technische Daten
Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK301

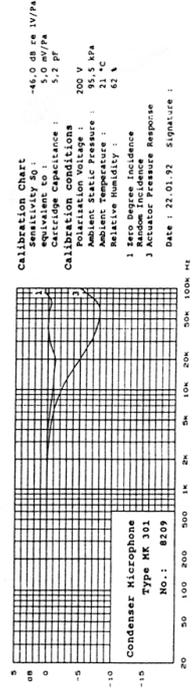
Specifications
Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK301

- Wandlertyp
Transducer type
Kapazitiver Druckempfindler
Capacitive pressure transducer
- Frequenzbereich
• Frequency range
5 Hz...100 kHz (± 2 dB)
- Feld-Leertlauf-Übertragungsfaktor
• Sensitivity
5 mV/Pa
- Grenzschalldruckpegel für 3% Klirrfaktor bei 1 kHz
Max. SPL for THD \leq 3% at 1 kHz
165 dB
- Polarisationsspannung
Polarization voltage
200 V
- Kapazität mit Polarisationsspannung bei 1 kHz
• Polarized cartridge-capacitance at 1 kHz
6.6 pF
- Arbeitstemperaturbereich
Operating temperature range
-50...+110°C
- Temperaturkoeffizient
Main ambient temperature coefficient
0.01 dB/K
- Statischer Druckkoeffizient
Main ambient pressure coefficient
 -1×10^{-5} dB/Pa
- Durchmesser/Diameter
mit Schutzkappe/with protection grid
70-0.02 mm
ohne Schutzkappe/without protection grid
6.35 \pm 0.02 mm
9.7 mm
- Höhe/Height
Gewicht/Weight
2 g
- Gewinde für Vorverstärker/Pre-amplifier thread
Gewinde für Schutzkappe/Protection grid thread
M5X0.35
- * individuell kalibriert/individually calibrated

Polarigramme / Polar patterns



Frequenzgänge / Frequency responses



Calibration Chart
Sensitivity S_0 : -46.0 dB re 1V/Pa
Capacitance C_0 : 6.6 pF
Cartridge capacitance : 5.2 pF
Calibration conditions
Polarisation Voltage : 200 V
Ambient pressure : 101.3 kPa
Ambient Temperature : 21 °C
Relative Humidity : 62 %
1 Zero Degree Incidence
J Actuator Pressure Response
No. : 8209
Date : 22.01.92 Signature :

MICROTECH GMBH GEFELL MS



MICROTECH GEFELL GMBH

Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK 301

Die 1/4" Meßmikrofonkapsel MK 301 ist für akustische Messungen in Forschung, Entwicklung und Industrie konzipiert, und wird unter anderem auch in der Bauakustik und der Audiometrie eingesetzt.

Frequenzbereich 5 Hz bis 100 kHz, Freifeld
Schalldruckpegel bis 165 dB

Der sorgfältige Aufbau und das konstruktive Konzept der Mikrofonkapsel garantieren eine hohe zeitliche Konstanz der elektroakustischen Parameter. Alle wichtigen Teile, einschließlich der in einem speziellen galvanischen Verfahren hergestellten und befestigten Membran, bestehen aus Nickel. Die Gegenelektrode ist durch eine Quarzglascheibe vom Kapselgehäuse isoliert. Die Membran ist durch eine Schutzkappe vor mechanischen Beschädigungen geschützt.

Der statische Druckausgleich zwischen dem inneren Hohlraum und der Atmosphäre wird über eine Kapillare gewährleistet.
Zur einfachen Kontrolle des Druckfrequenzganges kann ein separates Eichgitter verwendet werden, z. B. UA.0033 mit DB.0264.
Der international übliche Gewindetyp (60 UNS) für den Anschluß der Mikrofonkapsel gestattet die Austauschbarkeit mit anderen 1/4"-Mikrofonkapseln und ermöglicht den Anschluß an alle geeigneten 1/4" bzw. 1/2" Kalibrierver- und Meßgeräte.
Die Meßmikrofonkapsel MK 301 ist eichfähig.

Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK 301

The 1/4" MK301 measuring microphone cartridge is designed for acoustic measurements in research and development and also for industrial use. Some applications include audiometry, the measurement of building acoustics and noise levels.

Frequency range from 5 Hz to 100 kHz, free field
Sound pressure levels up to 165 dB

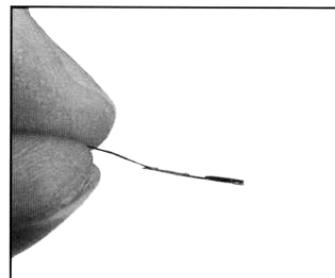
The microphone cartridge is designed and very carefully constructed to insure excellent long-term stability of their electro-acoustic parameters. All essential components including the diaphragm are made of nickel and the diaphragm is bonded by a special galvanic process. The rear electrode is insulated from the cartridge housing with a quartz glass plate. The diaphragm is protected from mechanical damage by a protection grid.
The individual pressure frequency response curves can be conveniently measured by using a calibration grid, e.g. UA.0033 by means of the adaptor DB.0264.
The equalization of the static air pressure between the inside and outside of the cartridge is by means of a capillary tube side-vented.

The cartridge uses the international standard thread 60 UNS which makes it compatible with a wide range of calibration equipment and measurement devices available from many manufacturers.
The MK301 measuring microphone cartridge can be calibrated.

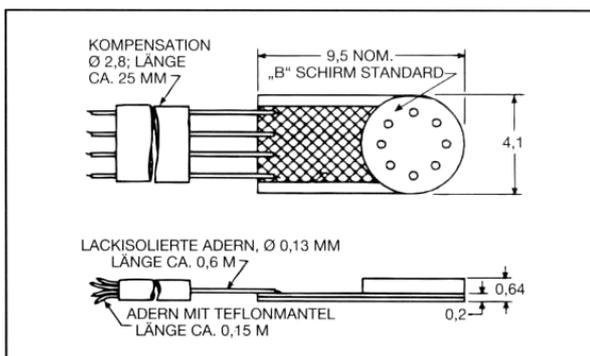
MICROTECH GEFELL GMBH · MUEHLBERG 18 · 07576 GEFELL · GERMANY
TELEFON: (03366-439) 7497 · TELEFAX: (03366-439) 780

LQ-47

- Bauhöhe 0,64 mm
- hohe Eigenfrequenz
- für Beschleunigung bis 80.000 g
- sehr gute Stabilität



Der LQ-47 ist ein Miniatur-Druckaufnehmer, der speziell für den Einsatz in Turbinenschaufeln entwickelt wurde. Durch die geringen Abmessungen mit einer Bauhöhe von 0,64 mm und die hohe Beschleunigungsfestigkeit bis 80.000 g kann dieser Druckaufnehmer jetzt an Stellen installiert werden, wo dies früher nicht möglich war. Durch die neue Konstruktion wurde der Einfluß der Materialspannungen auf das Meßsignal erheblich reduziert.



EINGANG Meßbereich	0-1,7	3,5	7	17	35 bar
Meßform	Absolutdruck (a), Überdruck (sg)*				
Überlastbereich	2-facher Meßbereich ohne Änderung der Daten				
Berstdruck	über 3-fachem Meßbereich				
Druckmedien	nichtleitende, nichtkorrosive Flüssigkeiten und Gase				
Speisespannung	5 VDC/AC nominal, 7,5 VDC/AC max.				
Eingangsimpedanz	700 Ohm min.				
AUSGANG Ausgangsimpedanz	1000 Ohm nominal				
Ausgangssignal	100 mV nominal				
Nullablage	± 3% v.E. max. bei + 23 °C				
Nichtlinearität und Hysterese	± 0,1% v.E. typ. (± 0,15% max., 1,7 bar ± 0,25% max.)				
Hysterese	0,1% v.E. typ.				
Reproduzierbarkeit	± 0,1% v.E. typ.				
Auflösung	unendlich				
Eigenfrequenz ca.	300	400	500	680	840 kHz
Beschleunigungsempfindlichkeit in % v.E./g in Meßrichtung senkrecht zur Meßrichtung	0,0003 0,00004	0,0002 0,00003	0,0001 0,00002	0,00006 0,00001	0,00004 0,000008
Isolationswiderstand	100 Megohm min. bei 50 VDC				
ALLGEMEINE DATEN Betriebstemperatur	- 55 °C bis + 120 °C (+ 200 °C auf Wunsch)				
kompensierter Temperaturbereich	+ 25 °C bis + 80 °C (andere Bereiche auf Wunsch)				
thermische Nullpunktsdrift	± 2% v.E./55 °C typ. (± 3% max.)**				
thermische Empfindlichkeitsdrift	± 2% v.E./55 °C typ. (± 3% max.)**				
statische Beschleunigung	80.000g max.				
Linearvibration	10—2000 Hz, 100g max.				
elektrischer Anschluß	4 Adern, lackisoliert; nach dem Modul mit Teflonmantel; Gesamtlänge ca. 0,8 m				
Gewicht	ca. 0,1g ohne Adern und Kompensationsmodul				
Meßprinzip	aktive Vollbrücke eindiffundiert in eine Membrane aus Silizium				

* technische Daten in Ausführung sg auf Anfrage

** verbesserte thermische Daten auf Anfrage

Verteilungen mit Erregerfrequenzen (rotierendes System, DMS)

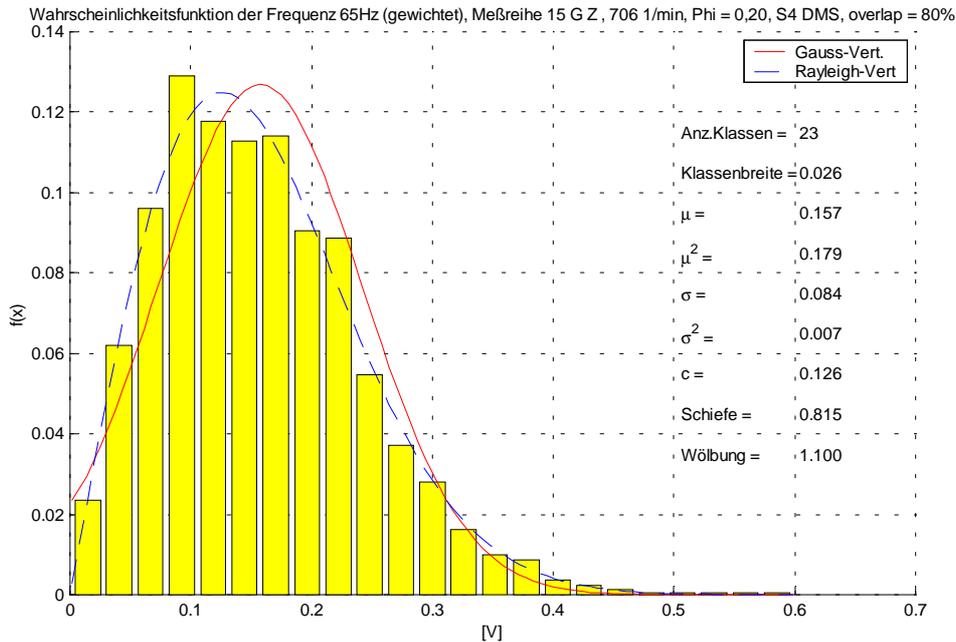


Bild A1: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 65 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 706 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

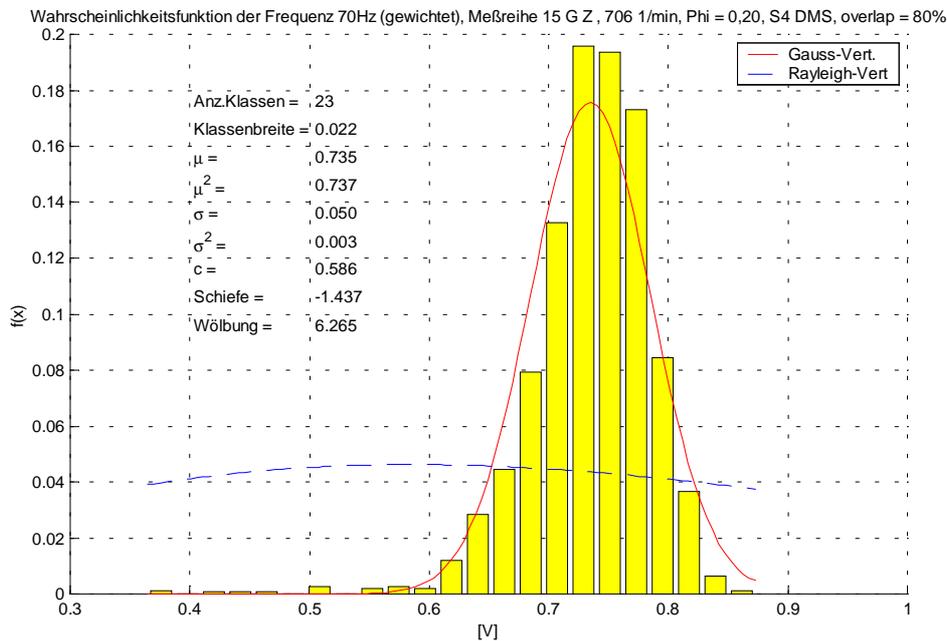


Bild A2: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 70 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 706 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

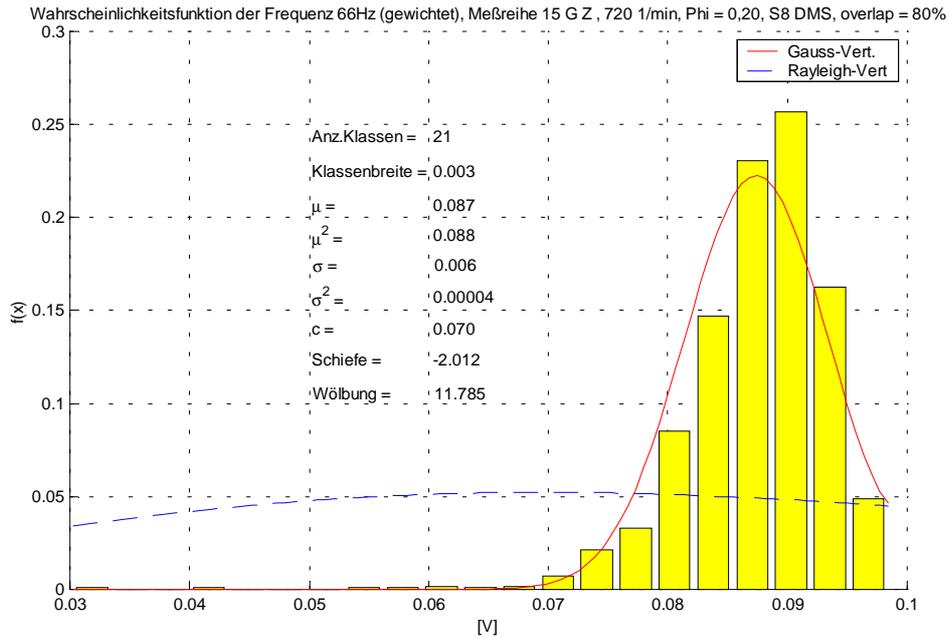


Bild A3: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 66 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 720 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

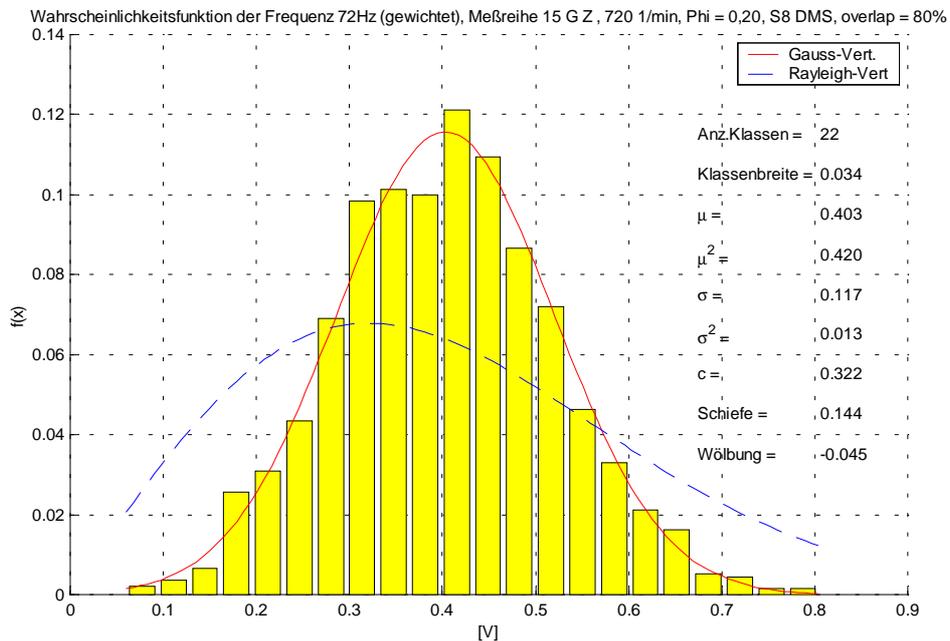


Bild A4: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 72 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 720 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

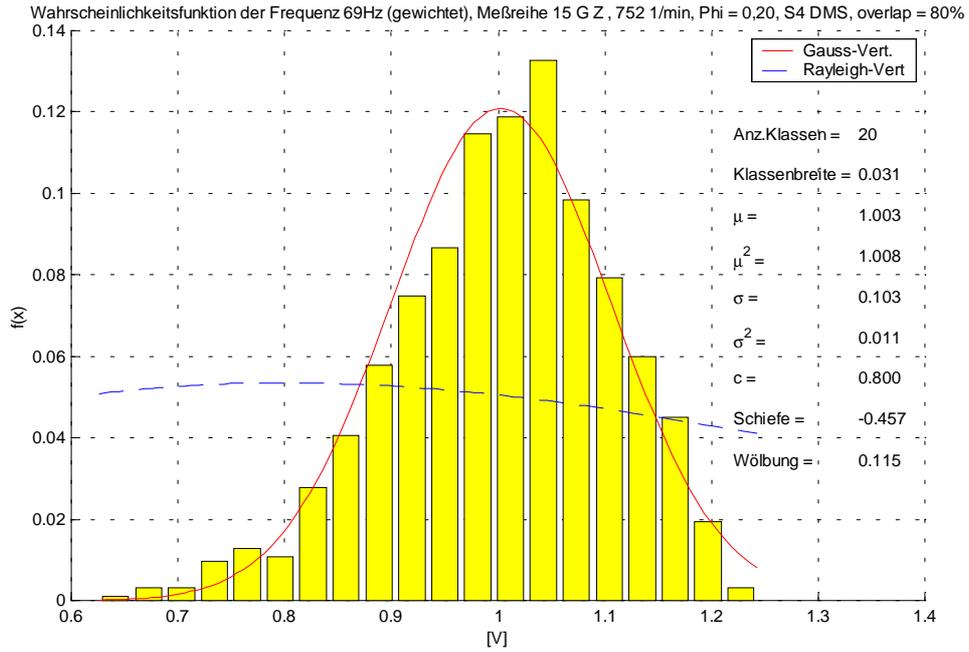


Bild A5: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 69 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 752 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

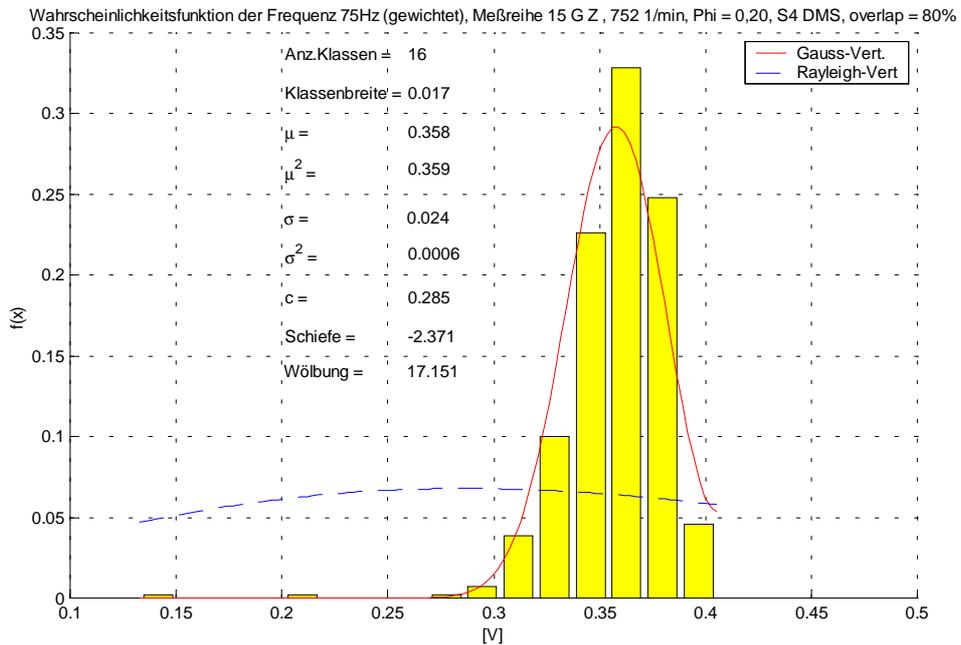


Bild A6: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 75 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 752 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

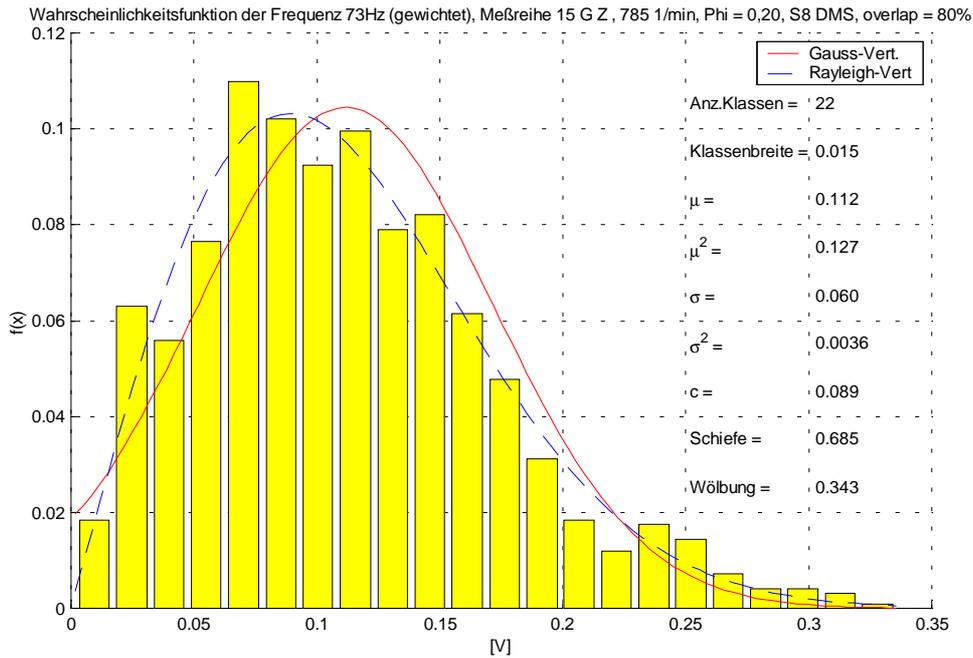


Bild A7: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 73 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 785 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

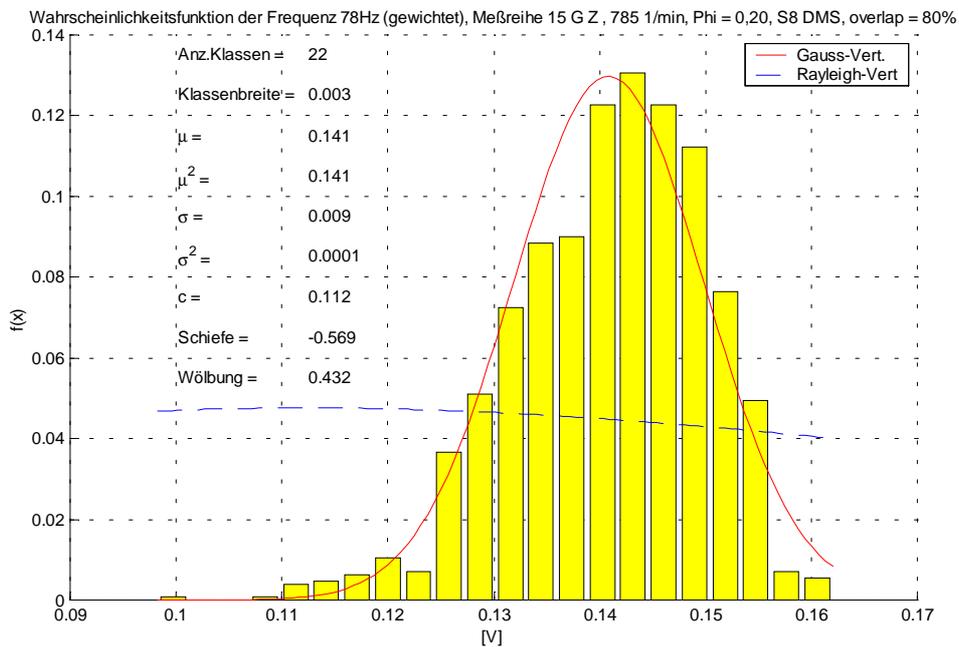


Bild A8: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 78 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 785 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

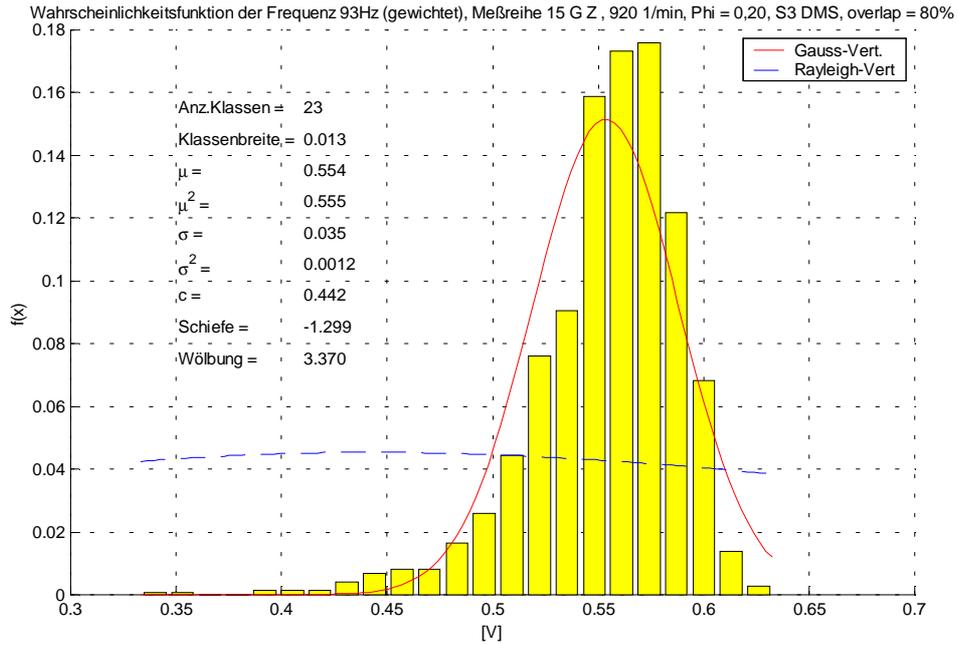


Bild A9: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 93 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 920 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

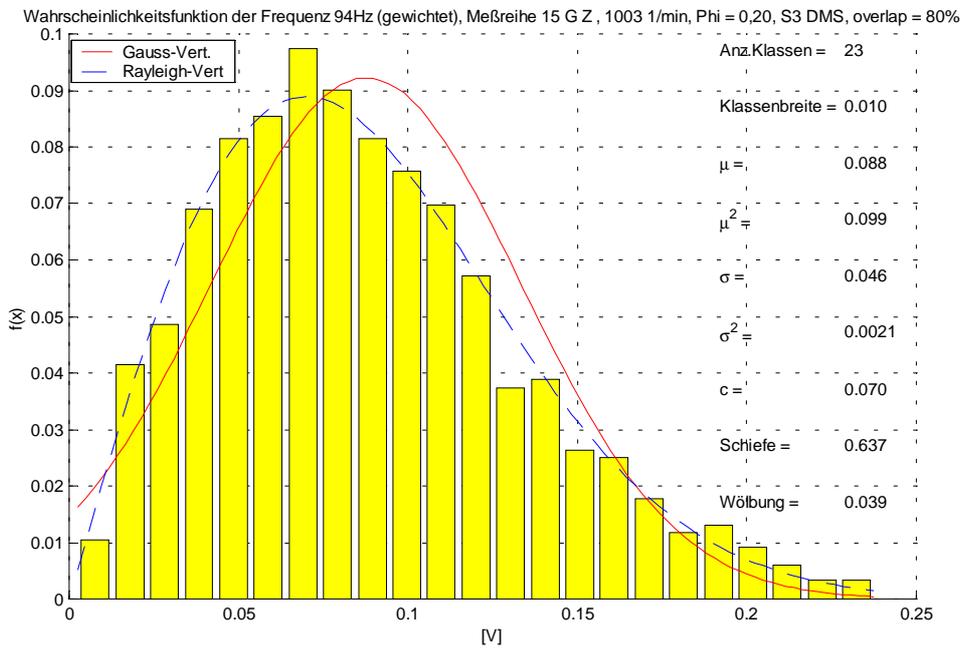


Bild A10: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 94 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1003 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

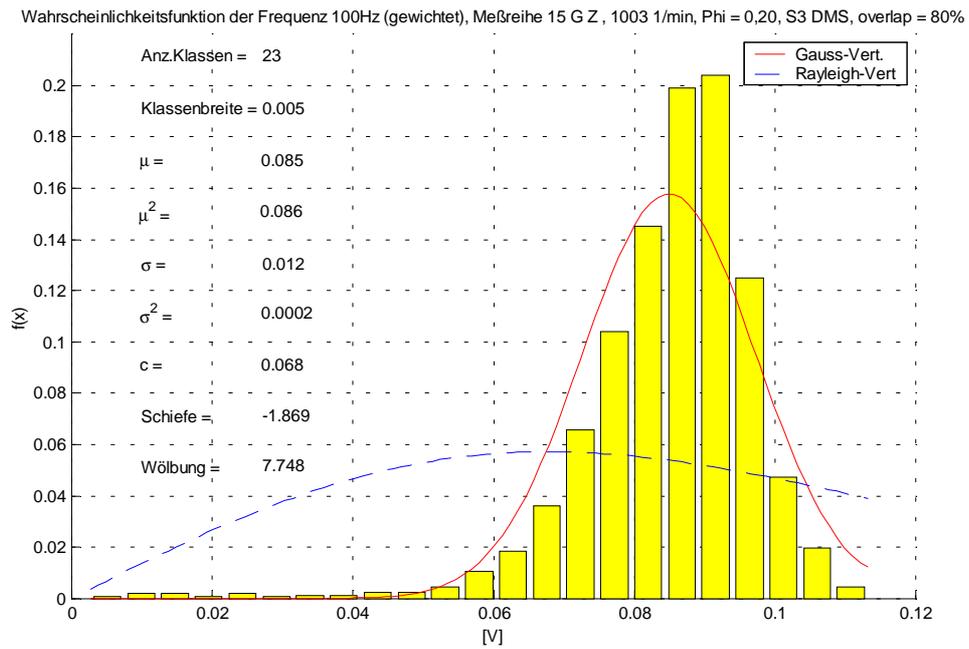


Bild A11: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 100 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1003 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

Verteilungen mit Erregerfrequenzen (raumfestes System, Wanddruck-schwankungen)

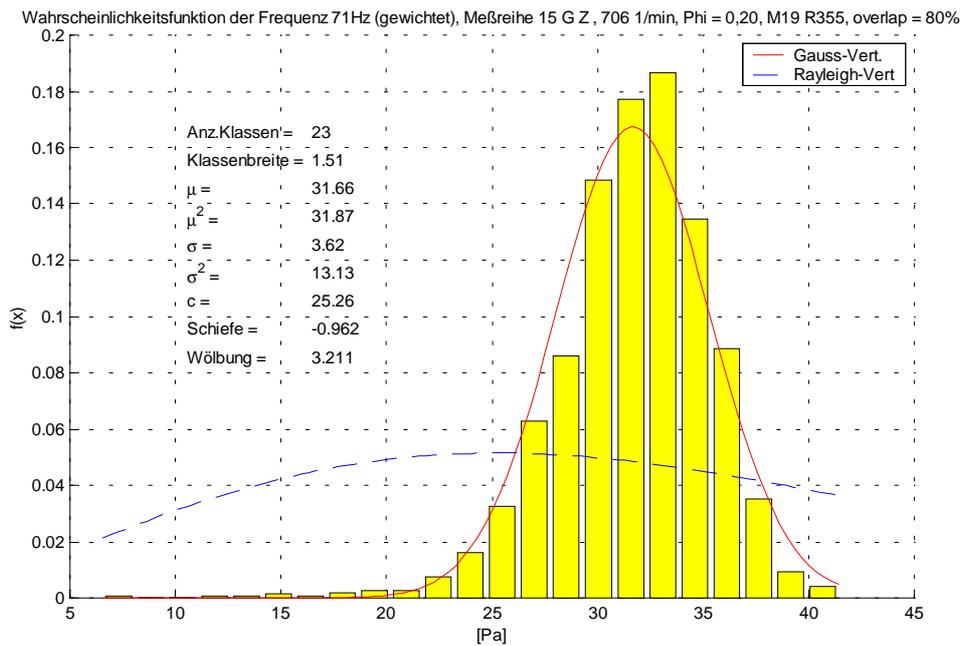


Bild A12: Verteilung der Druckamplituden bei 71 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 706 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

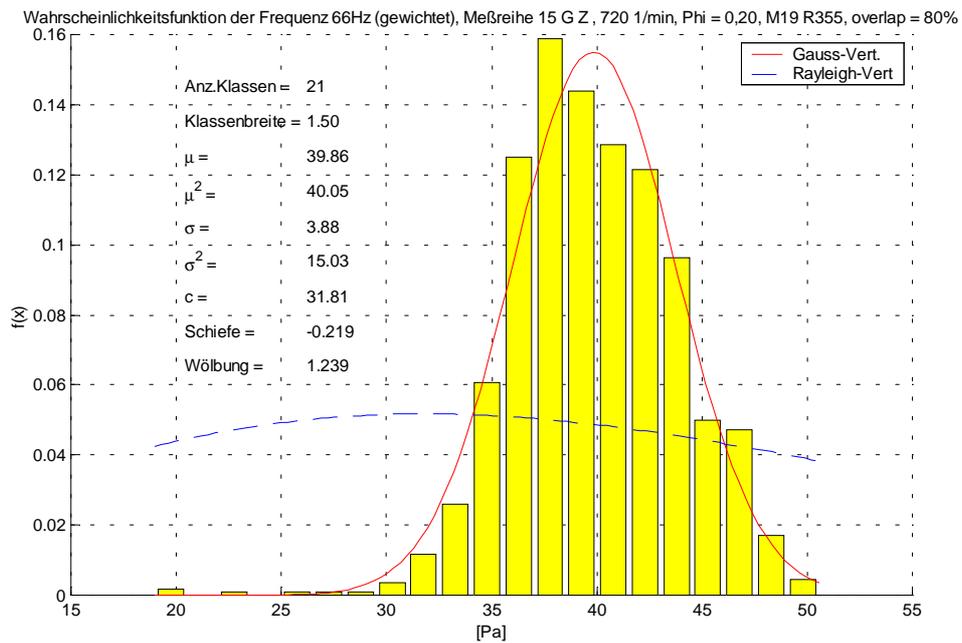


Bild A13: Verteilung der Druckamplituden bei 66 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 720 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

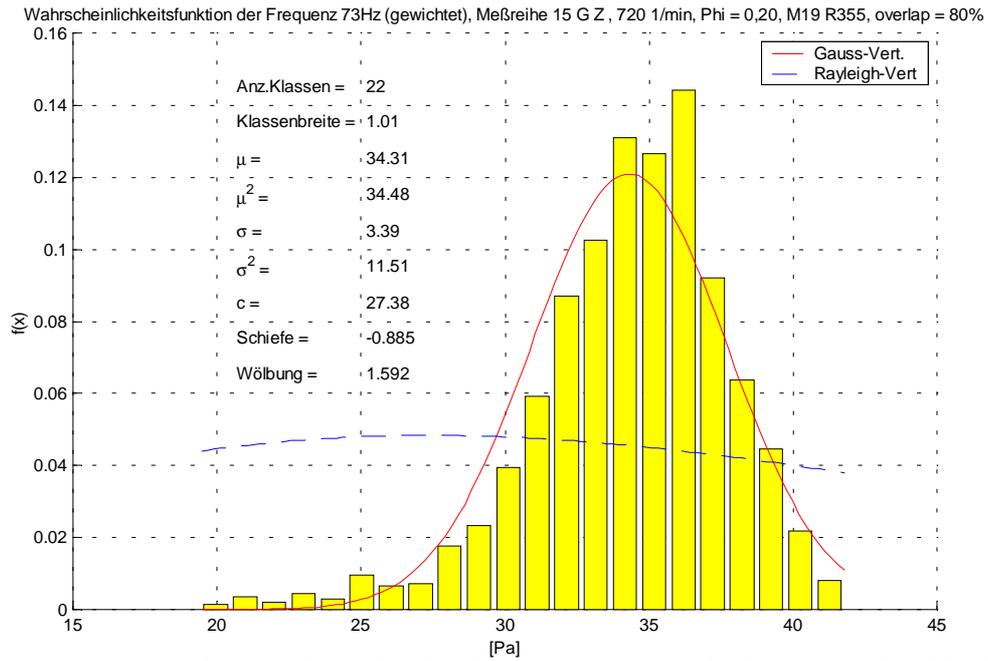


Bild A14: Verteilung der Druckamplituden bei 73 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 720 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

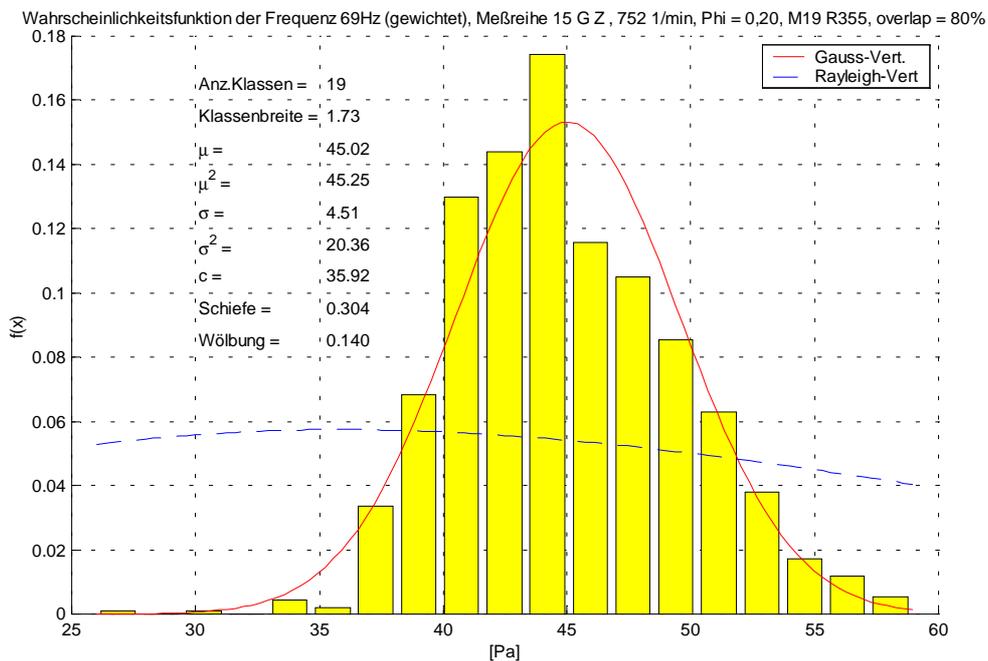


Bild A15: Verteilung der Druckamplituden bei 69 Hz, entspricht der 5,5 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 752 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

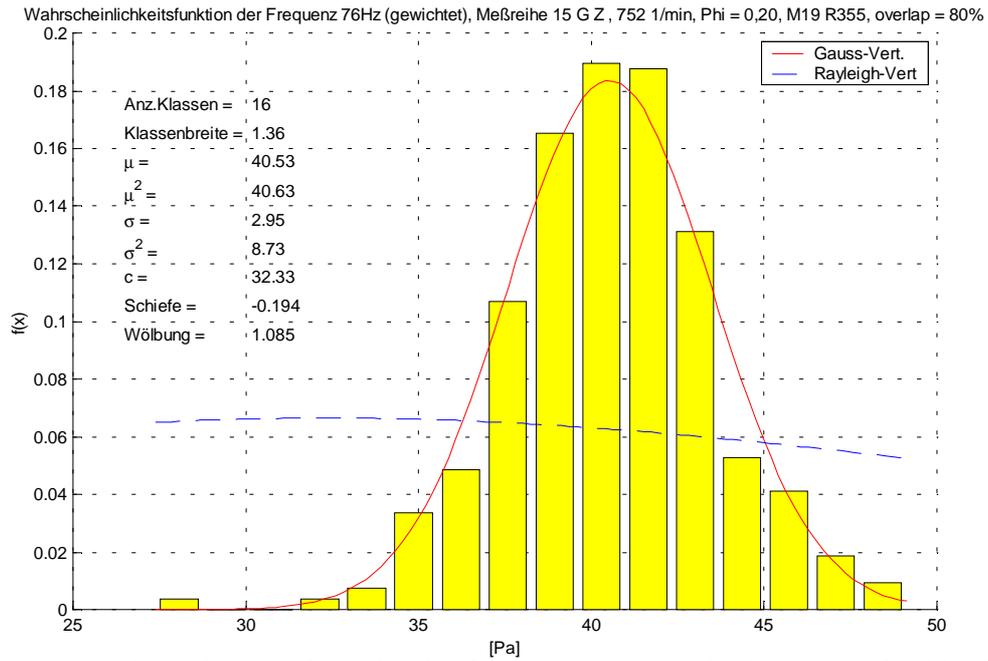


Bild A16: Verteilung der Druckamplituden bei 76 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 752 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

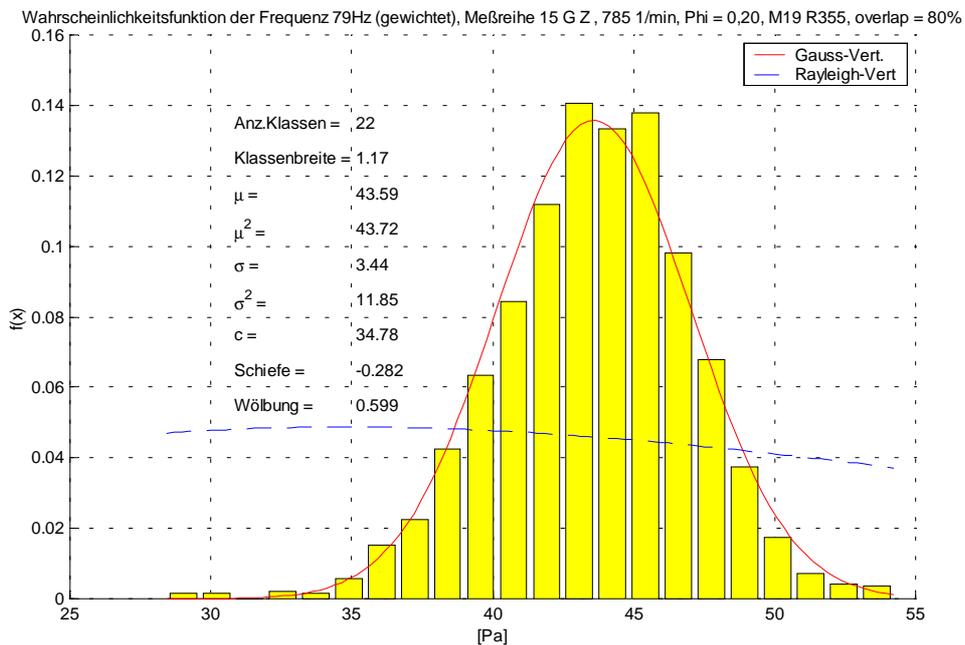


Bild A17: Verteilung der Druckamplituden bei 79 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 785 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

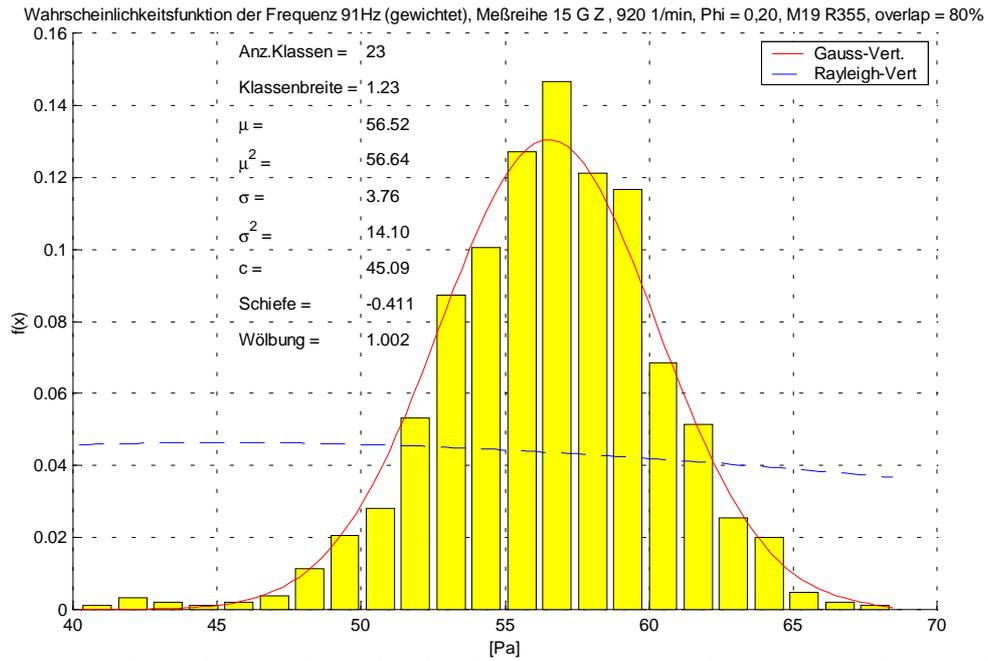


Bild A18: Verteilung der Druckamplituden bei 91 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 920 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

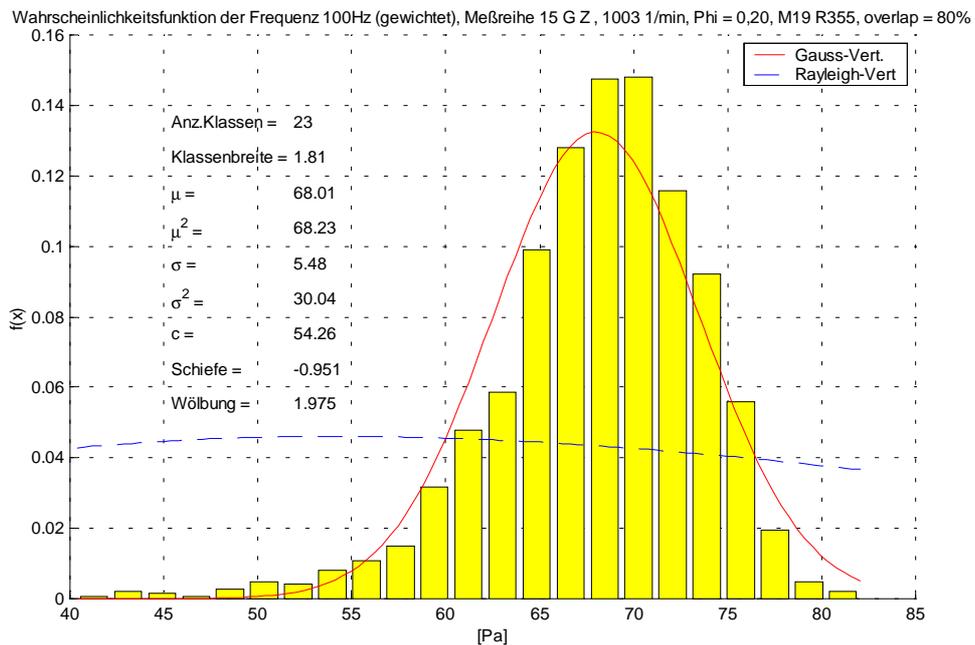


Bild A19: Verteilung der Druckamplituden bei 100 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 1003 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

Verteilungen bei Betriebspunkten mit: $\varphi=0,10$; $\varphi=0,15$; $\varphi=0,20$ (rotierendes System, DMS)

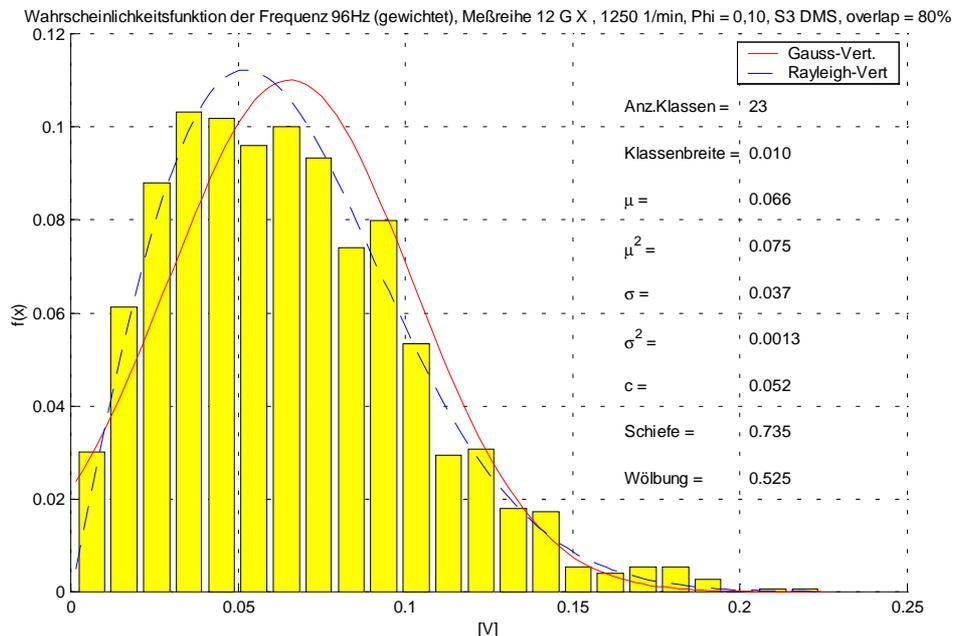


Bild A20: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 96 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,10$.

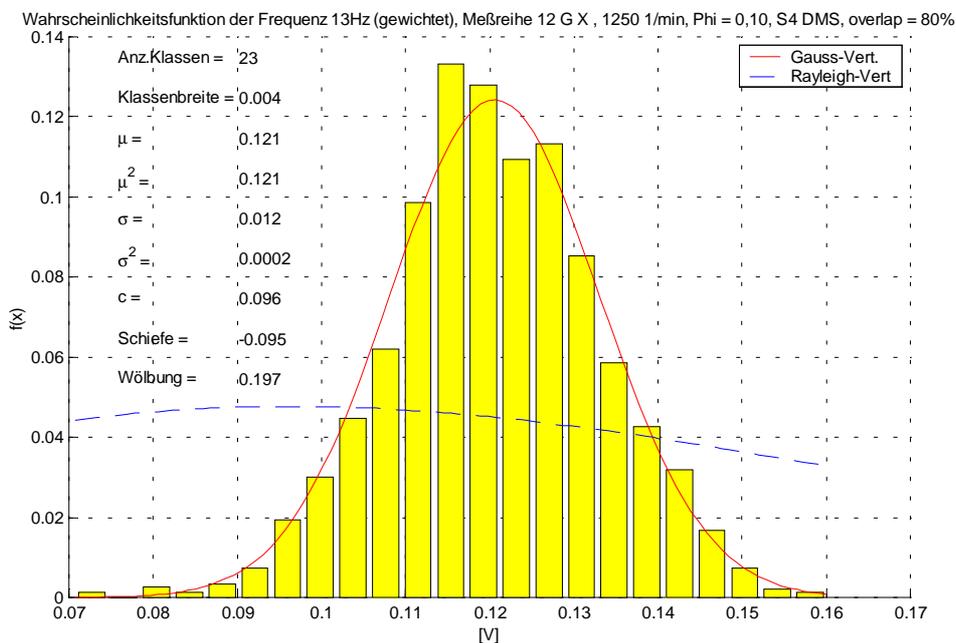


Bild A21: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 13 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,10$.

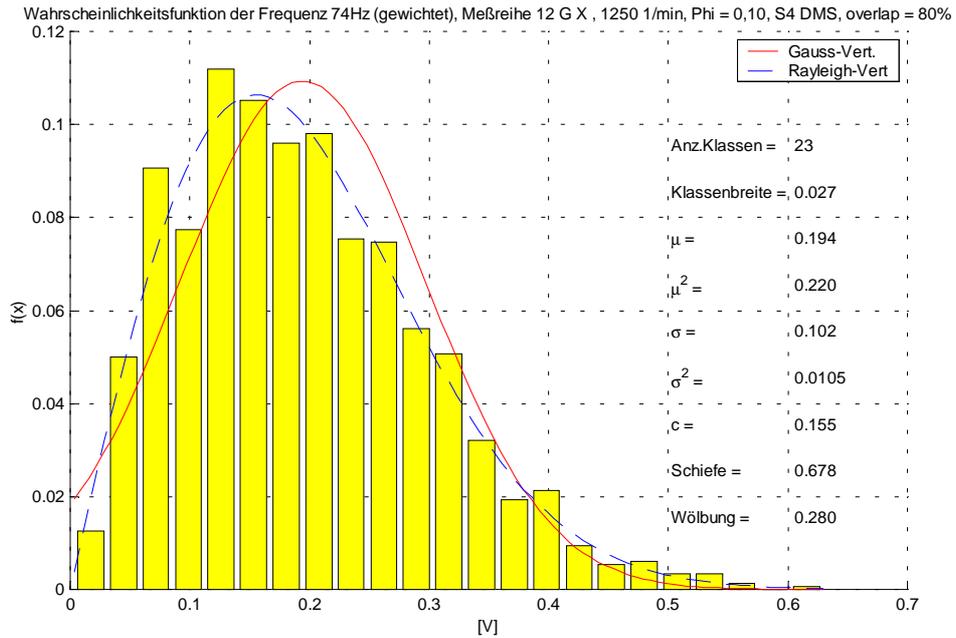


Bild A22: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 74 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,10$.

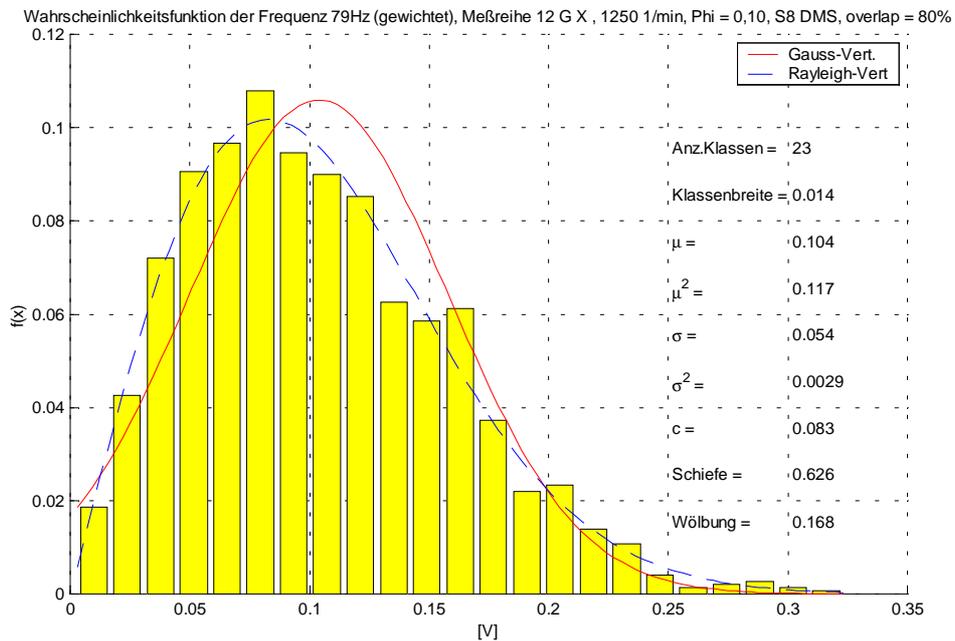


Bild A23: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 79 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,10$.

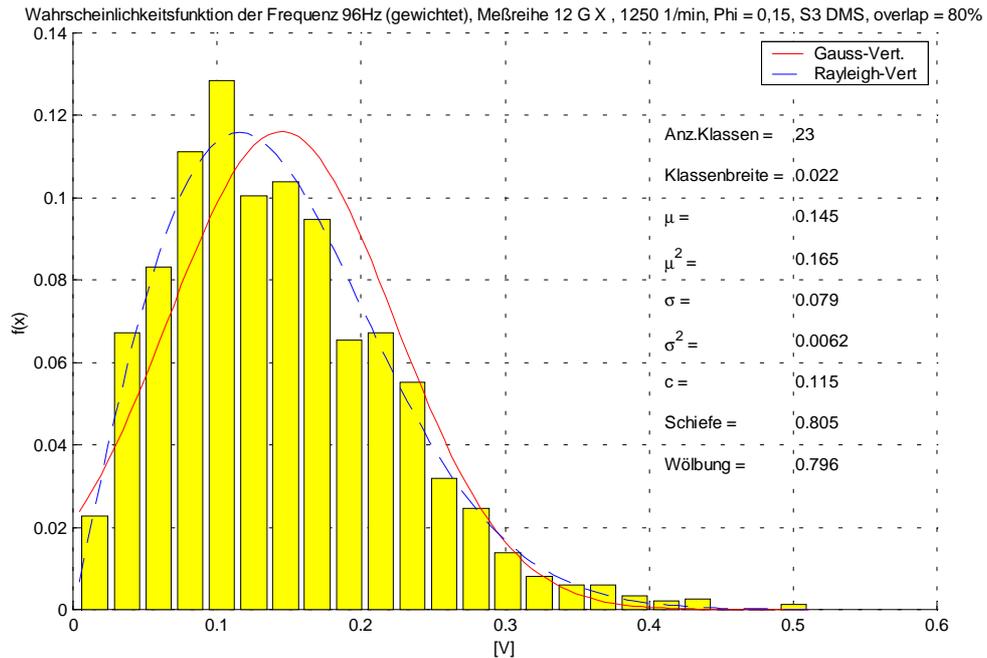


Bild A24: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 96 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

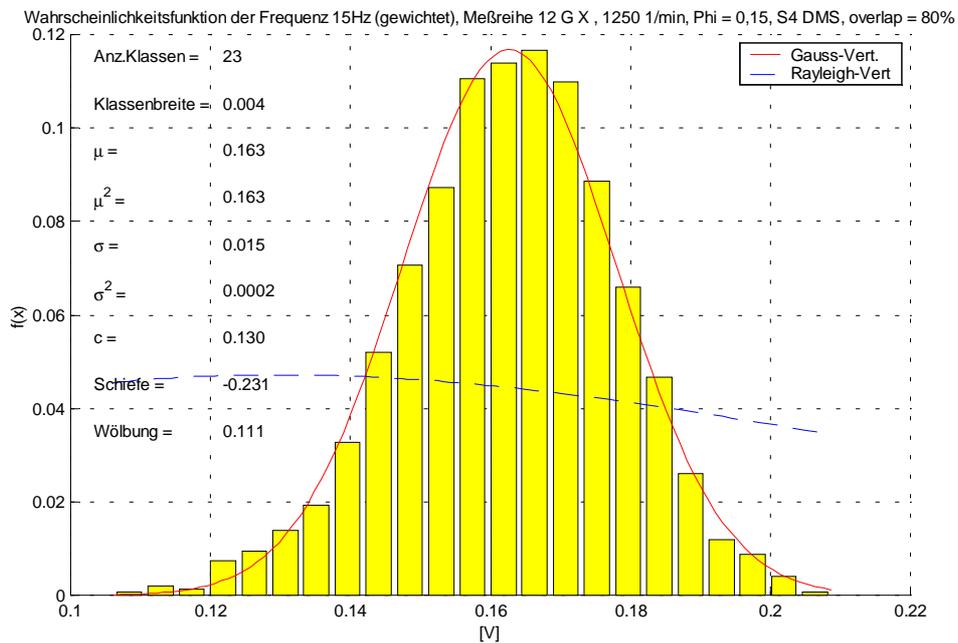


Bild A25: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 15 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

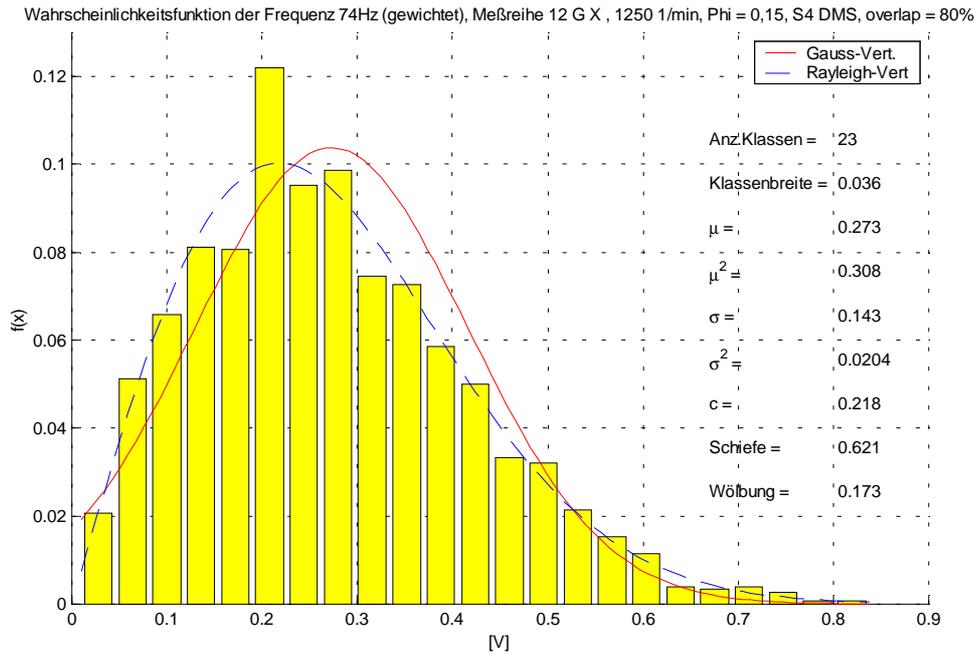


Bild A26: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 74 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

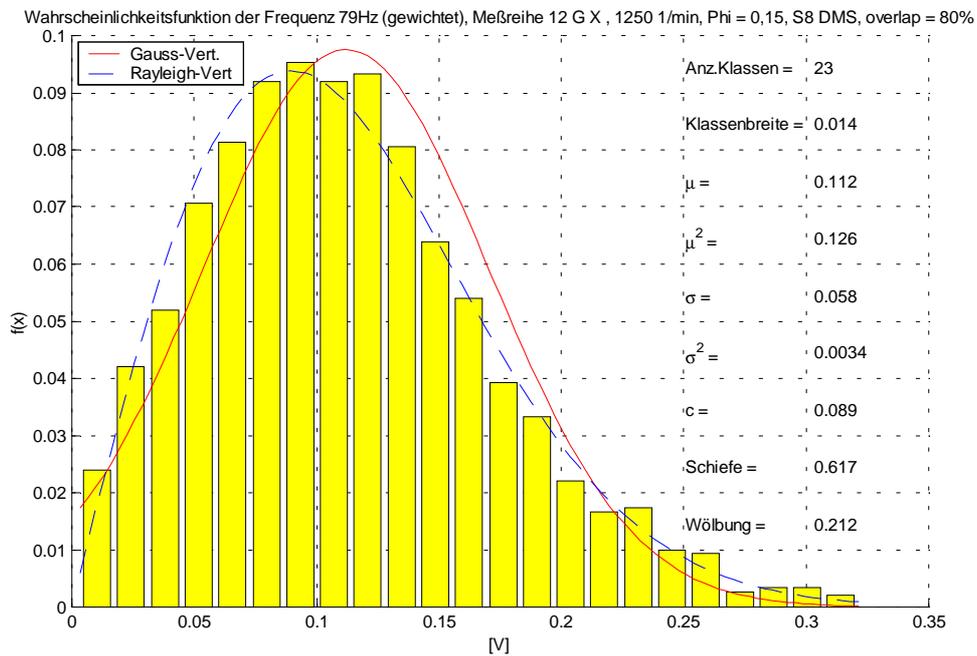


Bild A27: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 79 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

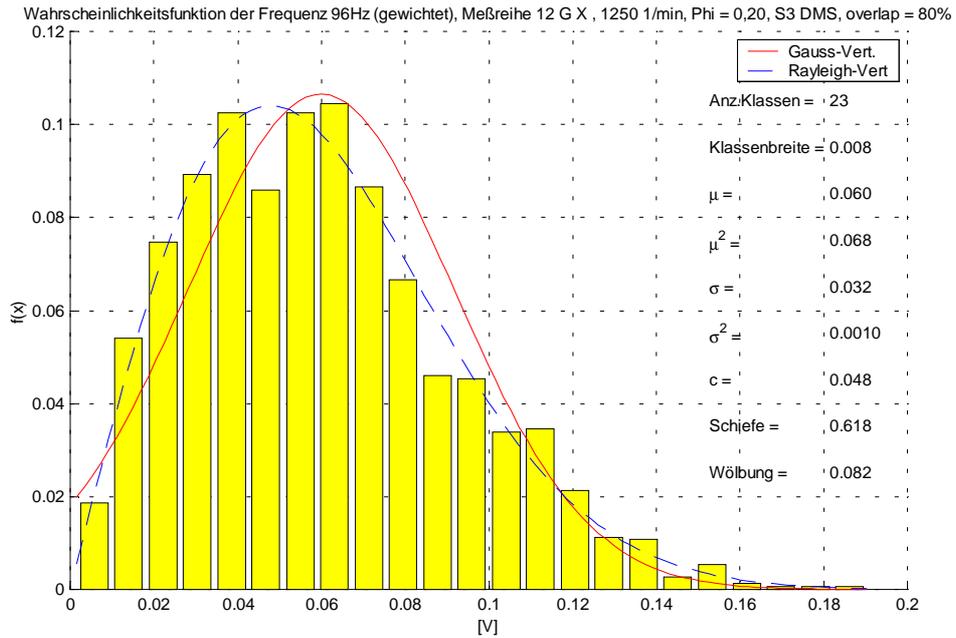


Bild A28: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 3 bei 96 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

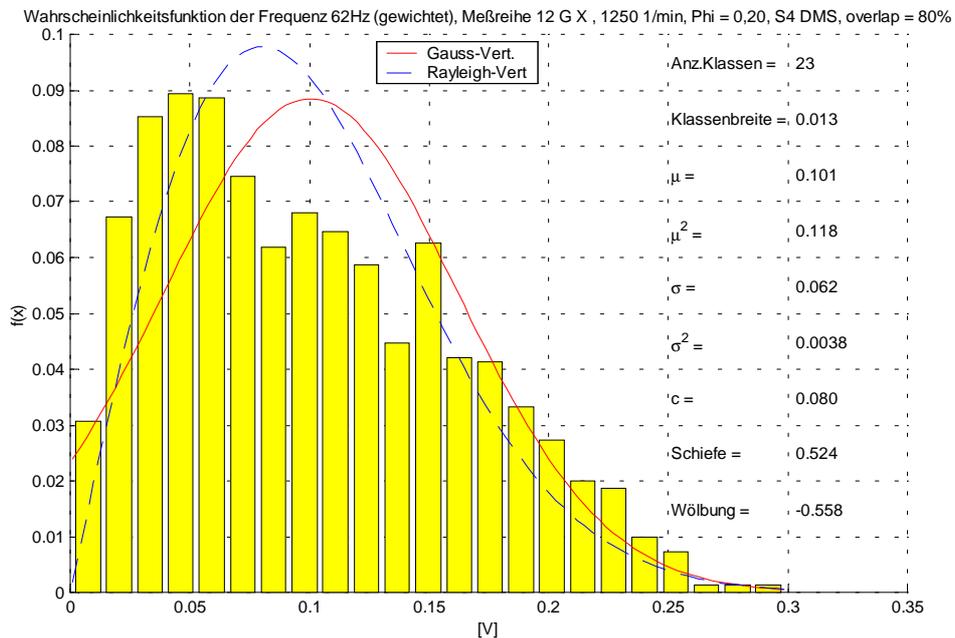


Bild A29: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 62 Hz, entspricht der 3,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

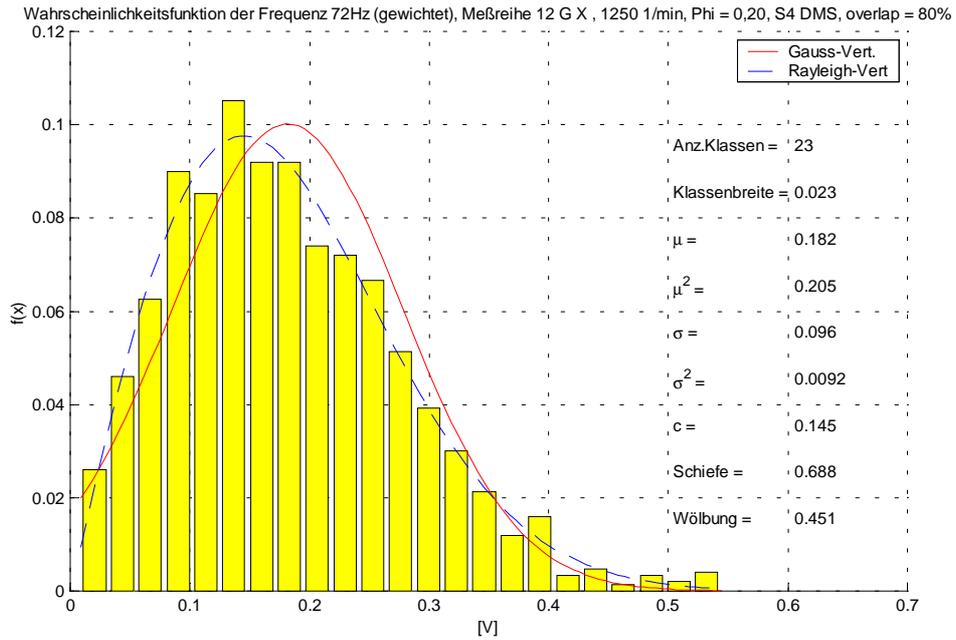


Bild A30: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 72 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

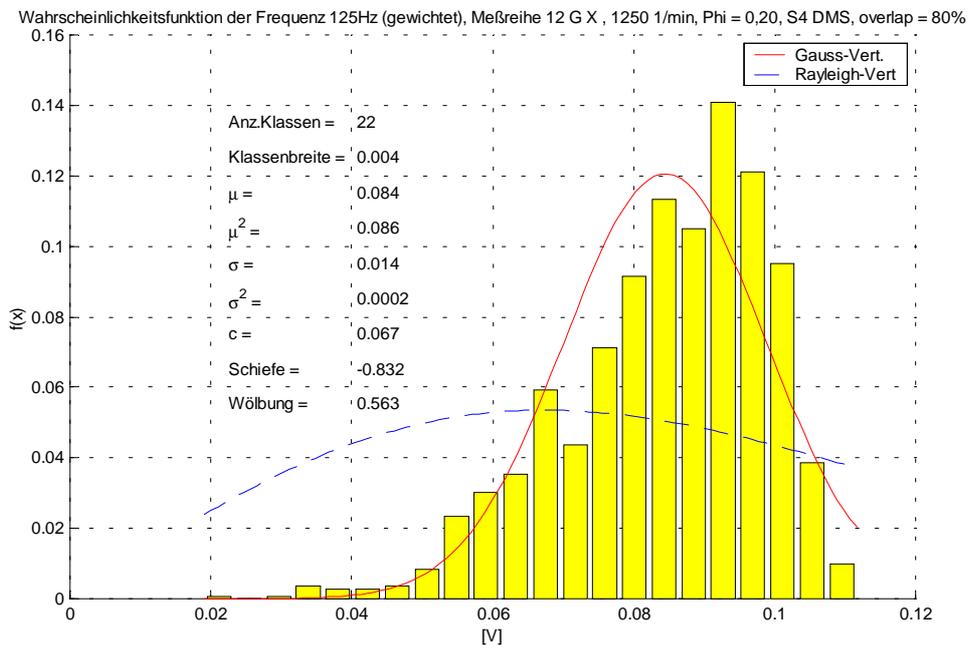


Bild A31: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 4 bei 125 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

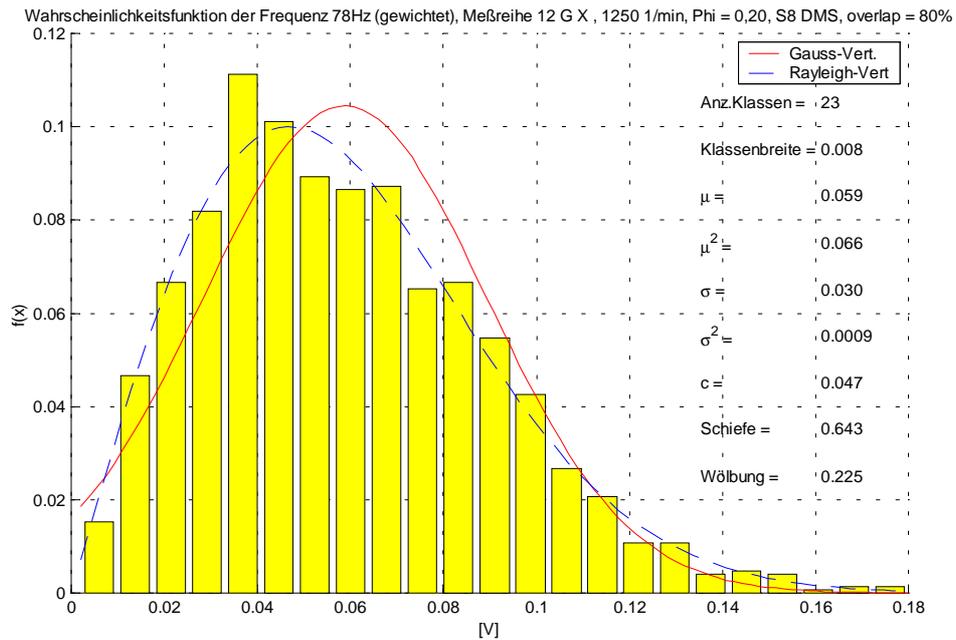


Bild A32: Verteilung der Spannungsamplituden der Schaufel 8 bei 78 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

Verteilungen bei Betriebspunkten mit: $\varphi=0,10$; $\varphi=0,15$; $\varphi=0,20$ (raumfestes System, Wandruckschwankungen)

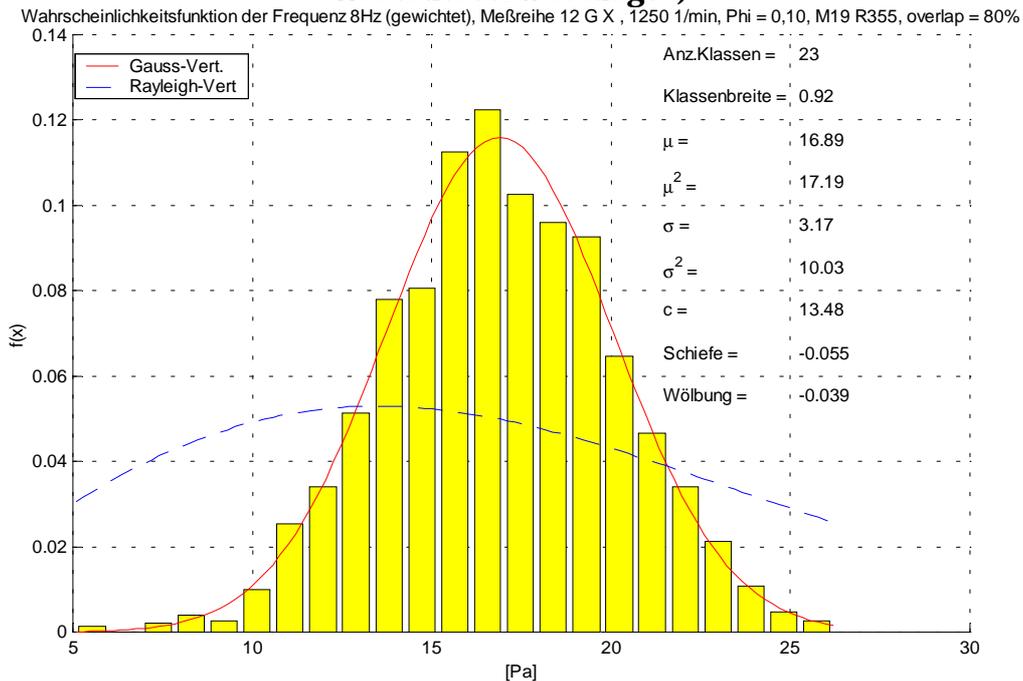


Bild A33: Verteilung der Druckamplituden bei 8 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,10$.

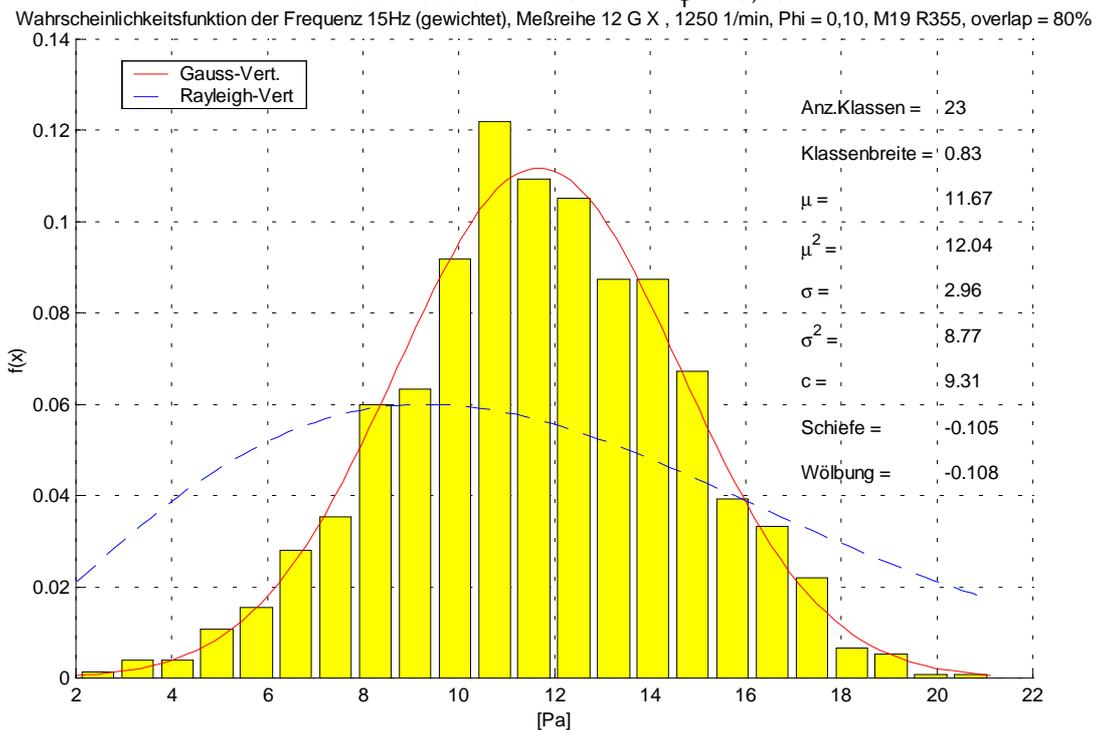


Bild A34: Verteilung der Druckamplituden bei 15 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,10$.

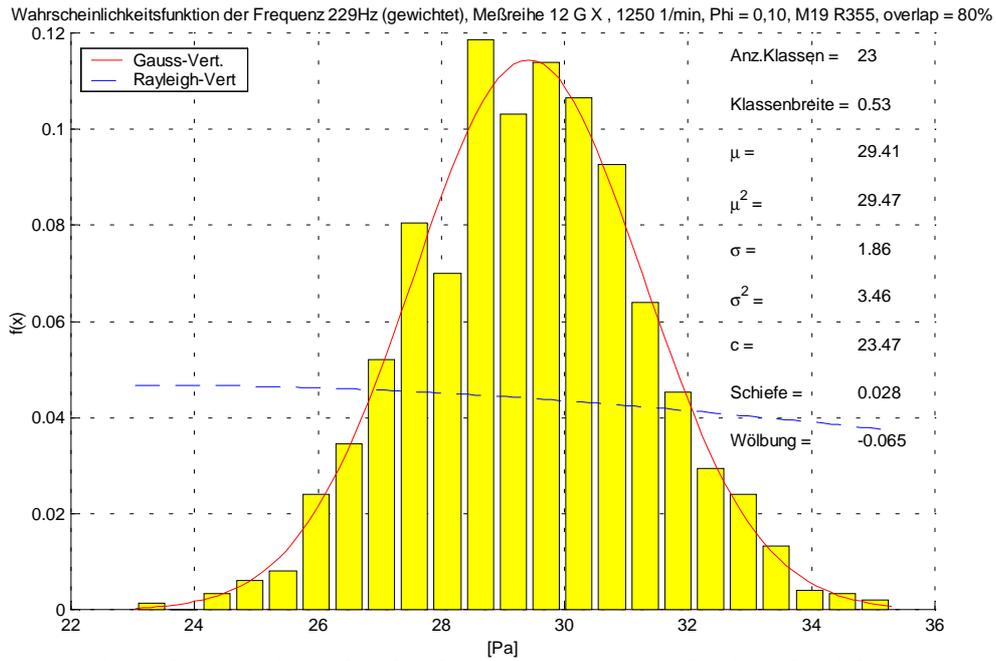


Bild A35: Verteilung der Druckamplituden bei 229 Hz, entspricht der Blattfolgefrequenz. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,10$.

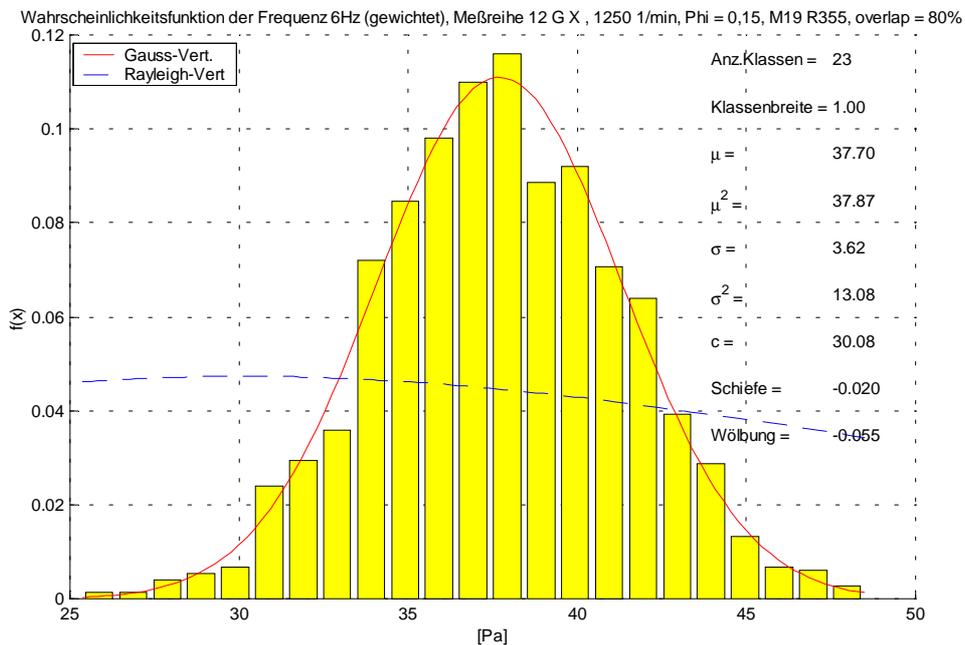


Bild A36: Verteilung der Druckamplituden bei 6 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung. Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

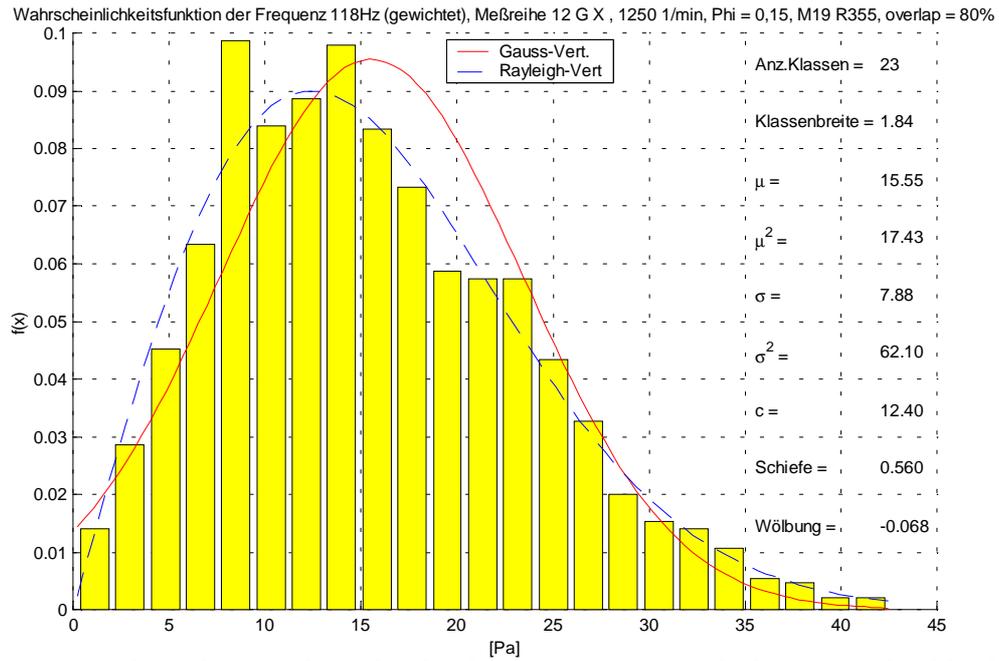


Bild A37: Verteilung der Druckamplituden bei 118 Hz, entspricht keiner Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,15$.

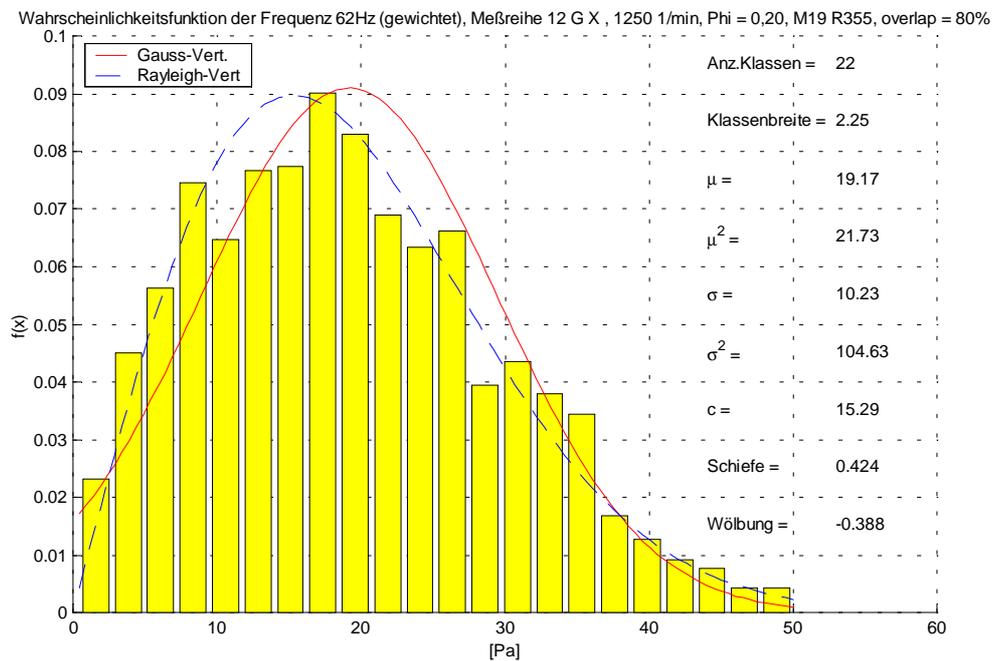


Bild A38: Verteilung der Druckamplituden bei 62 Hz, entspricht der 3,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 1250 min⁻¹. $\varphi = 0,20$.

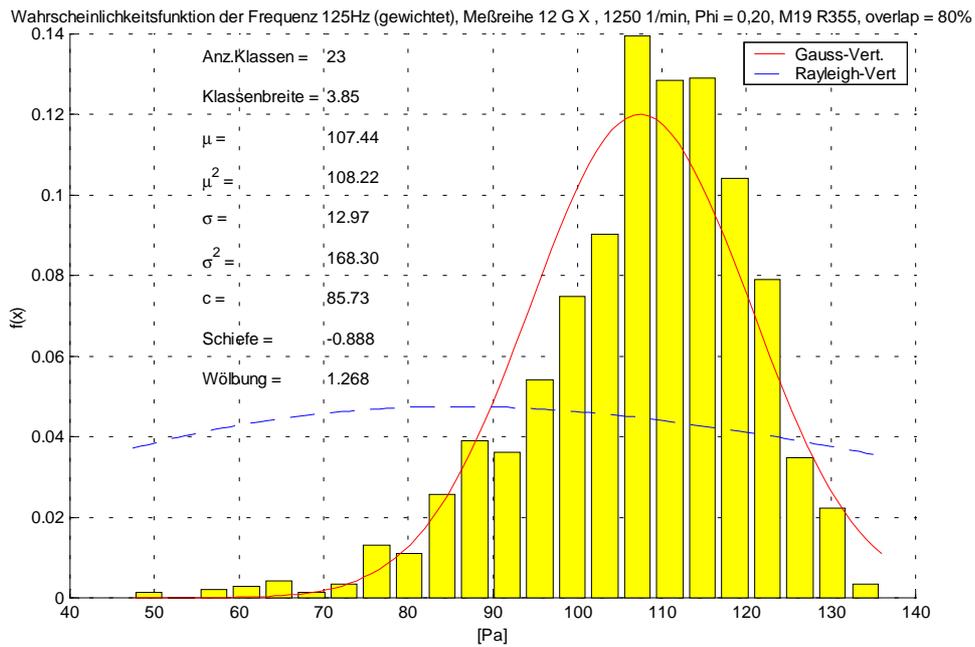


Bild A39: Verteilung der Druckamplituden bei 125 Hz, entspricht der 6,0 Drehzahlordnung.
Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

3D-Spektren mit Erregerfrequenzen (rotierendes System, DMS)

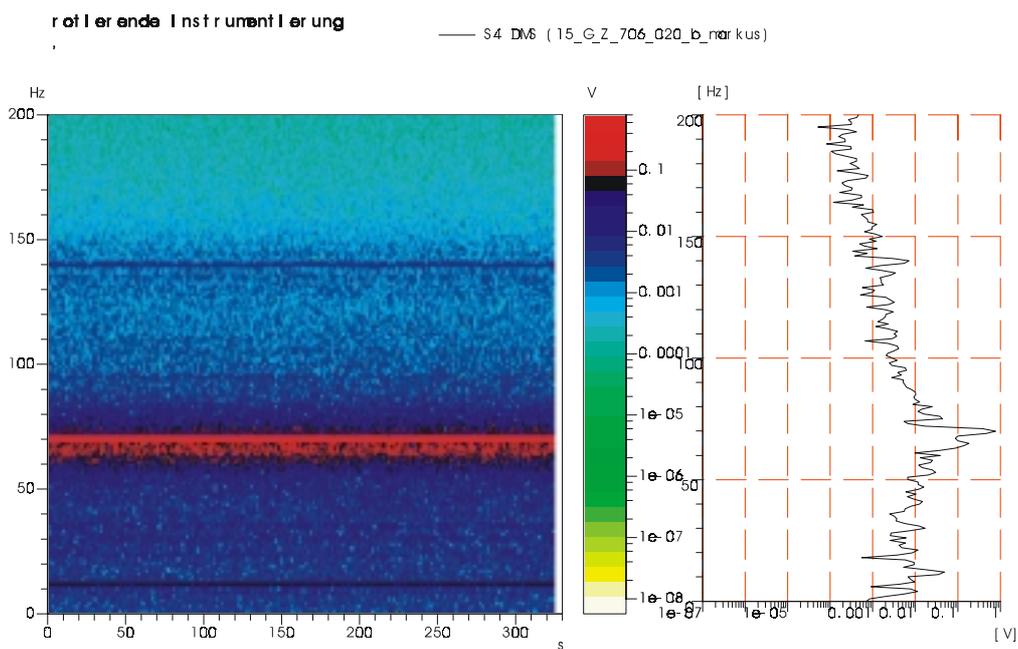


Bild A40: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 4. Drehzahl des Rotors = 706 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

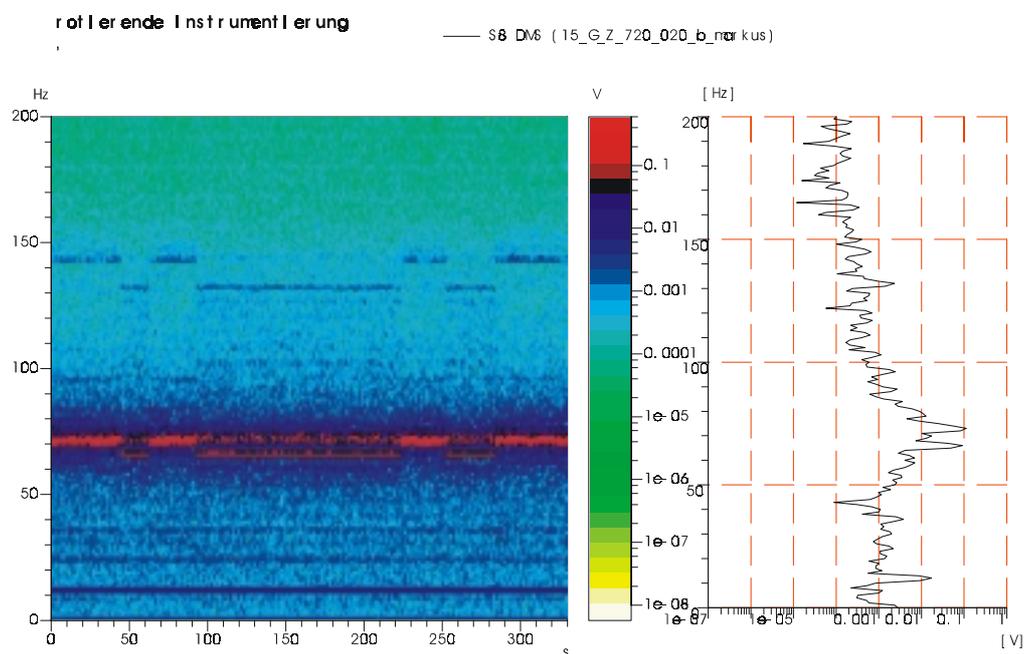


Bild A41: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 8. Drehzahl des Rotors = 720 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

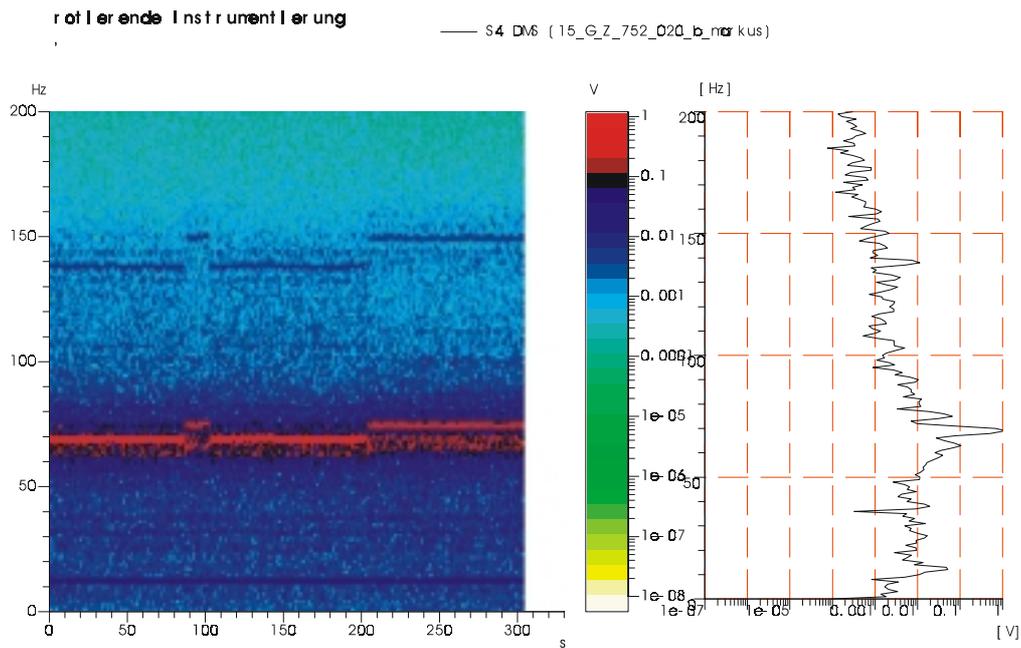


Bild A42: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 4. Drehzahl des Rotors = 752 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

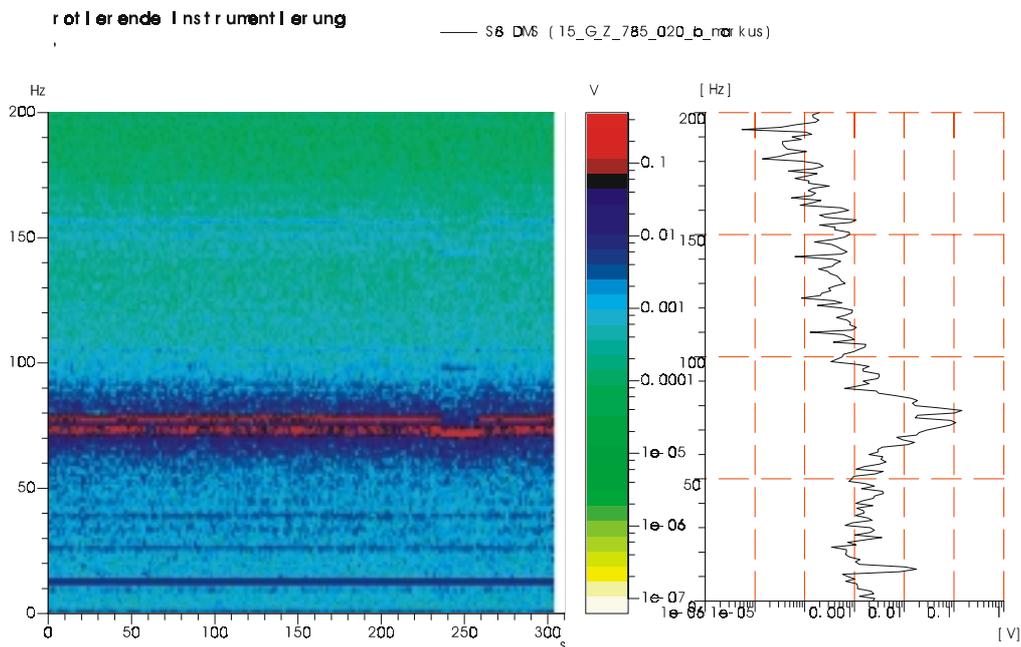


Bild A43: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 8. Drehzahl des Rotors = 785 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

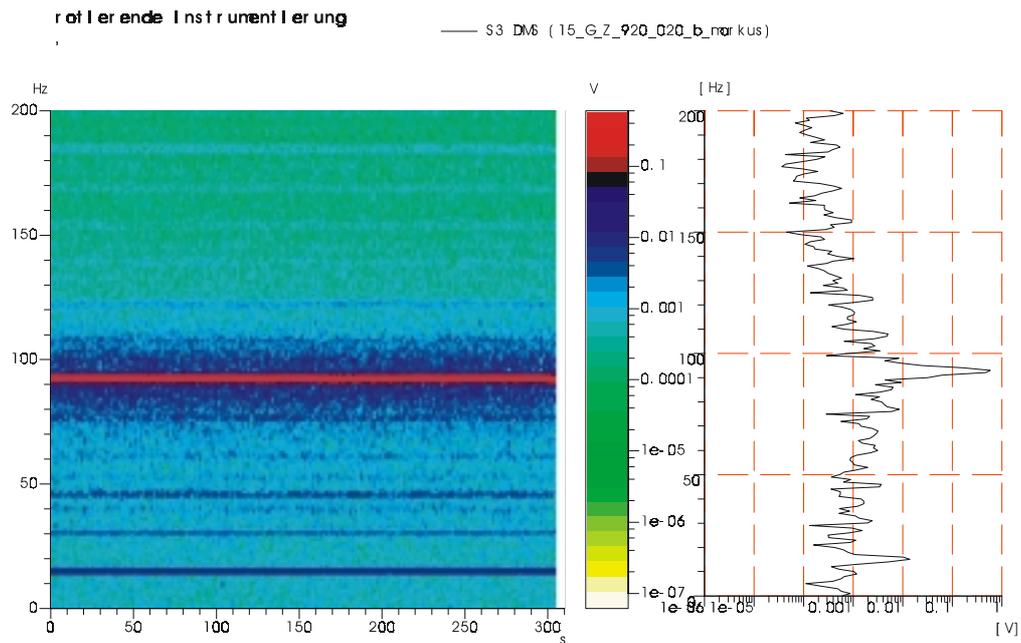


Bild A44: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 3. Drehzahl des Rotors = 920 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

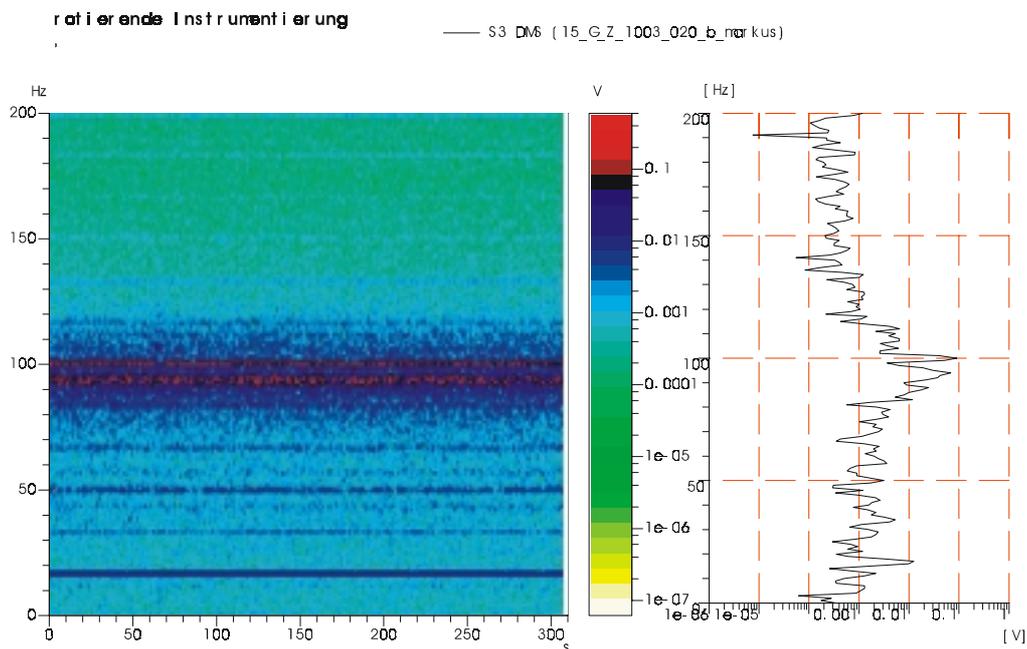


Bild A45: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 3. Drehzahl des Rotors = 1003 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

3D-Spektren mit Erregerfrequenzen (raumfestes System, Wanddruckschwankungen)

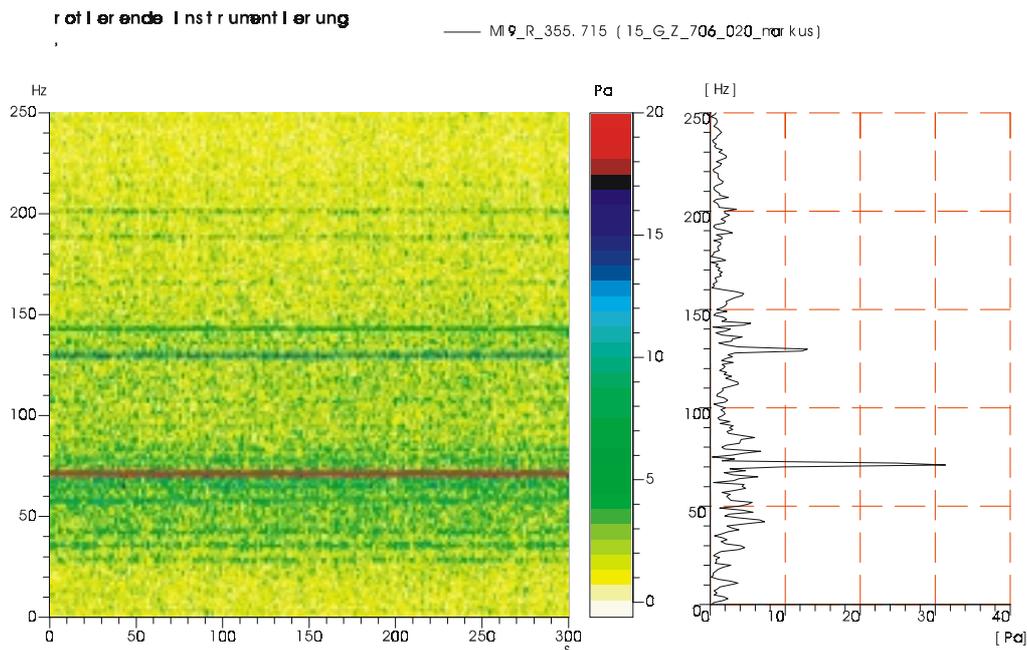


Bild A46: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 706 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

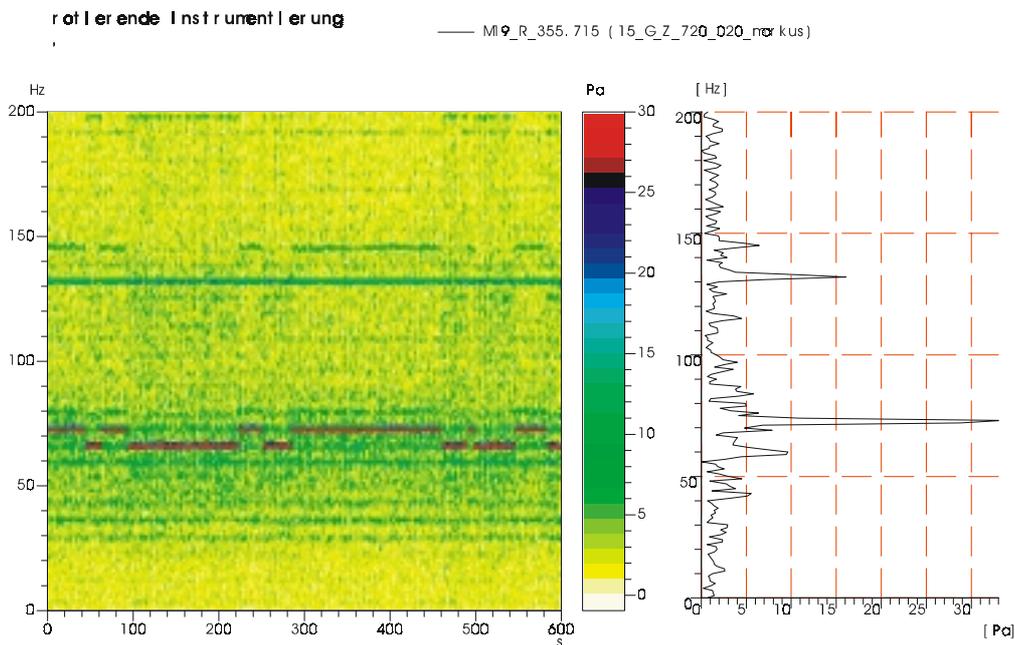


Bild A47: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 720 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

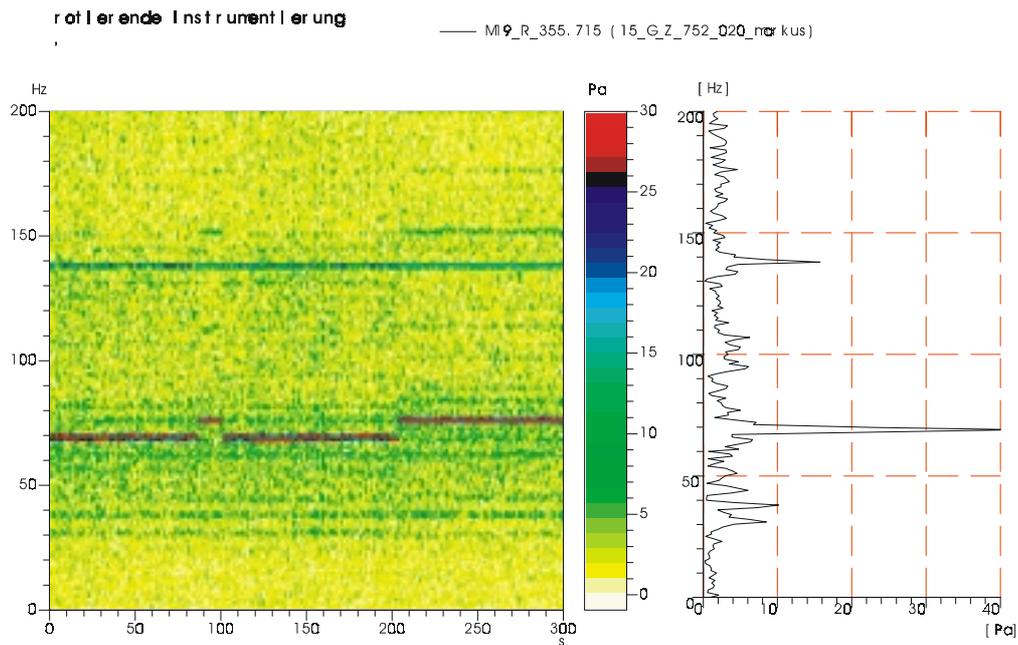


Bild A48: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 752 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

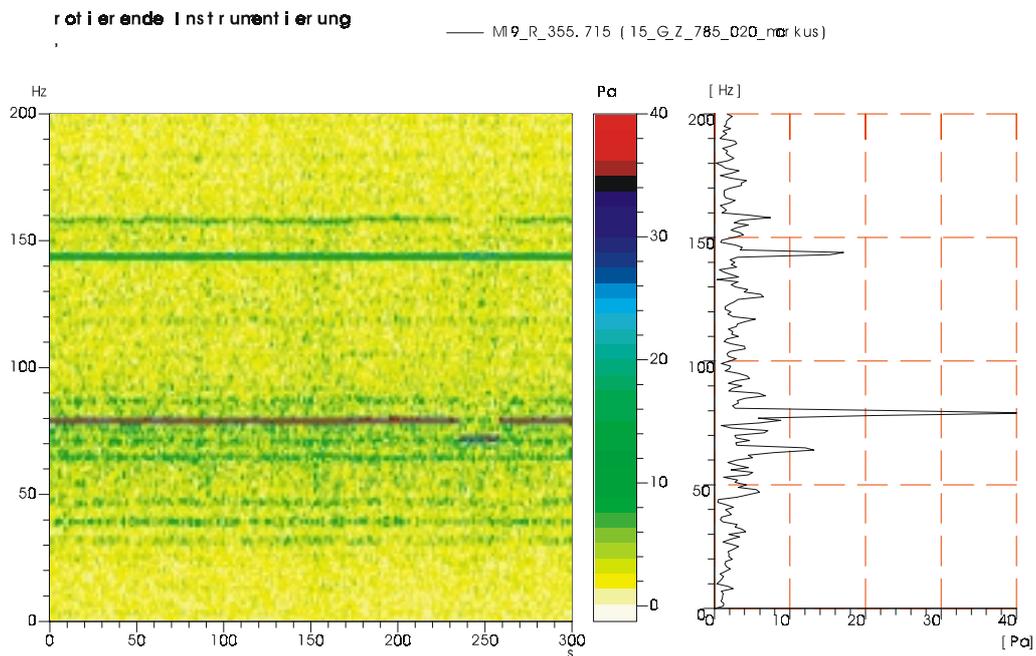


Bild A49: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 785 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

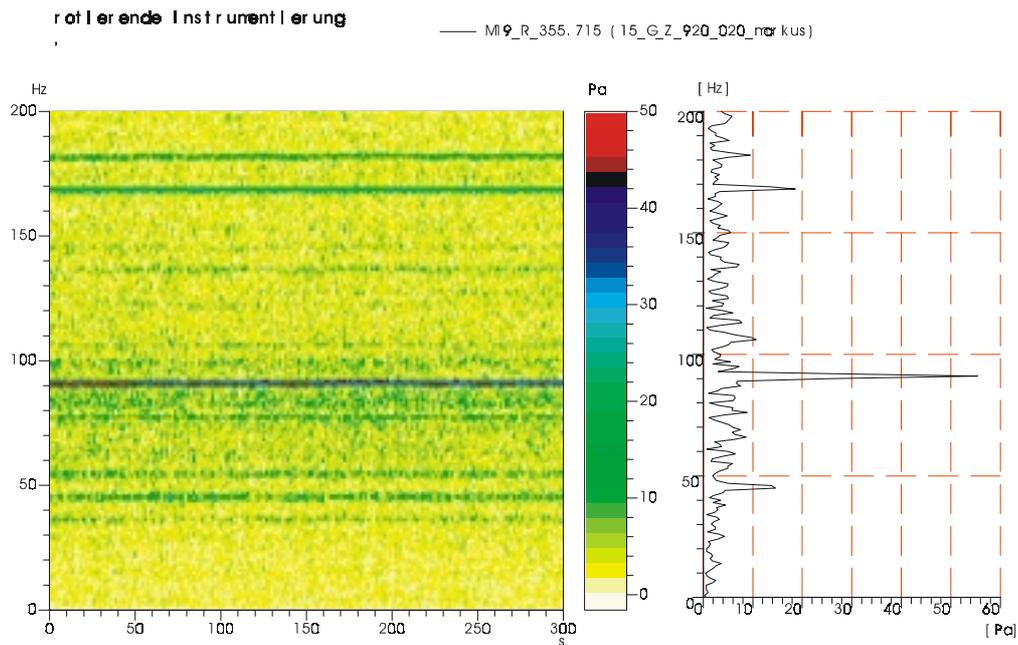


Bild A50: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 920 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

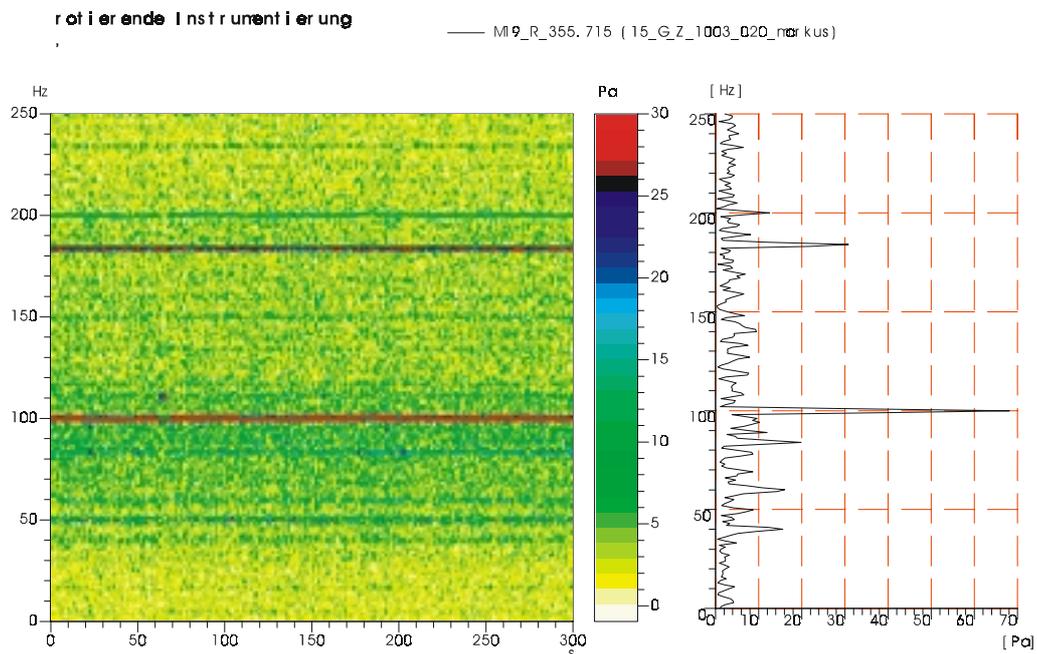


Bild A51: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 1003 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.

3D-Spektren ohne Erregerfrequenzen (rotierendes System, DMS)

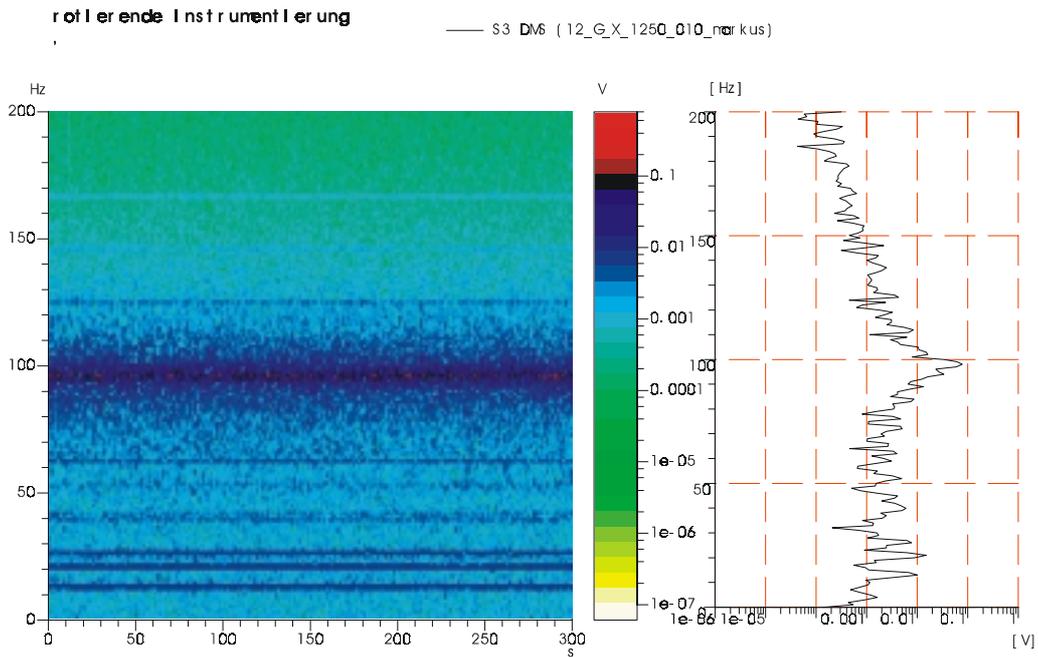


Bild A52: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 3. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,10$.

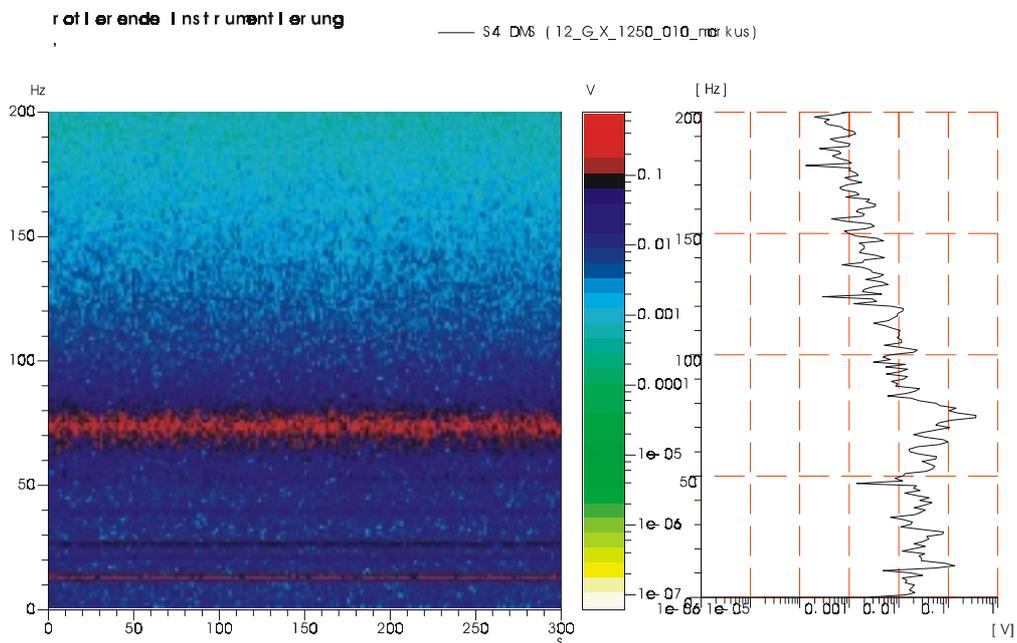


Bild A53: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 4. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,10$.

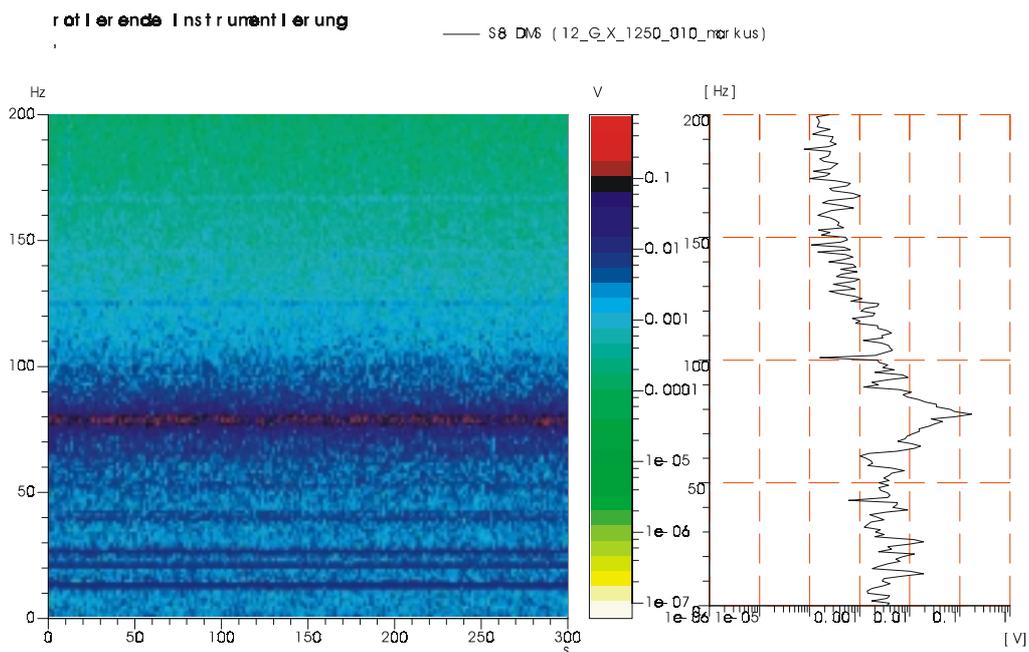


Bild A54: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 8. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,10$.

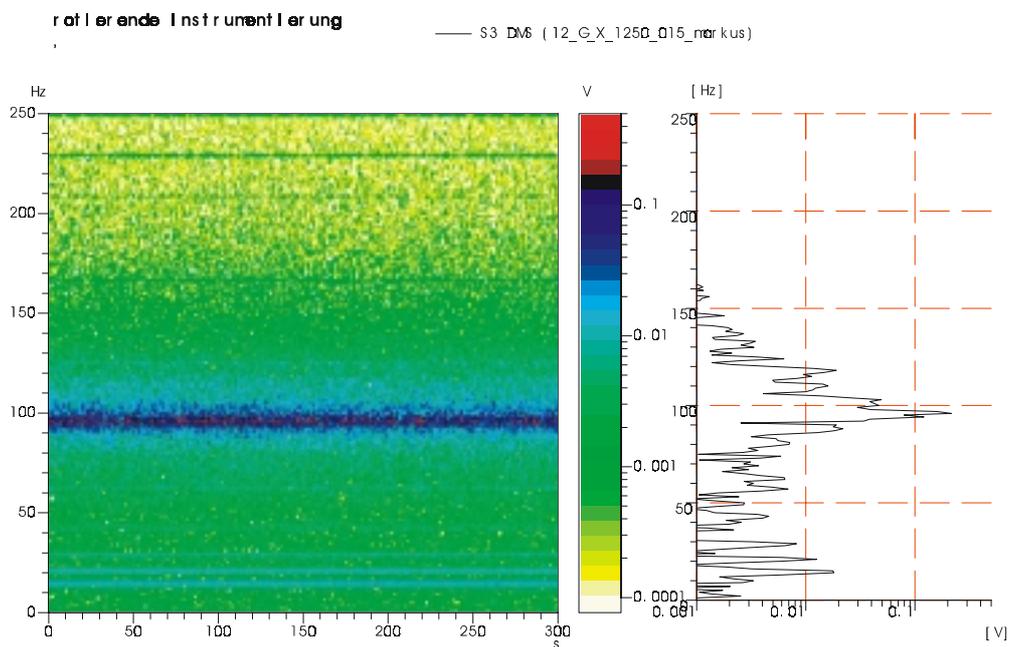


Bild A55: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 3. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,15$.

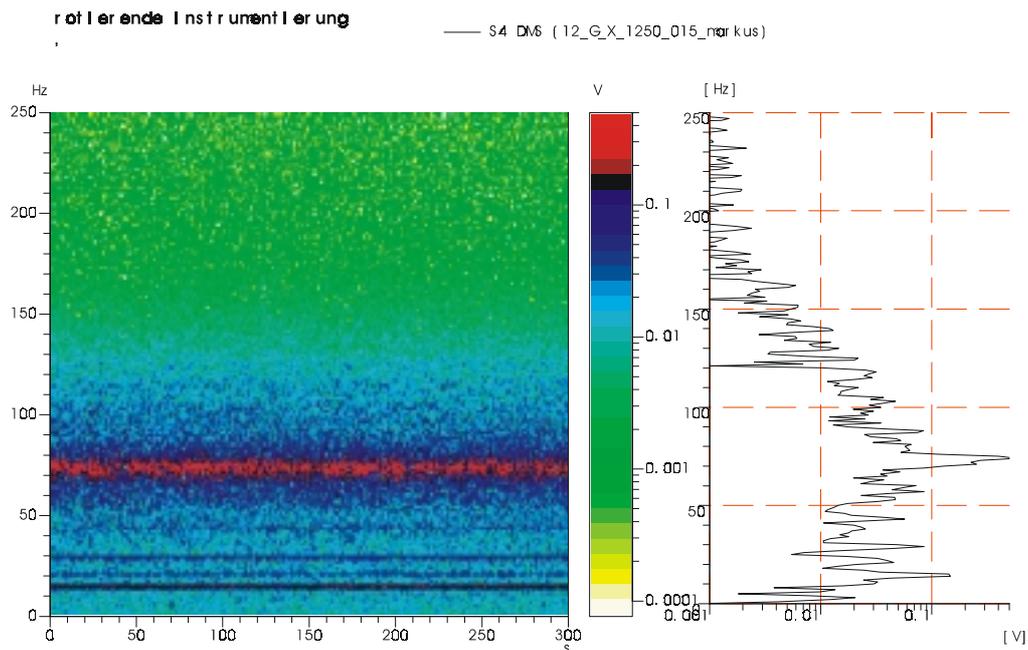


Bild A56: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 4. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,15$.

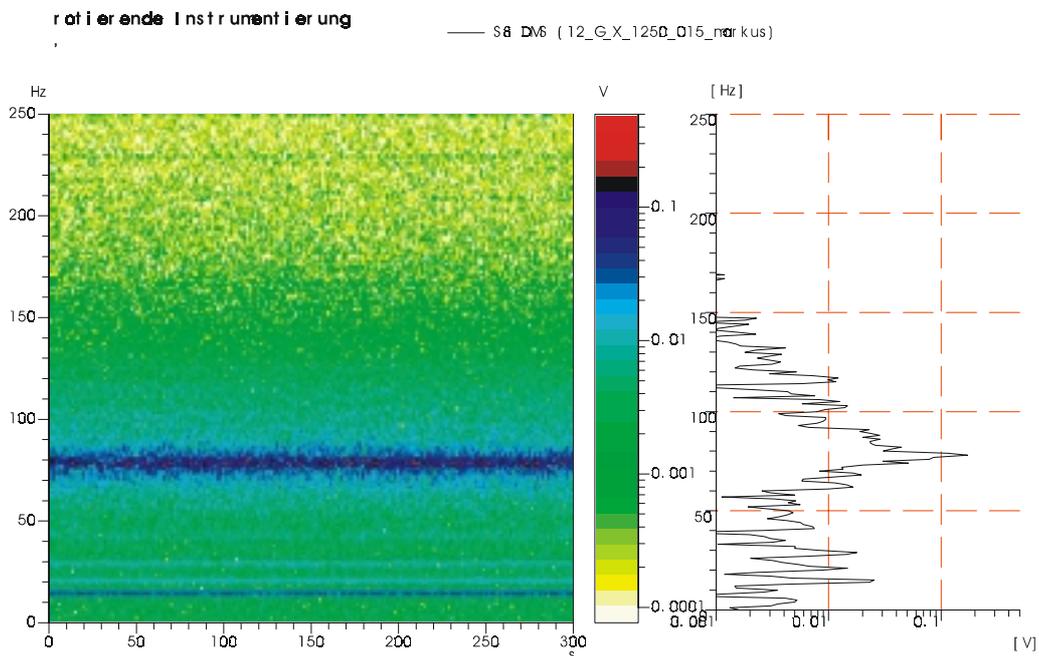


Bild A57: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 8. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,15$.

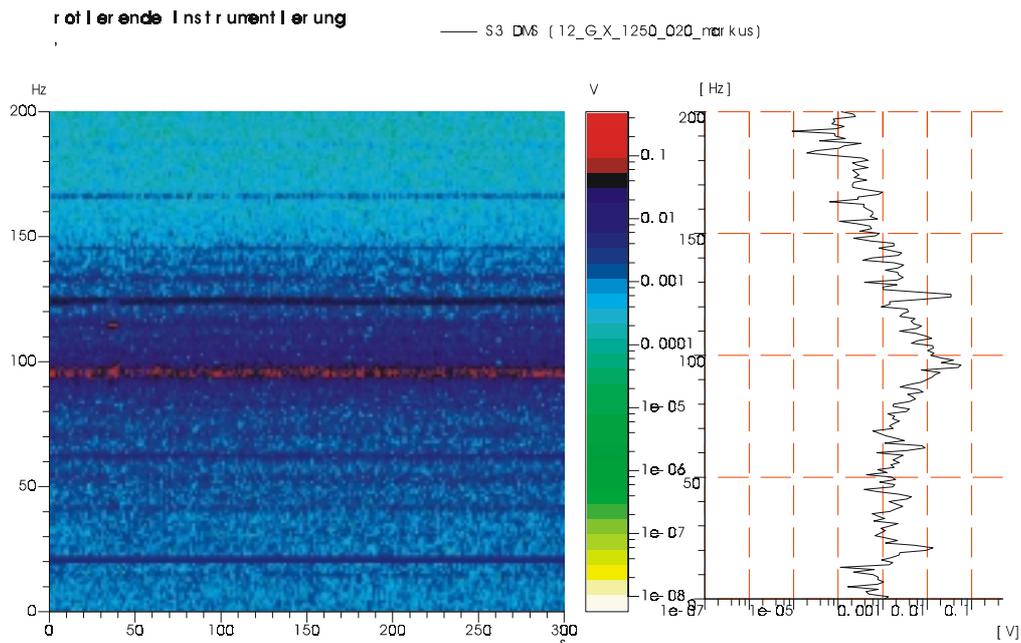


Bild A58: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 3. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

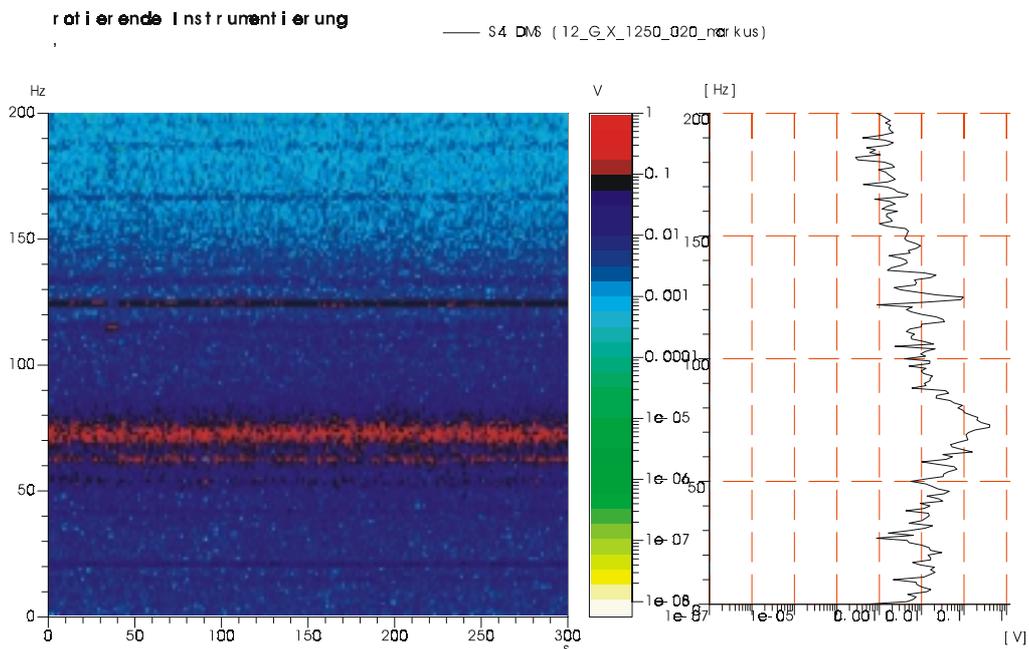


Bild A59: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 4. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

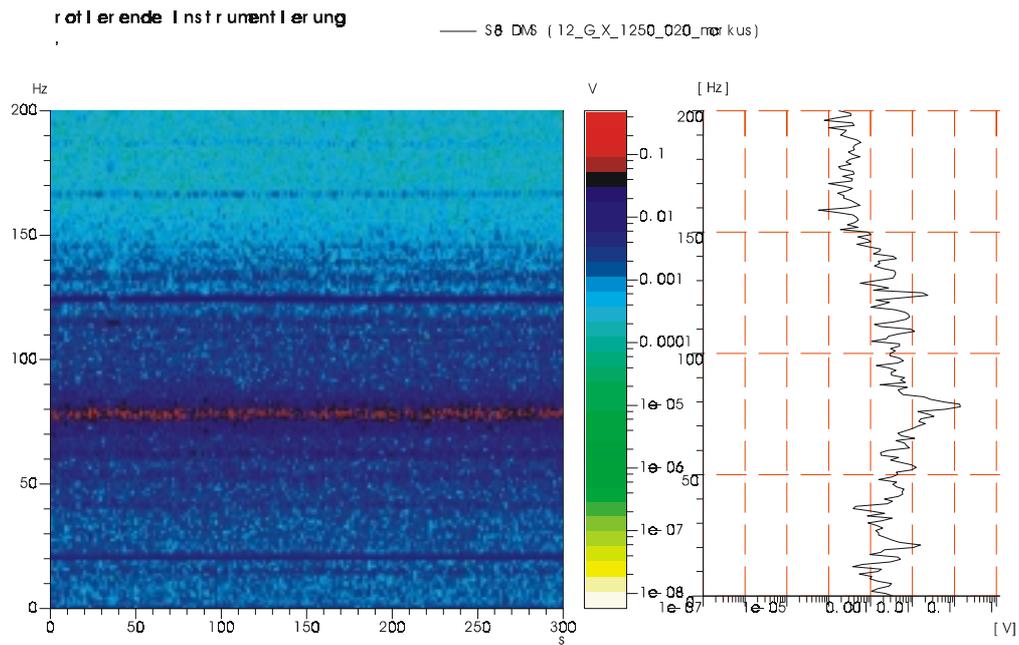


Bild A60: 3D-Spektrum eines DMS-Signals der Schaufel 8. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} .
 $\varphi = 0,20$.

3D-Spektren ohne Erregerfrequenzen (raumfestes System, Wanddruckschwankungen)

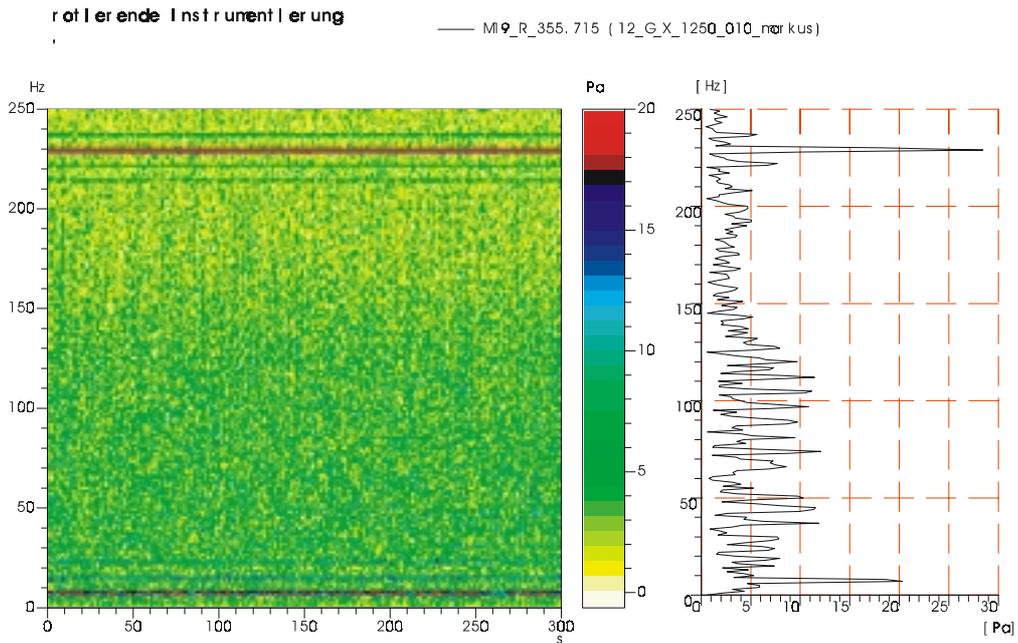


Bild A61: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,10$.

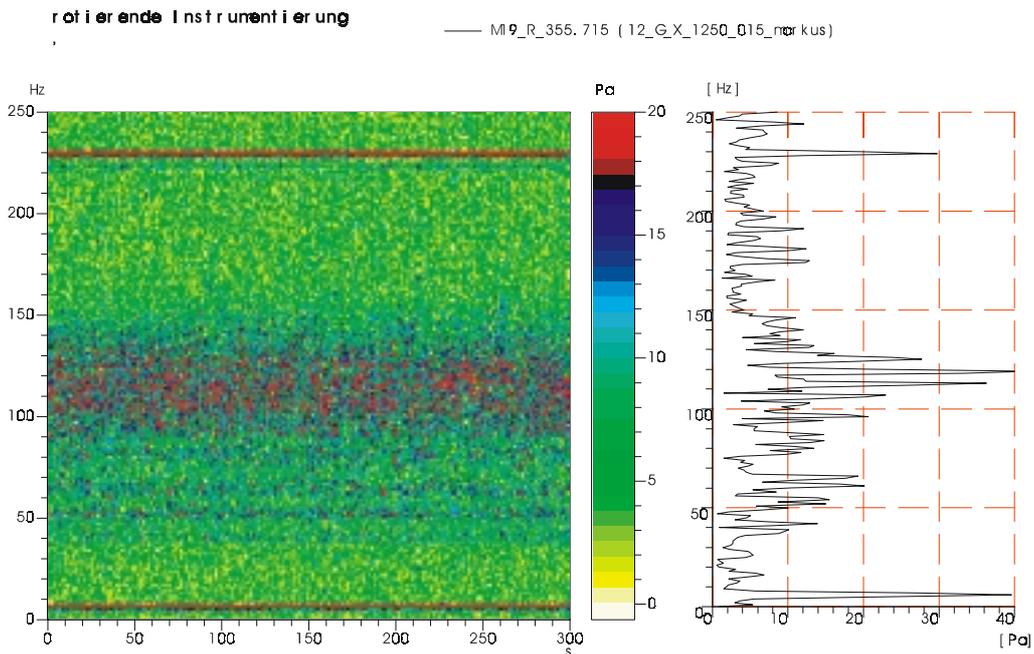


Bild A62: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,15$.

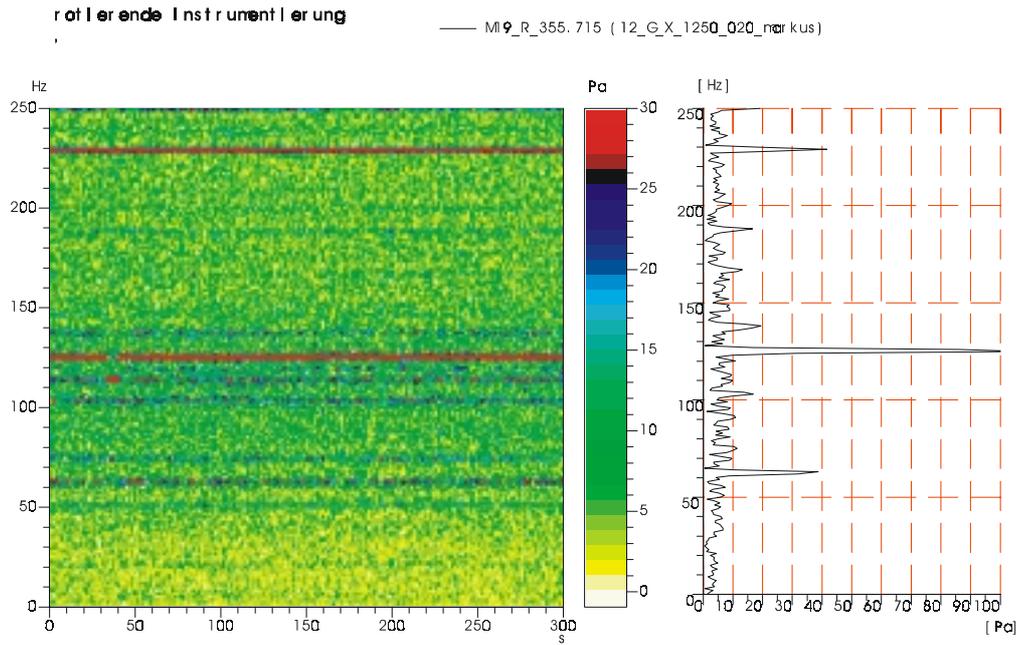


Bild A63: 3D-Spektrum eines Drucksignals mit einem Mikrofon aufgenommen. Drehzahl des Rotors = 1250 min^{-1} . $\varphi = 0,20$.