

Herausgegeben

vom Minister für Wissenschaft und Forschung

Nr. 2895

Fachgruppe Umwelt/Verkehr

Prof. Dipl.-Ing. Leonhard Bommes

Fachhochschule Düsseldorf

Fachbereich 4 Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Minderung des Drehklanglärms bei einem
Radialventilator
kleiner Schnellläufigkeit



WESTDEUTSCHER VERLAG

V o r w o r t

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 1973 bis 1979 im Strömungsmaschinenlabor der Fachhochschule Düsseldorf.

Für die großzügige Betreuung und das mir stets entgegengebrachte Interesse in Form von wertvollen Anregungen und kritischen Diskussionsbeiträgen bin ich Herrn Professor Dr.-Ing. Heinz Gallus von der Rhein. Westf. Technischen Hochschule Aachen und Herrn Professor Dr.-Ing. Matthias Hubert von der Technischen Universität Berlin sehr zu Dank verpflichtet.

Allen Mitarbeitern, insbesondere Herrn Ing.(grad) Dieter Reinartz und Frau Charlotte Schmidtke, danke ich für ihre wertvolle Hilfe, ebenso meinen Studenten, die im Rahmen ihrer Graduierungsarbeiten an der Auswertung der Meßergebnisse und Erstellung der Schaubilder beteiligt waren.

Besonderer Dank gebührt dem Herrn Minister für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen für die finanzielle Unterstützung dieser Forschungsarbeit und Herrn Dr. Carl Graf Schönborn, geschäftsführender Gesellschafter der Firma Spelleken, Wuppertal, für die Bereitstellung von Mitteln.

Darüber hinaus förderten die Firmen Schlafhorst, Mönchengladbach, Kessler + Luch, Gießen, und Pollrich, Mönchengladbach, die Arbeit in dankenswerter Weise durch Sachspenden.

Dieser Forschungsbericht erscheint gleichzeitig als vom Fachbereich Umwelttechnik der Technischen Universität Berlin zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur genehmigte Dissertation.

Düsseldorf, im Juli 1979

Leonhard Bommes

INHALT

	Seite
1. Einleitung	5
2. Aufgabenstellung und Abgrenzung	10
3. Ähnlichkeitsgesetze	14
3.1 Einfluß des Reynoldsschen Modellgesetzes	23
3.2 Einfluß des Machschen Modellgesetzes	24
3.3 Einfluß der Erregerfunktion und des Systemfrequenzganges	24
4. Beschreibung des Geräuschmeßprüfstandes und der Meßverfahren	30
4.1 Allgemeiner Versuchsaufbau	30
4.2 Überprüfung der Reflexionsfreiheit der Meßleitungen	34
4.3 Schalldruckmeßsonden	46
4.3.1 Theoretische Untersuchungen zum Resonanzverhalten der Hubert-Sonde	50
4.3.2 Experimentelle Untersuchung des akustischen Übertragungsmaßes	59
4.4 Eigengeräusche des Ventilatorantriebes	67
4.5 Motor und Regelschiene	69
4.6 Drehmomentenmeßnabe und Trägerfrequenzmeßbrücke	70
4.7 Nachlaufsteuervorrichtung	72
4.8 Einzelmessungen und Auswertungsformeln	73
4.8.1 Durchflußmessung mit Normblende	73
4.8.2 Totale spezifische Strömungsarbeit	75
4.8.3 Nutzleistung, Wellenleistung und effektiver Wirkungsgrad des Ventilators	77
4.8.4 Schalleistung	77
4.8.5 Bestimmung des Schaufeltonpegelverlaufs in Abhängigkeit von der Lieferzahl	78
4.9 Meßfehlerabschätzung	85
4.9.1 Fehler bei der Messung der aerodynamischen und mechanischen Größen	86
4.9.2 Fehler bei der Messung der akustischen Größen	88
4.10 Gesamtturbulenzgrad im Saugrohr der Ventilatorzulaufströmung	89

	Seite
5. Versuchsergebnisse zum Drehklanggeräusch	90
5.1 Einfluß der Zungenform	93
5.1.1 Zungenform und Ventilatorcharakteristik	93
5.1.2 Zungenform und Drehklangverhalten	95
5.2 Einfluß des Schaufelaustrittsdurchmessers und Zungenabstandes	107
5.2.1 Laufraddurchmesser, Zungenabstand und Ventilatorcharakteristik	107
5.2.2 Laufraddurchmesser, Zungenabstand und Drehklangverhalten	111
5.3 Einfluß der Schaufelzahl	129
5.3.1 Schaufelzahl und Ventilatorcharakteristik	132
5.3.2 Schaufelzahl und Drehklangverhalten	133
6. Die praktische Anwendung der gewonnenen Erkenntnisse	146
6.1 Lärminderung an dem unter Betriebsbedingungen arbeitenden Ventilator	147
6.2 Analyse des Drehklangverhaltens	164
6.3 Untersuchungen über den Einfluß der Schaufelzahl auf den Quellencharakter des Drehklanggeräusches	188
7. Analyse des Ventilatorrauschens	203
8. Modifikation des Geräuschvorausrechnungsverfahrens nach ALLEN /1/	216
9. Zusammenfassung	232
Benutzte Formelzeichen und Indizes	234
Schrifttum	239

1. Einleitung

Die große Verbreitung und Technik erfordert ihre eingehende Untersuchung. In vielen Fällen läßt sich die Lärminderung durch konstruktive Verbindung mit sekundären Maßnahmen erzielen. Dies setzt aber genaue Angaben über die Geräuschquellen voraus.

Stehen dem Hersteller diese Angaben nicht zu Verfügung, so kann die bekannte von ALLEN /1/ aufgestellte Beziehung

$$L_{\text{et}} = L_{\text{es}} + 10 \lg \frac{Q}{Q_0}$$

zumindest eine grobe Abschätzung des Leistungspegels aus den Baugrößen und Gesamtdruckverhältnissen am Austrittspunkt. In Gl. (1.1) ist L_{et} der Schalleistungspegel, L_{es} der typen Bild 3.1e entnommene Schalleistungspegel bei Bezugsgrößen $\dot{V}_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ und $n_0 = 1000 \text{ 1/min}$. Wie ALLEN, CHRISTIE, /2/ zeigen, kann die oben erwähnte Abschätzung der Schalleistung von Ventilatoren mit vorgekrümmten Schaufeln so gezogen werden, wenn die relativen Schalleistungswerte aus einer Vielzahl von 40 verschiedenen Ventilatoren der Baugröße und Drehzahl mit dem Schalleistungspegel L_{es} verglichen werden.

1. Einleitung

Die große Verbreitung von Ventilatoren in Industrie und Technik erfordert aus Gründen des Umweltschutzes ihre eingehende Untersuchung als Lärmerzeuger. In vielen Fällen läßt sich eine zufriedenstellende Lärm-minderung durch konstruktive Maßnahmen beim Neubau in Verbindung mit sekundären Schallschutzmaßnahmen erzielen. Dies setzt aber voraus, daß zuverlässige Angaben über die Geräuscherzeugung der Ventilatoren vorliegen.

Stehen dem Hersteller und Abnehmer von Ventilatoren diese Angaben nicht zur Verfügung, so gestattet die bekannte von ALLEN /1/ bereits vor 20 Jahren aufgestellte Beziehung

$$L_{wt} = L_{ws} + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} + 20 \lg \frac{\Delta p_t}{\Delta p_0} \pm 4 \text{ dB} \quad (1.1)$$

zumindest eine grobe Abschätzung des Gesamtschallleistungspegels aus den Förderdaten: Volumenstrom $\dot{V}$ und Gesamtdruckerhöhung Δp_t des optimalen Betriebspunktes. In Gl.(1.1) bedeutet L_{ws} den spezifischen Schalleleistungspegel, der für die einzelnen Ventilator-typen Bild 3.1e entnommen werden kann, sofern mit den Bezugsgrößen $\dot{V}_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\Delta p_0 = 1 \text{ Pa}$ gerechnet wird. Wie ALLEN, CHRISTIE, GRAHAM und andere /1,2,3,4/ gezeigt haben, kann diese Beziehung auch zur näherungsweisen Abschätzung des Geräuschspektrums für Radial-ventilatoren mit vorwärtsgekrümmten und rückwärtsgekrümmten Schaufeln sowie für Axialventilatoren herangezogen werden, wenn man die in Tabelle 1.1 aufgeführten relativen Schalleleistungspegel, die als mittlere Werte aus einer Vielzahl von Geräuschemessungen an mehr als 40 verschiedenen Ventilator-typen unterschiedlicher Baugröße und Drehzahl hervorgegangen sind, vom Gesamtschalleleistungspegel nach Gl.(1.1) abzieht.

Oktav- Mittenfrequenz Hz	Radialventilatoren		Axial- Ventilatoren dB
	vorwärts- gekrümmte Schaufeln dB	rückwärts- gekrümmte Schaufeln dB	
63	4	7	7
125	6	8	9
250	10	6	7
500	15	7	7
1000	18	10	10
2000	23	15	14
4000	27	20	18
8000	30	28	23

Tabelle 1.1: Mittlere relative Schalleistungspegel in Abhängigkeit von der Oktavmittenfrequenz gemäß /1 bis 4/

Die Unsicherheit dieses Berechnungsverfahrens ist aber im allgemeinen noch zu groß, so daß die Toleranzangabe von ± 4 dB für viele Fälle als zu klein angesetzt erscheint. Zu stark vereinfachend ist vor allem die Annahme, die saug- und druckseitige Schallabstrahlung erfolge mit gleicher Intensität und der Drehklang könne gemäß /5/ durch einen Zuschlag von 5 dB auf denjenigen Oktavpegel hinreichend berücksichtigt werden, dessen Frequenzbandbreite die Schaufelgrundfrequenz $f_g = n \cdot z$ enthält. Trotz all dieser Mängel und Unsicherheiten ist das ALLENSche Verfahren in die Praxis eingeführt und hat auch seinen Niederschlag in der VDI-Richtlinie 2081 gefunden /5/, allerdings mit der Einschränkung, daß es nur auf Lüftungsventilatoren, die als Nieder- und Mitteldrucktypen im Bereiche $\sigma = 0,35$ bis 1,6 arbeiten (Bild 3.1), anzuwenden ist.

Um zufriedenstellendere Angaben für eine gezielte Lärm-bekämpfung zu erhalten, wurden in den vergangenen Jahren

erhebliche Anstrengungen unternommen, um das Verhalten der Ventilatoren bei den meisten Veröffentlichtungen auf der experimentellen Seite zu klären. Auf der Geräuschparametern, die die Geometrie des Ventilators und die Betriebsbedingungen gewonnen wurden. Hier sei auf die Arbeiten von MUHEIM und RATHÉ hingewiesen. Eine Übersicht über die Ergebnisse bis zum Jahre 1970 ist in der Tabelle 1.1 dargestellt. Die Ergebnisse basieren jedoch auf Messungen, die mit einem Meßverfahren, wodurch die Meßergebnisse miteinander verglichen werden können, unmöglich gemacht wird.

Andere Experimentatoren haben die Messung durch konstruktive Maßnahmen selbst beschleunigt. Ein Beispiel sind die Untersuchungen, die von 1960 bis 1980 durchgeführt wurden. Der überwiegende Teil dieser Untersuchungen setzt sich aus der Untersuchung des Schaufeltones zusammen. NEISE feststellte, daß der Schaufelton zwischen den Laufrädern und den Laufrädern selbst zu setzen der Schaufeln beiträgt und bei Laufrädern mit sieben an den Vorder- und Hinterläufern eine Fehlanpassung der Impedanz zwischen dem geschlossenen Kanalsystem und den Meßmaßnahmen zur Messung der Schallintensität.

LEIDEL /8/ hat bei einer Untersuchung der Schnellläufigkeit den Zusammenhang zwischen der Gehäusezunge sowie dem Schaufelton festgestellt, daß sich

erhebliche Anstrengungen unternommen, das Geräuschverhalten der Ventilatoren genauer zu erforschen. Bei den meisten Veröffentlichungen liegt der Schwerpunkt auf der experimentellen Ermittlung von dimensionslosen Geräuschparametern, die in Abhängigkeit von der Geometrie des Ventilators und seinen Förderdaten gewonnen wurden. Hier sei vor allem auf eine Arbeit von MUHEIM und RATHÉ hingewiesen /6/, die eine kritische Übersicht über die gewonnenen Erfahrungen und Erkenntnisse bis zum Jahre 1968 vermittelt. Alle diese Ergebnisse basieren jedoch auf z.T. sehr unterschiedlichen und inzwischen wohl auch als überholt anzusehenden Meßverfahren, wodurch ein Vergleich der erhaltenen Meßergebnisse miteinander sehr erschwert, wenn nicht unmöglich gemacht wird.

Andere Experimentatoren haben sich mit der Schallminderung durch konstruktive Veränderungen am Ventilator selbst beschäftigt. Einen umfassenden Überblick über die Untersuchungen, die im Zeitraum der letzten 15 bis 20 Jahre durchgeführt wurden, brachte NEISE /7/. Der überwiegende Teil dieser Arbeiten ist auf die Herabsetzung des Schaufeltones gerichtet. Zusammenfassend konnte NEISE feststellen: "Die Vergrößerung des Abstandes zwischen Laufrad und Gehäusezunge, der Winkel zwischen den Laufradschaufeln und Gehäusezunge, Versetzen der Schaufeln bei Laufrädern mit zwei Einlässen und bei Laufrädern mit zwei Schaufelreihen, Turbulenzsiebe an den Vorder- und Hinterkanten der Schaufeln, Fehlanpassung der Impedanzen von Ventilator und angeschlossenem Kanalsystem sind die wichtigsten konstruktiven Maßnahmen zur Herabsetzung der Schaufeltonintensität."

LEIDEL /8/ hat bei einem Radialventilator mittlerer Schnellläufigkeit den Abstand zwischen Laufrad und Gehäusezunge sowie den Zungenradius variiert und herausgefunden, daß sich als wirksamste Maßnahme der

Geräuschminderung die Vergrößerung des Zungenabstandes erwies und eine Änderung des Abstandes von 1,6 % auf 40 % des Laufradradius eine Pegelminderung bei der Schaufelfrequenz um 20 dB im Optimalpunkt erbrachte.

Ein größerer Abstand zwischen Laufrad und Zunge kann dazu benutzt werden, dem äußeren Durchmesser des Schaufelkranzes einen mitrotierenden schaufellosen Leitring aufzusetzen, in welchem sich das unregelmäßige Strömungsprofil an den Schaufelenden glättet und die entsprechend starken Druckschwankungen spürbar abbauen. Ähnlich mitrotierende Diffusoren wurden, soweit festgestellt werden konnte, erstmals von BARON /9/ zum Zwecke der Geräuschminderung mit Erfolg verwendet.

PILTZ /10/, der sich mit dem Einfluß unterschiedlicher Schaufelaustrittswinkel β_2 bei sonst gleichen Abmessungen des Rades auf die Geräuscherzeugung von Radialventilatoren auseinandergesetzt hat, kommt zu dem Schluß, daß die Terzbandspektren eine typische Abhängigkeit von β_2 aufweisen. Danach dominiert für $\beta_2 \leq 30^\circ$ im Spektrum der Drehklang gegenüber dem Rauschen, während für $\beta_2 \geq 30^\circ$ der Pegel des Strömungsrauschens im Gesamtgeräusch vorherrscht und die zugehörige Pegelspitze des Drehklanganteils zunehmend verschluckt wird.

MELLIN und SOVRAN /11/ beschäftigten sich mit der Reduzierung der Schaufeltonkomponenten durch ungleiche Schaufelteilung. Ausgangspunkt ist ein ringförmiges Schalldruckwellenmuster, das von der Schaufelanordnung geprägt wird. Die Wellenform (sinusförmig, dreieckig, rechteckig) der einzelnen Schalldruckimpulse ist für jede Schaufel gleich und bestimmbar durch Messung des Frequenzspektrums, das von einer symmetrischen Schaufelanordnung erzeugt wird. Hierbei weicht die Wellenform umso mehr von der sinusförmigen Gestalt ab, je mehr Obertöne auftreten. Mit Hilfe eines Näherungsverfahrens können die günstigsten ungleichen Schaufelabstände

berechnet werden. [1] jedoch eine Erregung nicht vorhandenen TB zur Folge hat, kann minderung beitragen, gleicher Schaufelte spektrum hervortritt

Die experimentelle G hat zwar erhebliche die Fragen der Schal dem bisherigen Wisse nicht eindeutig bean LIGHTHILL und andere Schallentstehung qua tative Aussage nach von drei typischen f und Quadrupol, beruh zierten Strömungsvor möglich. Das gilt ge "Langsamläufer", den besitzt und immer de menströme gegen hohe Arbeitsweise ist dah

Die schwierige mathe lärms führte dazu, keitsmechanischen K die erhaltenen MeGe Quellcharakter meist mit den in Abschnit Modellvorstellungen erzielt werden.

berechnet werden. Eine ungleiche Schaufelteilung, die jedoch eine Erregung einer großen Anzahl von vorher nicht vorhandenen Tönen nicht harmonischer Frequenzen zur Folge hat, kann aber nur dann zu einer Geräuschminderung beitragen, wenn der Schaufelgrundton bei gleicher Schaufelteilung besonders stark aus dem Rauschspektrum hervortritt.

Die experimentelle Geräuschforschung an Ventilatoren hat zwar erhebliche Fortschritte gebracht, doch können die Fragen der Schallentstehung und -ausbreitung mit dem bisherigen Wissensstand in einigen Punkten noch nicht eindeutig beantwortet werden. Wohl läßt sich nach LIGHTHILL und anderen /12,13,14/ die aerodynamische Schallentstehung qualitativ beschreiben, eine quantitative Aussage nach dieser Theorie, die auf der Basis von drei typischen Elementarquellen: Monopol, Dipol und Quadrupol, beruht, ist aber wegen der sehr komplizierten Strömungsvorgänge im Ventilatorinnern nicht möglich. Das gilt ganz besonders für den typischen "Langsamläufer", der relativ schmale und lange Schaufeln besitzt und immer dann benötigt wird, wenn kleine Volumenströme gegen hohe Drücke zu fördern sind. Seine Arbeitsweise ist daher von vornherein lärmintensiv.

Die schwierige mathematische Erfassung des Ventilatorlärms führte dazu, die Schallemission nach Ähnlichkeitsmechanischen Kriterien zu analysieren, da sich die erhaltenen Meßergebnisse im Hinblick auf ihren Quellcharakter meist gut deuten lassen. Daher konnten mit den in Abschnitt 3 behandelten strömungsakustischen Modellvorstellungen bisher noch die besten Ergebnisse erzielt werden.

2. Aufgabenstellung und Abgrenzung

Ausgangspunkt der Untersuchung ist ein Langsamläufer radialer Bauart, der seinen Standort im Cordier-Diagramm, Bild 3.1, bei $\sigma = 0,135$ hat und dessen Hauptbemessungsgrößen in den Bildern 2.1 und 2.2 dargestellt sind. Im vorliegenden Fall hat der Ventilator, der in einer automatischen Kreuzspulmaschine, Bild 2.3, arbeitet, einen Unterdruck von 12000 Pa aufzubringen. Der relativ hohe Unterdruck wird benötigt, um bei einem Fadenbruch zwischen Spule und Fadenspanner die beiden Fadenenden des umzuspulenden Garns mit einer automatischen Knotervorrichtung (9) anzusaugen und zu verknüpfen. Die starke Geräuschabstrahlung infolge der notwendig hohen Drehzahl bzw. Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ bzw. $u_2 = 133 \text{ m/s}$ kann zunächst durch einen Austrittsschalldämpfer (8) auf ein erträgliches Maß von 80 dB(A) reduziert werden. Vom Luftstrom mitgeführte Staub- und Paraffinpartikel sowie Spinnpuder und Textilflusen verschmutzen jedoch nach relativ kurzer Betriebszeit den Absorptionsschalldämpfer derart, daß der Lärmpegel in der Umgebung der Maschine auf über 90 dB(A) ansteigt und eine Reinigung der Kulissendämpfer erforderlich wird.

Aufgabenschwerpunkt war es festzustellen, ob und in welchem Maße sich vor allem der lästige Drehklanglärm durch geeignete konstruktive Maßnahmen an der Laufrad- und Gehäusegeometrie vermindern bzw. ausschalten läßt, um die Standzeit des Schalldämpfers zu erhöhen und die nicht unerheblichen Kosten für notwendige Schallschutzmaßnahmen herabzusetzen. Darüber hinaus sollte untersucht werden, wie sich die Geräuschmeßdaten mit Hilfe akustischer Modellgesetze auf geometrisch ähnliche Ventilatoren zweckmäßig übertragen lassen.

Die Aufgabenstellung erfordert eine Meßmethode, die nicht nur in aerodynamischer, sondern vor allem in akustischer Hinsicht einwandfrei reproduzierbare Meß-

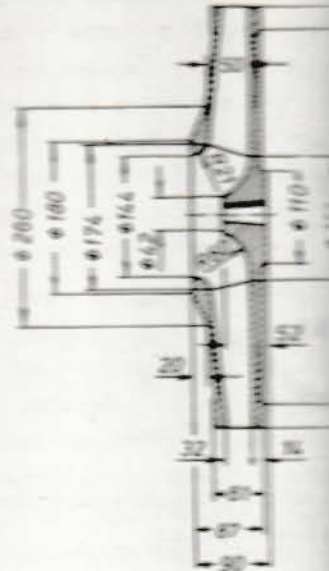


Bild 2.1: Abmessungen

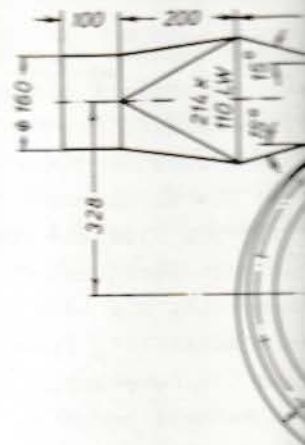


Bild 2.2: Abmessungen

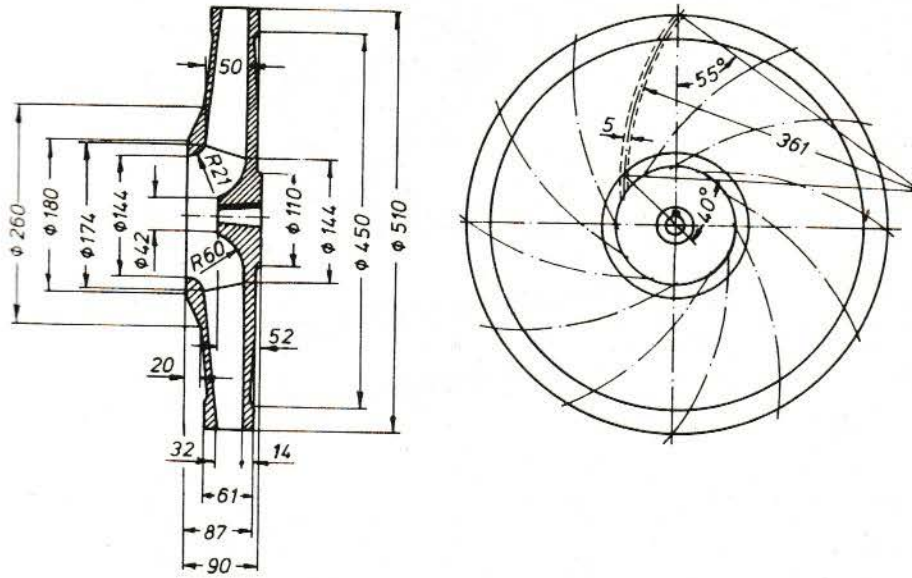


Bild 2.1: Abmessungen des Originalrades

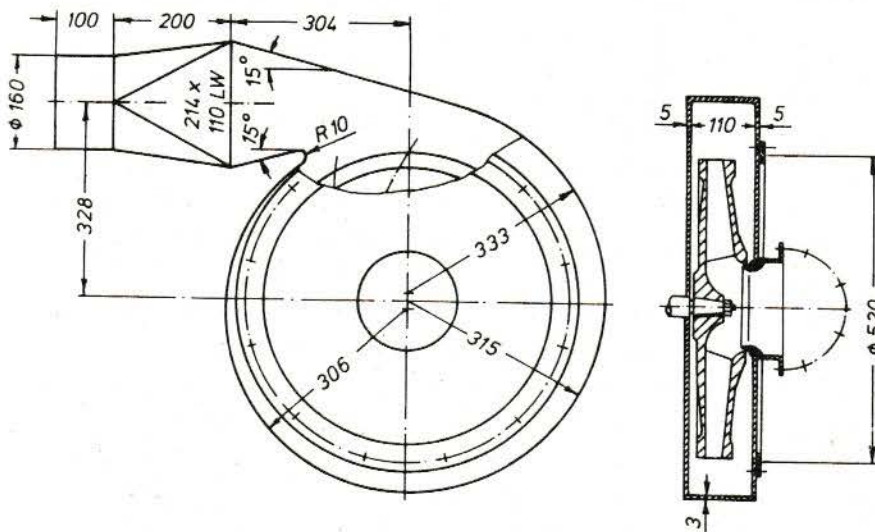


Bild 2.2: Abmessungen des Originalgehäuses

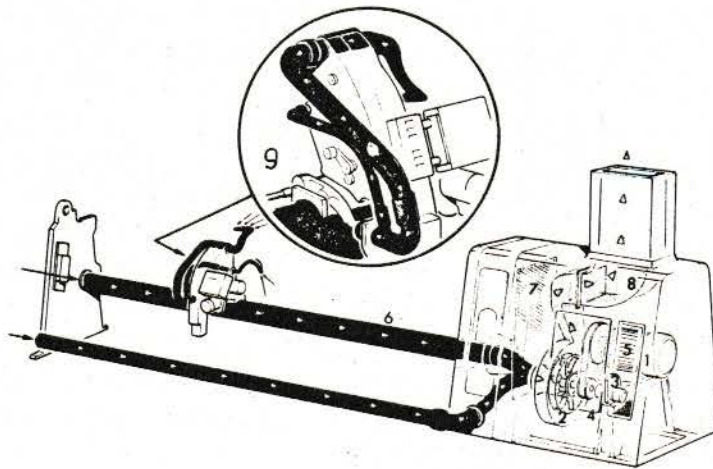


Bild 2.3: Hauptelemente der automatischen Kreuzspulmaschine

- 1 Ventilatormotor, 2 Radialventilator,
- 3 verstellbare Motorwippe, 4 Tür,
- 5 Siebfenster, 6 Saugrohrtraverse,
- 7 Sieb, 8 Austrittsschalldämpfer,
- 9 automatische Knotervorrichtung

entnommen aus Katalog "Autoconer" (6483d-12.74)
der Firma W. Schlafhorst, Mönchengladbach

werte liefert, damit der Einfluß auch von relativ geringfügigen konstruktiven Änderungen exakt registriert werden kann. Ein einheitlich genormtes Geräuschmeßverfahren für diesen Zweck existiert jedoch noch nicht. Wohl ist im September 1977 mit DIN 45 635 Teil 9 in Übereinstimmung mit dem Internationalen Norm-Entwurf ISO/DIS 5136 ein Vorschlag zur Messung des Ventilatorgeräusches veröffentlicht worden, dessen Inhalt jedoch noch nicht die endgültige Fassung der beabsichtigten Norm darstellt, sondern der Öffentlichkeit erst zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt wurde. In dieser Norm wird eine Methode zur Bestimmung der Schalleistung, die vom Geräuscherzeuger in einen reflexionsarm ausgebildeten Kanal abgestrahlt wird, empfohlen. Für Ventilatoren werden in der Regel zwei solcher Kanäle, jeweils einer für die Saug- bzw. Druck-

seite benötigt. Das Geräuschspektrum ist aber breitbandig, so daß es nicht möglich ist, auf einen einzigen Wert aufzuweisen. Der Bereich des Frequenzspektrums, in dem das Geräusch streckt sich von 0,15 bis 10 kHz. Die Messungsgeschwindigkeit ist in der Regel auf 1/15 s. Die Messung der turbulenten Strömungsgeschwindigkeit ist mit einem Mikrophonvorsatz /15/ möglich, ist aber ungenügend ist.

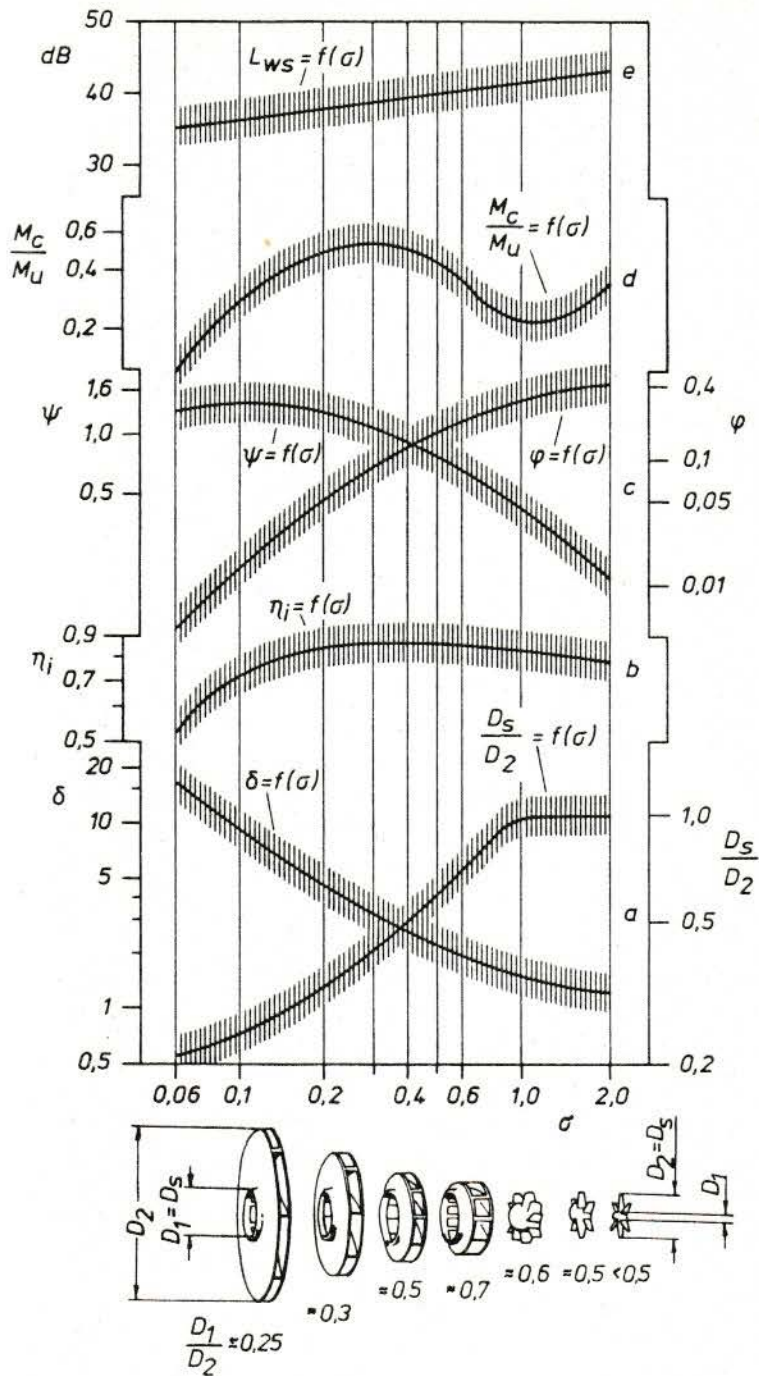
Trotz des erheblichen Aufwandes ist das empfohlene Meßverfahren /15,17/ darstellt, ist es nicht möglich, Untersuchungen an extremen Kanälen durchzuführen, bei denen Kanalgeschwindigkeiten von 10 m/s auftreten, denkbar umgekehrt, wenn man sich einen speziell auf diesen Zweck entwickelten Geräuschmeßprüfstand zu Nutze machen kann. Diesen Zweck entwickeln sich seit Jahren einseitige Geräuschmeßverfahren, die die Abschaltung des "Pseudogeräusches" ermöglichen. Strömungsgeschwindigkeiten von 10 m/s können. Nähere Einzelheiten sind in der Literatur enthalten.

Da der zu untersuchende Ventilator in seiner Langsamläufer in seiner Drehzahlbereich erschien es sinnvoll, die Verankerung von Schaufel und Zungenform zu beschreiben.

seite benötigt. Das Geräusch soll stationär sein, darf aber breitbandigen, schmalbandigen und tonalen Charakter aufweisen. Der Bereich der Meßkanaldurchmesser erstreckt sich von 0,15 bis 2 m. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit ist auf 30 m/s begrenzt, da die Reduzierung der turbulenten Druckschwankungen durch den Mikrophonvorsatz /15/ bei höheren Geschwindigkeiten ungenügend ist.

Trotz des erheblichen Fortschrittes, den das in DIN 45635 empfohlene Meßverfahren gegenüber älteren Verfahren /16,17/ darstellt, ist auch diese Methode für Untersuchungen an extremen Langsamläufnern gemäß Bild 2.1, bei denen Kanalgeschwindigkeiten bis zu 65 m/s und mehr auftreten, denkbar ungeeignet. Es war daher notwendig, einen speziell auf diesen Ventilatorotyp zugeschnittenen Geräuschmeßprüfstand zu entwerfen, um mit eigens für diesen Zweck entwickelten Spezialsonden die druck- und saugseitige Geräuschemission des Ventilators unter Ausschaltung des "Pseudoschalls" auch bei den höheren Strömungsgeschwindigkeiten störungsfrei aufnehmen zu können. Nähere Einzelheiten hierüber sind in Abschnitt 4 enthalten.

Da der zu untersuchende Radialventilator als typischer Langsamläufer in seiner Grundkonstruktion festliegt, erschien es sinnvoll, die Untersuchungen auf eine Variierung von Schaufelzahl, Laufradaußendurchmesser und Zungenform zu beschränken.



ld 3.1: Ordnungsdiagramme der Ähnlichkeitsmechanik für Ventilatoren, zusammengestellt nach /22/

vorgenommen werden, welche den heutigen Ansprüchen, die an eine Geräuschvorausberechnung gestellt werden, nicht mehr in vollem Umfange genügt.

Die Funktionswerte der Kennkurven $M_c/M_u = f(\sigma)$ in Bild 3.1d sind mit den φ - und D_s/D_2 -Werten aus Bild 3.1c und a wie folgt berechnet worden:

$$\frac{M_c}{M_u} = \frac{c}{u} = \frac{\dot{V}}{\pi \frac{D_s^2}{4} u} = \frac{\varphi}{\left[\frac{D_s}{D_2}\right]^2} \quad (3.1)$$

Im Zusammenhang mit dem Turbulenzgrad der Strömung im Saug- oder Druckstutzen ist das Machzahlverhältnis M_c/M_u , wie in Abschnitt 4.3.2 näher begründet wird, ein Kriterium dafür, ob bei Geräuschmessungen im Kanal vor und hinter dem Ventilator mit "Pseudoschalleinfluß" zu rechnen ist oder nicht.

Bei Ventilatoren ist im allgemeinen ein Breitbandspektrum mit einem von der Strouhalzahl abhängigen Verlauf vorhanden, das mehr oder weniger von einem Linienspektrum überlagert wird. Die Intensität der diskreten Schallanteile, die meist aus dem Grundton und seiner Harmonischen bestehen, ist stark vom Bautyp abhängig. Schaufelform, Schaufeldicke, Schaufelzahl, Laufradbreite, Gehäusespalt und viele andere Konstruktionsmerkmale können hier von großem Einfluß sein. Grundsätzlich kann in diesem Spektrum ein "primär aerodynamischer Anteil", verursacht durch die Fluidströmung im rotierenden Laufrad und zwischen den feststehenden Gehäuseteilen, sowie ein "sekundärer Schallanteil", bestehend aus mechanischen Schwingungen und Gehäuse- sowie anderen Hohlraumresonanzen, unterschieden werden. Dies ergibt die im folgenden aufgeführte Einteilung /6/:

a) Aerodynamische Geräusche

- Quellen mit diskreter Strömung, verursacht durch periodische Strömung; hierzu gehören:
 - Quellen mit kontinuierlicher Strömung (z.B. Strömungsgeräusch), verursacht durch Fluidströmung; hierzu gehören: Abblenke-, Abblende- oder Strahlgeräusch.

b) Resonanzen und Schwingungen

- Hohlraumresonanzen und
 - mechanische Resonanzen von Maschinenteilen.

Bei Ventilatoren interessiert vor allem das Breitbandgeräusch, welches von der Strömungsleistung abhängt, während das "Sekundärgeräusch" aus mechanischen Schwingungen (z.B. durch geeignete konstruktive Maßnahmen) durch geeignete konstruktive Maßnahmen (z.B. Füllendes Auswuchten der Rotoren) zu günstiger Auswahl der Lagerungen gehalten werden kann.

Die breitbandige Komponente des Ventilators wird, ihres Ursprungs wegen, als "Strömungsgeräusch" bezeichnet, das durch die Strömung hervorgerufen wird, die durch den einzelnen Schaufel- und Gehäuse- sowie anderen Hohlraum entstehen. Man unterscheidet die Entstehungsmechanismen /2/:

- die Wechseldruckverteilung in der Grenzschicht auf den angeströmten Oberflächen
- die wechselnden örtlichen Strömungsgeschwindigkeiten, verursacht durch die Hinterkante der umströmten

a) Aerodynamische Geräuschquellen:

- Quellen mit diskreten Frequenzen (Linienpektrum), verursacht durch periodische Störungen der Fluidströmung; hierzu gehören Drehklang und Sirenenklang.
- Quellen mit kontinuierlichem Spektrum (Breitbandgeräusch), verursacht durch stochastische Störungen der Fluidströmung; hierzu gehören Grenzschichtgeräusch, Ablösungs- und Wirbelgeräusch, Turbulenz- oder Strahlgeräusch.

b) Resonanzen und Schwingungen:

- Hohlraumresonanzen und stehende Wellen,
- mechanische Resonanzen und Schwingungen fester Maschinenteile.

Bei Ventilatoren interessiert im Zusammenhang mit den Hohlraumresonanzen vor allem das "Primärgeräusch", da es von der Strömungsleistung dominierend bestimmt wird, während das "Sekundärgeräusch", soweit es sich um mechanische Schwingungen fester Maschinenteile handelt, durch geeignete konstruktive Maßnahmen und durch sorgfältiges Auswuchten der rotierenden Teile sowie eine günstige Auswahl der Lager immer in erträglichen Grenzen gehalten werden kann.

Die breitbandige Komponente im Schallspektrum eines Ventilators wird, ihrem Ursprung entsprechend, Wirbelgeräusch genannt, das durch aerodynamische Kräfte hervorgerufen wird, die durch Wechselwirkung zwischen den einzelnen Schaufel- und Gehäuseflächen und der Strömung entstehen. Man unterscheidet drei verschiedene Entstehungsmechanismen /23/:

- die Wechseldruckverteilung infolge der turbulenten Grenzschicht auf den angeströmten Oberflächen;
- die wechselnden örtlichen Auftriebs- und Widerstandskräfte, verursacht durch die Wirbelablösungen von der Hinterkante der umströmten Schaufel;

- die wechselnden örtlichen Auftriebs- und Widerstandskräfte, hervorgerufen durch Geschwindigkeitsschwankungen (Turbulenz) der Zu- und Abströmung.

Die turbulente Strömungsform ist verantwortlich für den stochastischen Charakter der Wechselkräfte und somit für die breitbandige Verteilung der Schallenergie im Frequenzspektrum (Rauschvorgang). Die Ursache für die diskrete Komponente, den "Drehklang", liegt in einer periodischen Erregung eines Druckimpulses durch die Schaufeln, was ein von der Schaufelzahl abhängiges und mit der Schaufelfrequenz rotierendes Druckfeld zur Folge hat. Die Fourier-Analyse dieser Druckimpulse ergibt ein Linienspektrum mit der Schaufelfrequenz als Grundton und den ganzzahligen Obertönen, deren Druckamplituden umso größer sind, je kleiner die Schaufelzahl ist. Die Frequenzen des Drehklanges berechnen sich aus Schaufelzahl z und Drehzahl n zu

$$f = n z H \quad (3.2)$$

mit $H = 1, 2, 3, \dots$ als Klasse der Harmonischen.

Die Entstehung des Sirengeräusches beruht auf der Tatsache, daß das Geschwindigkeitsfeld im Nachlauf eines Körpers instationär ist. Rotieren die Schaufeln durch ein solches sich periodisch änderndes Geschwindigkeitsfeld, so ändern sich auch der Schaufelan- und -abströmwinkel und damit die örtlichen Auftriebs- und Widerstandskräfte. Ihrer Natur nach treten diese Erscheinungen besonders bei den Axialventilatoren auf. Dasselbe geschieht aber, wenn ein nicht rotierender Gehäuseteil, z.B. die Zunge des Spiralgehäuses beim Radialventilator, von einem solchen wechselnden Geschwindigkeitsfeld angeströmt wird. Die Intensität des Sirengeräusches hängt direkt vom Abstand zwischen Laufrad und Zunge ab sowie von der Art der Nachlaufdüse, die bestimmt wird von der Schaufeldicke, der Druckbelastung der Schaufel, also der Schaufelzahl,

und von der verströmten
Feld verursachen ein g
klänge Schaufeln. Sire
nicht verändernde
die gleiche Schaufeln
kann auch durch eine
Ordnung des Grundto
werden. Dafür treten
im Spektrum auf, die
Drehklang und Sireng
vor allem mit Hohlraum
auch fast vollständig

Experimentelle Befunde
[15] /25/ bestätigen
geführt hauptsächlich d
tritt und Gehäusezunge

Nach heutigen Vorestell
essentlichen durch zwei

- Die periodischen Well
Laufrad und Gehäuse
Nurpuls zurückgeführt
das Quadrat der Gesch
Schalleistung folgt

$$P \sim \frac{\rho}{2} c^3 \cdot \Omega \cdot S$$

Die Schalleistung (be
genannt) setzt sich

Intensitätsstern
Nachzahlern
Flächenstern

und von der aerodynamischen Formgebung. Dünne Schaufeln verursachen ein geringeres Sirengeräusch als dickere Schaufeln. Sirenenklang und Drehklang können meist nicht voneinander getrennt werden und haben die gleiche Schaufelgrundtonfrequenz. Wie schon erwähnt, kann auch durch eine asymmetrische Schaufelteilung die Intensität des Grundtones beträchtlich verringert werden. Dafür treten aber andere nichtharmonische Töne im Spektrum auf, die vorher nicht vorhanden waren. Drehklang und Sirengeräusch können im Zusammenwirken vor allem mit Hohlraumresonanzen sehr verstärkt, aber auch fast vollständig ausgelöscht werden.

Experimentelle Untersuchungen von WOLLHERR /24/ und LEIST /25/ bestätigen die Annahme, daß als Tonquellgebiet hauptsächlich der Raum zwischen Laufradaustritt und Gehäusezunge in Betracht kommt.

Nach heutigen Vorstellungen wird der Drehklang im wesentlichen durch zwei akustische Modelle beschrieben:

- Die periodischen Volumenstromschwankungen zwischen Laufrad und Gehäusezunge können auf den Grundtyp des Monopols zurückgeführt werden. Der Schalldruck ist dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional und die Schalleistung folgt dem Gesetz

$$W \sim \frac{\rho}{2} c^3 \cdot Ma \cdot S \quad (3.3)$$

Die Schalleistung eines Monopols (auch Flußquelle genannt) setzt sich demnach zusammen aus einem

Intensitätsterm	$\rho c^3/2$
Machzahlterm	$Ma = c/a$
Flächenterm	$S = 4 \pi r^2$

- Die periodischen Kräfteschwankungen als Folge der Druckschwankungen am Laufradaustritt führen mehr auf den Typ eines Dipols. Die Größe der Kräfteschwankungen ist u.a. vom Drucksprung zwischen Saug- und Druckseite an den Schaufelenden und damit von der Schaufelzahl abhängig.

Die Schallabstrahlung eines Dipols läßt sich durch das Zusammenwirken zweier Monopole mit entgegengesetzter Phase verstehen.

Die Schalleistung des Dipols (auch Impulsquelle genannt) folgt dem Gesetz

$$W \sim \frac{\rho}{2} \cdot c^3 \cdot m_a^3 \cdot S \quad (3.4)$$

und setzt sich ebenfalls aus einem Intensitätsterm und Flächenterm zusammen, der Machzahlterm jedoch hat den Exponenten 3.

Bei Ventilatoren treten die Schallquellen meist in gemischter Form mit Monopol- und Dipolanteilen auf. Durch das Experiment kann der Anstieg des Schallleistungspegels (zumindest der mittlere Pegelgradient) in Abhängigkeit von einer charakteristischen Geschwindigkeit, z.B. der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, bestimmt und daraus der prozentuale Anteil der aufgeführten Quelltypen ermittelt werden.

Daher ist die folgende Zusammenstellung oftmals von Nutzen:

$$\text{Flußquelle bzw. Monopol: } W \sim c^3 \cdot m_a \sim c^4$$

Die Schalleistung wächst hier mit der 4. Potenz der Strömungsgeschwindigkeit.

$$\text{Impulsquelle bzw. Dipol: } W \sim c^3 \cdot m_a^3 \sim c^6$$

Hier steigt die Schalleistung mit der 6. Potenz der Strömungsgeschwindigkeit an.

Von BRÜCKMEYER [26] wurde die Schallleistung beider Quelltypen durch experimentelle Untersuchung von Monopolcharakteristika gegenüber der von Dipol. Die Exponenten, die je nach Machzahl zwischen 5,2 und 6,4 annehmen, entsprechen.

Bekanntlich wird durch das verwendete Modellgesetz die Berechnung der Schalleistung erleichtert. Mit einem will das gleiche in Bezug auf Schalleistung und des Frequenzspektrums jedoch ist hier die Problemstellung eine einfache Ansätze zu dieser Variable wurden lediglich Drehzahl n , Lieferzahl ϕ auf eine Beschreibung der Schallenergie und einen Einflusseinfluß ging MAOISSON weiter und verlangte nach einer metrischen Ähnlichkeit und die Berücksichtigung treten neben der Reynoldszahl Re Lieferzahl ϕ bereits die Helmholtzzahl He in Erwägung. Verifizierung seiner Ergebnisse durch RIGOLLET jedoch nicht. Entscheidenden Durchbruch in den Untersuchungen wurden allerdings am Radialrad ohne Gehäuse Simulation der Gehäuseströmung vollzogen. Unter diesem Namen kam WEIDEMANN zu dem Pr

$$K_p = \frac{\tilde{p}}{p_0} = k \cdot Re^\alpha \cdot Ma^\beta$$

Von BROCKMEYER /26/ wurde eine anschauliche Beschreibung beider Quelltypen veröffentlicht. LEIST /25/ hat durch experimentelle Untersuchungen die Modellvorstellung vom Monopolcharakter erhärtet, WOLLHERR /24/ dagegen die vom Dipol. LEIDEL /8/ ermittelte Drehklangexponenten, die je nach Lieferzahl und Zungenform Werte zwischen 5,2 und 6,4 annehmen und somit mehr dem Dipol entsprechen.

Bekanntlich wird durch die im Ventilatorenbau angewandten Modellgesetze die Bemessung von Neuentwürfen und die Berechnung der Strömungs- und Antriebsleistung enorm erleichtert. Mit akustischen Ähnlichkeitsgesetzen soll das gleiche in bezug auf die Vorausberechnung der Schalleistung und des Frequenzspektrums erreicht werden, jedoch ist hier die Problematik wesentlich schwieriger. Einfache Ansätze zu dieser Thematik machte MADISON /27/. Als Variable wurden lediglich Laufraddurchmesser D_2 , Drehzahl n , Lieferzahl ϕ und Druckzahl ψ betrachtet. Auf eine Beschreibung der spektralen Verteilung der Schallenergie und einen eventuell vorhandenen Zähigkeitseinfluß ging MADISON nicht ein. MALING /28/ ging weiter und verlangte neben Einhaltung der strengen geometrischen Ähnlichkeit die Einbeziehung der Zähigkeit und die Berücksichtigung der Spektren. Bei RIOLLET /29/ treten neben der Reynoldszahl Re , Machzahl Ma und Lieferzahl ϕ bereits die Strouhalzahl St und Helmholtzzahl He in Erscheinung. Die experimentelle Verifizierung seiner aufgestellten Beziehungen gelang RIOLLET jedoch nicht. Erst WEIDEMANN /30/ erzielte den entscheidenden Durchbruch. Die experimentellen Untersuchungen wurden allerdings an einem freilaufenden Radialrad ohne Gehäuse mit einem Kantenwinkel zur Simulation der Gehäusezunge im reflexionsfreien Raum vollzogen. Unter diesen vereinfachenden Voraussetzungen kam WEIDEMANN zu dem Produktansatz

$$K_{\tilde{p}} = \frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0} = k \cdot Re^{\alpha} \cdot Ma^{\beta} \cdot F(St) \cdot G(He) \quad (3.5)$$

Die geometrischen Parameter d_i von Laufrad und Spiralgehäuse kennzeichnen die Bauart des Ventilators, dessen Wände als akustisch hart anzusehen sind.

x_i sind die Meßortkoordinaten bei Messungen im Freifeld.

Bei Ventilatoren, die mit einem Kanalsystem verbunden sind, erscheint es zweckmäßig, Geräuschmessungen unmittelbar in angeschlossenen reflexionsarmen Kanälen vorzunehmen. Die Meßortkoordinaten sind dann unabhängig von der Position des Mikrophons und bleiben daher für jede Messung konstant. Die Bemessungsparameter d_i , die auch die dimensionslosen Kennzahlen φ und ψ beinhalten, lassen sich durch die im Strömungsmaschinenbau häufig benutzte Schnellaufzahl σ zusammenfassen.

σ , aus den Betriebsdaten des Bestpunktes gewonnen, gibt einen ersten, unverwechselbaren Anhalt über die charakteristische Laufradform (Bild 3.1), obwohl die Konstruktionsparameter des Laufrades D_1/D_2 , β_s , z , b_2/D_2 bei gleichem σ keinesfalls dieselben zu sein brauchen.

Gl.(3.7) kann daher auch für einen bestimmten, an ein Kanalsystem angeschlossenen Ventilatorotyp wie folgt geschrieben werden

$$K = \rho_0 \cdot u^2 \cdot K'(\text{Re}, K\text{Ma}^2, \text{St}, \sigma) \quad (3.8)$$

Die Produktformeln (3.5) und (3.6) sind aus den symbolischen Kenngrößenbeziehungen (3.7) und (3.8) hervorgegangen.

3.1 Einfluß des Reynoldsschen Modellgesetzes

Nach WEIDEMANN /30/ ist für den Drehklang der Exponent der Re-Zahl $\alpha = 0,2$, für das Rauschen ist $\alpha = 0$. AGNON, BARTENWERFER u.a. /31,32,25/ stellten fest, daß der Einfluß der Zähigkeit des geförderten Fluids sowohl auf den Drehklang als auch auf das Rauschen und den Gesamtpegel vernachlässigt werden kann, wenn die Reynoldszahl $> 10^5$ ist, was auch für die meisten

Bei Vernachlässigung der Re-Zahl und durch multiplikatives Koppeln der Kennzahlen Ma , St und He ergibt sich mit $Ma St/He = \pi/z$ aus Gl.(3.5) ein einfaches akustisches Modellgesetz

$$K_{\tilde{p}} = \frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0} = k' F_M G_M \quad (3.9)$$

worin die Funktionen $F_M = F(St)/St^\beta$ und $G_M = G(He)He^\beta$ leicht auf experimentellem Wege bestimmt werden können.

Das Produktgesetz hat sich, wie in zahlreichen Experimenten nachgewiesen werden konnte /32,34/, für solche Ventilatoren bewährt, die im Normal- und Schnellaufbereich ($\sigma \geq 0,3$) arbeiten (Bild 3.1). Dieses Ergebnis wird auch durch die auf Bild 3.2 und 3.3 dargestellten Meßwerte recht eindrucksvoll bestätigt.

Beim typischen Langsamläufer dagegen treten wegen der relativ langen und schmalen Schaufelkanäle, wie deutlich aus Bild 3.4 zu ersehen ist, offensichtlich Komplikationen im Hinblick auf die Kongruenz der Frequenzgänge der einzelnen Harmonischen auf. BARTENWERFER +) schlug daher vor, Erregerspektrum und Systemfrequenzgang zusammenzufassen und wie folgt auszudrücken

$$G = G(He, \text{Gehäuseform}, Ma, \varphi, z),$$

weil sowohl die Machzahl, die Lieferzahl als auch die Schaufelzahl das Hohlraumresonanzverhalten im Zusammenhang mit den Erregerkräften erheblich beeinflussen. Daß unter diesen Gesichtspunkten Systemfrequenzgang und Erregerspektrum nicht mehr experimentell voneinander zu trennen sind, wäre wegen des dominierenden Einflusses der Quellstärke des Schaufelgrundtones

+) private Mitteilung

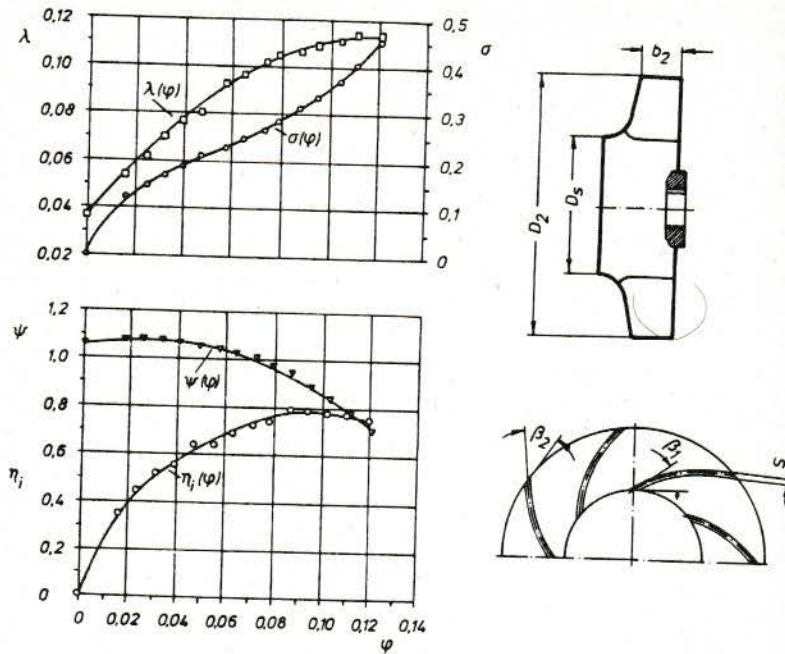


Bild 3.2: Dimensionslose Kennlinien eines Normal-läufers $\sigma = 0,33$ mit den Bemessungsgrößen $D_2 = 280 \text{ mm}$, $D_s/D_2 = 0,5$, $b_2 = 42 \text{ mm}$, $\beta_1 = \beta_2 = 35^\circ$, Schaufelzahl $z = 7$, $s = 4 \text{ mm}$, gemessen am Prüfstand Bild 4.1

gegenüber den Obertönen (vgl. Bild 3.4) nicht so schwerwiegend, wenn der Einblick in das strömungs- und hohlraumakustische Geschehen im Innern des Ventilators dadurch nicht verlorenginge. Die Vorstellung von einem Erregerspektrum soll daher beibehalten und das Produktgesetz gemäß Gl.(3.5) bzw.(3.9) wie folgt erweitert werden:

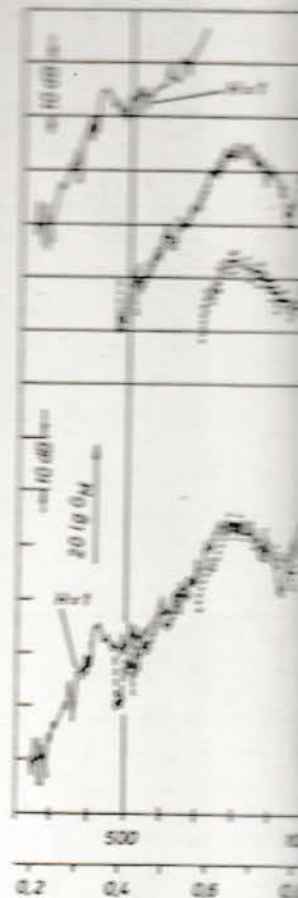


Bild 3.3: Nichtnormierte Normalläufers am Prüfstand Bi

$$K_p = k' \cdot \left(\frac{He}{St} \right)^\beta \cdot F(St) \cdot$$

bzw.

$$K_p = k' F_M \cdot C_M \cdot S(St, He)$$

Durch die neu eingeführte können alle "Abnormitäten" einzelnen Harmonischen so radform als auch in bezug punkt hinreichend genau er

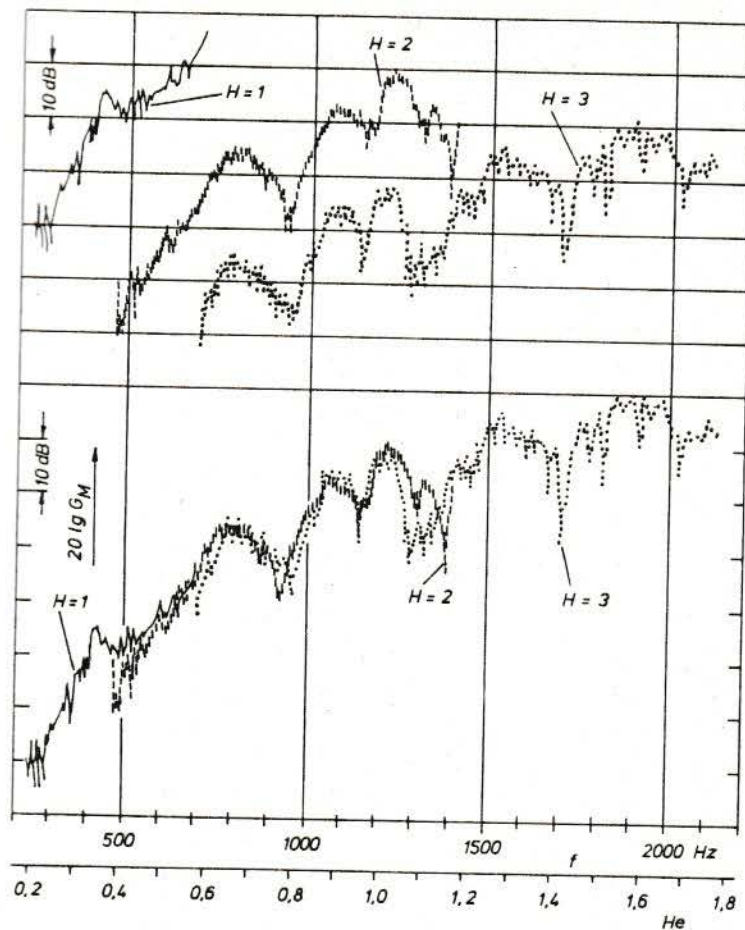


Bild 3.3: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge des Normalläufers gemäß Bild 3.2, gemessen am Prüfstand Bild 4.1 und 4.2

$$K_{\tilde{p}} = k' \cdot \left(\frac{He}{St} \right)^{\beta} \cdot F(St) \cdot G(He) \cdot S(St, He, \sigma)$$

bzw.

$$K_{\tilde{p}} = k' F_M \cdot G_M \cdot S(St, He, \sigma)$$

(3.10)

Durch die neu eingeführte "Störfunktion" $S(St, He, \sigma)$ können alle "Abnormitäten" im Systemfrequenzgang der einzelnen Harmonischen sowohl im Hinblick auf die Laufzeitform als auch in bezug auf den optimalen Betriebspunkt hinreichend genau erfaßt werden. Definiert man

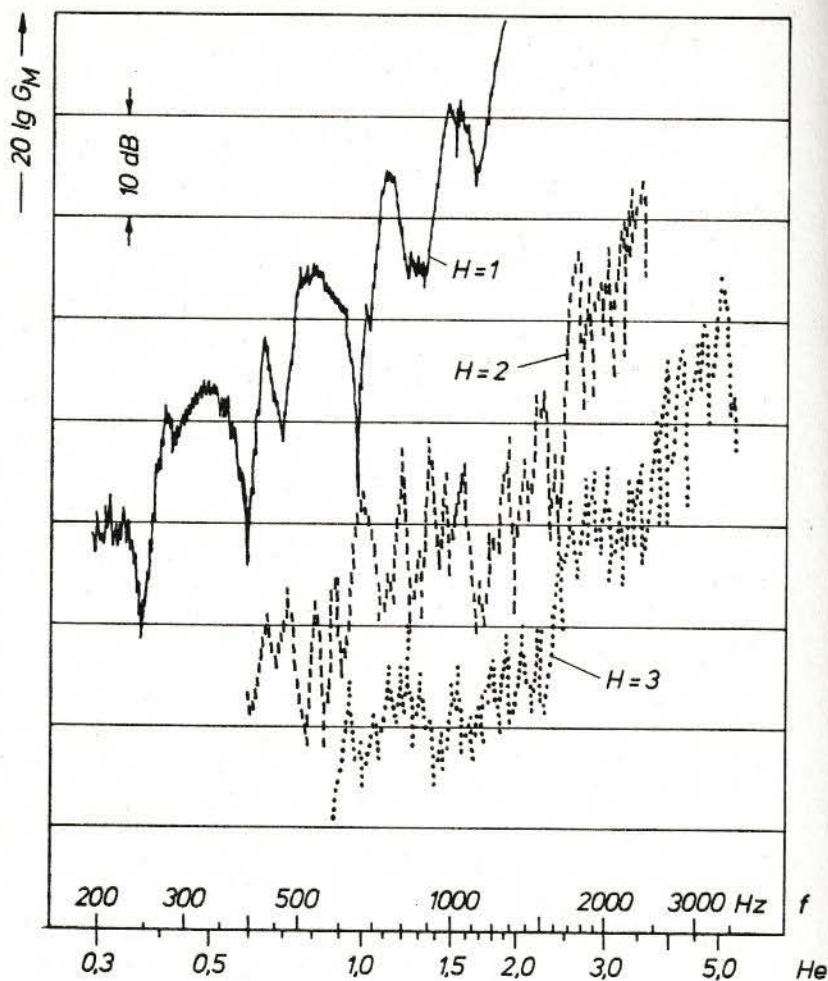


Bild 3.4: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge des Langsamläufers gemäß Bild 2.1 und 2.2, gemessen am Prüfstand Bild 4.1 und 4.2

unter diesen Voraussetzungen $S(1, He, \sigma_{opt}) = 1$, indem man den nichtnormierten Systemfrequenzgang der 1. Harmonischen des im Optimum arbeitenden Ventilators als Bezugsfrequenzgang einführt, mit welchem die Systemfrequenzgänge aller in beliebigen Betriebspunkten vorkommenden Harmonischen normiert werden, und setzt man außer-

dem $F(\gamma) = 1$, so sind die spektrale $F(S)$, der Systemfunktions S -Funktions S eindeutig bestimmbar. Nach den Abschnitten 4.2 und 4.3 ist klarer vorliegender wichtiger Abhängigkeit allen zugehen werden, daß bei der Möglichkeit $\sigma_{opt} \geq 0,1$ relative kurz und breit streuende Zahlen in Optimal-Produktgesetz nicht

$$S(S, He, \sigma_{opt} \geq 0,1)$$

Dieser Fall ist immer der Frequenzgänge der einzelnen Bild 3.3 zu ersiehende. Besonders schwierig ist, Laufzeittyp in Cordier-Druck jedoch, wie bereits erwähnt, parameter bei gleichen

Bei der praktischen Anwendung noch zu beachten, daß die systemischen Kennfunktionen G_1 $G_2 = \sqrt{2} \gamma_c / \varphi \sim He \sim He$ so daß nach Wahl der He bzw. D_2 der Arbeitspunkt Systemfrequenzgang, der und "Täler" aufweist, wo vielen Fällen läßt sich Änderung der Schnelllauf wird, der Betriebspunkt, liegt, in das nächstfolgende verlagern.

dem $F(1) = 1$, so sind die Konstante k' , das Erregerspektrum $F(St)$, der Systemfrequenzgang $G(He)$ und die einzelnen S -Funktionen $S(St, He, \sigma)$ experimentell eindeutig bestimmbar. Nähere Einzelheiten hierzu sind den Abschnitten 6.2 und 7 zu entnehmen.

Aus bisher vorliegenden Untersuchungen kann nach vorsichtiger Abwägung aller Gegebenheiten der Schluß gezogen werden, daß bei Ventilatoren mit einer Schnellläufigkeit $\sigma_{opt} \geq 0,35$, bei denen die Schaufelkanäle relativ kurz und breit sind, die Störfunktion für alle Strouhal-Zahlen im Optimum identisch 1 ist und demnach im Produktgesetz nicht mehr vorkommt:

$$S(St, He, \sigma_{opt} \geq 0,35) \equiv 1$$

Dieser Fall ist immer dann gegeben, wenn die Systemfrequenzgänge der einzelnen Harmonischen die auf Bild 3.3 zu ersehende Kongruenz aufweisen.

Besonders schwierig ist, daß σ wohl einen bestimmten Laufradtyp im Cordier-Diagramm repräsentiert (Bild 3.1), jedoch, wie bereits erwähnt, die Laufradkonstruktionsparameter bei gleichem σ variieren können.

Bei der praktischen Anwendung der Modellgesetze ist noch zu beachten, daß die aerodynamischen und akustischen Kennfunktionen über die Bemessungsbeziehung $u_2 = \sqrt{2} y_t / \psi \sim Ma \sim He$ miteinander verknüpft sind, so daß nach Wahl der Hauptbemessungsgrößen $\dot{V}$, y_t und n bzw. D_2 der Arbeitspunkt des Ventilators auf seinem Systemfrequenzgang, der meist stark ausgeprägte "Gipfel" und "Täler" aufweist, von vornherein festliegt. In vielen Fällen läßt sich aber durch eine geschickte Änderung der Schnellläufigkeit, wie später noch gezeigt wird, der Betriebspunkt, falls er auf einem "Gipfel" liegt, in das nächstfolgende "Tal" des Systemfrequenzganges verlagern.

den $F(1) = 1$, so sind die Konstante k' , das Erregerspektrum $F(St)$, der Systemfrequenzgang $G(He)$ und die einzelnen S -Funktionen $S(St, He, \sigma)$ experimentell eindeutig bestimmbar. Nähere Einzelheiten hierzu sind den Abschnitten 6.2 und 7 zu entnehmen.

Aus bisher vorliegenden Untersuchungen kann nach vorsichtiger Abwägung aller Gegebenheiten der Schluß gezogen werden, daß bei Ventilatoren mit einer Schnellläufigkeit $\sigma_{opt} \geq 0,35$, bei denen die Schaufelkanäle relativ kurz und breit sind, die Störfunktion für alle Strouhal-Zahlen im Optimum identisch 1 ist und demnach im Produktgesetz nicht mehr vorkommt:

$$S(St, He, \sigma_{opt} \geq 0,35) \equiv 1$$

Dieser Fall ist immer dann gegeben, wenn die Systemfrequenzgänge der einzelnen Harmonischen die auf Bild 3.3 zu ersehende Kongruenz aufweisen.

Besonders schwierig ist, daß σ wohl einen bestimmten Laufradtyp im Cordier-Diagramm repräsentiert (Bild 3.1), jedoch, wie bereits erwähnt, die Laufradkonstruktionsparameter bei gleichem σ variieren können.

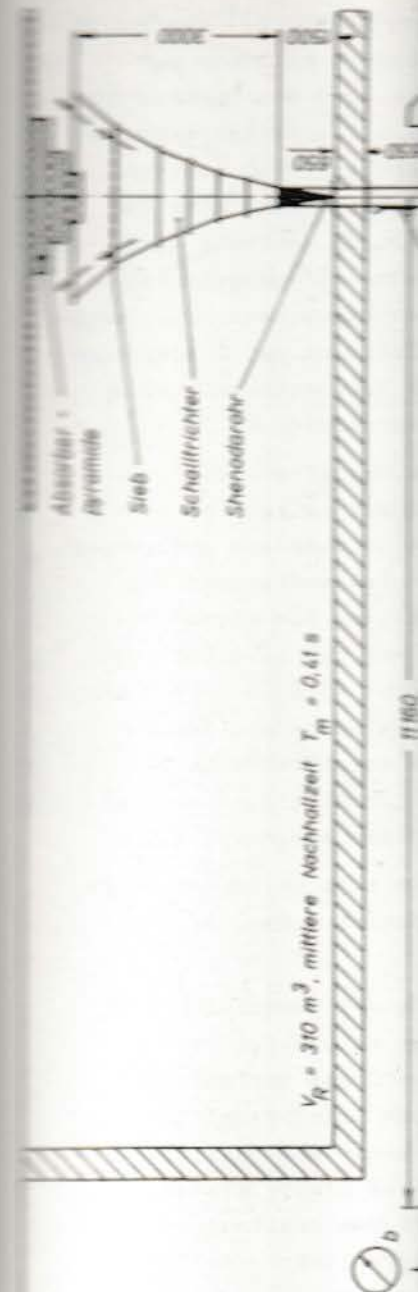
Bei der praktischen Anwendung der Modellgesetze ist noch zu beachten, daß die aerodynamischen und akustischen Kennfunktionen über die Bemessungsbeziehung $u_2 = \sqrt{2Y_t/\psi} \sim Ma \sim He$ miteinander verknüpft sind, so daß nach Wahl der Hauptbemessungsgrößen $\dot{V}$, Y_t und n bzw. D_2 der Arbeitspunkt des Ventilators auf seinem Systemfrequenzgang, der meist stark ausgeprägte "Gipfel" und "Täler" aufweist, von vornherein festliegt. In vielen Fällen läßt sich aber durch eine geschickte Änderung der Schnellläufigkeit, wie später noch gezeigt wird, der Betriebspunkt, falls er auf einem "Gipfel" liegt, in das nächstfolgende "Tal" des Systemfrequenzganges verlagern.

4.0 Beschreibung des Geräuschmeßprüfstandes und der Meßverfahren

4.1 Allgemeiner Versuchsaufbau

Der Aufbau des Ventilatorprüfstandes ist in Bild 4.1 schematisch dargestellt. Wie daraus zu ersehen, wird der zu untersuchende Ventilator saug- und druckseitig über elastische Manschetten an Rohrleitungen von 160 mm lichtigem Durchmesser angeschlossen, die in Exponentialtrichter münden, deren Aufgabe es ist, eine durch die Mündungsreflexion bewirkte Stehwellenbildung der sich im Meßrohr ausbreitenden Schallwellen so klein wie möglich zu halten. Der saugseitig angeordnete Trichter wurde nach /35/ innen kammerartig zur Aufnahme von loser Mineralwolle ausgeführt und so gestopft, daß die Packungsdichte am Trichtereintritt die größten Werte aufweist und sich zum Ende hin allmählich auflockert. Dem Saugtrichter ist ein Unterdruckkessel mit zwei innen angebrachten Gleichrichtern und einem Beruhigungssieb vorgeschaltet. An seiner Stirnseite befindet sich ein Saugrohr mit Einlaufdüse, wo eine aus Glaswollematten gebildete Laminardrossel ein geräuscharmes Eindrosseln der Betriebspunkte auch bei hohen Unterdrücken gewährleistet. Die Innenwände des Saugkessels, der auch als Überdruckkessel Verwendung finden kann, sind mit schwingungsisolierenden und schalldämpfenden Stoffen überzogen. Der druckseitig angeschlossene Schalltrichter ist innen vollständig hohl und mündet in einen vom Laborraum abgetrennten Nebenraum, dessen Wände ebenfalls mit Schallschluckstoff ausgekleidet sind. Außerdem ist vor seinem Mündungsquerschnitt noch eine Absorberpyramide angebracht. Jedem Trichter ist zusätzlich ein reflexionsarmer Rohrabschluß nach SHENODA /36/ (vgl. Abschn. 4.2) vorgeschaltet.

Der Ventilator, an einen Spezialmotorbock montiert, wird über einen Flachriemen von einem fremdbelüfteten Gleichstromnebenschlußmotor angetrieben. Die Venti-



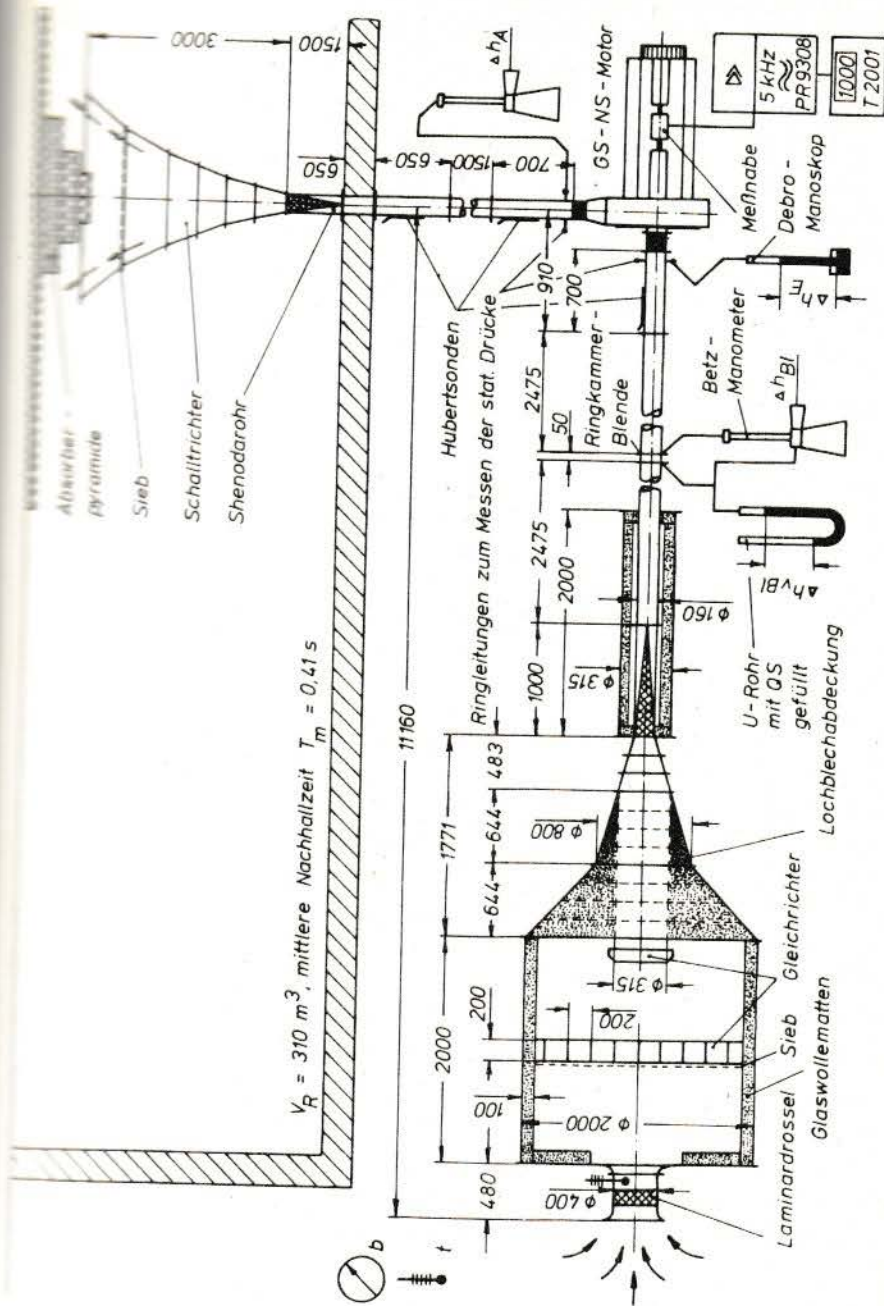


Bild 4.1: Schnittbild des Ventilatorprüfstandes

latordrehzahl kann zwischen 0 und 6000 min^{-1} stufenlos variiert werden. Auf dem Antriebsbock zwischen den beiden Stehlagergehäusen befindet sich die Meßnabe zur Bestimmung des Lastdrehmomentes. Sie arbeitet nach dem induktiven Meßprinzip. Die Drehzahlaufnahme erfolgt digital. Zum Messen des Förderstromes dient eine in der Mitte der Saugleitung angeordnete genormte Ringkammerblende nach DIN 1952 mit einem Öffnungsverhältnis $m = 0,64$. Der Luftzustand (Atmosphärendruck, Temperatur und Feuchte) wird unmittelbar vor der Einlaufdüse gemessen. Außerdem ist noch eine Temperaturmeßstelle zwischen Drossel und Saugkanal vorhanden.

Besonderer Wert wurde auf eine einwandfreie Reproduzierbarkeit der Schallpegelmessungen gelegt, um noch den Einfluß auch geringfügiger konstruktiver Änderungen auf das Geräuschespektrum und den Systemfrequenzgang beobachten zu können. Mit zwei eigens für diesen Zweck entwickelten Spezialsonden, die vor dem Eintritt und Austritt des Ventilators angebracht sind, Bild 4.1 und Bild 4.15, können zeitgleich seine saug- und druckseitige Geräuschemission und die spezifische Strömungsarbeit gemessen werden. (Nähere Einzelheiten über Aufbau und Funktion dieser Sonden siehe Abschnitt 4.3).

Die statischen Drücke werden ebenfalls an diesen Sonden abgenommen und von einem Debro-Manoskop bzw. einem Betzmanometer angezeigt.

Zur kontinuierlichen Aufzeichnung der Schaufeltonpegel in Abhängigkeit vom Durchfluß bei konstanter Drehzahl wird das in Abschnitt 4.8.5 aufgeführte Verfahren benutzt. Ferner können die diskreten Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl mit einer Nachlaufsteuervorrichtung aufgenommen werden, die gewährleistet, daß das Verhältnis der Mittenfrequenz des Analysators zur Drehfrequenz konstant gehalten wird (Abschn.4.7).



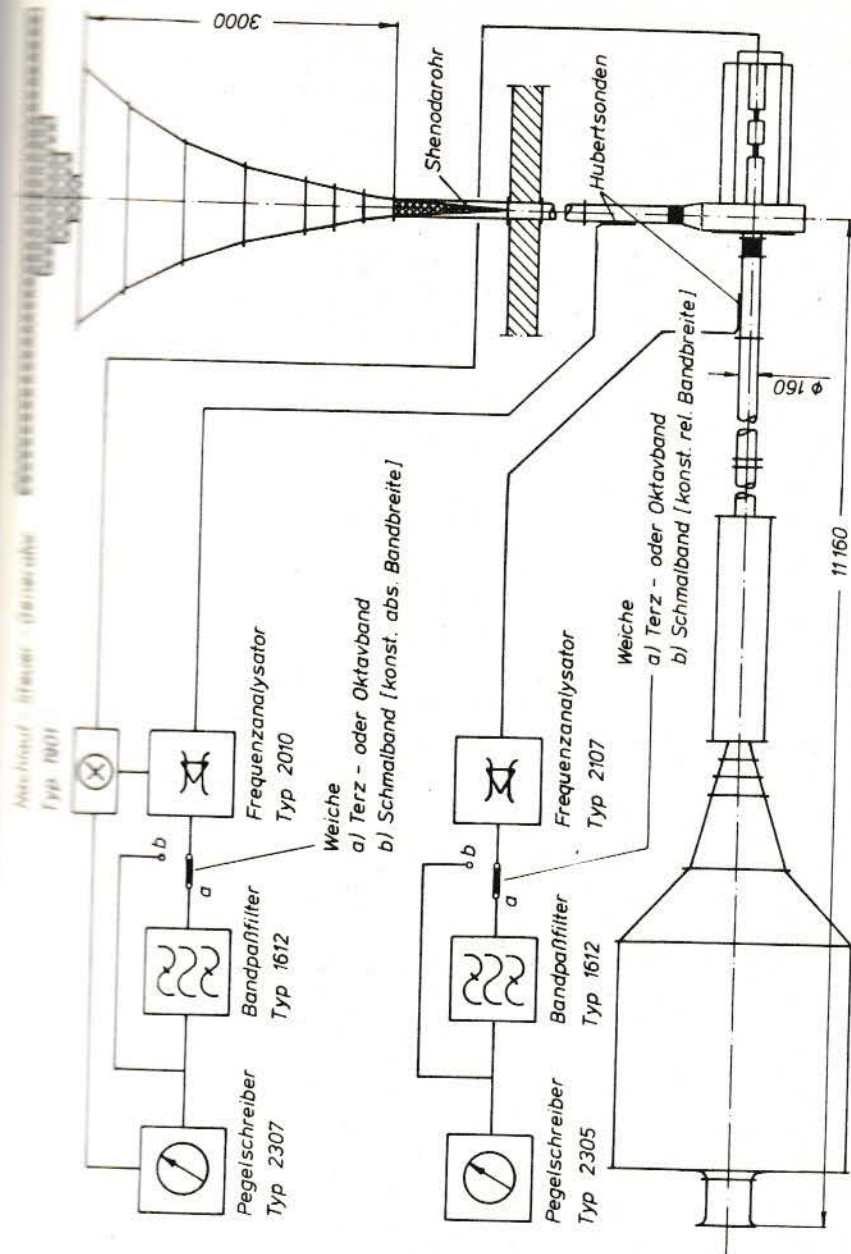


Bild 4.2: Versuchsaufbau zur Geräuschemessung

Für die Geräuschanalyse stehen Präzisionsschallpegelmesser Fabrikat Brüel und Kjaer mit Schmalbandfilter absolut konstanter und relativ konstanter Bandbreite ($\Delta f = 3,16$ bzw. 10 Hz und $\Delta f/f_m = 0,06$) sowie Terz- und Oktavfilter zur Verfügung. Die gesamte akustische Meßanordnung ist aus Bild 4.2 zu ersehen.

4.2 Überprüfung der Reflexionsfreiheit der Meßleitungen

Bei der Ermittlung der Schalleistung im Kanal stellen die Schallreflexionen an der Kanalmündung das Hauptproblem dar, weil die Messung des vom Ventilator kommenden Geräusches durch das am Leitungsende reflektierte Geräusch verfälscht wird. Dies gilt vor allem für den Drehklang des Ventilators, dessen Messung besondere Anforderungen an die Reflexionsfreiheit der Meßleitungen stellt. Es ist bekannt, daß sich der Einfluß der Mündungsreflexion durch Exponentialtrichter und Rohre mit dreieckigem Schlitz, der mit porösem Material abgedeckt ist, stark herabsetzen läßt. Um festzustellen, inwieweit die vorliegende Versuchsanlage den Normvorschriften entspricht, wurde der Reflexionsfaktor der auf Bild 4.1 dargestellten reflexionsarmen Abschlüsse nach der Impedanzrohrmethode durch Abtasten der sich im Rohr ausbildenden Stehwelle mit einem in Rohrachse angeordneten und verschiebbaren Mikrophon experimentell ermittelt. Die Grundmode wurde durch Beschallung über den Lautsprecher angeregt. Dieses Verfahren setzt ein ebenes Wellenfeld voraus, das sich aber nur bis zur Grenzfrequenz des runden Rohres $f_g = 0,586 a/d$ ausbildet. Oberhalb dieser Grenzfrequenz, die im vorliegenden Falle mit $a = 340$ m/s und $d = 0,16$ m Rohrdurchmesser 1245 Hz beträgt, ist wegen der dann auftretenden Quermoden, welche die Längsmoden überlagern und eine ungleichmäßige Energiedichte- und Amplitudenverteilung quer zur Rohrachse bewirken, eine Bestimmung von r nicht mehr sinnvoll.

Der Reflexionsfaktor ist eine komplexe Größe und stellt das Amplitudenverhältnis der Schalldrücke aus reflektierter und einfallender Welle an einer zu definierenden Bezugsebene $x=0$ vor dem reflexionsarmen Rohrabschluß dar.

$$\underline{r} = \left. \frac{\hat{p}_r}{\hat{p}_e} \right|_{x=0} = r \cdot e^{j\varphi_r} \quad (4.1)$$

r ist der Betrag des Reflexionsfaktors $\underline{r}$, der aus der die Stehwelle kennzeichnenden Pegeldifferenz

$\Delta L = 20 \lg p_{\max}/p_{\min}$ zwischen den Maxima und Minima wie folgt erhalten wird:

$$r = \frac{10^{\frac{\Delta L}{20}} - 1}{10^{\frac{\Delta L}{20}} + 1} \quad (4.2)$$

Den Phasenwinkel φ_r zwischen reflektierter und einfallender Welle findet man aus der Entfernung $x_{\min}$ des ersten Druckminimums vor der gewählten Bezugsebene wie folgt:

$$\varphi_r = \pi \left(\frac{x_{\min}}{\lambda/4} - 1 \right) \quad (4.3)$$

Da der Phasenwinkel die Größe der Reflexionen nicht beeinflusst, interessiert bei den folgenden Untersuchungen hauptsächlich der Betrag r von $\underline{r}$.

Bei den einzelnen Messungen ist die Bezugsebene $x=0$ entweder mit dem Eintrittsquerschnitt des Trichters oder Rohrabschlusses oder mit dem freien Blendenquerschnitt identisch.

Die ersten Versuche wurden am druckseitig angebrachten Exponentialtrichter vorgenommen, der in seiner Länge und in seinem Endquerschnitt dem zur Verfügung stehenden Raum optimal angepaßt ist, Bild 4.1. Unter Berück-

sichtigung der allgemein gültigen Beziehung für die Querschnittszunahme eines Exponentialtrichters /37/ $S = S_0 e^{\epsilon x}$ ergab sich ein Exponent $\epsilon = 1,76$. Dieses Ergebnis gilt, streng genommen, nur unter der Voraussetzung, daß sich in den einzelnen Trichterquerschnitten ebene Wellenfronten ausbilden. Durch den relativ großen Endquerschnitt sollte vor allem erreicht werden, daß die theoretisch gestellten Forderungen an die Reflexionsfreiheit auch praktisch zu realisieren sind.

Das Verhältnis der vom Trichter abgestrahlten zur am Eintritt eingestrahlten Schalleistung, das auch durch den normierten akustischen Strahlungswiderstand gegeben ist, wurde mit $\epsilon = 1,76$ berechnet und in Bild 4.3 aufgetragen. Wie daraus zu ersehen, beträgt die untere Grenzfrequenz des Trichters, bei der theoretisch keine Schallabstrahlung mehr erfolgen kann, etwa 47 Hz. Aber schon ab 90 Hz werden 85 % und mehr der vom Ventilator eingespeisten Schalleistung abgestrahlt, was einer Pegeldifferenz zwischen ein- und ausgestrahlter Leistung von nur $-10 \lg 0,85 = 0,7$ dB und weniger entspricht. Um untersuchen zu können, inwieweit dieses theoretisch günstige Ergebnis mit der Wirklichkeit übereinstimmt, wurde das in Bild 4.3 aufgetragene Schalleistungsverhältnis, das im vorliegenden Falle mit dem Schallabsorptionsgrad α der gewählten Bezugsfläche identisch ist, in den Betrag r des Reflexionsfaktors $\underline{r}$ umgerechnet.

Der Schallabsorptionsgrad α ist definiert als Bruchteil der Energie oder Leistung der einfallenden Schallwelle, der nicht reflektiert wird. Somit gilt:

$$\alpha = \frac{W_a}{W_e} = \frac{W_e - W_r}{W_e} = 1 - \frac{W_r}{W_e} = 1 - \left(\frac{|\hat{p}_r|}{|\hat{p}_e|} \right)^2 = 1 - r^2 \quad (4.4)$$

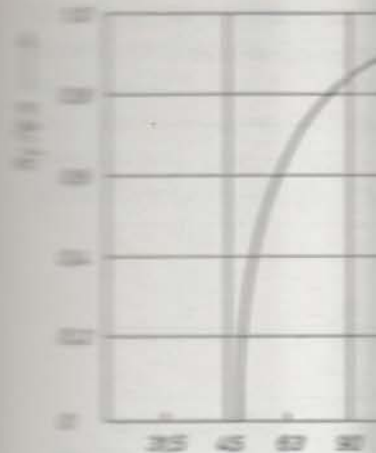


Bild 4.3: Frequenzgang des Schalleistungsverhältnisses W_a/W_e bzw. W_a/W_e des druckseitigen

(laut von GL. (4.4) nach r

$$r = \sqrt{1 - \frac{W_a}{W_e}}$$

mit $\frac{W_a}{W_e} = \frac{R_T}{P_0}$ findet man

den Reflexionsfaktor

$$r = \sqrt{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon x}{4\pi f} \right)^2}}$$

Der Ausdruck "Schallabsorptionsgrad" ist insofern etwas missverständlich, da es sich um die reflektierte Leistung handelt, d.h. die, die nicht weitergegeben wird. Je größer der Schallabsorptionsgrad ist, desto größer ist die Übertragung in Kanallärmern.

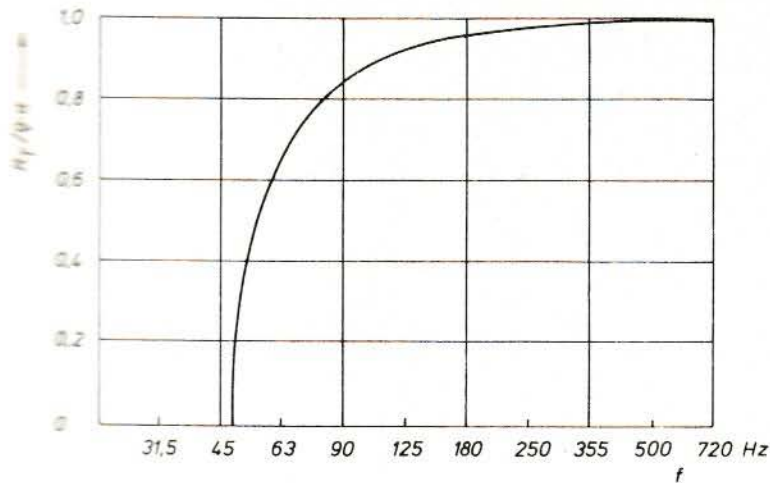


Bild 4.3: Frequenzgang des normierten Strahlungs-
widerstandes $R_T / \rho a$ bzw. Schalleistungsverhältnisses
 W_a / W_e des druckseitigen Schalltrichters (unendlicher Länge)

Löst man Gl. (4.4) nach r auf, so folgt daraus

$$r = \sqrt{1 - \frac{W_a}{W_e}} \quad (4.5)$$

Mit $\frac{W_a}{W_e} = \frac{R_T}{\rho a}$ findet man schließlich gemäß /37/ den

Betrag des Reflexionsfaktors wie folgt:

$$r = \sqrt{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon a}{4\pi f}\right)^2}} \quad (4.6)$$

Der Ausdruck "Schallabsorptionsgrad" ist im vorliegen-
den Falle insofern etwas irreführend, als der nicht
reflektierte Leistungsanteil keineswegs durch Dissi-
pation absorbiert, d.h. in Wärme umgewandelt, sondern
nach außen weitergegeben wird. Je kleiner somit r ist,
umso größer ist die Übereinstimmung zwischen der Schall-
leistung im Kanalinnern und außerhalb des Kanals.

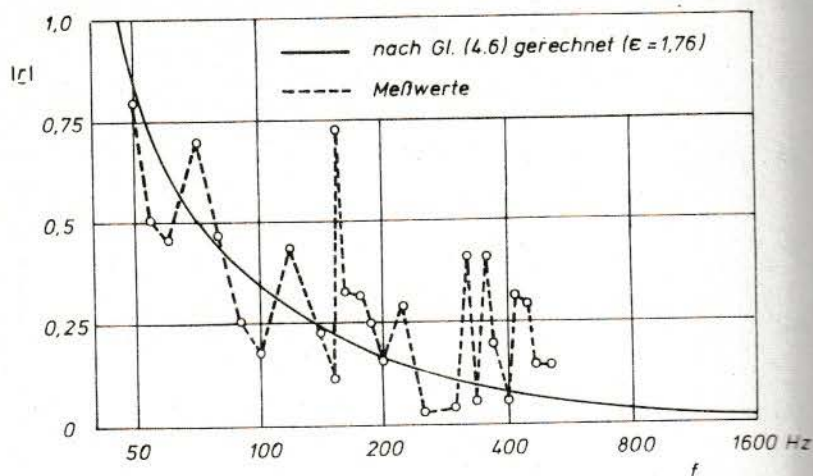


Bild 4.4: Reflexionsfaktor r des druckseitig angeschlossenen Trichters

In Bild 4.4 ist r , nach Gl.(4.6) mit $\epsilon = 1,76$ berechnet, über der Frequenz f aufgetragen (ausgezogene Kurve) und mit den am Trichter gemessenen Werten verglichen worden. Wie das Ergebnis zeigt, entsprechen die erhaltenen Reflexionsfaktoren nicht der gestellten Erwartung. Das mag u.a. daran liegen, daß Gl.(4.6), streng genommen, nur für den unendlich langen Trichter Gültigkeit besitzt und außerdem die äußere Kontur des Schalltrichters, der aus konischen Teilstücken zusammengesetzt wurde, nur näherungsweise mit der gerechneten Kontur übereinstimmt (Bild 4.1).

In einer weiteren Versuchsreihe wurden daher die auf Bild 4.5 dargestellten reflexionsarmen Rohrabslüsse nach SHENODA mit einer ortsabhängigen dreieckigen Öffnung an der Rohrwand, die mit einem porösen Stoff konstanten Strömungswiderstandes abgedeckt ist, zunächst allein, dann mit nachgeschaltetem Trichter durchgemessen.

Wie bei diesem Meßprogramm erhaltenen Versuchsergebnisse sind in den Bildern 4.6 bis 4.9 dargestellt. In Bild 4.6 und 4.7 sind Druck- und Saugtrichter mit der jeweils zugehörigen Rohrmündung nach Bild 4.5 verglichen. Man erkennt sehr deutlich, daß bei fast allen Frequenzen der SHENODA-Abschluß die kleineren

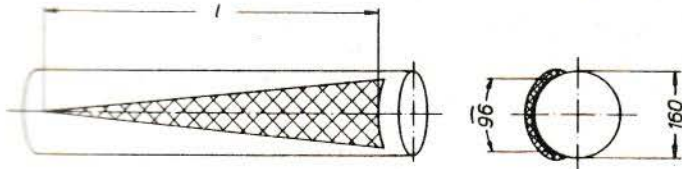


Bild 4.5: Reflexionsarme Rohrmündung nach SHENODA /36/
druckseitiger Anschluß $l = 1500 \text{ mm}$
saugseitiger Anschluß $l = 1000 \text{ mm}$

Reflexionsfaktoren aufweist. Dies gilt besonders für den niederfrequenten Bereich, wo erhebliche Unterschiede festzustellen sind.

Trotzdem genügt auch dieser Rohrabschluß nicht den in der Norm empfohlenen Grenzwerten. Erst mit dem Hintereinanderschalten beider Formstücke konnten, wie aus Bild 4.8 hervorgeht, befriedigende Ergebnisse erzielt werden. Man sieht, daß lediglich im Bereiche von 770 bis 160 Hz die saugseitig gemessenen Reflexionsfaktoren, Bild 4.8 oben, die schraffiert eingezeichneten Normgrenzwerte nach /38/ bis etwa $r = 0,2$ überschreiten. Die Ursache dafür ist in der luftdichten Ummantelung zu suchen, welche die Stoffabdeckung der zylindrischen Rohrmündung umschließt, damit während des Betriebes infolge des relativ hohen Unterdruckes auf der Saugseite keine Falschluf angesaugt wird. Auf der Druckseite dagegen war diese Ummantelung nicht notwendig, weil sich hier nur eine sehr kleine Druck-

Die ersten Faktoren in Gl.(3.5) beinhalten Drehzahl und Baugröße und berücksichtigen den aerodynamischen Einfluß; das akustische Verhalten beschreiben die Funktionen $F(St)$ und $G(He)$.

Die "Erregerfunktion" $F(St)$ gibt die Quellstärke der einzelnen Harmonischen wider; der "Systemfrequenzgang" $G(He)$ beschreibt die von der Geometrie des Laufrades und Gehäuses geprägten Resonanzeigenschaften des Ventilators, wie sie auch ein Helmholtzresonator zeigt.

AGNON /31/ führte am gleichen Rad, jedoch eingebaut in ein Spiralgehäuse, experimentelle Untersuchungen durch. Er folgerte aus seinen Meßergebnissen, daß für einen Radialventilator mit Gehäuse das Produktgesetz von WEIDEMANN zu einfach ist und nur für Wellenlängen $\lambda < D$ Gültigkeit besitzt. Für eine genauere Darstellung formulierte AGNON das Produktgesetz wie folgt:

$$\tilde{p} = \rho_0 \cdot u^2 \cdot Re^{\alpha} \cdot Ma^{\beta} \cdot F(St) \cdot G(He, \theta) \quad (3.6)$$

Der Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit wird zerlegt in einen Staudruckanteil $\rho_0 u^2$, worin auch die Modellvorstellung des Monopolcharakters zum Ausdruck kommt, und in Potenzen von Mach- und Reynoldszahl. AGNON führte ebenfalls Freifeldversuche aus, so daß der Systemfrequenzgang auch noch vom Polarwinkel θ des Mikrofonstandortes abhängig sein kann.

Viele Gase verhalten sich unter gewöhnlichen Bedingungen wie ein ideales Gas. Unter diesen Voraussetzungen gibt BARTENWERFER /32/ den Schalldruck bei einer Frequenz f als Funktion folgender symbolischer Kenngrößenbeziehung an

$$K = \rho_0 \cdot u^2 \cdot K' (Re, K Ma^2, St, \varphi, \frac{x_i}{D}, \frac{d_i}{D}) \quad (3.7)$$

mit $K = \Delta \tilde{p}$ bzw. $K = \Delta \tilde{p} / \left(\frac{\Delta f \cdot D}{a} \right)^{1/2}$ als effektivem Mittelwert der schmalbandig gefilterten Druckschwankungen des Drehklangs bzw. Rauschens.

Die geometrischen Parameter können durch die dimensionslose Größe K ausgedrückt werden. K ist die Wellenlänge λ im Verhältnis zur Laufradbreite b .

Bei Ventilatoren, die in einem Gehäuse eingebaut sind, erscheint es zweckmäßiger, in geschlossenen Systemen zu arbeiten. Die Wellenlänge λ ist dann von der Position des Mikrofons abhängig. Jede Messung konstant, auch die dimensionslose Kenngröße K , lassen sich durch die häufig benutzte Schnellzahl Q aus den Betriebsdaten ableiten. Es gilt einen ersten, ungefähren charakteristischen Laufzeitparameter K bei gleichem Q kenne.

Gl.(3.7) kann daher auf ein Kanaelsystem angewendet werden.

$$K = \rho_0 \cdot u^2 \cdot K' (Re, K Ma^2, St, \varphi, \frac{x_i}{D}, \frac{d_i}{D})$$

Die Produktformeln (3.6) und (3.7) symbolischen Kenngrößenbeziehung hervorgegangen.

3.1 Einfluß des Reynoldszahls

Nach WEIDEMANN /30/ ist der Re-Zahl $Re = 0,2$, AGNON, BARTENWERFER u. a. der Einfluß der Zähigkeit auf den Drehklang als Gesamtpegel vernachlässigbar. Reynoldszahl $> 10^5$ ist

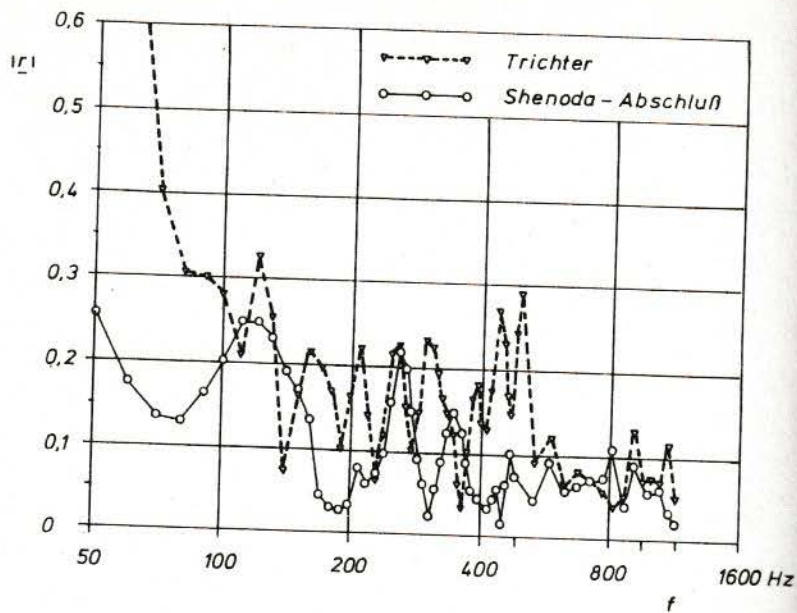


Bild 4.6: Reflexionsfaktor bei verschiedenen Rohrabschlüssen (druckseitig)

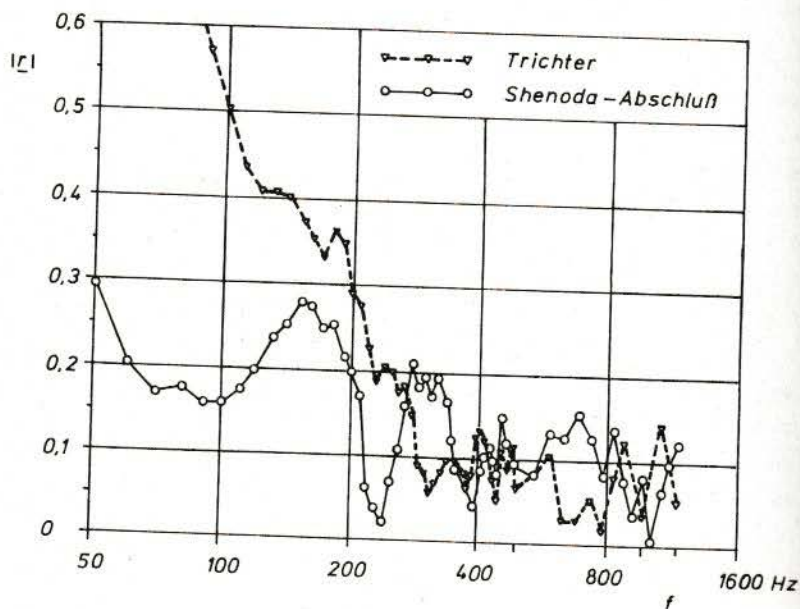


Bild 4.7: Reflexionsfaktor bei verschiedenen Rohrabschlüssen (saugseitig)



Bild 4.8: Reflexionsfaktor bei verschiedenen Rohrabschlüssen (saugseitig)

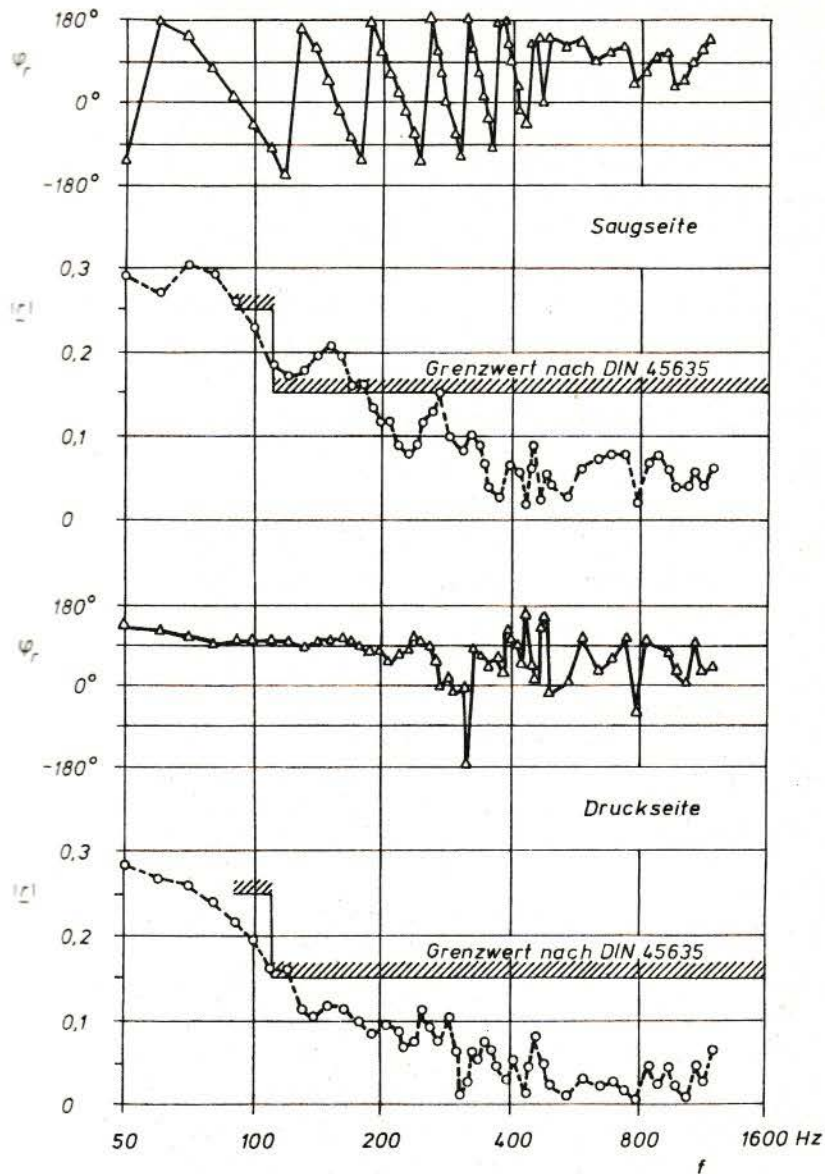


Bild 4.8: Reflexionsfaktor und Phasenwinkel von Trichter und Shenoda-Abschluß oben Saugseite, unten Druckseite

differenz zwischen Meßleitung und Atmosphäre einstellt. Trotzdem ist der Meßfehler, der sich auf der Saugseite aus der Längenresonanz bei 150 Hz ergeben kann, nicht größer als $\pm 1,75$ dB. Da außerdem nur Schaufeltonpegel oberhalb 200 Hz gemessen werden, wo alle Bedingungen an die Reflexionsfreiheit erfüllt sind, und auch keine punktweise Schallpegelaufnahme in der Meßrohrachse erfolgt, darüber hinaus die saugseitige Schallemission des zu untersuchenden Ventilators wesentlich geringer ist als die druckseitige, konnte auf weitere konstruktive Maßnahmen zur Herabsetzung der Mündungsreflexion verzichtet werden.

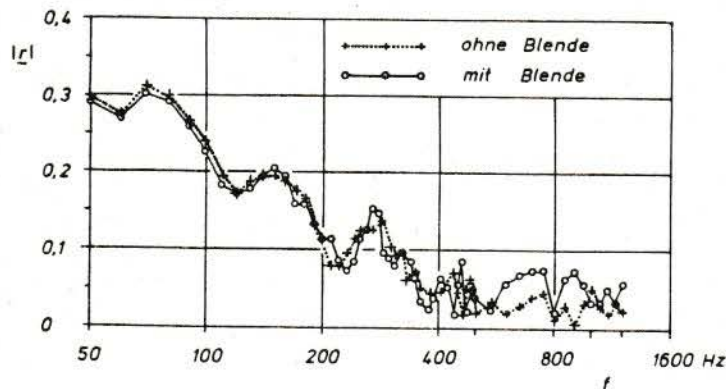


Bild 4.9: Reflexionsfaktor mit und ohne Blende

In einer weiteren Meßreihe wurde der Einfluß der Meßblende, die saugseitig etwa in Rohrleitungsmitte eingebaut ist, auf das Reflexionsverhalten untersucht. In Bild 4.9 sind die Meßergebnisse, die mit und ohne Blende gewonnen wurden, eingetragen. Wie aufgrund des relativ großen Öffnungsverhältnisses $m = 0,64$ der Blende zu erwarten war, zeigt sich bei den niedrigen Frequenzen überhaupt keine Veränderung. Erst ab 600 Hz sind leichte Anhebungen des Reflexionsfaktors zu verzeichnen, die jedoch alle noch weit unterhalb des Normgrenzwertes $r = 0,15$ liegen.

Der Einfluß der St
Mündungsreflexion
stellte fest, daß
2,5 m/s im Kanal
Fluss eintritt.
und BERTZ /39/ an
zeigt, daß sich b
Reflexionsfaktor
stehend aufgeführ

$$r(\omega) = r(\omega)$$

schied, wenn die
mittlerer Rohrges
keit bedeutet. We
stimmen recht gut
der mit Rohrgesch
klarte, überein.
legt man nun die
den, daß sich di
Reflexionsfaktor
verhelfenden Ges
40 % erhöhen. Ab
lung der in der
halb 150 Hz nicht
Übersichtiger verhäl
hier wird im Geg
Reflexionsfaktor
wie auf Bild 4.1
Wie aufgezählte
den auf, wenn
will, nicht abe
knappendiger G
Bereich von Fre
den, wie BAADE

Der Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit auf die Mündungsreflexion wurde nicht untersucht. LEIDEL /8/ stellte fest, daß bei einer Geschwindigkeit von 8,8 m/s im Kanal noch keine Veränderung des Reflexionsfaktors eintritt. Untersuchungen von MECHEL, SCHILTZ und DIETZ /39/ an luftdurchströmten Rohren haben gezeigt, daß sich bei einer ausblasenden Mündung der Reflexionsfaktor $r(o)$ ohne Strömung gemäß der nachstehend aufgeführten empirischen Formel auf

$$r(Ma) = r(o) \cdot (1 + 2 \cdot Ma) \quad (4.7)$$

erhöht, worin die Machzahl $Ma = c/a$ das Verhältnis von mittlerer Rohrgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit bedeutet. Werte, die man mit Gl.(4.7) erhält, stimmen recht gut auch mit Messungen von SHENODA /36/, der mit Rohrgeschwindigkeiten bis 60 m/s experimentierte, überein.

Legt man nun diese Ergebnisse zugrunde, so bedeutet das, daß sich die auf Bild 4.8 unten aufgetragenen Reflexionsfaktoren bei der größten in der Meßleitung vorkommenden Geschwindigkeit von 65 m/s um höchstens 40 % erhöhen. Aber auch dann ist mit einer Überschreitung der in der Norm /38/ empfohlenen Grenzwerte oberhalb 150 Hz nicht zu rechnen.

Günstiger verhält sich nach /39/ die saugende Strömung. Hier wird im Gegensatz zur Ausblasströmung der Reflexionsfaktor vermindert, so daß eher mit kleineren als auf Bild 4.8 oben vorhandenen Werten zu rechnen ist.

Die aufgezählten Schwierigkeiten treten hauptsächlich dann auf, wenn man den Drehklanganteil exakt bestimmen will, nicht aber in annäherndem Maße bei der Messung breitbandiger Geräusche. Jedes Band erfaßt einen ganzen Bereich von Frequenzen, und die Reflexionen wirken sich dann, wie BAADE /3/ feststellte, teils erhöhend, teils

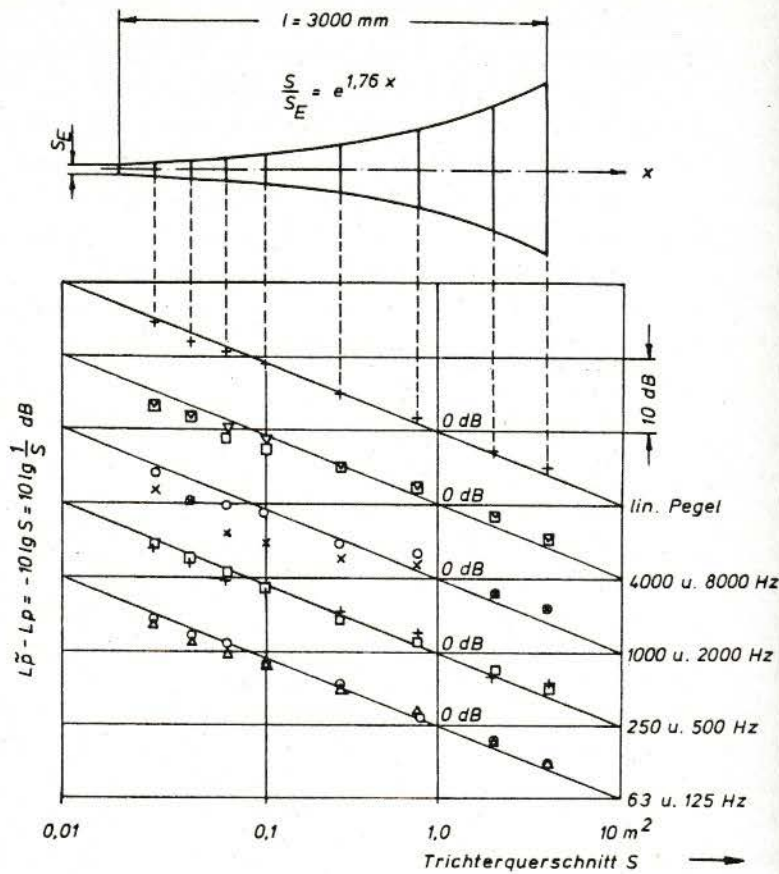


Bild 4.10: Relative Schalldruckpegelabnahme im druckseitig angeordneten Schalltrichter bei Nullförderung

- Ventilatorumdrehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ -
- Schaufelzahl $z = 12$ -
- Schaufeltonfrequenzen 1000 und 2000 Hz -

erniedrigend aus. Ist der Bereich nur weit genug, so bleibt der Mittelwert fast unberührt. Dies wird sehr schön auch durch die Meßergebnisse auf Bild 4.10 untermauert. Dort sind die an den näher gekennzeichneten Stellen des Schalltrichters in genügend über den Querschnitt verteilten Punkten gemessenen Oktav- und Sum-

menpegel, die bei gemessen wurden, n aufgetragen und ni pegelabnahme (ausg glichen worden. B auf Bild 4.4 errei fakturen eine rec zwischen der thec men Schalldruckp vorhanden. Ledig das Rauschen ste 1000 Hz und 2000 weichungen festz

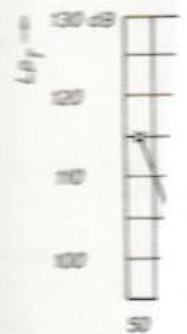


Bild 4.11: Teil c

Schließlich durch die Me Meßstelle Bandspektrum trübebedin nomen. Das zu erhalten werte durch

menpegel, die bei Nullförderung des Ventilators aufgenommen wurden, nach deren energetischer Mittelung aufgetragen und mit der theoretischen Schalldruckpegelabnahme (ausgezogene Linien in Bild 4.10) verglichen worden. Wie das Ergebnis zeigt, ist trotz der auf Bild 4.4 ersichtlichen stark springenden Reflexionsfaktoren eine recht befriedigende Übereinstimmung zwischen der theoretischen und der im Trichter gemessenen Schalldruckpegelabnahme bei fast allen Oktavbändern vorhanden. Lediglich bei den Bändern, welche die aus dem Rauschen stark hervortretenden Tonpegelspitzen bei 1000 Hz und 2000 Hz enthalten, sind etwas größere Abweichungen festzustellen.

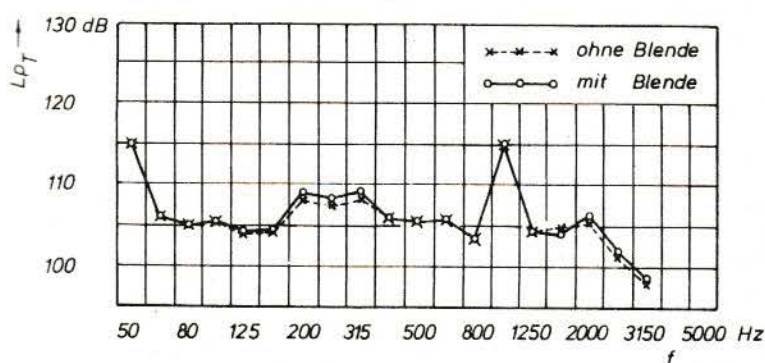


Bild 4.11: Terzbandspektrum mit und ohne Blende bei einer mittleren Rohrgeschwindigkeit $c = 60 \text{ m/s}$ aufgenommen

Schließlich wurde noch geprüft, ob die Geräuschmessungen durch die Meßblende selbst verfälscht werden. Um dies festzustellen, wurden je ein Systemfrequenzgang und Terzbandspektrum mit und ohne Blende bei sonst gleichen Betriebsbedingungen zwischen Blende und Ventilator aufgenommen. Das Ergebnis, das aus den Bildern 4.11 und 4.12 zu ersehen ist, beweist, daß keine Verfälschung der Meßwerte durch die Beströmung der Blende stattfindet.

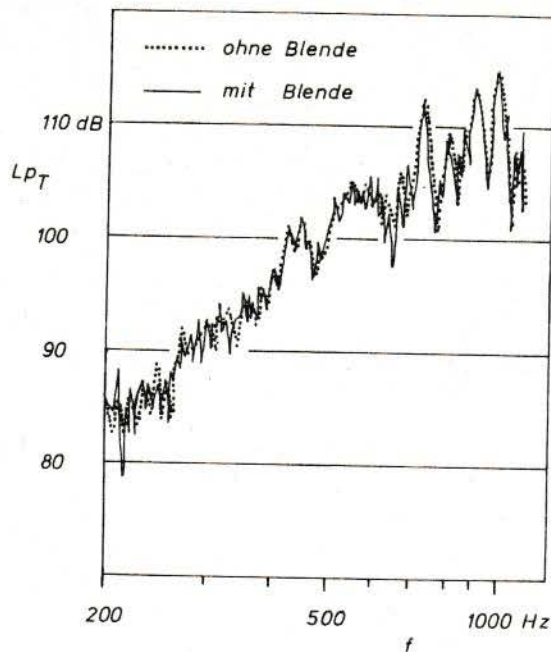


Bild 4.12: Nichtnormierter Systemfrequenzgang mit und ohne Blende, $\varphi = 0,04$, aufgenommen

Damit steht fest, daß sich die ohne Strömungsüberlagerung gewonnenen Reflexionsfaktoren in Bild 4.9 auch durch die Bestromung der Maßblende praktisch nicht verändern.

4.3 Schalldruckmeßsonden

Schalldruckmessungen an Ventilatoren sind aus zweierlei Gründen recht problematisch:

- Wird die Messung außerhalb des Luftstromes, d.h. vor oder hinter der Kanalmündung vorgenommen, so wird infolge der unvermeidlichen Mündungsreflexion eine zu geringe Schalleistung gemessen. Zwar läßt sich der Fehlbetrag, wie in Abschnitt 4.2 gezeigt wird, durch einen Exponentialtrichter meist in ausreichendem Maße verringern. Mündet der Trichter in einen reflexions-

armen Raum, so ist das Hüllflächenverfahren anzuwenden. Diese Methode ist aber aufwendig, zeitrauend und außerdem für die Ermittlung des Drehklanganteils meist zu ungenau. Eine Messung im anschließenden Hallraum, die wesentlich einfacher ist, scheidet jedoch bei Drehklangmessungen von vornherein aus. Auch läßt die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse bei beiden Verfahren manchmal zu wünschen übrig.

- Wird die Messung dagegen im Innern eines angeschlossenen reflexionsarmen Kanals vorgenommen, so besteht die Gefahr, daß allein durch das von der Strömung verursachte "Windrauschen" am Mikrophon eine zu große Schalleistung gemessen wird, u.U. auch dann noch, wenn als Windschirm ein normaler Nasenkonus, Bild 4.13, verwendet wird.



Bild 4.13: Nasenkonus, Fabrikat Brüel & Kjaer

Dieser Störschall, auch Pseudoschall genannt, wird durch Druckschwankungen infolge zeitlich und räumlich unregelmäßiger Wechselgeschwindigkeiten, der Eigenturbulenz der Strömung, hervorgerufen. Um die von der Rohrströmung herrührenden Druckschwankungen zu reduzieren entwarf FRIEDRICH /41/ ein perforiertes, mit Stoff bespanntes Schutzrohr, das dem Mikrophon aufgeschoben wird. Von NEISE /15/ wurde ein ähnliches jedoch geschlitztes Vorsatzrohr, Bild 4.14, sowohl theoretisch als auch experimentell auf die verschiedenen Verläufe im Strömungswiderstand der porösen Schlitzabdeckungen untersucht, um eine Anordnung mit möglichst großer Herabsetzung des turbulenten Störpegels ausfindig zu machen.

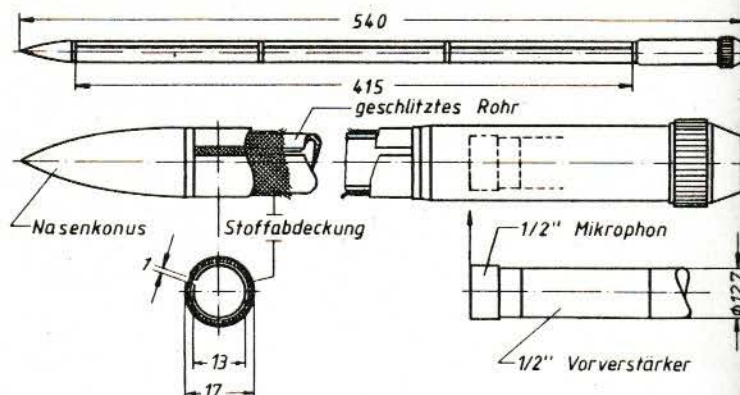
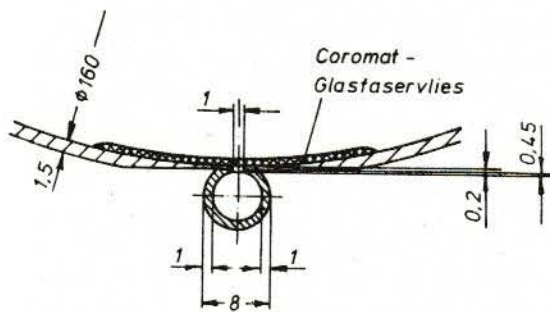
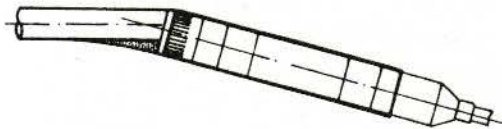
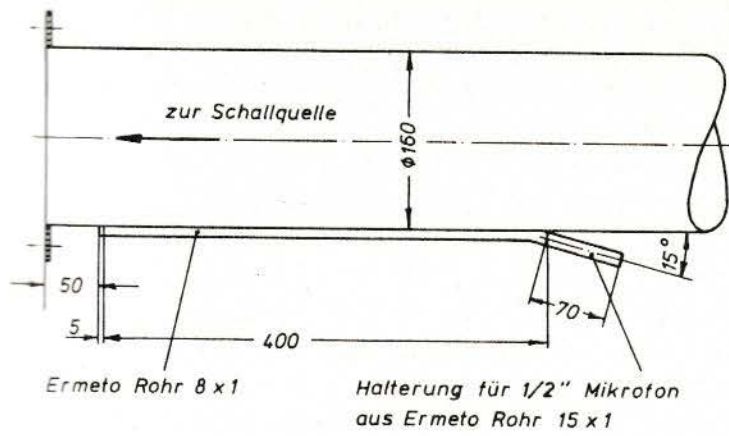


Bild 4.14: Mikrophonvorsatz nach NEISE,
Fabrikat Brüel & Kjaer

Mikrophonvorsätze nach FRIEDRICH und NEISE sind neuerdings bei Geräuschemessungen in luftdurchströmten Kanälen vorgeschrieben /38/ und im Handel erhältlich. Diese Mikrophonvorsätze sind jedoch bei Geräuschemessungen an Ventilatoren kleiner Schnellläufigkeit nicht ohne Problematik anzuwenden. Besonders nachteilig kann sich der Einbau der verhältnismäßig dicken Sonde in Meßleitungen mit kleinem Rohrdurchmesser auswirken, wo außerdem noch hohe Luftgeschwindigkeiten, wie z.B. im vorliegenden Falle, vorkommen.

Um diese Nachteile zu vermeiden, wurde nach einem Vorschlag von HUBERT ⁺⁾ die auf Bild 4.15 dargestellte Rohrschlitzsonde entwickelt, bei der sich im Gegensatz zu FRIEDRICH und NEISE das Mikrophon einschließlich Vorsatzrohr nicht im Kanal, sondern außerhalb desselben befindet. Die Hubert-Sonde hat gegenüber den anderen

⁺⁾ Private Mitteilung



4.15: Geometrische Abmessungen der Hubert-Sonde

Sonden den Vorteil, daß das Mikrophon leicht zugänglich ist, was das Kalibrieren erleichtert, und keine besondere Halterung erfordert, die ihrerseits wieder Strömungsverwirbelungen und damit Störschall auslöst. Auch die Zu- und Abströmung des Ventilators wird nicht im geringsten behindert. Der Einfluß des Windrauschens kann ebenso wie beim geschlitzten oder perforierten Mikrophonvorsatz durch eine geeignete Stoffabdeckung des Sondenschlitzes in hinreichendem Maße reduziert werden. Ein Nachteil der Sonde liegt darin, daß oberhalb der Grenzfrequenz des Meßrohres eine Verfälschung der Meßergebnisse durch die dann auftretenden Quermoden eintreten kann. Außerdem wirkt das über einen schmalen Schlitz mit dem Innenrohr verbundene Meßrohr wie ein Tonraum oder Helmholtz-Resonator /42/. Die Schallübertragung vom Innenrohr zum Mikrophon wird daher in bestimmten Frequenzbereichen eine Verstärkung bzw. Abschwächung erfahren. Deshalb ist für jede Sonde die experimentelle Ermittlung des akustischen Übertragungsmaßes besonders wichtig. Dabei kann dann z.B. durch eine kontinuierliche Austastung der Querwellen mit einem geeigneten Mikrophon deren verfälschender Einfluß auf die Meßergebnisse weitgehend ausgeschaltet werden.

4.3.1 Theoretische Untersuchungen zum Resonanzverhalten der Hubert-Sonde

Beliebig geformte, gasgefüllte Hohlräume lassen sich zu Resonanzschwingungen anregen. Diese Tatsache wurde bereits von HELMHOLTZ zur Klanganalyse ausgenutzt, weshalb man solche Hohlräume gewöhnlich als Helmholtz-Resonatoren bezeichnet, Bild 4.16.

Die Schwingung kann ebenso wie bei dem in Bild 4.17 dargestellten Feder-Masse-System mit geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung und harmonischer Massenerregung betrachtet werden. Dieses wichtige Schwingungssystem, bestehend aus den drei Grundelementen Masse, Feder und

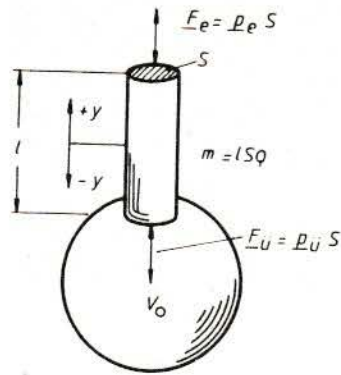


Bild 4.16: Helmholtz-Resonator

Dämpfer, wird allgemein als linearer mechanischer
 Parallelschwingkreis mit einem Freiheitsgrad bezeichnet.
 Bei diesem System wird die Bewegung durch die von außen
 angreifende Erregerkraft $F_e = \hat{F}_e e^{j\omega t}$ bestimmt, so daß
 man von einer erzwungenen Schwingung sprechen kann.

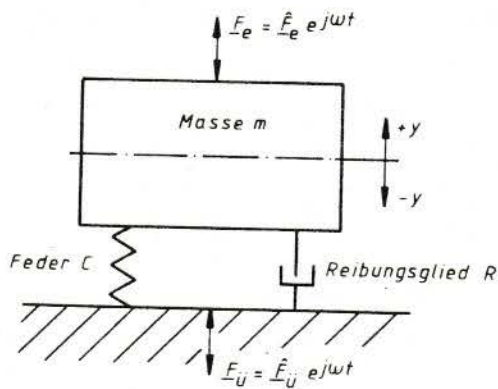


Bild 4.17: Schwingungsmodell zur Ableitung der Bewegungs-
 gleichung des Helmholtz-Resonators

Für die erzwungene Schwingung, die sich nach Ablauf der
 Einschwingzeit als stationäre Bewegung einstellt, lautet
 die Bewegungsgleichung in komplexer Schreibweise:

$$m\ddot{y} + R\dot{y} + Cy = \hat{F}_e e^{j\omega t} \quad (4.8)$$

Die an der Masse angreifende Erregerkraft $\hat{F}_e e^{j\omega t}$ berechnet sich aufgrund der Gleichgewichtsbedingung aus der Summe von Massenkraft $m\ddot{y}$, Reibungskraft $R\dot{y}$ und Federkraft Cy .

Gl.(4.8) ist eine inhomogene, lineare Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten. Mit der komplexen Amplitude $\hat{y} = |\hat{y}| \cdot e^{j\varphi}$, worin $|\hat{y}|$ der Maximalausschlag bzw. der Betrag der Auslenkung ist, lautet der Lösungsansatz:

$$y = |\hat{y}| \cdot e^{j\varphi} \cdot e^{j\omega t} = \hat{y} \cdot e^{j\omega t} \quad (4.9)$$

Die Differentiation von Gl.(4.9) nach der Zeit t liefert die Geschwindigkeit:

$$\dot{y} = j\omega \hat{y} e^{j\omega t} = j\omega y \quad (4.10)$$

Mit der zweiten Ableitung von Gl.(4.9) nach t ergibt sich die Beschleunigung:

$$\ddot{y} = -\omega^2 \hat{y} e^{j\omega t} = -\omega^2 y \quad (4.11)$$

Setzt man Gl.(4.10) und Gl.(4.11) in die Differentialgleichung (4.8) ein, so erhält man:

$$-\omega^2 m y + j\omega R y + C y = \hat{F}_e e^{j\omega t} \quad (4.12)$$

Nach entsprechender Umformung und Ausklammerung von y wird aus Gl.(4.12):

$$(C - \omega^2 m + j\omega R) y = \hat{F}_e e^{j\omega t} \quad (4.13)$$

Mit Gl.(4.9) erhält man für die komplexe Erregerkraftamplitude nach passender Rechnung:

$$(C - \omega^2 \cdot m + j\omega R) \hat{y} = \hat{F}_e \quad (4.14)$$

Mit dem Quadrat der Eigenkreisfrequenz ω_0 der ungedämpften Schwingung

$$\omega_0^2 = \frac{C}{m} \quad (4.15)$$

ergibt sich schließlich aus Gl.(4.14)

$$m(\omega_0^2 - \omega^2 + j\omega \frac{R}{m}) \hat{y} = \hat{F}_e \quad (4.16)$$

Bei Schwingungsuntersuchungen ist es sehr wichtig, die auf den Untergrund wirkende Kraft $F_{\underline{U}}$ zu kennen, denn das Verhältnis der auf das Fundament übertragenen Kraft $F_{\underline{U}}$ zu der auf die Masse wirkenden Erregerkraft F_e gibt die Wirksamkeit der Schwingungsisolierung an. Dieses Verhältnis wird als Übertragungsfaktor $\underline{V}$ bezeichnet.

$$\underline{V} = \frac{F_{\underline{U}}}{F_e} = \frac{\hat{F}_{\underline{U}} e^{j\omega t}}{\hat{F}_e e^{j\omega t}} = \frac{\hat{F}_{\underline{U}}}{\hat{F}_e} \quad (4.17)$$

Die Kraft $F_{\underline{U}}$ ist die Summe der über die Feder C und den Dämpfungswiderstand R auf den Untergrund übertragenen Kräfte. Somit lautet hierfür die Bewegungsgleichung:

$$R\dot{y} + Cy = \hat{F}_{\underline{U}} \cdot e^{j\omega t} \quad (4.18)$$

Mit dem Lösungsansatz Gl.(4.9) ergibt sich für Gl.(4.18) durch Einsetzen von Gl.(4.9) und Gl.(4.10) nach Ausklammerung von $\underline{y}$:

$$(j\omega R + C) \hat{y} e^{j\omega t} = \hat{F}_{\underline{U}} e^{j\omega t} \quad (4.19)$$

Führt man auch hier die Eigenfrequenz ω_0 gemäß Gl.(4.15) ein, so ergibt sich

$$m(\omega_0^2 + j\omega \frac{R}{m})\hat{y} = \hat{F}_{\ddot{u}} \quad (4.20)$$

Mit Gl.(4.16) und Gl.(4.20) erhält man nun das komplexe Übertragungsverhältnis

$$\underline{v} = \frac{\hat{F}_{\ddot{u}}}{\hat{F}_e} = \frac{\omega_0^2 + j\omega \frac{R}{m}}{\omega_0^2 - \omega^2 + j\omega \frac{R}{m}} \quad (4.21)$$

Definiert man den auf die schwingende Masse bezogenen Reibungsanteil $R/m = 2\alpha\omega_0$, mit α als dimensionslosem Dämpfungskoeffizienten, und führt außerdem noch das Abstimmungsverhältnis $v = \omega/\omega_0$ ein, so geht Gl.(4.21) über in

$$\underline{v} = \frac{1 + j2\alpha v}{1 - v^2 + j2\alpha v} \quad (4.22)$$

Den Betrag des Übertragungsfaktors erhält man wie folgt:

$$|\underline{v}| = \sqrt{\frac{(\operatorname{Re} \hat{F}_{\ddot{u}})^2 + (\operatorname{Im} \hat{F}_{\ddot{u}})^2}{(\operatorname{Re} \hat{F}_e)^2 + (\operatorname{Im} \hat{F}_e)^2}} = \sqrt{\frac{1 + 4\alpha^2 v^2}{(1 - v^2)^2 + 4\alpha^2 v^2}} \quad (4.23)$$

Um mit Gl.(4.22) die Übertragungsfunktion des Helmholtz-Resonators bestimmen zu können, muß in Gl.(4.8) die Erregerkraft $\hat{F}_e \cdot e^{j\omega t}$ durch den von außen auf die Halsfläche S ausgeübten Erregerdruck $\hat{p}_e \cdot e^{j\omega t}$ und in Gl.(4.18) die übertragene Wechselkraft $\hat{F}_{\ddot{u}} \cdot e^{j\omega t}$ durch den in den Hohlraum hineinwirkenden Wechseldruck $\hat{p}_{\ddot{u}} \cdot e^{j\omega t}$ ausgedrückt werden. Da sich die Fläche S bei der Bildung von $\underline{v}$ herauskürzt, erhält man mit Gl.(4.22) anstelle des komplexen Kraftamplitudenverhältnisses $\hat{F}_{\ddot{u}}/\hat{F}_e$ das komplexe Druckamplitudenverhältnis $\hat{p}_{\ddot{u}}/\hat{p}_e$.

Bei Geräuschuntersuchungen arbeitet man zweckmäßig mit dem "akustischen Übertragungsmaß", das sich aus dem

Betrag
berechnen

Mit $\underline{v}$

Der Fri-
nach G
Funktio
großer
Beim H
pressi
während
des Vo
nient,
stand
schein
Luftma
Luftma
Man be
beiden
addier
Welsle
ist zu
einzu

Bild

Betrag der komplexen Übertragungsfunktion wie folgt berechnet:

$$\Delta L_{\bar{U}} = 10 \lg |\underline{v}|^2 \quad \text{in dB} \quad (4.24)$$

Mit $|\underline{v}|$ aus Gl.(4.23) erhält man mit Gl.(4.24):

$$\Delta L_{\bar{U}} = 10 \lg \frac{1 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot v^2}{(1 - v^2)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot v^2} \quad \text{in dB} \quad (4.25)$$

Der Frequenzgang des akustischen Übertragungsmaßes ist nach Gl.(4.25) stark von der Abstimmung v abhängig. Die Funktion hat ihren Resonanzgipfel bei $v = 1$ oder bei großer Dämpfung etwas unterhalb 1.

Beim Helmholtz-Resonator, Bild 4.16, wirkt das kompressible Gasvolumen V_0 analog der Feder C in Bild 4.17, während die im Resonatorhals eingeschlossene Masse, die das Volumen von der Länge l und dem Querschnitt S einnimmt, die schwingende Masse m mit dem Reibungswiderstand R bildet. Dabei besteht die im Resonatorhals schwingende Masse m nicht nur aus der eingeschlossenen Luftmasse $Sl\rho$, sondern es sind noch mitschwingende Luftmassen vor und hinter der Öffnung hinzuzuschlagen. Man berücksichtigt dies, indem man zur Halslänge l an beiden Seiten eine Mündungskorrektur Δl , Bild 4.18, addiert. Diese Korrektur spielt vor allem bei kleinen Halslängen eine große Rolle. Für genaue Berechnungen ist aus diesem Grunde die korrigierte Länge $l' = l + 2\Delta l$ einzusetzen.

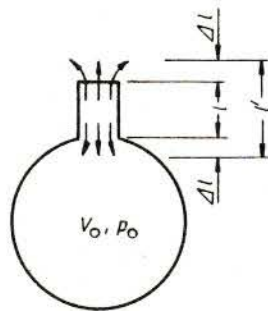


Bild 4.18: Mündungskorrektur

Für die effektiv mitschwingende Masse m' , die in Anlehnung an den mechanischen Parallelschwingkreis in die Bewegungsgleichungen (4.8) und 4.20) eingesetzt wird, ergibt sich somit

$$m' = S l' \rho_0 \quad (4.26)$$

Die Federung des Resonators berechnet sich aus der allgemeinen Beziehung:

$$C = - \frac{dF}{dy} = - \frac{d(Sp)}{dy} = - S \frac{dp}{dy} \quad (4.27)$$

Erweitert man Gl.(4.27) mit der Halsfläche S , so erhält man mit $S dy = dV$ den Ausdruck

$$C = - S^2 \frac{dp}{dV} \quad (4.28)$$

Setzt man eine isentrope Zustandsänderung $p V^k = \text{konst.}$ mit $k = c_p/c_v$ als dem Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten voraus, so ergibt sich nach passender Rechnung:

$$\frac{dp}{dV} = - k \frac{p}{V} \quad (4.29)$$

In Gl.(4.29) ist für V das Hohlraumvolumen des Resonators V_0 und für p der im Hohlraum herrschende statische Gleichdruck p_0 einzusetzen.

Aus Gl.(4.28) erhält man dann mit Gl.(4.29) die Federkonstante

$$C = S^2 k \frac{p_0}{V_0} \quad (4.30)$$

Die Eigenfrequenz ω_0 des Helmholtz-Resonators berechnet sich ebenso wie beim mechanischen Parallelschwingkreis gemäß Gl.(4.15), so daß mit Gl.(4.26) und Gl.(4.30) die nachstehende Beziehung aufgestellt werden kann:

$$\omega_0 = \sqrt{k \cdot \frac{p_0}{\rho_0}} \sqrt{\frac{S}{V_0 \cdot l'}} = a \sqrt{\frac{S}{V_0 \cdot l'}} \quad (4.31)$$

Der Ausdruck $\sqrt{k \cdot \frac{p_0}{\rho_0}}$ stellt die Schallgeschwindigkeit a im Hohlraum dar.

Resonatoren, bei denen die Massen und Federungen aus luftgefüllten Hohlräumen bestehen, treten in der Akustik sehr häufig auf. So zeigten auch die Untersuchungen mit der Hubert-Sonde, die auf Bild 4.19 schematisch dargestellt ist, daß ihr Schwingungsverhalten ziemlich genau dem des beschriebenen Helmholtz-Resonators entspricht.

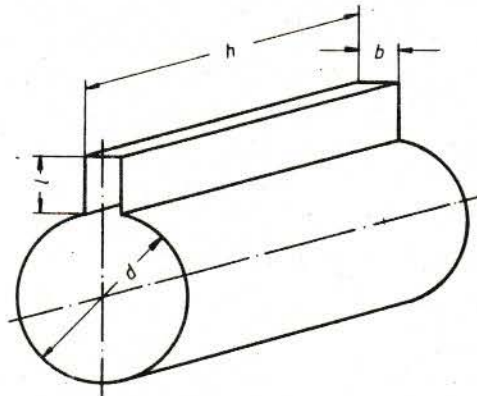


Bild 4.19: Hubert-Sonde als Helmholtz-Resonator

Mit dem Hohlraumvolumen $V_0 = \frac{\pi d^2}{4} h$ und der wirksamen schlitzförmigen Halsfläche $S = \mu b h$, worin μ die Porosität der Schlitzabdeckung bedeutet, erhält man aus Gl.(4.31) die Eigenfrequenz

$$\omega_0 = 2 \cdot \frac{a}{d} \cdot \sqrt{\frac{\mu b}{\pi l}} \quad (4.32)$$

Gl.(4.32) zeigt sehr anschaulich, daß die Resonanzfrequenz der Sonde mit wachsender Porosität der Stoffabdeckung und Schlitzbreite sowie kleiner werdendem Sondendurchmesser und abnehmender Halslänge zunimmt. Will man daher im hauptsächlich interessierenden Frequenzbereich des Schaufelgrundtones, der sich im

vorliegenden Falle von etwa 200 bis 1200 Hz erstreckt, ein möglichst lineares Übertragungsmaß mit vernachlässigbar kleinen Pegelverstärkungen erhalten, so sind, da Schlitzbreite und Porosität der Stoffabdeckung in etwa festliegen, die Halslänge l des Schlitzes und der Rohrdurchmesser d der Sonde so klein wie möglich zu halten. Die Richtigkeit dieser aus Gl.(4.32) gezogenen Schlußfolgerung konnte durch die in Vorversuchen erhaltenen Versuchsergebnisse belegt werden.

Die neue Sonde bietet auch die Möglichkeit, das Geräusch in sehr kleinen durchströmten Rohrleitungen, zu denen man mit den üblichen Sonden keinen Zugang mehr hat, zu messen. Es ist dabei jedoch zu beachten, daß die Verhältnisse des Tonraumes /42/ umso mehr zutreffen, je größer das Verhältnis vom Sondendurchmesser d zum Meßrohrdurchmesser d_R ist, Bild 4.20.

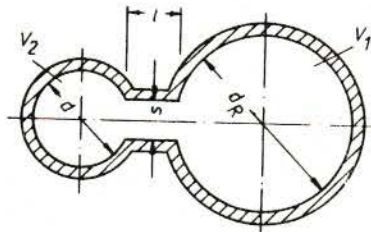


Bild 4.20: Hubert-Sonde als Tonraum

Für diesen gilt, daß sich das Effektivvolumen V_0 aus den Einzelvolumina V_1 und V_2 wie folgt berechnet:

$$\frac{1}{V_0} = \frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \quad (4.33)$$

Mit $V_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} h$, $V_1 = \frac{\pi d^2}{4} h$ und $V_2 = \frac{\pi d_R^2}{4} h$

folgt aus Gl.(4.33), daß in Gl.(4.32) für d der repräsentative Sondendurchmesser

$$d_0 = \frac{d \cdot d_R}{\sqrt{d^2 + d_R^2}} = \frac{d}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_R}\right)^2}} \quad (4.34)$$

einzusetzen ist. Für $d_R \gg d$ ist dann $d_0 \approx d$.

4.3.2 Experimentelle Ermittlung des akustischen Übertragungsmaßes

Das Übertragungsmaß kann durch zeitgleiches Messen der Schalldruckpegel L_{pH} an der Sonde und L_{pR} im Kanal ermittelt werden. Aus der Pegeldifferenz

$$\Delta L_{\bar{u}} = L_{pH} - L_{pR} \quad (4.35)$$

ergibt sich dann das Übertragungsmaß für die Mittenfrequenz der jeweils gewählten Bandbreite. Für L_{pR} ist der über den Meßquerschnitt energetisch gemittelte Schalldruckpegel einzusetzen. Oberhalb der Kanalgrenzfrequenz, wo Eigenschwingungen quer zur Rohrachse und in Umfangsrichtung zu unterschiedlichen Pegelwerten führen, wurde mit einer geeigneten, das Mikrophon aufnehmenden Vorrichtung der gesamte Meßquerschnitt in vier verschiedenen Richtungen senkrecht zur Rohrachse auf konzentrischen Kreisen kontinuierlich abgetastet und der dabei aufgenommene Pegelschrieb in Abständen von jeweils 10 mm markiert, um den Verlauf der ortsabhängigen Schallenergie möglichst genau bestimmen zu können. Ein zweiter Pegelschreiber ermöglichte gleichzeitig die Schallaufzeichnung an der Hubert-Sonde. Zur Erläuterung ist auf Bild 4.21 ein solcher Schrieb von insgesamt vier Schrieben, die für jedes eingestellte Frequenzband aufgenommen wurden, dargestellt. Man erkennt sehr deutlich die erhöhte Pegelanzeige an der Hubert-Sonde als Folge der Resonanzeigenschaften.

Die Abtastmessungen wurden mit und ohne Durchströmung des Sondenrohres an der Ventilatoraustrittsseite durchgeführt. Als Geräuschquelle diente jeweils der Ventilator

selbst, eine im Ventilatorgehäuse eingebaute rotierende schaufellose Radscheibe oder ein Lautsprecher. Für die Messungen am nichtdurchströmten Rohr wurde zunächst ein 1/2" Mikrophon mit Schutzgrill benutzt, später ein Nasenkonus-Vorsatz gemäß Bild 4.13, um Vergleichswerte für die Untersuchungen an der durchströmten Sonde zu erhalten.

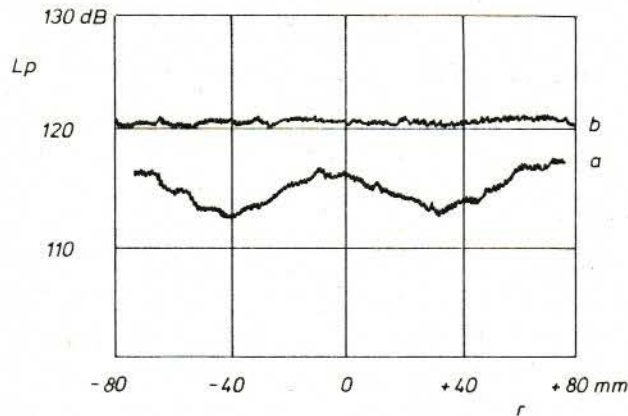


Bild 4.21: Schalldruckpegelverlauf

a senkrecht zur Rohrachse,
b an der Hubert-Sonde

während der Abtastzeit gemessen im Terzband mit der Mittenfrequenz 3150 Hz bei einer Rohrgeschwindigkeit $c = 60 \text{ m/s}$.

Aufgrund der von NEISE festgestellten Störpegelanhebungen in bestimmten Geschwindigkeits- und Turbulenzbereichen waren außerdem Vergleichsmessungen zwischen Nasenkonus und Vorsatzsonde nach Bild 4.14 notwendig, die im Windkanal der Fachhochschule Düsseldorf durchgeführt wurden. Hierbei war noch zu beachten, daß der Turbulenzgrad des Windkanals viel geringer ist als beim Ventilator. Um auf die Werte zu kommen, die gemäß Bild 4.22 in der Ausblasströmung des Ventilators herrschen, mußte daher der Turbulenzgrad mittels im Freistrahle eingebrachter Siebe künstlich erhöht werden.

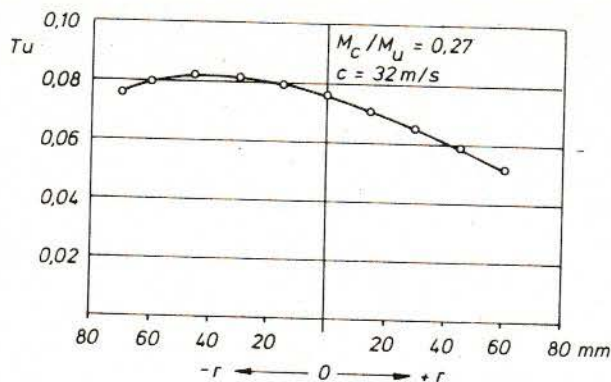


Bild 4.22: Turbulenzgradverteilung in der Ausblasströmung des Ventilators

Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Bild 4.23 aufgetragen, wo die Pegeldifferenz der von beiden Sonden unter sonst gleichen Bedingungen aufgenommenen Schalldrücke im Frequenzbereich von 200 bis 6000 Hz für verschiedene Gesamtturbulenzgrade dargestellt ist. Die in diesem Bild unten aufgetragenen Meßpunkte wurden außerhalb des Windkanals gemessen. Daher sind hier der Gesamtturbulenzgrad Tu und der Machzahlquotient M_c/M_u als Verhältnis von Strahlgeschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit des Windkanallauftrades gleich Null. Soweit hier Unterschiede auftreten, sind diese auf das Übertragungsmaß der Neise-Sonde zurückzuführen, das sich dabei in seinem inversen Verlauf abbildet.

Besonders aufschlußreich sind die Meßergebnisse in Bild 4.23 oben. Sie zeigen, daß sich bei der gewählten Strömungsgeschwindigkeit von 32 m/s entsprechend einem $M_c/M_u = 0,57$ im gesamten untersuchten Frequenzbereich bis zu einem Turbulenzgrad von 8% praktisch kein Störschall durch turbulente Druckschwankungen am Nasenkonus bemerkbar macht. Erst bei $Tu = 12\%$ ist eine dann

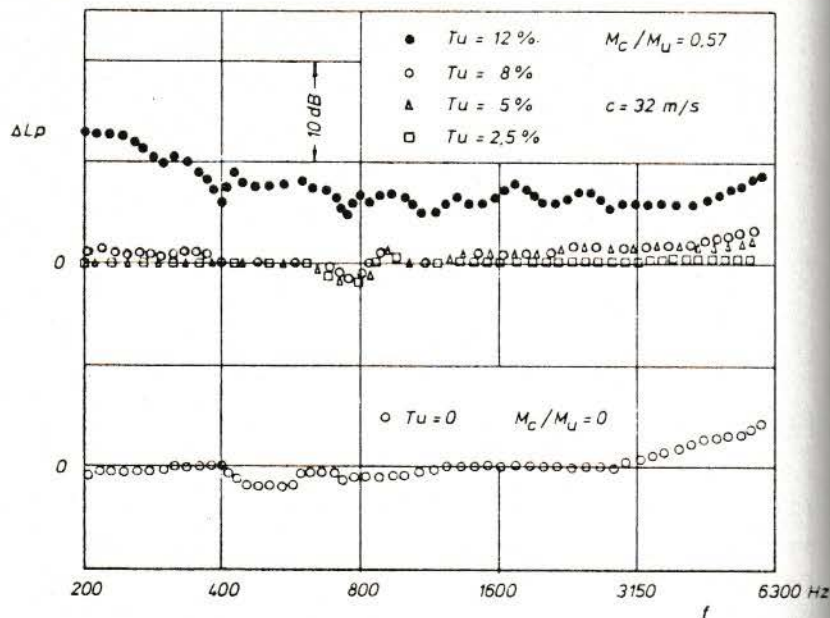


Bild 4.23: Schalldruckpegeldifferenz zwischen Nasenkonus und Noise-Sonde bei verschiedenen Turbulenzgraden $Tu = \tilde{u}/u$

allerdings spürbare Meßverfälschung durch den Windeinfluß festzustellen. Aus diesen Meßkurven kann der interessante Schluß gezogen werden, daß bei Geräuschmessungen im durchströmten Kanal nicht unbedingt eine perforierte oder geschlitzte Vorsatzsonde benötigt wird. Dieser Fall ist offensichtlich immer dann gegeben, wenn der Ventilator in seinem Optimum arbeitet, einen Turbulenzgrad von nicht mehr als 8 % hat, das Machzahlverhältnis M_c/M_u innerhalb des in Bild 3.1d dargestellten Kurvenbandes liegt und keine besondere Schalldämpfung zwischen Ventilator und Meßstelle im Kanal erfolgt. Dieses Ergebnis, das im Widerspruch zu Untersuchungen an anderer Stelle /15/ zu stehen scheint, erklärt sich einfach daraus, daß im vorliegenden Falle eine stark schallbelastete Strömung

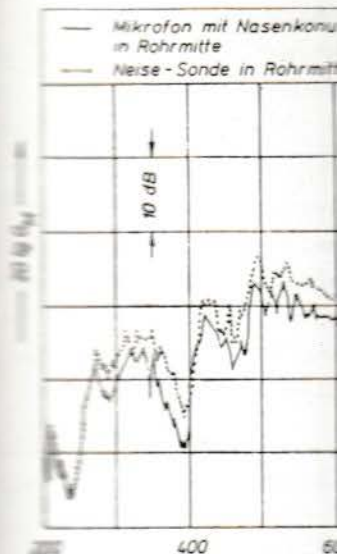


Bild 4.24: Frequenzgang aufgenommen mit Nasenkonus

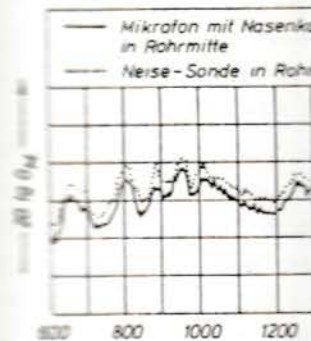


Bild 4.25: Frequenzgang aufgenommen mit Nasenkonus

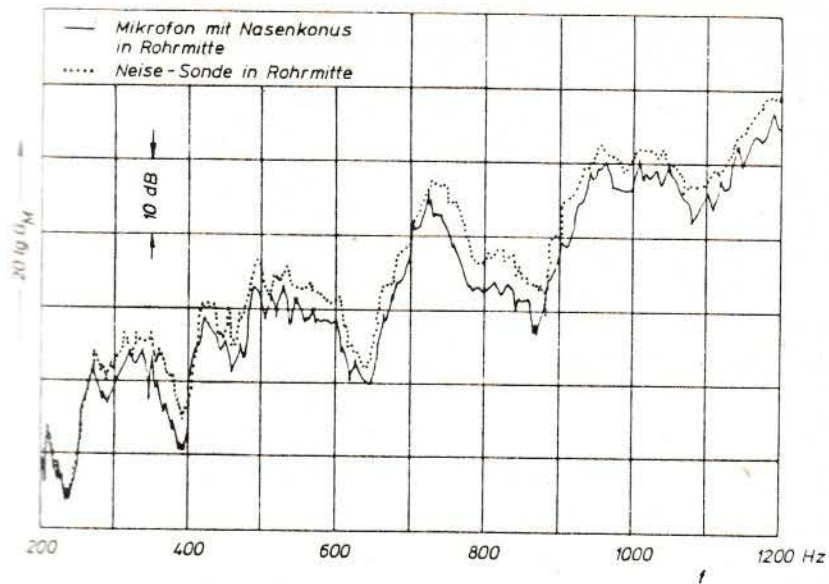


Bild 4.24: Frequenzgang der 1. Harmonischen, aufgenommen mit Neise-Sonde und Nasenkonus

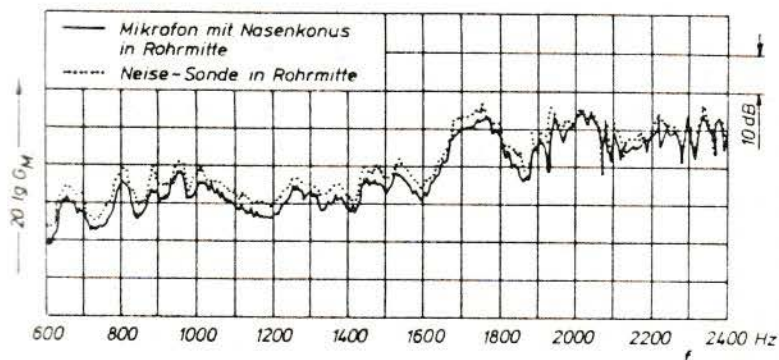


Bild 4.25: Frequenzgang der 2. Harmonischen, aufgenommen mit Neise-Sonde und Nasenkonus

untersucht wurde, während es sich dort um eine durch zusätzliche Schalldämpfung zwischen Ventilator und Rohrleitung künstlich schallarm gemachte Strömung handelt.

LEIDEL /8/ stellte bei Geräuschmessungen mit Nasenkonus im Ausblas kanal eines Radialventilators mittlerer Schnellläufigkeit ($\sigma = 0,44$), der zwischen Nullförderung und Optimum untersucht wurde, ebenfalls fest, daß bei einem gesamten Turbulenzgrad von durchschnittlich 5 % bei den Terzbändern 63, 200, 315 und 1000 Hz kein Störschall durch Windrauschen das Ventilatorgeräusch verfälscht.

Um bei den Tonpegelaufzeichnungen ganz sicher zu gehen, wurden Systemfrequenzgänge von der ersten und zweiten Harmonischen im Optimum des Ventilators zusätzlich als Vergleichsmessungen zwischen beiden Sonden aufgenommen. Diese aus den Bildern 4.24 und 4.25 ersichtlichen Aufzeichnungen bestätigen recht eindrucksvoll die Unempfindlichkeit des Nasenkonus gegen die turbulenten Druckschwankungen in der Ausblasströmung des untersuchten Ventilators. Daher schien es durchaus gerechtfertigt, mit demselben nicht nur die Übertragungsfunktion für den Durchsatz Null, sondern für den gesamten Geschwindigkeitsbereich bis maximal 64 m/s experimentell zu ermitteln.

In Bild 4.26 sind die gemessenen Pegeldifferenzen ΔL_{ij} , die mit und ohne Nasenkonus bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Frequenzbandbreiten an drei nach Bild 4.15 gefertigten Sonden erhalten wurden, über der Frequenz aufgetragen. Man erkennt, daß die Meßpunkte zwischen 100 und 1200 Hz, wo die Übertragungsfunktion fast horizontal verläuft, nur wenig um 0 dB streuen, so daß sich eine Korrektur der aufzunehmenden Systemfrequenzgänge, zumindest solche von der 1. Harmonischen, erübrigt. Darüber hinaus erkennt man aus dem in diskreter

Form vorliegende Verlauf der Übertragungsfunktion des Systems mit Eigenfrequenz von etwa 9 dB sowie

Mit diesen Werten ergibt sich aus Gl. (4.2)

$$10 \lg \frac{1 + 4 \alpha^2}{4 \alpha^2} = 9,$$

Setzt man dieses in die akustische Übertragungsfunktion

$$\Delta L_{ij} = 10 \lg \frac{1 + \left(\frac{f}{2700} \right)^2}{1 - \left(\frac{f}{2700} \right)^2}$$

ein, so erhält man die Frequenzgangkurve. Zum Vergleich mit der Beziehung (4.36) in Bild 4.26 ist ersichtlich, daß ab etwa 4000 Hz unabhängig davon, ob höhere Geschwindigkeiten, kein Unterschied zwischen der Übertragung mit und ohne Nasenkonus oberhalb 4000 Hz tritt. Die Stoffschicht und Wertstreuungen auf, die durch die Erreger im höheren Frequenzbereich (vgl. Bild 6.1 und

Form vorliegenden Frequenzgang sehr schön den typischen Verlauf der Übertragungsfunktion eines linearen Einmassensystems mit einem Freiheitsgrad, die bei einer Eigenfrequenz von 2700 Hz eine Resonanzgipfelhöhe von etwa 9 dB sowie eine Nullstelle bei $2700 \sqrt{2} = 3818$ Hz hat.

Mit diesen Werten läßt sich nun der Dämpfungskoeffizient aus Gl.(4.25) wie folgt berechnen:

$$10 \lg \frac{1 + 4 \alpha^2}{4 \alpha^2} = 9, \text{ woraus folgt: } \alpha = \frac{1}{2 \sqrt{10^{0,9} - 1}} = 0,190$$

Setzt man dieses Ergebnis in Gl.(4.25) ein, so lautet die akustische Übertragungsfunktion der untersuchten Sonden

$$|G| = 10 \lg \frac{1 + 0,144 \left(\frac{f}{2700} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{f}{2700} \right)^2 \right)^2 + 0,144 \left(\frac{f}{2700} \right)^2} \text{ in dB} \quad (4.36)$$

worin die Frequenz f in Hz einzusetzen ist.

Zur Vergleich mit den Versuchsergebnissen wurde die Beziehung (4.36) in Bild 4.26 graphisch dargestellt. Wie daraus ersichtlich, schmiegen sich die Meßpunkte bis etwa 4000 Hz recht gut an die gerechnete Kurve an unabhängig davon, ob diese bei Nullförderung oder bei höheren Geschwindigkeiten gewonnen wurden. Auch ist kein Unterschied zwischen den Messungen bei Nullförderung mit und ohne Nasenkonus festzustellen. Erst oberhalb 4000 Hz treten größere, wahrscheinlich durch die Stoffschicht und Geschwindigkeit beeinflusste Meßwertstreuungen auf, die jedoch weniger von Bedeutung sind, weil die Erregerfunktion des Ventilatorrauschens im höheren Frequenzbereich ohnehin stark abgefallen ist (vgl. Bild 6.1 und 6.6). Offensichtlich hat aber

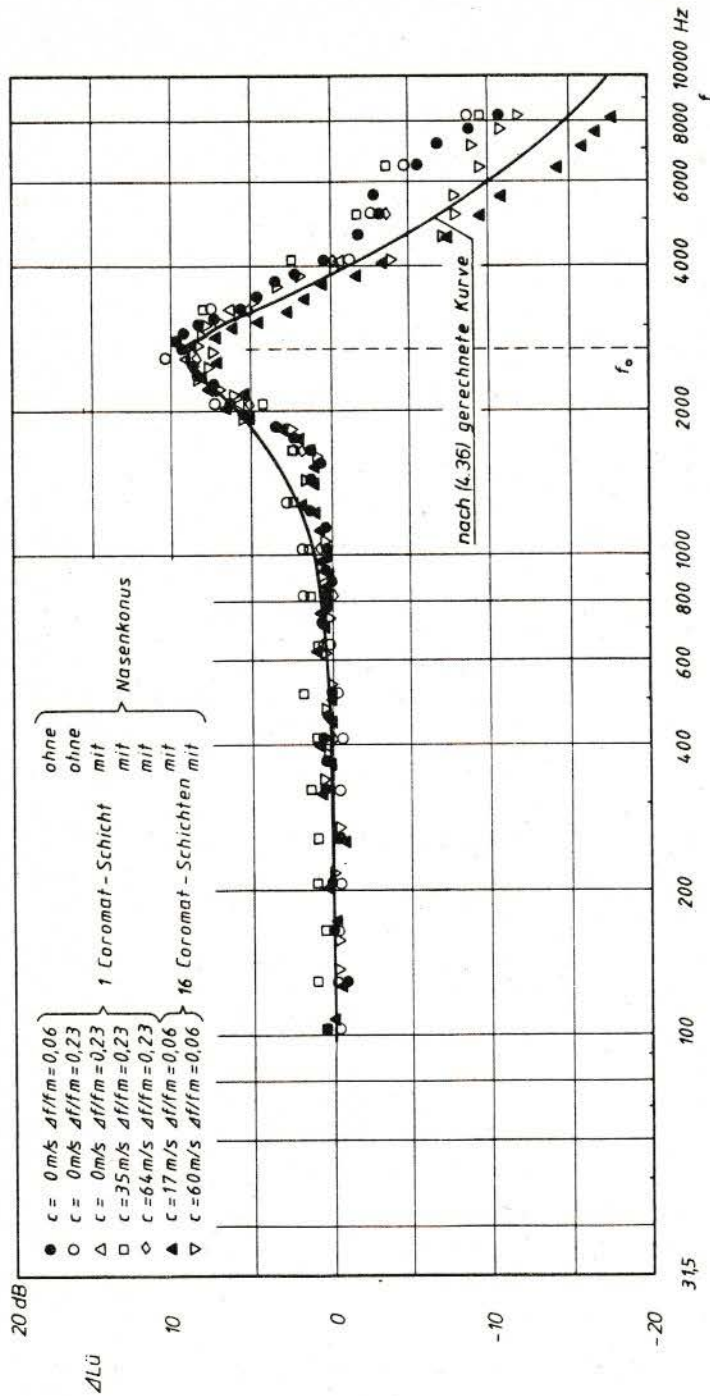


Bild 4.26: Akustisches Übertragungsmaß der Hubert-Sonde (gemäß Bild 4.15)

Wie etwa 4
Schichten
gang des ei



Bild 4.27: Frequenzgang

Schließlich ist
zwischen Nasenkor
werden, aus dem e
Hubert-Sonde aufg
keiner Korrektur!

4.4 Eigengeräusche
an Feststellen,
die von Motor, Frei
laufenden Antriebs;
wie in Bild 4.28 un

Bis etwa 4000 Hz die Anzahl der untersuchten Coromat-Schichten keinen nennenswerten Einfluß auf den Frequenzgang des akustischen Übertragungsmaßes.

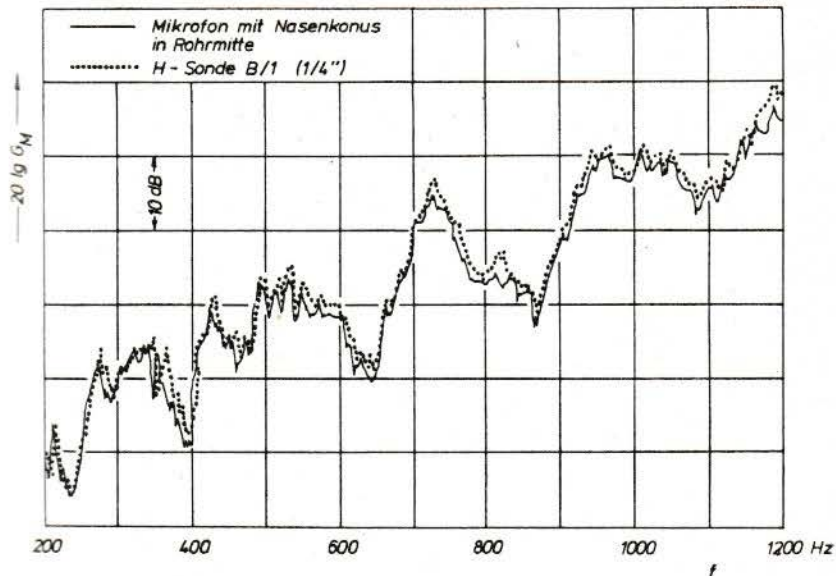


Bild 4.27: Frequenzgang der 1. Harmonischen, aufgenommen mit Hubert-Sonde und Nasenkonus

Schließlich ist in Bild 4.27 noch ein Vergleich zwischen Nasenkonus und Hubert-Sonde durchgeführt worden, aus dem ebenfalls hervorgeht, daß die mit der Hubert-Sonde aufgenommenen Frequenzgänge bis 1200 Hz keiner Korrektur bedürfen.

4.4 Eigengeräusche des Ventilatorantriebs

um festzustellen, ob die Geräuschmessungen nicht durch die von Motor, Fremdlüfter, Lagern und dergl. herrührenden Antriebsgeräusche verfälscht werden, wurden die in Bild 4.28 und 4.29 dargestellten Terzspektren

und Systemfrequenzgänge mit und ohne Laufrad bei jeweils konstanter Drehzahl aufgenommen.

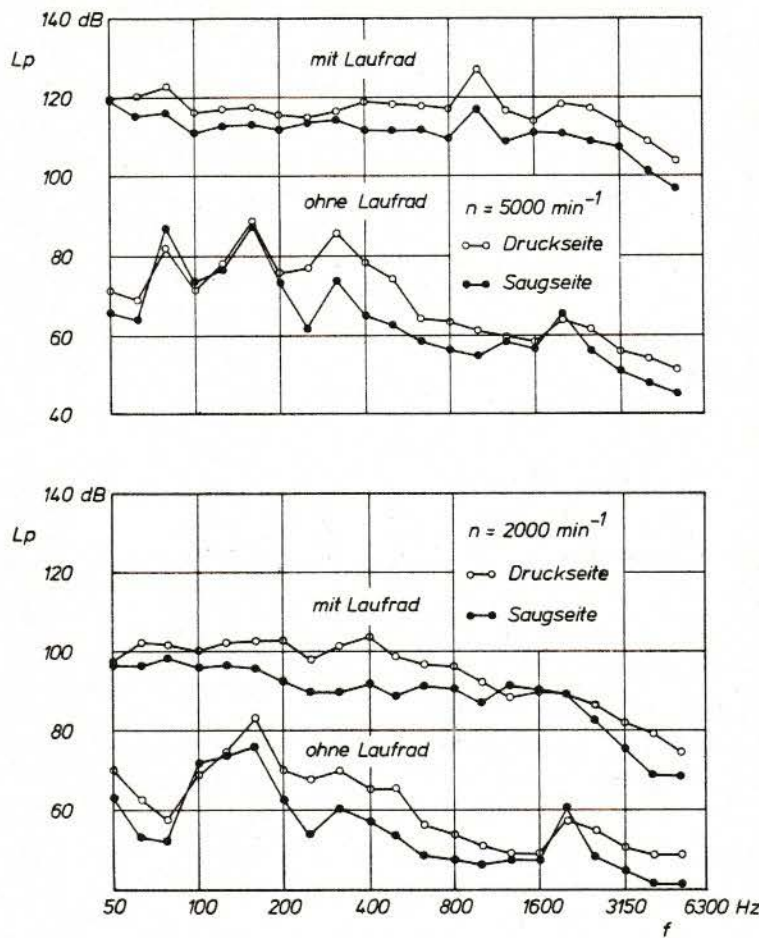


Bild 4.28: Terzspektrum vom Ventilator mit und ohne Laufrad aufgenommen

Bild 4.29: Systemfrequenzgang mit und ohne Laufrad

Wie erkennbar, sind die Geräusche so gering, daß sie durch die Luftströmung überlagert werden können.

4.5 Motor und Regelschaltung

Bei dem Antriebsmotor handelt es sich um einen Stromnebenschlußmotor mit einer maximalen Leistung von $P_N = 1,5 \text{ kW}$ bei $n = 2400 \text{ min}^{-1}$ abgibt. Die Belüftung ist eine mechanische. Eine Anordnung, die die Ist-drehzahl des Motors anzeigt, ist die Aufgabe hat, Anker

aufgrad bei jeweils

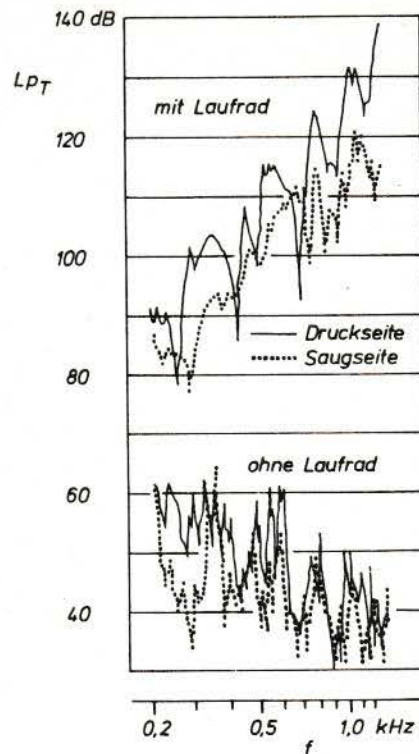
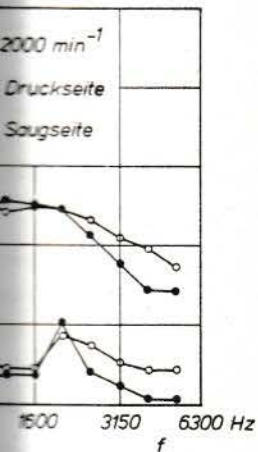


Bild 4.29: Systemfrequenzgang vom Ventilator mit und ohne Laufrad aufgenommen

Wie erkennbar, sind die vom Antrieb allein herrührenden Geräusche so gering, daß die vom Ventilator erzeugten Geräusche hierdurch nicht in Mitleidenschaft gezogen werden.

4.5 Motor und Regelschiene

Bei dem Antriebsmotor handelt es sich um einen Gleichstromnebenschlußmotor mit Fremderregung, der seine maximale Leistung von 23,5 kW bei einer Drehzahl $n = 2400 \text{ min}^{-1}$ abgibt. Die Kühlung erfolgt durch Fremdbelüftung. Eine anmontierte Tachomaschine übermittelt die Ist-drehzahl des Motors an die Regelschiene, welche die Aufgabe hat, Anker und Feld des Motors zu erregen

und nach einem Ist-Sollwert-Vergleich die Drehzahl gegebenenfalls durch Veränderung der Spannung nachzuregeln. Die Sollwerteinstellung erfolgt über Druckknopfsteuerung am Stellsatz, wo auch die Gesamteinrichtung, bestehend aus Motor und Regelschiene, ein- und ausgeschaltet werden kann.

4.6 Drehmomentenmeßnabe und Trägerfrequenzmeßbrücke

Die Messung des Ventilator Drehmomentes erfolgt mit einer schleifringlosen Meßnabe, die ein induktives Meßsystem mit großer Empfindlichkeit, guter Linearität und Hysterese sowie hoher Temperaturstabilität besitzt. Die Meßnabe wird mit einer Trägerfrequenzmeßbrücke PR 9308 bei einer Speisespannung von 10 V und einer Frequenz von 5 KHz betrieben. Elf verschiedene Stellungen des Stufenabschwächers (grob) und ein Präzisionspotentiometer (fein) ermöglichen die optimale Anpassung der Verstärkung an den Meßbereich und die Empfindlichkeit des Aufnehmers. Das Meßbrückensignal kann für Übersichtsmessungen über ein eingebautes, abschaltbares Drehspulinstrument angezeigt werden. Die Brücke verfügt für genaue Messungen über einen Spannungsausgang mit einer Nennspannung von ± 1 V bei Vollaussteuerung. Hier wurde ein integrierendes Digitalvoltmeter mit hoher Anzeigege- nauigkeit angeschlossen. Um eine möglichst große Ge- nauigkeit zu erreichen, wurde die gesamte Meßkette, bestehend aus Drehmomentenmeßnabe, Anschlußkabel, Trägerfrequenz-Meßbrücke und Digitalvoltmeter, mit einer speziell dafür hergestellten Vorrichtung in allen Stellungen des Stufenabschwächers statisch kalibriert. Da die erhaltenen Werte in allen Meßbe- reichen eine gute Linearität zwischen den über die Vorrichtung eingeleiteten Momenten und den am Digital- voltmeter angezeigten Spannungswerten aufweisen,

kann das Drehmoment aus d
berechnet werden:

$$M = \theta_0 u + K$$

In Gl.(4.37) bedeuten

u die Anzeige am Di

θ_0 einen Faktor in N
Stufenabschwächer

K eine von der Stel
abhängige Größe i

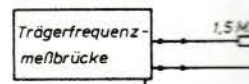


Bild 4.30: Schaltplan des

Eine Schaltung, Bild 4.30
weise, die über eine fest
verfügt, zwischen Spannungs-
talvoltmeter angeordnet,
wertanzeige der induzierte
zunehmenden Drehmomente.

Wenn das Drehmoment aus den einzelnen Meßdaten wie folgt berechnet werden:

$$M = \theta_0 U + K \quad (4.37)$$

Die Gl.(4.37) bedeuten

- U die Anzeige am Digitalvoltmeter in mV,
- θ_0 einen Faktor in Nm/mV, der von der Stellung des Stufenabschwächers abhängig ist, und
- K eine von der Stellung des C-Abgleichschalters abhängige Größe in Nm.

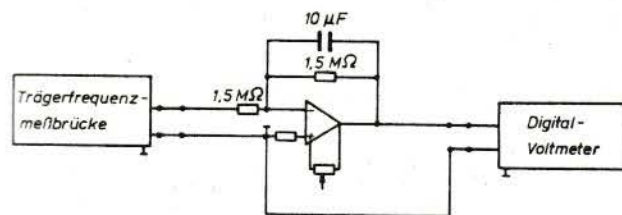


Bild 4.30: Schaltplan des Integrators

Eine Schaltung, Bild 4.30, mit integrierender Arbeitsweise, die über eine feste Zeitkonstante von ca. 15 s verfügt, zwischen Spannungsausgang der Brücke und Digitalvoltmeter angeordnet, ermöglicht eine gute Mittelwertanzeige der induzierten Spannung und damit der aufzuwendenden Drehmomente.

4.7 Nachlaufsteuervorrichtung

Zur Aufnahme der Systemfrequenzgänge bei konstantem Drosselpunkt, die eine Konstanz des Verhältnisses von Mittenfrequenz des Analysators zur Drehfrequenz des Ventilators verlangt, diente der in Bild 4.31 dargestellte Meßaufbau.

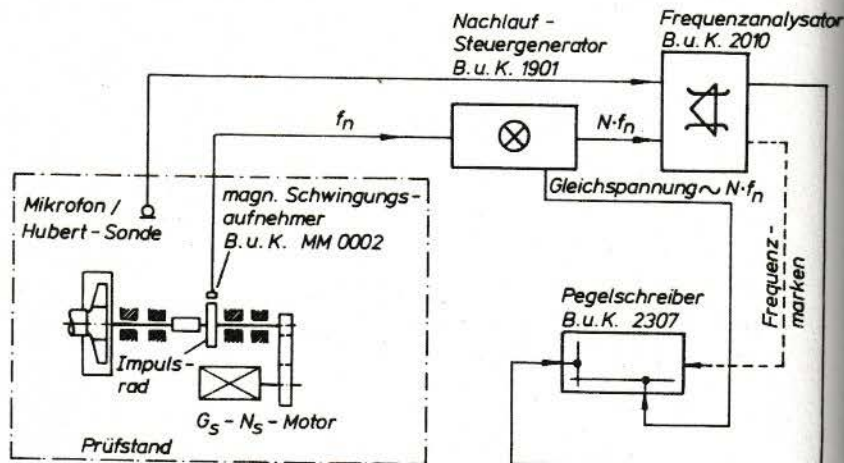


Bild 4.31: Blockschaltbild zur Messung der Drehklangkomponenten in Abhängigkeit von der Ventilator-drehzahl (Systemfrequenzgänge)

Zur weiteren Information über die Wirkungsweise der verwendeten Nachlaufsteuervorrichtung sei auf WEIDEMANN /30/ verwiesen.

4.8 Einzelmessungen u

4.8.1 Durchflußmessung

Die Messung des Förderen Ringkammerblende, Bild 4.1, angordnet in Übereinstimmung mit ausgeführt. Die dort bau, Messung und Ausw Der vom Ventilator ge sich wie folgt:

$$\dot{m} = \epsilon \alpha_{B1} \cdot A_{B1} \sqrt{2 \cdot \dots}$$

Die Expansionszahl be

$$\epsilon = 1 - (0,3707 + 0, \dots)$$

Mit dem gewählten Blen und dem Isentropenexpo Gl.(4.39) über in

$$\epsilon = 1 - 0,5 \left[1 - \dots \right]$$

In Gl.(4.40) bedeuten und hinter der Blende drücke. Der Blendenbei der wie folgt definier

$$Re = \frac{c \cdot d_R}{\nu} = \frac{4}{\pi d_g \dots}$$

auf Bild 4.32 dargeste

4.3 Einzelmessungen und Auswertungsformeln

4.3.1 Durchflußmessung mit Normblende

Die Messung des Förderstromes erfolgt mit einer genormten Ringkammerblende, die in der Mitte der Saugleitung, Bild 4.1, angeordnet ist. Blende und Meßstellen wurden in Übereinstimmung mit den "VDI-Durchflußregeln DIN 1952" ausgeführt. Die dort angegebenen Vorschriften für Einbau, Messung und Auswertung wurden genau eingehalten. Der vom Ventilator geförderte Massenstrom berechnet sich wie folgt:

$$\dot{m} = \epsilon \alpha_{B1} \cdot A_{B1} \sqrt{2 \cdot \rho_{B1} \cdot \Delta p_{B1}} \quad (4.38)$$

Die Expansionszahl beträgt gemäß "VDI 2040, Blatt 1",

$$\epsilon = 1 - (0,3707 + 0,3184 \cdot m^2) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} \right]^{0,935} \quad (4.39)$$

Mit dem gewählten Blendenöffnungsverhältnis $m = 0,6378$ und dem Isentropenexponenten $k = 1,4$ für Luft geht Gl.(4.39) über in

$$\epsilon = 1 - 0,5 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,714} \right]^{0,935} \quad (4.40)$$

In Gl.(4.40) bedeuten p_1 und p_2 die unmittelbar vor und hinter der Blende abzunehmenden statischen Absolutdrücke. Der Blendenbeiwert α_{B1} ist in Abhängigkeit von der wie folgt definierten Reynoldszahl

$$Re = \frac{c \cdot d_R}{\nu} = \frac{4}{\pi d_R} \cdot \frac{\dot{m}}{\rho_{B1} \nu} \quad (4.41)$$

auf Bild 4.32 dargestellt.

bei konstantem
Verhältnisses von
elektrischer Frequenz des
Bild 4.31 dar-



g der Drehklang-
t von der Ventii-
enzgänge)

kungsweise der
sei auf

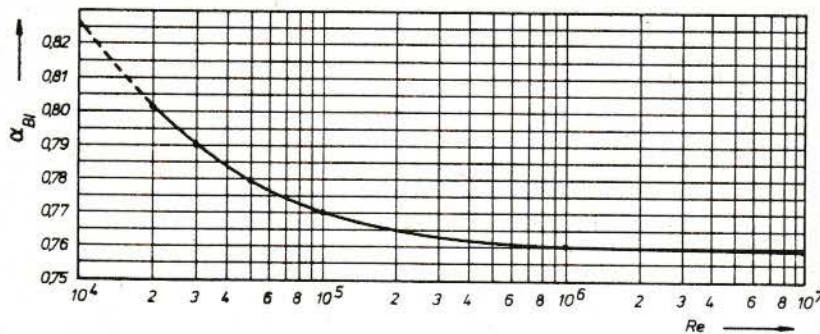


Bild 4.32: α_{B1} , Re-Diagramm für Ringkammerblende DIN 1952, Öffnungsverhältnis $m = 0,6378 / 40/$

Mit dem lichten Blendenquerschnitt $A_{B1} = 0,12838 \text{ m}^2$, der Luftdichte ^{+) vor der Blende}

$$\rho_{B1} = \frac{p_b - \Delta p_{vB1}}{R \cdot T} \quad (4.42)$$

und der Wirkdruckdifferenz $\Delta p_{B1} = p_1 - p_2$ an der Blende erhält man aus Gl.(4.38) nach passender Rechnung die Beziehung

$$\dot{m} = 0,001007 \left(1 - 0,5 \frac{\Delta p_{B1}}{p_b - \Delta p_{vB1}} \right)^{0,668} \cdot \sqrt{\frac{p_b - \Delta p_{vB1}}{273 + t} \cdot \Delta p_{B1}} \quad \text{in kg/s} \quad (4.43)$$

in der die Druckmeßgrößen Atmosphärendruck p_b , Unterdruck vor der Blende Δp_{vB1} und Wirkdruck Δp_{B1} in Pa und die Temperatur t in $^{\circ}\text{C}$ einzusetzen sind. Gl.(4.43) wurde mit $R = 287 \text{ J/kgK}$ und $\alpha_{B1} = 0,76$ hergeleitet.

^{+) Die Luftdichte ρ läßt sich aus der allgemeinen Gasgleichung $\rho = \frac{p}{ZRT}$ herleiten. Der Realgasfaktor Z , der die Abweichungen des realen Gases vom idealen Gas berücksichtigt, kann für die am Prüffeld herrschenden Temperatur- und Druckänderungen mit hinreichender Genauigkeit gleich 1 gesetzt werden.}

Nach Berechnung von $\dot{m}$ Blende abgenommenen M Gl.(4.41) und korrigi den Massenstrom wie f

$$\dot{m}_k = \frac{\alpha_{B1}}{0,76} \dot{m}$$

Aus dem korrigierten für die Luftdichte am

$$\rho_E = \frac{p_b - \Delta p_E}{R(273 + t_E)}$$

worin Δp_E den Unterdruck vor dem Ventilatoreintritt bed des wirkliche Ansaugvo

$$\dot{V}_E = \dot{m}_k / \rho_E$$

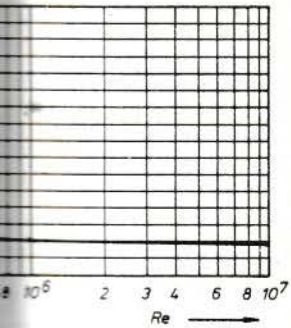
4.8.2 Totale spezifische

Die totale spezifische berechnet sich in Über regeln VDI 2044" aus d messenden statischen D Luftgeschwindigkeiten

$$\gamma_t = \frac{p_A - p_E}{\rho_E} \cdot f + \frac{c_A^2}{2}$$

Da beim untersuchten V Eintritt und Austritt e mische Energieanteil in klein. Der Kompressibil entwicklung aus der all mischen Beziehung

$$\gamma = \frac{n}{n-1} \frac{p_E}{\rho_E} \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$



Nach Berechnung von $\dot{m}$ aus Gl.(4.43) mit den an der Blende abgenommenen Meßwerten erhält man Re aus Gl.(4.41) und korrigiert mit Bild 4.32 α_{B1} und danach den Massenstrom wie folgt:

$$\dot{m}_k = \frac{\alpha_{B1}}{0,76} \dot{m} \quad (4.44)$$

Aus dem korrigierten Massenstrom und der Beziehung für die Luftdichte am Eintritt

$$\rho_E = \frac{p_b - \Delta p_E}{R(273 + t_E)} \quad (4.45)$$

worin Δp_E den Unterdruck und t_E die Lufttemperatur im Ventilatoreintritt bedeuten, ergibt sich schließlich das wirkliche Ansaugvolumen des Ventilators zu

$$\dot{V}_E = \dot{m}_k / \rho_E \quad (4.46)$$

4.8.2 Totale spezifische Strömungsarbeit

Die totale spezifische Strömungsarbeit des Ventilators berechnet sich in Übereinstimmung mit den "Ventilatorregeln VDI 2044" aus den am Eintritt und Austritt zu messenden statischen Drücken und den dort herrschenden Luftgeschwindigkeiten wie folgt:

$$y_t = \frac{p_A - p_E}{\rho_E} \cdot f + \frac{c_A^2 - c_E^2}{2} \quad (4.47)$$

Da beim untersuchten Ventilator die Querschnitte am Eintritt und Austritt gleich groß sind, ist der dynamische Energieanteil in Gl.(4.47) vernachlässigbar klein. Der Kompressibilitätsfaktor f geht durch Reihenentwicklung aus der allgemein gültigen thermodynamischen Beziehung

$$y = \frac{n}{n-1} \frac{p_E}{\rho_E} \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.48)$$

hervor und lautet, wenn vereinfachend $p_A - p_E = \Delta p_{EA}$ gesetzt wird:

$$f = 1 - \frac{1}{2n} \cdot \frac{\Delta p_{EA}}{p_E} + \frac{1}{6n} \cdot \left(1 + \frac{1}{n} \right) \left(\frac{\Delta p_{EA}}{p_E} \right)^2 - + \dots \quad (4.49)$$

Für relativ kleine Druckzunahmen $\Delta p_{EA}/p_E$, wie sie im Ventilatorenbau üblich sind, und nicht zu kleine innere Wirkungsgrade ($\eta_i > 0,5$) ist es zulässig, anstelle des Polytropenexponenten n in Gl.(4.49) den Isentropenexponenten k einzusetzen. Man erhält dann aus Gl.(4.47) mit Gl.(4.49) und $k = 1,4$ für Luft:

$$y_t = \frac{\Delta p_{EA}}{p_E} \left[1 - 0,357 \frac{\Delta p_{EA}}{p_E} + 0,204 \left(\frac{\Delta p_{EA}}{p_E} \right)^2 - + \dots \right] \quad (4.50)$$

p_E ist mit Gl.(4.45) zu bestimmen.

Die statische Druckerhöhung Δp_{EA} am Ventilator wird, wie aus Bild 4.1 ersichtlich, an den dafür vorgesehenen Druckmeßstellen, die aus vier sauber entgrateten und über den Umfang des Meßrohres gleichmäßig verteilten 2 mm-Bohrungen bestehen und über einen Ringkanal miteinander verbunden sind, unmittelbar vor und hinter dem Ventilator über ein Debro-Manoskop und ein Betz-manometer abgenommen. Δp_{EA} berechnet sich aus den an beiden Hebermanometern abgelesenen Spiegeldifferenzen Δh_E und Δh_A wie folgt:

$$\Delta p_{EA} = \rho_{Hg} g \Delta h_E - \rho_w g \Delta h_A \quad (4.51)$$

worin ρ_{Hg} die Dichte des Quecksilbers im Debro-Manoskop und ρ_w die Dichte des Wassers im Betz-manometer bedeuten. Das Minuszeichen vor dem zweiten Term in Gl.(4.51) kommt dadurch zustande, daß bei der vorliegenden Versuchsanordnung im Druckstutzen des Ventilators Unterdruck herrscht.

4.8.3 Nutzleistung, Wellenwirkungsgrad des Ventilators

Mit den Gleichungen (4.47) und (4.49) ist die Drehzahl des Ventilators n , die Nutzleistung P_n , der Wellenwirkungsgrad η_e wie folgt zu berechnen:

$$P_n = \dot{m}_k y_t$$

$$P_e = 2 \pi n M$$

$$\eta_e = \frac{P_n}{P_e}$$

4.8.4 Schalleistung

Der Schalldruckpegel L_p wird aus der Korrektur des akustischen Pegels L'_p mit dem akustischen Reflexkoeffizienten R gemäß Bild 4.26 berechnet:

$$L_p = L'_p - \Delta L_R$$

Den Schalleistungspegel L_w erhält man aus der ebenen Wellenausbreitung nach Gl.(4.57) wie folgt:

$$L_w = L_p + 10 \lg S/S_0$$

Mit der Meßrohrfläche S und der Bezugsfläche $S_0 = 1 \text{ m}^2$ gilt:

$$L_w = L_p - 17 \text{ dB}$$

Gl.(4.57) gilt, streng genommen, nur unterhalb der Rohrfrequenz f_R (s. Schnitt 4.32) aufgeführt, was ΔL_R für Frequenzen $f > f_R$ die Ausmittelung des ausgetasteten Schalldruckpegels L_p über die Rohrfrequenz f_R bedeutet.

4.8.3 Nutzleistung, Wellenleistung und effektiver Wirkungsgrad des Ventilators

Mit den Gleichungen (4.44), (4.50), (4.37) und der Drehzahl des Ventilators n in s^{-1} berechnen sich Nutzleistung P_n , Wellenleistung P_e und effektiver Wirkungsgrad η_e wie folgt:

$$P_n = \dot{m}_k \gamma_t \quad (4.52)$$

$$P_e = 2 \pi n M \quad (4.53)$$

$$\eta_e = \frac{P_n}{P_e} \quad (4.54)$$

4.8.4 Schalleistung

Der Schalldruckpegel des vom Ventilator in die Saug- bzw. Druckleitung eingestrahltten Geräusches ergibt sich aus der Korrektur des an den Hubert-Sonden abgenommenen Pegels L_p mit dem akustischen Übertragungsmaß ΔL_{ij} gemäß Bild 4.26

$$L_p = L'_p - \Delta L_{ij} \quad \text{in dB} \quad (4.55)$$

Den Schalleistungspegel erhält man mit der Beziehung für die ebene Wellenausbreitung in Rohren aus Gl.(4.55) wie folgt:

$$L_w = L_p + 10 \lg S/S_0 \quad (4.56)$$

Mit der Meßrohrfläche $S = 0,16^2 \pi/4 = 0,02 \text{ m}^2$ und der Bezugsfläche $S_0 = 1 \text{ m}^2$ geht Gl.(4.56) über in

$$L_w = L_p - 17 \text{ dB} \quad (4.57)$$

Gl.(4.57) gilt, streng genommen, nur für Frequenzen unterhalb der Rohrfrequenz f_g . Da jedoch, wie in Abschnitt 4.3.2 aufgeführt, das akustische Übertragungsmaß ΔL_{ij} für Frequenzen $f > f_g$ über die energetische Ausmittelung des ausgetasteten Querschnitts bestimmt

wurde, ist im vorliegenden Falle Gl.(4.57) auch für den oberen Frequenzbereich gültig.

Den im Innern des Ventilators in der näheren Umgebung des Ventilatorlaufrades herrschenden Schalleistungspegel kann man aus dem saug- und druckseitig gemessenen Pegel L_{ws} und L_{wd} nach der Beziehung

$$L_{wi} = 10 \lg \left(10^{\frac{L_{ws}}{10}} + 10^{\frac{L_{wd}}{10}} \right) \quad (4.58)$$

bestimmen. Hierbei wird der über die Gehäusewände abgestrahlte Schalleistungsanteil, der jedoch vollkommen bedeutungslos ist, nicht erfaßt.

4.8.5 Bestimmung des Schaufeltonpegelverlaufs in Abhängigkeit von der Lieferzahl

Bei den Drehklanguntersuchungen stellte sich heraus, daß das Hohlraumresonanzverhalten des Ventilators nicht nur von der Konfiguration des Laufrades und Spiralgehäuses, sondern auch vom Strömungszustand her stark geprägt wird. Es genügte daher nicht, die Systemfrequenzgänge G_m bei konstant gehaltenem Drosselpunkt aufzunehmen, sondern es war außerdem notwendig, den Volumenstrom bei konstant gehaltener Drehzahl zu verändern. Um die Abhängigkeit des Schaufeltonpegels vom Durchfluß zu erhalten, wurde während der Aufzeichnung der Tonpegelhöhe der Drosselpunkt des Ventilators kontinuierlich verändert und bei vorher festgelegten Blendenwirkdrücken Marken in die Pegelschriebe eingedrückt. Da die übrigen für die Bestimmung des Durchflußbeiwertes ϕ notwendigen Meßwerte nicht gleichzeitig mit aufgenommen werden konnten, diese aber zur Berechnung von ϕ notwendig sind, ist die im folgenden aufgeführte Ableitung durchgeführt worden, die eine hinreichend genaue Ermittlung von ϕ allein aus dem Blendenwirkdruck Δp_{B1} gewährleistet.

Aus der Definitionsgleichung

$$\phi = \frac{\dot{V}}{D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2} = \frac{\dot{m}}{\rho_E D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2}$$

ergibt sich mit $\dot{m}$ gemäß

$$\phi = \frac{\epsilon \alpha_{B1} A_{B1} \sqrt{2 \cdot \rho_{B1} \Delta p_{B1}}}{\rho_E D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2}$$

Erweitert man diesen Ausdruck

mit $A_B = \pi d_R^2 / 4$ und dem Öffnungsgrad μ der Blende, so erhält man nach

$$\phi = \epsilon \alpha_{B1} \mu \frac{\sqrt{2}}{u_2} \left(\frac{d_R}{D_2} \right)^2 \sqrt{\rho_{B1} \Delta p_{B1}}$$

Mit der Luftdichte

$$\rho_E = \frac{p_E}{R T_E} = \frac{p_b - \Delta p_E}{R T_E}$$

$$\rho_{B1} = \frac{p_1}{R T_{B1}} = \frac{p_b - \Delta p_{B1}}{R T_{B1}}$$

unmittelbar vor dem Ventilator

$T_{B1} = T_E = T$ geht Gl.(4.60) über in

$$\phi = \epsilon \alpha_{B1} \mu \frac{\sqrt{2}}{u_2} \left(\frac{d_R}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{p_b - \Delta p_{B1}}{p_b - \Delta p_E}}$$

Normiert man die Drücke p_b und

Blendenwirkdruck Δp_{B1} , so erhält man

unter Umformung die Beziehung

Aus der Definitionsgleichung

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2} = \frac{\dot{m}}{\rho_E D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2}$$

ergibt sich mit $\dot{m}$ gemäß Gl.(4.38) die Beziehung:

(4.58)

$$\varphi = \frac{\epsilon \alpha_{B1} A_{B1} \sqrt{2 \rho_{B1} \Delta p_{B1}}}{\rho_E D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2} \quad (4.59)$$

Erweitert man diesen Ausdruck mit dem Rohrquerschnitt $A_R = \pi d_R^2/4$ und dem Öffnungsverhältnis $m = A_{B1}/A_R$ der Blende, so erhält man nach entsprechender Umformung

$$\varphi = \epsilon \alpha_{B1} m \frac{\sqrt{2}}{u_2} \left(\frac{d_R}{D_2} \right)^2 \frac{\sqrt{\rho_{B1}}}{\rho_E} \sqrt{\Delta p_{B1}} \quad (4.60)$$

Mit der Luftdichte

$$\rho_E = \frac{p_E}{R T_E} = \frac{p_b - \Delta p_E}{R T_E} \quad \text{bzw.}$$

$$\rho_{B1} = \frac{p_1}{R T_{B1}} = \frac{p_b - \Delta p_{vB1}}{R T_{B1}}$$

unmittelbar vor dem Ventilator bzw. vor der Blende und $T_{B1} = T_E = T$ geht Gl.(4.60) über in

$$\varphi = \epsilon \alpha_{B1} m \frac{\sqrt{2}}{u_2} \left(\frac{d_R}{D_2} \right)^2 \frac{\sqrt{p_b - \Delta p_{vB1}}}{p_b - \Delta p_E} \sqrt{RT} \sqrt{\Delta p_{B1}} \quad (4.61)$$

Normiert man die Drücke p_b , Δp_{vB1} und Δp_E mit dem Blendenwirkdruck Δp_{B1} , so erhält man nach passender Umformung die Beziehung

$$\varphi = \sqrt{2} \cdot m \cdot \left(\frac{d_R}{D_2} \right)^2 \alpha_{B1} \epsilon \sqrt{\frac{\frac{p_b}{\Delta p_{B1}} - \frac{\Delta p_{vB1}}{\Delta p_{B1}}}{\frac{p_b}{\Delta p_{B1}} - \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}}}} \cdot \frac{\sqrt{RT}}{u_2} \quad (4.62)$$

Da Laufraddurchmesser D_2 und Drehzahl n und somit die Umfangsgeschwindigkeit u_2 bekannt sind, der Atmosphärendruck p_b sowie die Lufttemperatur T mit hinreichender Genauigkeit während der Messung als konstant angenommen werden können, sind in Gl.(4.62) neben Δp_{B1} zunächst noch die folgenden Größen unbekannt:

$$\frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} ; \quad \frac{\Delta p_{vB1}}{\Delta p_{B1}} ; \quad \alpha_{B1} \quad \text{und} \quad \epsilon$$

Diese Größen ergeben sich nun wie folgt:

a) Bestimmung von $\Delta p_E / \Delta p_{B1}$

Es wurde bereits erwähnt, daß beim untersuchten Ventilator die Eintrittsgeschwindigkeit c_E und die Austrittsgeschwindigkeit c_A gleich groß sind. Die thermodynamische Beziehung (4.48) kann daher mit der Druckzahlbeziehung

$$\psi = \frac{y_t}{u_2^2/2} \quad (4.63)$$

gleichgesetzt werden, woraus folgt:

$$y_t = y = \frac{n}{n-1} RT_E \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \psi u_2^2/2 \quad (4.64)$$

Löst man Gl.(4.64) unter Berücksichtigung der thermischen Beziehungen

$$\frac{n}{n-1} = \eta_i \cdot \frac{k}{k-1}$$

und

$$c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R$$

nach dem Druckverhältnis p_A/p_E auf, so ergibt sich:

$$\frac{p_b - \Delta p_A}{p_b - \Delta p_E} = \left[1 + \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E \eta_i} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Bei dem relativ kleinen Druckverhältnis kann Gl.(4.67) mit hinreichender Genauigkeit vereinfacht werden:

$$\frac{p_b - \Delta p_A}{p_b - \Delta p_E} = \left[1 + \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Da für alle Betriebspunkte Δp_A konstant ist, findet man schließlich bei Einsetzung in Gl.(4.68) das gesuchte Δp_E

$$\frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} = \frac{p_b}{\Delta p_{B1}} \left[1 - \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

b) Bestimmung von $\Delta p_{vB1} / \Delta p_{B1}$

Nach Bild 4.33 zu entnehmen ist die Verlustbeiwerte der Blende geschrieben

$$\Delta p_{vB1} = \Delta p_E - \Delta p_R$$

(4.62)

Löst man Gl.(4.64) unter Berücksichtigung der bekannten thermischen Beziehungen

$$\frac{n}{n-1} = \eta_i \cdot \frac{k}{k-1} \quad (4.65)$$

und

$$c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R \quad (4.66)$$

Nach dem Druckverhältnis $p_A/p_E = (p_b - \Delta p_A)/(p_b - \Delta p_E)$ auf, so ergibt sich:

$$\frac{p_b - \Delta p_A}{p_b - \Delta p_E} = \left[1 + \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E \eta_i} \right]^{\frac{k}{k-1} \cdot \eta_i} \quad (4.67)$$

Bei dem relativ kleinen Druckverhältnis des Ventilators kann Gl.(4.67) mit hinreichender Genauigkeit wie folgt vereinfacht werden:

$$\frac{p_b - \Delta p_A}{p_b - \Delta p_E} = \left[1 + \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.68)$$

Da für alle Betriebspunkte $\Delta p_A \ll \Delta p_E$ und $\Delta p_E \ll p_b$ ist, so findet man schließlich bei Vernachlässigung von Δp_A aus Gl.(4.68) das gesuchte Druckverhältnis

(4.63)

$$\frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} = \frac{p_b}{\Delta p_{B1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\psi u_2^2}{2 c_p T_E} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \right] \quad (4.69)$$

a) Bestimmung von $\Delta p_{VB1}/\Delta p_{B1}$

Wie Bild 4.33 zu entnehmen ist, kann für den Unterdruck vor der Blende geschrieben werden

$$\Delta p_{VB1} = \Delta p_E - \Delta p_R \quad (4.70)$$

worin Δp_R den Reibungsverlust von der Blende bis zum Ventilatoreintritt bedeutet.

Dividiert man beide Seiten von Gl.(4.70) durch den Blendenwirkdruck, so ergibt sich:

$$\frac{\Delta p_{vBl}}{\Delta p_{Bl}} = \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{Bl}} - \frac{\Delta p_R}{\Delta p_{Bl}} \quad (4.71)$$

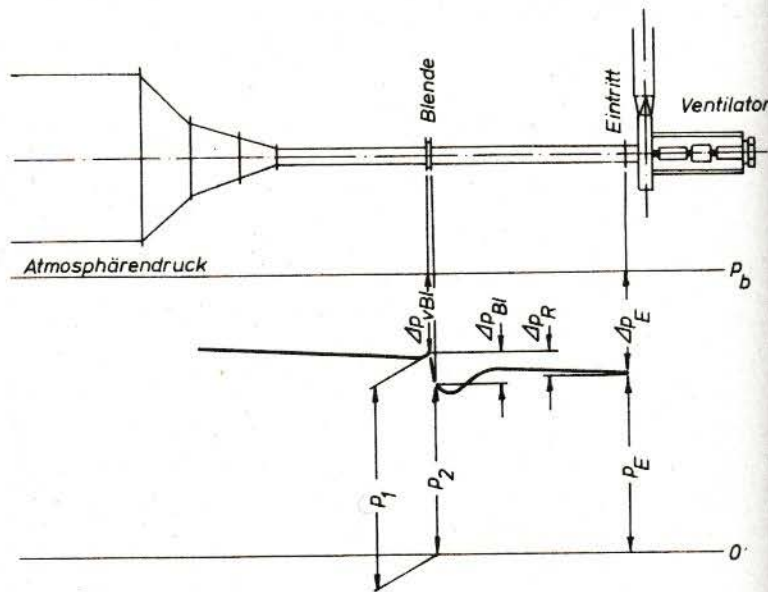


Bild 4.33: Druckverlauf und Reibungsverlust zwischen Blende und Ventilatoreintritt

$\Delta p_E / \Delta p_{Bl}$ ist bereits mit Gl.(4.69) bekannt. Der Reibungsverlust Δp_R läßt sich mit dem dimensionslosen Widerstandsbeiwert ζ des auf Bild 4.33 betrachteten Rohrabschnittes und der mittleren Rohrgeschwindigkeit $c = \dot{V} / A_R = \dot{m} / (\rho A_R)$ wie folgt ausdrücken:

$$\Delta p_R = \zeta \frac{\rho}{2} c^2 = \zeta \frac{\rho}{2} \frac{\dot{V}^2}{A_R^2}$$

Es genügt, für ρ die Luftdichte zu setzen. Mit $\dot{m}$ aus Gl.(4.38)

$$\frac{\Delta p_R}{\Delta p_{Bl}} = \zeta \cdot \epsilon^2 \cdot \alpha_{Bl}^2 \cdot m^2$$

worin $m = A_{Bl} / A_R$ das Öffnungsverhältnis bedeutet.

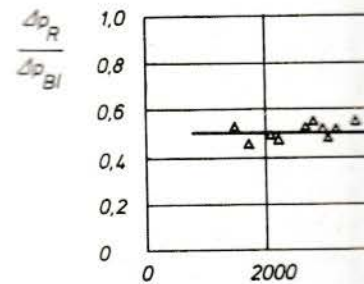


Bild 4.34: Abhängigkeit des Reibungsverlustes vom Blendenwirkdruck

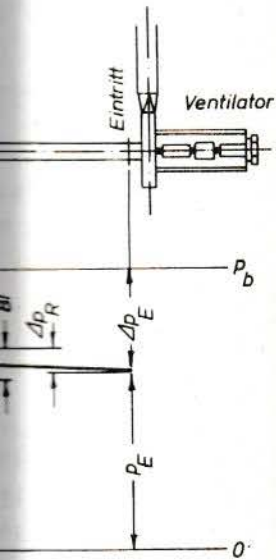
Da für den Widerstandsbeiwert ζ keine Angaben vorliegen, mußte Δp_R experimentell bestimmt werden. Bild 4.34 ist das Ergebnis dieser Messungen. Man erkennt, streuen die erhaltenen Werte um den eingetragenen mittleren Wert $\Delta p_R / \Delta p_{Bl} = 0,5$. Für Gl.(4.71) kann somit g

$$\frac{\Delta p_{vBl}}{\Delta p_{Bl}} = \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{Bl}} - 0,5$$

Blende bis zum

0) durch den

(4.71)



erlust
atöreinttritt

kannt. Der Rei-
mensionslosen
3 betrachteten
rgeschwindig-
drücken:

$$\Delta p_R = \zeta \frac{\rho}{2} c^2 = \zeta \frac{\rho}{2} \frac{\dot{V}^2}{A_R^2} = \zeta \frac{\dot{m}^2}{2 \rho A_R^2} \quad (4.72)$$

Es genügt, für ρ die Luftdichte an der Blende einzu-
setzen. Mit $\dot{m}$ aus Gl.(4.38) folgt nun aus Gl.(4.72):

$$\frac{\Delta p_R}{\Delta p_{B1}} = \zeta \cdot \epsilon^2 \cdot \alpha_{B1}^2 \cdot m^2 \quad (4.73)$$

worin $m = A_{B1}/A_R$ das Öffnungsverhältnis der Blende
bedeutet.

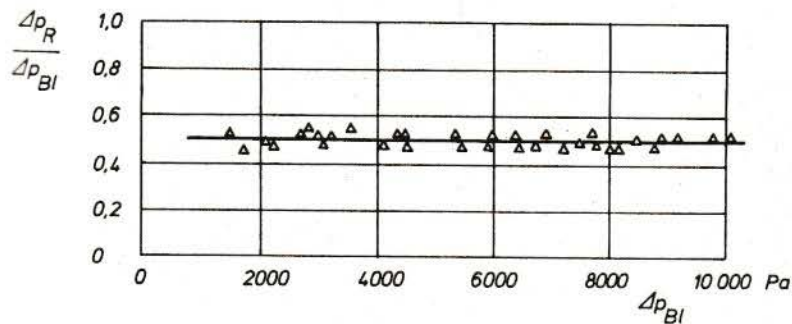


Bild 4.34: Abhängigkeit des normierten Druckverlustes
 $\Delta p_R/\Delta p_{B1}$ vom Blendenwirkdruck Δp_{B1}

Da für den Widerstandsbeiwert ζ keine Erfahrungswerte
vorlagen, mußte Δp_R experimentell ermittelt werden. In
Bild 4.34 ist das Ergebnis aufgetragen. Wie daraus zu
ersehen, streuen die erhaltenen Meßpunkte nur gering-
fügig um die eingezeichnete Horizontale, die damit
einen mittleren Wert $\Delta p_R/\Delta p_{B1} = 0,5$ repräsentiert.

Für Gl.(4.71) kann somit geschrieben werden:

$$\frac{\Delta p_{vB1}}{\Delta p_{B1}} = \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} - 0,5 \quad (4.74)$$

c) Bestimmung der Expansionszahl ϵ

Aus Gl.(4.40) erhält man durch Einsetzen von $p_2 - p_1 = \Delta p_{B1}$ und $p_1 = p_b - \Delta p_{vB1}$ die Beziehung

$$\epsilon = 1 - 0,5 \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta p_{B1}}{p_b - \Delta p_{vB1}} \right)^{\frac{1}{k}} \right]^{0,935} \quad (4.75)$$

Durch Umstellen und Einfügen von Gl.(4.74) folgt aus Gl.(4.75):

$$\epsilon = 1 - 0,5 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{p_b}{\Delta p_{B1}} - \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} + 0,5} \right)^{\frac{1}{k}} \right]^{0,935} \quad (4.76)$$

d) Bestimmung des Blendenbeiwertes α_{B1}

Zur Bestimmung von α_{B1} aus Bild 4.32 muß die Reynoldszahl $Re = c d_R / \nu$ bekannt sein. Mit $\dot{m}$ als Massenstrom gemäß Gl.(4.38), $A_R = \pi d_R^2 / 4$ als Rohrquerschnitt und ν als kinematischer Zähigkeit berechnet sich

$$Re = \frac{\dot{m}}{\alpha_{B1} A_R} \cdot \frac{d_R}{\nu} = \epsilon \cdot \alpha_{B1} \cdot \frac{A_{B1}}{A_R} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{B1} \Delta p_{B1}}} \cdot \frac{d_R}{\nu} \quad (4.77)$$

Setzt man noch $\rho_{B1} = (p_b - \Delta p_{vB1}) / (R T_{B1})$, so erhält man aus Gl.(4.77) nach passender Rechnung und Umformung

$$Re = \sqrt{2} \cdot \epsilon \cdot \alpha_{B1} \cdot \frac{\dot{m}}{\nu} \cdot \sqrt{R T_{B1}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{p_b}{\Delta p_{B1}} - \frac{\Delta p_E}{\Delta p_{B1}} + 0,5}} \quad (4.78)$$

Aus den abgeleiteten Formeln ist zu ersehen, daß außer der Druckzahl ψ alle für die Ermittlung von ψ notwendigen Daten bekannt sind und nunmehr ψ mit

Hilfe der dimensionslosen iterativ bestimmt werden

Zahlenbeispiel

Für die am Originalvermessungswerte $\Delta p_{B1} = 285 \text{ mm WS}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ ergab sich $\psi = 1$ mit den Gl. eine Lieferzahl $\phi = 0$, gemäß Bild 5.2 $\psi = 1,2$ ergibt nun den endgültigen

Mit dem vollständigen Betriebspunkt: $\Delta p_{B1} = 1308 \text{ mm WS}$, $\Delta p_E = 21,6^\circ \text{C}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ Flußzahl $\phi = 0,0262$. Der Betrag bei dem angewandten $(0,0262 - 0,0261)$

4.9 Meßfehlerabschätzung

Die Genauigkeit einer Versuchsanordnung beruht auf der Güte der benutzten Geräte. Durch die Verteilung der Messwerte konnte unter Berücksichtigung einer relativ hohen Genauigkeit eine Untersuchung der tendierenden Fehler und ihre Ergebnisse Beachtung, das zusätzlich nicht möglich war, erzielte Meßgenauigkeit den größtmöglichen relativen Fehler, wobei F beispielsweise

+) DIN-1952; VDI-2044

Hilfe der dimensionslosen ψ, φ -Kennlinie des Laufrades iterativ bestimmt werden kann.

Zahlenbeispiel:

Für die am Originalventilator (Bild 2.1) erhaltenen Meßwerte $\Delta p_{B1} = 285 \text{ mm WS}$, $t = 21,6^\circ \text{C}$, $b = 757,6 \text{ Torr}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich bei Abschätzung der Druckzahl $\psi = 1$ mit den Gln. (4.62; 4.69; 4.74; 4.76; 4.78) eine Lieferzahl $\varphi = 0,0258$. Für diesen Wert ist jedoch gemäß Bild 5.2 $\psi = 1,29$. Die Nachrechnung mit $\psi = 1,29$ ergibt nun den endgültigen Wert $\varphi = 0,0261$.

Mit dem vollständigen Satz von Meßwerten desselben Betriebspunktes: $\Delta p_{B1} = 285 \text{ mm WS}$, $\Delta p_{vB1} = 1156 \text{ mm WS}$, $\Delta p_E = 1308 \text{ mm WS}$, $\Delta p_A = 42,6 \text{ mm WS}$, $b = 757,7 \text{ Torr}$, $t = 21,6^\circ \text{C}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, erhält man die Durchflußzahl $\varphi = 0,0262$. Die relative Fehlerabweichung beträgt bei dem angewandten Näherungsverfahren demnach nur $(0,0262 - 0,0261)/0,0262 \cdot 100$ gleich $0,38 \%$.

4.9 Meßfehlerabschätzung

Die Genauigkeit einer Messung wird grundsätzlich durch die Versuchsanordnung selbst, die Ausführung der angebrachten Meßstellen und Meßsonden sowie die Art und Güte der benutzten Geräte und mögliche Fehlablesungen bestimmt. Durch die Verwendung von Präzisionsinstrumenten konnte unter Beachtung der Meßvorschriften ⁺⁾ eine relativ hohe Genauigkeit erzielt werden. Dennoch verdient eine Untersuchung der möglicherweise auftretenden Fehler und ihre Auswirkung auf das Untersuchungsergebnis Beachtung, da ein fehlerfreies Messen grundsätzlich nicht möglich ist. Um sich ein Urteil über die erzielte Meßgenauigkeit zu verschaffen, genügt es, den größtmöglichen relativen Fehler $\Delta F/F$ zu bestimmen, wobei F beispielsweise eine Funktion von x_i ist, bei

⁺⁾ DIN-1952; VDI-2044

der sämtliche Größen mit der Genauigkeit Δx_i gemessen werden können und

$$F = \pm \sum_{i=1}^n \frac{\delta F}{\delta x_i} \Delta x_i \quad (4.79)$$

das vollständige Differential der Funktion bedeutet.

4.9.1 Fehler bei der Messung der aerodynamischen und mechanischen Größen

Zur Bestimmung von Massenstrom $\dot{m}$, spezifischer Strömungsarbeit y_t und Antriebsleistung p_e sind die im folgenden aufgeführten Meßgeräte mit den angegebenen Ables- bzw. Anzeigegenauigkeiten benutzt worden:

Gerät:	Ablese- und Anzeigegenauigkeit:
1 Barometer	$\pm 0,2$ mm QS
2 Betz-Mikromanometer	$\pm 0,2$ mm WS
1 Debro-Manoskop	$\pm 0,2$ mm QS
1 U-Rohr	± 1 mm WS
1 Thermometer	$\pm 0,2$ K
1 Drehzahlmesser	± 2 min ⁻¹
1 Millivoltmeter	± 1 mV

Der größtmögliche Fehler, der bei einer durch Messung erhaltenen Größe auftreten kann, läßt sich durch Summation der Einzelfehler mit Gl.(4.79) berechnen.

Für die Dichte der Luft im Eintritt folgt gemäß Gl.(4.45) mit $p_b = 760$ mm QS, $\Delta p_E = 92$ mm QS und $T_E = 299$ K als durchschnittliche Ablesewerte:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \rho}{\rho} &= \pm \left(\frac{\delta \rho}{\delta p_b} \Delta p_b + \frac{\delta \rho}{\delta \Delta p_E} \Delta (\Delta p_E) + \frac{\delta \rho}{\delta T_E} \Delta T_E \right) \\ &= \pm \left(\frac{\Delta p_b}{p_b - \Delta p_E} + \frac{\Delta (\Delta p_E)}{p_b - \Delta p_E} + \frac{\Delta T_E}{T_E} \right) = \pm \left(\frac{0,2}{668} + \frac{0,2}{668} + \frac{0,2}{299} \right) 100 \quad \text{in \%} \\ &= \pm (0,03 + 0,03 + 0,067)\% = \pm 0,127 \% \end{aligned}$$

Analog ergibt sich ei
folgenden aufgeführte
- Massenstrom $\dot{m}$ gemäß

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \pm \left(\frac{1}{2} \frac{\Delta (\Delta p_{B1})}{\Delta p_{B1}} + \right.$$

- Spezifische Strömung

$$\frac{\Delta y_t}{y_t} = \pm \left(\frac{\Delta (\Delta p_{EA})}{p_{EA}} + \frac{\Delta p}{p} \right.$$

- Antriebsleistung p_e

$$\frac{\Delta p_e}{p_e} = \pm \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta n}{n} \right) =$$

- Lieferzahl ϕ

$$\frac{\Delta \phi}{\phi} = \pm \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta n}{n} \right) =$$

- Druckzahl ψ

$$\frac{\Delta \psi}{\psi} = \pm \left(\frac{\Delta y_t}{y_t} + \frac{2 \Delta n}{n} \right)$$

- Leistungszahl λ

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \pm \left(\frac{\Delta p_e}{p_e} + \frac{\Delta p}{p} + \frac{3 \Delta n}{n} \right)$$

- Wirkungsgrad η_e gemäß

$$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e} = \pm \left(\frac{\Delta y_t}{y_t} + \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta p_e}{p_e} \right)$$

Analog ergibt sich ein größtmöglicher Fehler für die im folgenden aufgeführten Größen:

- Massenstrom $\dot{m}$ gemäß Gl.(4.38):

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \pm \left(\frac{1}{2} \frac{\Delta(p_{B1})}{p_{B1}} + \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho}{\rho} \right) = \pm (0,036 + 0,127)\% = \pm 0,163\%$$

- Spezifische Strömungsarbeit Y_t gemäß Gl.(4.47):

$$\frac{\Delta Y_t}{Y_t} = \pm \left(\frac{\Delta(p_{EA})}{p_{EA}} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \right) = \pm (0,22 + 0,127)\% = \pm 0,347\%$$

- Antriebsleistung p_e gemäß Gl.(4.53):

$$\frac{\Delta p_e}{p_e} = \pm \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta n}{n} \right) = \pm (0,8 + 0,04)\% = \pm 0,84\%$$

- Lieferzahl ϕ

$$\frac{\Delta \phi}{\phi} = \pm \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta n}{n} \right) = \pm (0,163 + 0,04)\% = \pm 0,203\%$$

- Druckzahl ψ

$$\frac{\Delta \psi}{\psi} = \pm \left(\frac{\Delta Y_t}{Y_t} + \frac{2 \Delta n}{n} \right) = \pm (0,347 + 2 \cdot 0,04)\% = \pm 0,427\%$$

- Leistungszahl λ

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \pm \left(\frac{\Delta p_e}{p_e} + \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{3 \Delta n}{n} \right) = \pm (0,84 + 0,127 + 3 \cdot 0,04)\% = \pm 1,087\%$$

- Wirkungsgrad η_e gemäß Gl.(4.54):

$$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e} = \pm \left(\frac{\Delta Y_t}{Y_t} + \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta p_e}{p_e} \right) = \pm (0,347 + 0,163 + 0,84)\% = \pm 1,35\%$$

Die quantitative Bestimmung der aufgeführten maximalen Relativfehler erfolgte für eine Betriebsdrehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ des im Bestpunkt arbeitenden Originalventilators gemäß Bild 2.1 und 2.2. Da hier die größtmöglichen Ungenauigkeiten zugrundegelegt und bei jeder Versuchsreihe dicht beieinanderliegende Punkte ausgemessen wurden, die sich bei der graphischen Auftragung bezüglich der Fehlerabweichung mitteln, ist anzunehmen, daß die tatsächlichen Fehler kleiner sind.

4.9.2 Fehler bei der Messung der akustischen Größen

Bei den Geräuschaufzeichnungen sind sowohl Gerätefehler als auch durch den Prüfstand bedingte Fehler zu erwarten. Zufällige Fehler infolge schwankender Meßgrößen können als klein angenommen werden, da die Meßergebnisse über eine Zeit von 3 Sekunden gemittelt wurden. Die Gerätefehler sind nach Angabe des Herstellers Brüel & Kjaer ebenfalls klein. Die Mikrophone weisen, falls sie wie im vorliegenden Falle mit einem Pistophon kalibriert werden, einen Fehler von $\pm 0,2 \text{ dB}$ auf. Beim Frequenzanalysator kann ein maximaler Fehler von insgesamt $\pm 1,1 \text{ dB}$ zugrundegelegt werden, der sich zusammensetzt aus $\pm 0,5 \text{ dB}$ des Meßgleichrichters, $\pm 0,1 \text{ dB}$ des Abschwächers und $0,5 \text{ dB}$ der Ausgangsspannung.

Wie aus Bild 4.1 ersichtlich, wird das Ventilatorgeräusch mit einer vor dem Eintritt und hinter dem Austritt des Ventilators anmontierten Hubert-Sonde gemessen. Das akustische Übertragungsmaß dieser Sonden ist Bild 4.26 zu entnehmen. Im Resonanzgebiet und darüber ist die Meßfehlerstreuung naturgemäß etwas größer als im hauptsächlich interessierenden Frequenzbereich zwischen 100 und 1200 Hz, wo sowohl die Rauschpegel als auch die Tonpegel dominierend sind. Die mit der Frequenz wachsende Streuung dürfte nicht zuletzt durch Quermoden verursacht werden. Bis 1200 Hz kann der maximale Fehler $\pm 1 \text{ dB}$ und darüber bis 4000 Hz $\pm 2 \text{ dB}$ betragen.

Der Einfluß von stehend
der zu weiteren Fehlmes
ebenfalls gering. Gemäß
Reflexionsfaktor $r < 0,1$
Frequenzen oberhalb 150
kann, eine maximale St

$$\Delta L = L_{\text{pmax}} - L_{\text{pmin}} < 20$$

Dies bedeutet, daß bei p
nahes im Rohr längs der
stellung mit einem Meßfe
werden kann, der auße
Sondenschlitz von 400 mm
gewindert wird.

Da der Stehwellenfehler
umgekehrt aber der Querm
sich beide Fehler in ein
gesamt mit einem maximal
met werden kann.

Fehler durch eventuelle
festgestellt werden. Tes
gleichgültig ist, ob die
größeren Abstand vor ode
werden.

4.10 Gesamtturbulenzgrad Ventilatorzulaufströmung

Der Effektivwert der Schu
Bereiche 20 Hz bis 40 kHz
keitsbereich $u = 0$ bis 65
schnittspunkten des Saugr
gemessen und dabei festge
turbulenzgrad $Tu = \tilde{u}/u$ in
nahezu konstant bleibt, j
mitte bis auf etwa 7 % in

Der Einfluß von stehenden Wellen längs der Rohrachse, der zu weiteren Fehlmessungen Anlaß geben könnte, ist ebenfalls gering. Gemäß Gl.(4.2) ergibt sich mit einem Reflexionsfaktor $r < 0,15$, wie er nach Bild 4.8 für alle Frequenzen oberhalb 150 bis 200 Hz angenommen werden kann, eine maximale Stehwellenschwankung von

$$\Delta L = L_{pmax} - L_{pmin} < 20 \lg \frac{1+r}{1-r} < 20 \lg \frac{1+0,15}{1-0,15} < 2,6 \text{ dB}$$

Dies bedeutet, daß bei punktförmiger Schallpegelaufnahme im Rohr längs der Rohrachse je nach Mikrophonstellung mit einem Meßfehler von $< \pm 1,3$ dB gerechnet werden kann, der außerdem durch den relativ langen Sondenschlitz von 400 mm Länge, Bild 4.15, zusätzlich gemindert wird.

Da der Stehwellenfehler mit wachsender Frequenz abnimmt, umgekehrt aber der Querschnittsfehler zunimmt, kompensieren sich beide Fehler in einem gewissen Grade, so daß insgesamt mit einem maximalen Meßfehler von ± 2 dB gerechnet werden kann.

Fehler durch eventuelle Nahfeldeinflüsse konnten nicht festgestellt werden. Testversuche zeigten, daß es gleichgültig ist, ob die Rohrsonden direkt oder in größerem Abstand vor oder nach dem Ventilator eingebaut werden.

4.10 Gesamtturbulenzgrad im Saugrohr der Ventilatorzulaufströmung

Der Effektivwert der Schwankungsgeschwindigkeit $\tilde{u}$ im Bereiche 20 Hz bis 40 kHz wurde für den Geschwindigkeitsbereich $u = 0$ bis 65 m/s in verschiedenen Querschnittspunkten des Saugrohres mittels Hitzdraht-Sonde gemessen und dabei festgestellt, daß der Gesamtturbulenzgrad $Tu = \tilde{u}/u$ in den einzelnen Meßpunkten nahezu konstant bleibt, jedoch von etwa 4 % in Rohrmitte bis auf etwa 7 % in Wandnähe ansteigt.

5. Versuchsergebnisse zum Drehklanggeräusch

Zur Bestimmung der dimensionslosen Kennfelder wurden die mechanischen und aerodynamischen Meßreihen jeweils nach den in Abschnitt 4.8 aufgeführten Beziehungen ausgewertet. Das mit der Nachlaufsteuervorrichtung (Abschn. 4.7) durchgeführte Meßprogramm konzentrierte sich hauptsächlich auf die Ermittlung der nichtnormierten Systemfrequenzgänge in Abhängigkeit von der Zungenform, dem Abstand zwischen Zunge und Schaufelaustrittsdurchmesser sowie der Schaufelzahl, wobei vor allem der 1. Harmonischen ihres dominierenden Einflusses wegen der Vorzug gegeben wurde.

Die Versuche über die φ -Abhängigkeit des Schaufelgrundtonpegels, die nach dem in Abschnitt 4.8.5 entwickelten Verfahren erfolgten, sind aus Zweckmäßigkeitsgründen auf den eigentlichen Einsatzbereich des Ventilators begrenzt und daher auch erst in Abschnitt 6.1 im Zusammenhang mit der praktischen Anwendung der gewonnenen Erkenntnisse behandelt worden.

Dem Ventilatorenkonstrukteur ist seit langem bekannt, daß der Zungenform und dem Zungenabstand eine besondere Bedeutung zukommt. Von LEIDEL /8/ wurde dies auch experimentell belegt, der jedoch im Gegensatz zu dem hier untersuchten Ventilator Zungenversuche mit einem Spiralgehäuse anstellte, das einen Umschlingungswinkel der Gehäusezarge von 360° aufwies. Die von LEIDEL erhaltenen Ergebnisse sind daher mit den vorliegenden nicht direkt vergleichbar. Die Zunge der hier untersuchten Gehäusekonstruktion setzt erst bei einem Umschlingungswinkel von etwa 45° an und wird von dort zum Druckstutzen geführt, Bild 2.2. Diese Konstruktion wird wegen ihrer kompakten Bauweise und günstigen Druckumsetzung im allgemeinen anderen Konstruktionen vorgezogen /43/. Der Zungenabstand wurde nicht durch Veränderungen am Gehäuse, sondern durch Verkleinerung

des Schaufelaustritts-
bleibenden Laufradpara-
hältnismäßig einfach
auf den gewünschten Du-
bewerbstelligen. Dabei
mit dem ursprünglichen
Bild 5.1. Der hierdurch
ring hat die Aufgabe,

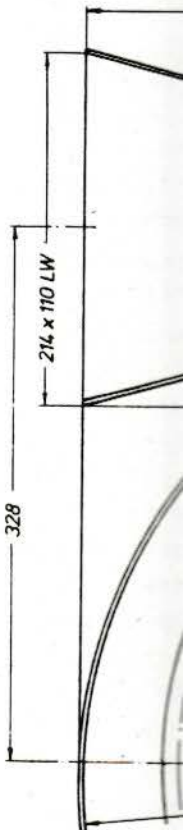


Bild 5.1: Schematische Gehäusezungen-
durchmesser;
Bild 2.1 und

des Schaufelaustrittsdurchmessers bei sonst gleichbleibenden Laufradparametern variiert. Dies war verhältnismäßig einfach durch Eindrehen der Schaufelenden auf den gewünschten Durchmesser bzw. Zungenabstand zu bewerkstelligen. Dabei wurden Deckscheibe und Radboden mit dem ursprünglichen Durchmesser belassen, vgl. Bild 5.1. Der hierdurch erhaltene schaufellose Leitring hat die Aufgabe, das an den Schaufelenden zu-

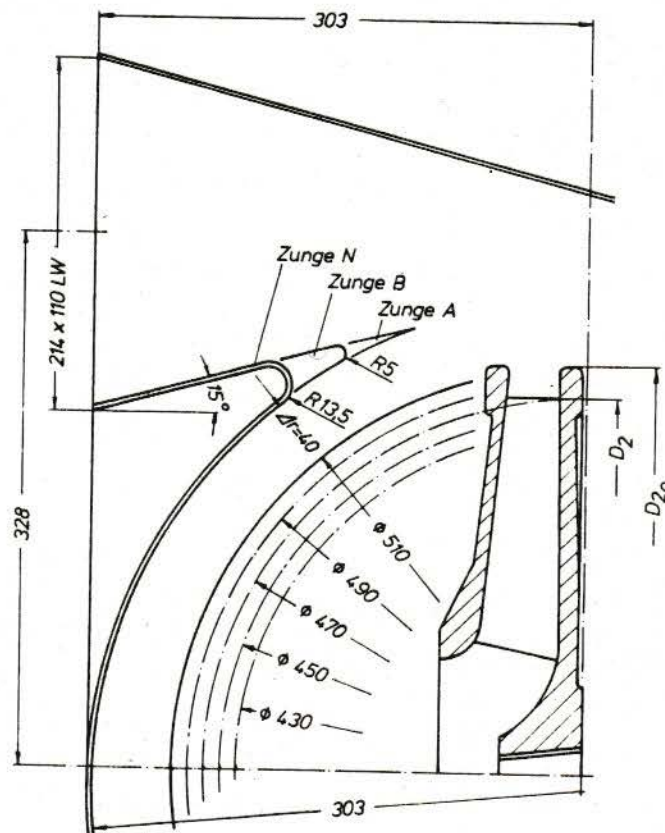


Bild 5.1: Schematische Darstellung der untersuchten Gehäusezungen, Zungenabstände und Rad-durchmesser; Laufrad und Gehäuse gemäß Bild 2.1 und Bild 2.2

nächst noch sehr ungleichmäßige relative Strömungsprofil bis zum Rotoraustritt zu glätten und die damit korrelierenden starken Druckschwankungen abzubauen. Außerdem hat die Verkleinerung des Schaufeldurchmessers zur Folge, daß die Drehzahl des Rades bei Einhaltung der geforderten Strömungsleistung zu erhöhen ist, wodurch sich neben einer mit dem Zungenabstand verminderten Drehklangstärke noch eine solche durch die Verschiebung des "akustischen Betriebspunktes" ergibt, wenn beispielsweise dieser dabei von einem "Gipfel" in das nächstfolgende "Tal" des Systemfrequenzganges wandert. Nähere Einzelheiten zu diesem interessanten Thema sind in Abschnitt 6 aufgeführt.

Wichtig erschien auch die Untersuchung der Schaufelzahl. Ihre Einwirkung auf die Charakteristik eines Radialventilators mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln zeigt bekanntlich einen Druckzuwachs, der je Schaufel anfangs am größten ist, jedoch oberhalb $z = 14$ Schaufeln eine rückläufige Tendenz besitzt. Dann wird offenbar der Druckgewinn pro Schaufel, der auch bei reibungsfreier Strömung mit wachsender Schaufelzahl monoton abnimmt, durch die vergrößerte Reibungsfläche der Laufschaufeln wieder aufgezehrt. Untersuchungen haben ergeben, daß ihr Einfluß in einem Bereiche von etwa 10 bis 14 Schaufeln auf den Energieaustausch zwischen Rad und Fluid sehr gering ist /44/. Demzufolge ist der sich zwischen Schaufelbrust und -rücken einstellende Drucksprung umgekehrt proportional der Schaufelzahl. Das muß sich naturgemäß auch auf den Systemfrequenzgang des Rades auswirken. Tatsächlich hat, wie später noch gezeigt wird, die Schaufelzahl einen überraschend großen Einfluß darauf.

Geometrie und Anordnung der untersuchten Gehäusezungen sowie die Schaufelaußendurchmesser der eingedrehten Laufräder sind aus Bild 5.1 zu ersehen. Ausgehend von

der ursprünglichen Zungen-
Beibehaltung eines konst.
Laufrad durch entsprechen-
der Vergrößerung und Verkleinerung
Zunge A wurde ähnlich,
spitz zulaufend ausgeführt.

5.1 Einfluß der Zungenform

5.1.1 Zungenform und Ventilator

Der Einfluß der untersuch-
ten Zungenformen auf das Ver-
halten des Ventilators wurde
dargestellten dimensionslos
ist auffallend, daß bei
die Druck- und Wirkungsgrad
bis über das Optimum hin-
überhalb einer Durchfluß-
Zunahme auftreten, die mit
Zunge zunächst langsam, dann
Ursache für dies recht m
liegen, daß der Staupunkt
und links davon im Bereich
der Zunge liegt, so daß ein
an der Zungenkontur gewöhn-
lich vor dem Optimum im Überlastbe-
reich der Durchsatz steiler aus-
wachsen der Staupunkt zu-
nimmt. Ähnlich wie beim Tra-
berlusten behafteten Abri-
günstigt, je spitzer und
ist. Interessant ist in d
die durch die spitzere Zu-
reichere Gehäuseströmung
Funktion $\lambda(\varphi)$ auswirkt u
Rückwirkung vom Zungenstr
geübt wird.

der ursprünglichen Zunge N wurde die Zunge B unter Beibehaltung eines konstanten Abstandes zum Normallaufrad durch entsprechende Verlängerung der Gehäusezange und Verkleinerung des Rundungsradius erhalten. Zunge A wurde ähnlich, jedoch länger und vollkommen spitz zulaufend ausgeführt.

5.1 Einfluß der Zungenform

5.1.1 Zungenform und Ventilatorcharakteristik

Der Einfluß der untersuchten Zungen auf das Betriebsverhalten des Ventilators ist aus dem auf Bild 5.2 dargestellten dimensionslosen Kennfeld zu ersehen. Es ist auffallend, daß bei allen drei Zungen (N, A und B) die Druck- und Wirkungsgradkennlinien im Teillastgebiet bis über das Optimum hinaus gut übereinstimmen und erst oberhalb einer Durchfließzahl $\varphi = 0,032$ zusätzliche Verluste auftreten, die mit länger und spitzer werdender Zunge zunächst langsam, dann umso rascher ansteigen. Die Ursache für dies recht merkwürdige Verhalten könnte darin liegen, daß der Staupunkt der Gehäuseströmung im Optimum und links davon im Bereiche der vorderen Zungennase und darüber liegt, so daß ein Anliegen der Austrittsströmung an der Zungenkontur gewährleistet ist, während rechts vom Optimum im Überlastbereich infolge der bei wachsendem Durchsatz steiler aus dem Laufrad austretenden Luftmassen der Staupunkt zwangsläufig nach unten wandert und, ähnlich wie beim Tragflügel, den mit zusätzlichen Verlusten behafteten Abriß der Strömung umso eher begünstigt, je spitzer und länger die Zungennase geformt ist. Interessant ist in diesem Zusammenhang, daß sich die durch die spitzere Zungenform verursachte verlustreichere Gehäuseströmung kaum auf die Leistungsfunktion $\lambda(\varphi)$ auswirkt und somit keine nennenswerte Rückwirkung vom Zungenstrom auf die Laufradströmung ausgeübt wird.

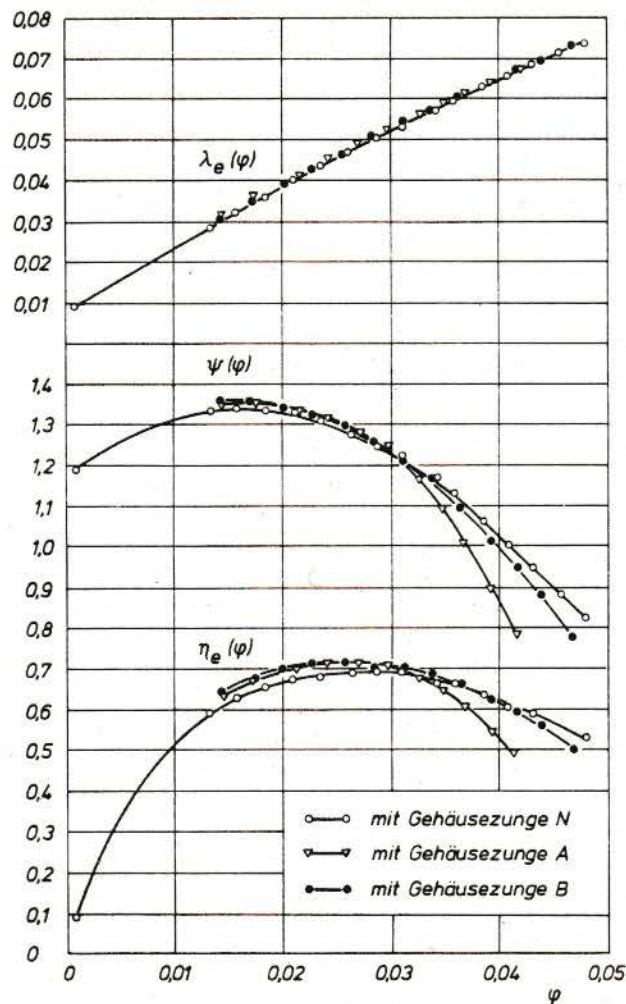


Bild 5.2: Einfluß der Zungenform auf das dimensionslose Kennfeld des Radialventilators gemäß Bild 2.1 und Bild 2.2

Für die Auswertung und Beurteilung der Geräuschmeßwerte wäre noch festzustellen, daß die Herabsetzung der Drehklangstärke durch konstruktive Abänderungen an der Zunge dadurch sehr erleichtert wird, daß sich innerhalb des optimalen Kennkurvenbereichs (dem hauptsächlich Auslegungs- und Bemessungsgebiet des Ventilators) die

mechanischen und strömungsmechanischen Kennwerte wenig mit der Zungenform veränderbar sind. In den folgenden Diagrammen sind die Frequenzgänge der 1. Harmonischen in der Reihenfolge der unteren Abbildung dargestellt. Durch eine einfaches -transformation wurden

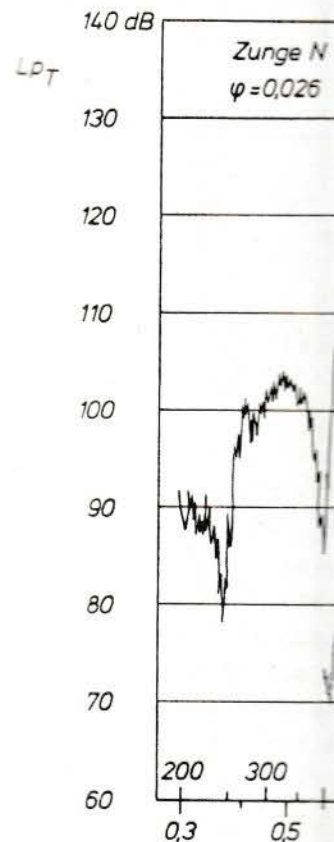


Bild 5.3: Nichtnormierte 2. Harmonische. Laufrad ϕ 510 mm, druckseitig gemessen

mechanischen und strömungstechnischen Parameter nur wenig mit der Zungenform verändert haben.

5.1.2 Zungenform und Drehklangverhalten

In den folgenden Diagrammen, Bilder 5.3 bis 5.6, sind die Frequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen in der Reihenfolge der untersuchten Zungen N, A und B dargestellt. Durch eine einfache Koordinatenumrechnung bzw. -transformation wurden mit diesen Diagrammen gleich-



as dimensions-
ilators

Geräuschmeßwerte
setzung der Dreh-
ungen an der
eß sich innerhalb
hauptsächlich
entilators) die

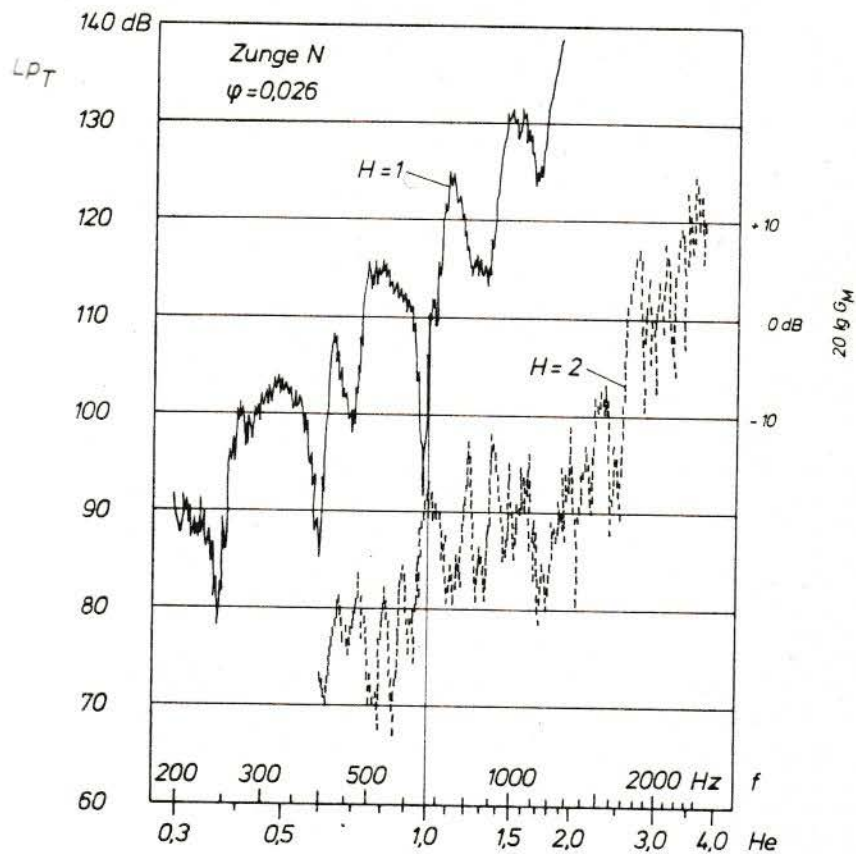


Bild 5.3: Nichtnormierte Frequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen bei Gehäusezunge N, Laufrad $\varnothing$ 510 mm (Bild 2.1), $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$ druckseitig gemessen

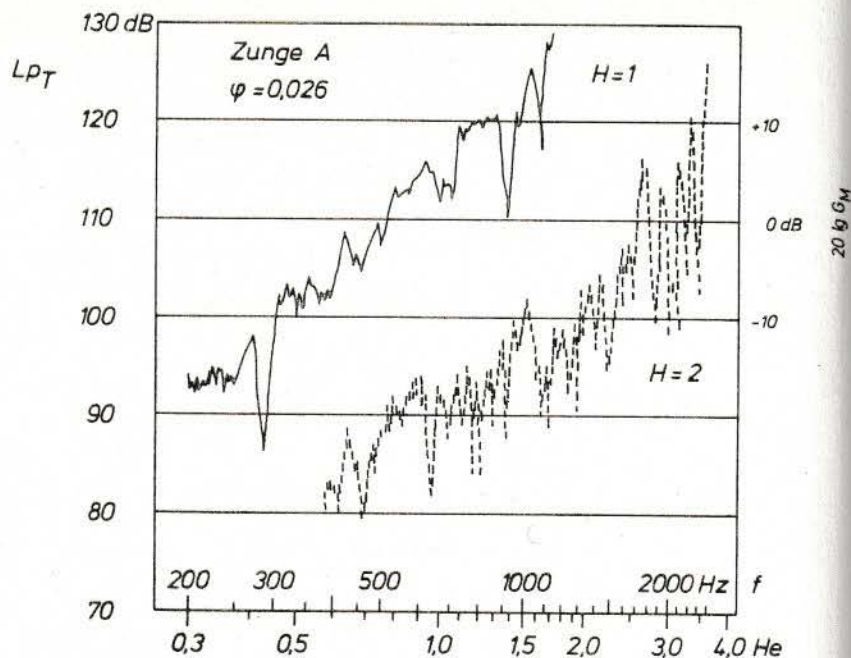


Bild 5.4: Nichtnormierte Frequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen bei Gehäusezunge A, Laufrad $\varnothing$ 510 (Bild 2.1), $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,026$, druckseitig gemessen

zeitig auch die nichtnormierten Systemfrequenzgänge $G_M = f(\text{He})$ erhalten. Man erkennt aus allen Diagrammen, die zunächst im Optimum ($\varphi = 0,026$) des Ventilators aufgenommen wurden, den typischen, um einen mittleren Pegelgradienten mehr oder weniger stark an- und abschwelenden Tonpegelverlauf, der das hohlraumbedingte Resonanzverhalten des Ventilators, wie es prinzipiell auch an anderer Stelle /32/ festgestellt wurde, sehr gut widerspiegelt. Vor allem zeigt der Frequenzgang des Schaufelgrundtones ($H = 1$) in fast regelmäßiger Wiederkehr Resonanzmaxima (Gipfel) mit jeweils folgenden mehr oder weniger starken Resonanzminima (Täler), deren Verhaltensmuster außerordentlich stark von der

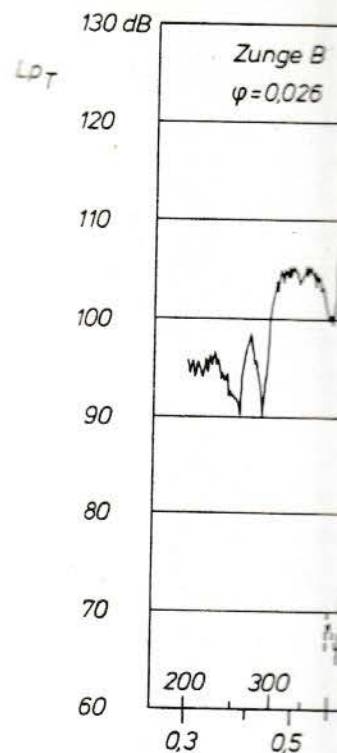


Bild 5.5: Nichtnormierte 2. Harmonische Laufrad $\varnothing$ 510 druckseitig ge

Zungenform geprägt wird. ist ferner, daß die spitzen Zungen N und B einen starken Systemfrequenzgang ausüben. Die Pegelhöhe sich kaum ändern, folgen, Bild 5.4.

Derüber hinaus ist aus den Diagrammen zu erkennen, daß zwischen der 1. und 2. Harmonischen nicht die gleiche Abfolge, während eine solche z.B.

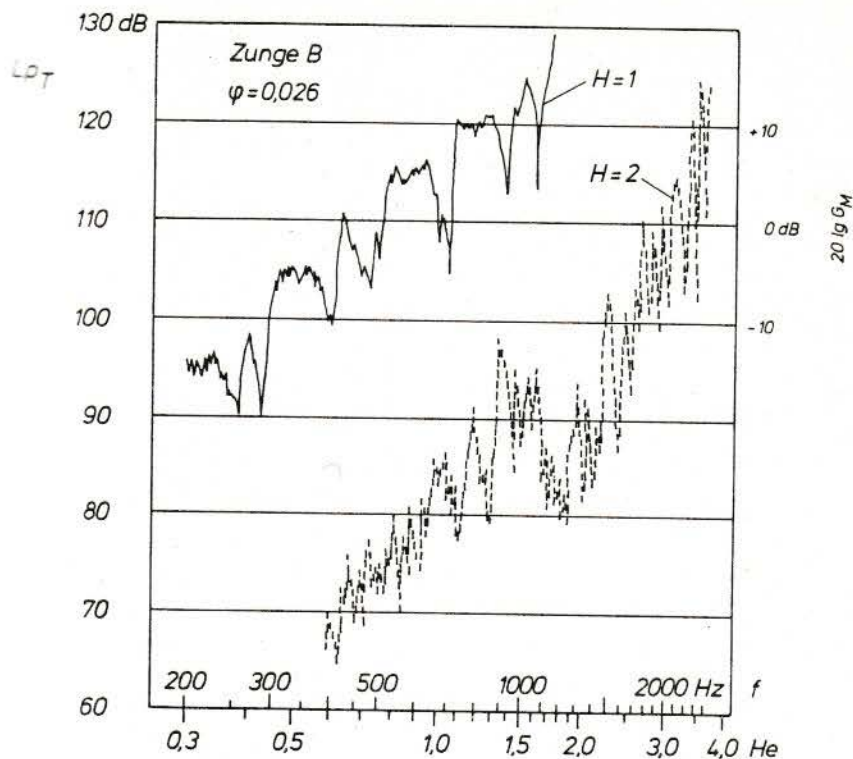
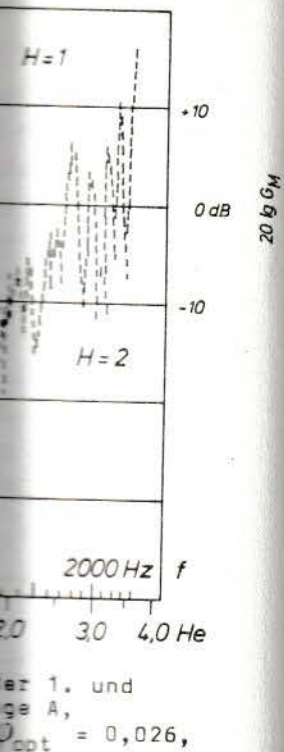


Bild 5.5: Nichtnormierte Frequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen bei Gehäusezunge B, Laufrad $\varnothing$ 510 (Bild 2.1), $\phi = \phi_{\text{opt}} = 0,026$, druckseitig gemessen

Zungenform geprägt wird. Auffallend und überraschend ist ferner, daß die spitze Zunge A im Gegensatz zu den Zungen N und B einen stark dämpfenden Einfluß auf den Systemfrequenzgang ausübt, so daß den Gipfeln, deren Pegelhöhe sich kaum ändert, weit weniger tiefe Täler folgen, Bild 5.4.

Derüber hinaus ist aus den Diagrammen Bilder 5.3 bis 5.6 zu erkennen, daß zwischen den Frequenzgängen der 1. und 2. Harmonischen nicht die geringste Identität besteht, während eine solche z.B. bei Ventilatoren größerer

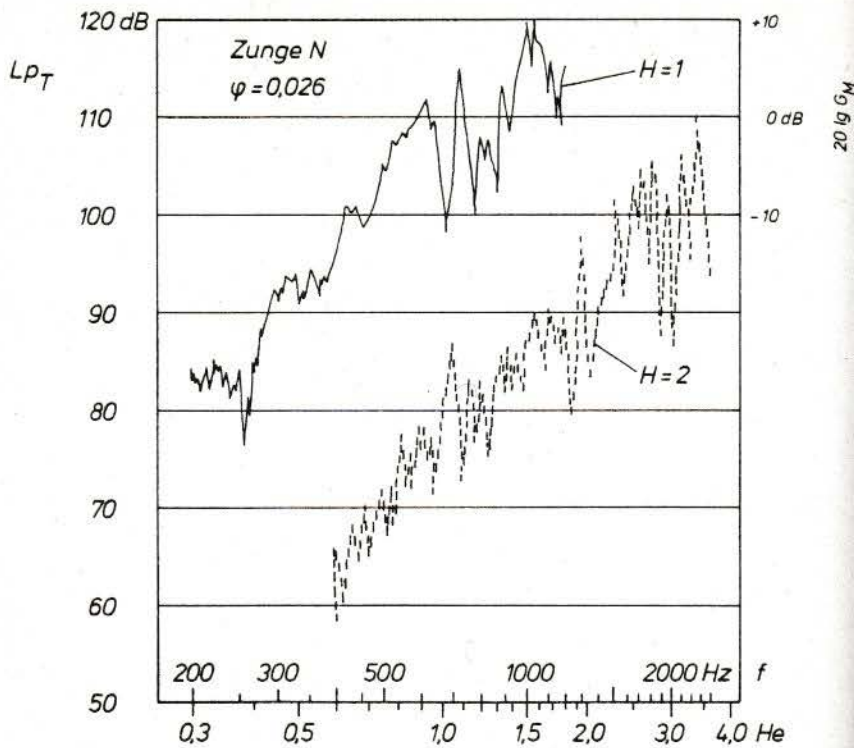


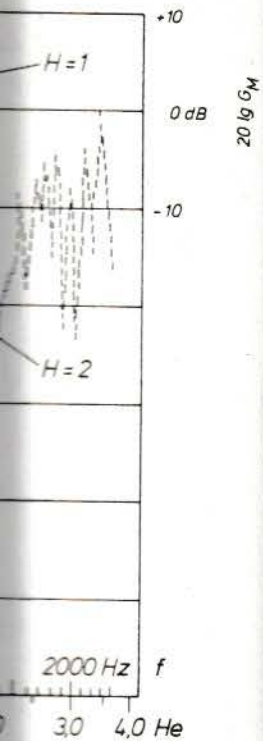
Bild 5.6: Nichtnormierte Frequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen bei Gehäusezunge N, Laufrad $\varnothing$ 510 (Bild 2.1), $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$, saugseitig gemessen

Schnellläufigkeit ($\sigma > 0,3$) bisher stets festzustellen war /32/ (vgl. auch Bild 3.3). Eine Erklärung für diese Abnormität, die zunächst den abgeleiteten akustischen Modellgesetzen zu widersprechen scheint und zur Erweiterung des Produktgesetzes, Gl.(3.10), geführt hat, konnte bisher nicht gefunden werden, jedoch liegt es nahe, die Ursache dafür in den sehr langen und schmalen Schaufelkanälen zu suchen, die im Zusammenhang mit Zunge und Spiralgehäuse wie "rotierende Orgelpfeifen" wirken und die Resonanzeigenschaften des Ventilators vielschichtig beeinflussen.

Die durchschnittlich g. Frequenzgängen der 1. Harmonische wurden z. T. tauschen verdeckt und bei allen Untersuchung seitigen Meßkanal immer deutet auf einen stark mit wachsender Frequenz später noch ausführlich die Untersuchung der h. zichtet werden. In den sind deshalb nur noch nischen aufgeführt.

Zunächst zeigt Bild 5. quenzgänge auf der Sau in der Reihenfolge der Frequenzbereich haben einigen Ausnahmen abge über diejenigen der Sau zwischen den einzelnen ihrem an- und abschwel groß und wird in einige sogar Null oder negativ Fall.

Zu einem ähnlichen Erge Regelunterschieden kam eines kleinen Modellven der an der Zunge künstl tels Druckkammerlautspr untersucht wurde auch, selbpunktes auf den Syst. auswirkt. Zu diesem Zwe $\varphi = 0,02$ und $\varphi = 0,034$ gesucht, die den optimal Test- bis zum Überlastge ist den Bildern 5.8 und



er 1. und
ge N,
 $\varphi_{opt} = 0,026,$

festzustellen war
g für diese
akustischen
und zur Erwei-
geführt hat,
noch liegt es
en und schmalen
enhang mit
Orgelpfeifen"
Ventilators

Die durchschnittlich große Pegeldifferenz zwischen den Frequenzgängen der 1. und 2. Harmonischen (höhere Harmonische wurden z.T. sogar durch das Strömungsrauschen verdeckt und waren nicht immer meßbar), die bei allen Untersuchungen sowohl im druck- als auch saugseitigen Meßkanal immer wieder festzustellen war, deutet auf einen starken Abfall des Erregerspektrums mit wachsender Frequenz bzw. Strouhalzahl hin, wie später noch ausführlich gezeigt wird. Daher konnte auf die Untersuchung der höheren Harmonischen vorerst verzichtet werden. In den folgenden Tonpegeldiagrammen sind deshalb nur noch die Frequenzgänge der 1. Harmonischen aufgeführt.

Zunächst zeigt Bild 5.7 eine Gegenüberstellung der Frequenzgänge auf der Saug- und Druckseite des Ventilators in der Reihenfolge der untersuchten Zungen. Im gesamten Frequenzbereich haben die Tonpegel der Druckseite, von einigen Ausnahmen abgesehen, ein deutliches Übergewicht über diejenigen der Saugseite. Die Pegeldifferenz zwischen den einzelnen Frequenzgängen ist entsprechend ihrem an- und abschwellenden Charakter verschieden groß und wird in einigen Resonanzminima der Druckseite sogar Null oder negativ. Letzteres ist bei Zunge N der Fall.

Zu einem ähnlichen Ergebnis mit noch ausgeprägteren Pegelunterschieden kam WOLLHERR /24/ bei der Untersuchung eines kleinen Modellventilators mit nur vier Schaufeln, der an der Zunge künstlich über zwei kleine Sonden mittels Druckkammerlautsprecher gegenphasig angeregt wurde.

Untersucht wurde auch, wie sich eine Änderung des Drosselpunktes auf den Systemfrequenzgang des Ventilators auswirkt. Zu diesem Zweck wurden aus Bild 5.2 mit $\varphi = 0,02$ und $\varphi = 0,034$ zwei weitere Drosselpunkte ausgesucht, die den optimalen Kennlinienbereich vom Teillast- bis zum Überlastgebiet abgrenzen. Das Ergebnis ist den Bildern 5.8 und 5.9 zu entnehmen. Bemerkenswert

ist vor allem die sehr unterschiedliche Abhängigkeit der Frequenzgänge vom durch φ gekennzeichneten Drosselpunkt bei den einzelnen Zungen. Besonders fällt auf, daß bei der spitzen Zunge A eine deutliche Tonpegelanhebung mit wachsendem Durchsatz φ zu verzeichnen ist, die bis zum Optimum zunächst wenig, darüber hinaus jedoch sehr schnell ansteigt. Das gilt trotz unterschiedlicher Frequenzgangmuster sowohl für die druckseitige als auch für die saugseitige Schallabstrahlung. Dieses eigenartige Verhalten, das bei den mehr oder weniger gerundeten Zungen N und B nicht bzw. kaum zu beobachten ist, muß im Zusammenhang mit den aus Bild 5.2 zu erkennenden verschieden großen Strömungsverlusten im Überlastbereich gesehen werden.

Schließlich ist auf den Bildern 5.10 und 5.11 noch ein Vergleich der untersuchten Zungen bei gleichem Drosselpunkt durchgeführt worden. Auch diese Gegenüberstellung ist sehr aufschlußreich. Während sich die auf der Druckseite aufgenommenen Frequenzgänge, Bild 5.10, mit Veränderung der Zungenform umso mehr unterscheiden, je größer der Durchfluß φ ist, verhält es sich bei den auf der Saugseite aufgenommenen, Bild 5.11, geradezu umgekehrt. Hier ist die Übereinstimmung bei $\varphi = 0,02$ am geringsten, dagegen bei $\varphi = 0,034$ am größten. Außerdem ist aus den Diagrammen zu erkennen, daß der mittlere Pegelanstieg nicht nur durch die Zungenform eine Änderung erfährt, sondern mit wachsendem Durchfluß je nach Zungenform mehr oder weniger stark abfällt. Dies weist darauf hin, daß der Anteil von Flußquellen (Monopol) und Impulsquellen (Dipol) an der Schallerzeugung nicht nur von der Zungenform, sondern auch vom Durchsatz und damit von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig ist und sich mit wachsendem Durchfluß von letzterem zu ersterem hin verlagert.

Da die Frequenzgänge
schaft besitzen, in d
wischen Koordinatensy
verlaufen, erhält man
dieser Geraden auch e
Strouhalzahl und Hel
auch der Anteil von F
hinreichend bekannt is
daran erinnert, daß be
Dipol $2\beta = 6$ ist. In d
die Drehklangpotenzen
lung untersuchten Kons
Weise bestimmt worden.

Abhängigkeit
nneten Drossel-
s fällt auf,
he Tonpegelan-
zeichnen ist,
ber hinaus
trotz unter-
ür die druck-
hallabstrahlung.
en mehr oder
bzw. kaum zu
den aus Bild 5.2
ungsverlusten im

5.11 noch ein
leichem Drossel-
egenüberstellung
ie auf der Druck-
5.10, mit Ver-
scheiden, je
sich bei den auf
geradezu umge-
 $\varphi = 0,02$ am
50sten. Außer-
daß der mittlere
form eine Ände-
schluß je nach
llt. Dies weist
len (Monopol)
erzeugung nicht
Durchsatz und
abhängig ist
etzterem zu

Da die Frequenzganggipfel die bemerkenswerte Eigen-
schaft besitzen, in dem gewählten doppeltlogarith-
mischen Koordinatensystem entlang einer "Geraden" zu
verlaufen, erhält man mit dem mittleren Anstieg
dieser Geraden auch ein Maß für die Potenz β von
Strouhalzahl und Helmholtzzahl in Gl.(3.10), womit
auch der Anteil von Flußquellen und Impulsquellen
hinreichend bekannt ist. In diesem Zusammenhang sei
daran erinnert, daß beim Monopol $2\beta = 4$ und beim
Dipol $2\beta = 6$ ist. In den Abschnitten 6.2 und 6.3 sind
die Drehklangpotenzen β für alle gemäß Aufgabenstel-
lung untersuchten Konstruktionsmerkmale auf diese
Weise bestimmt worden.

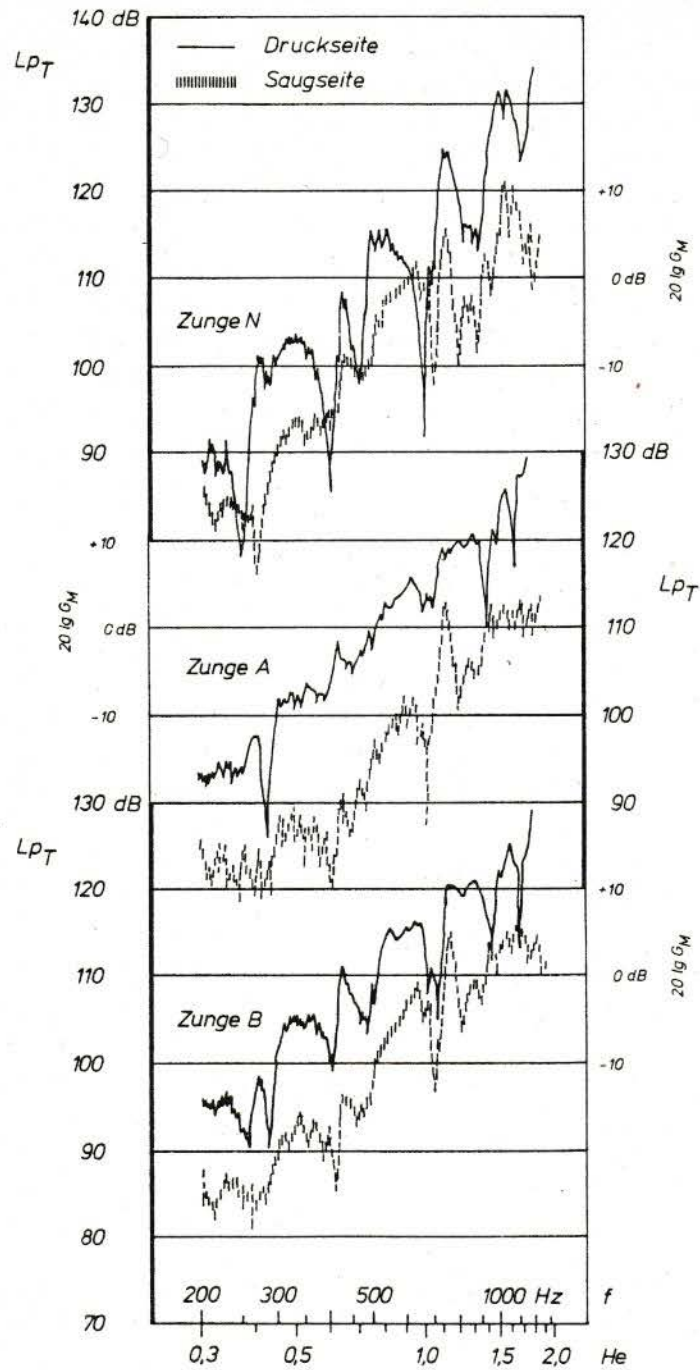


Bild 5.7: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 2.1, $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,026$

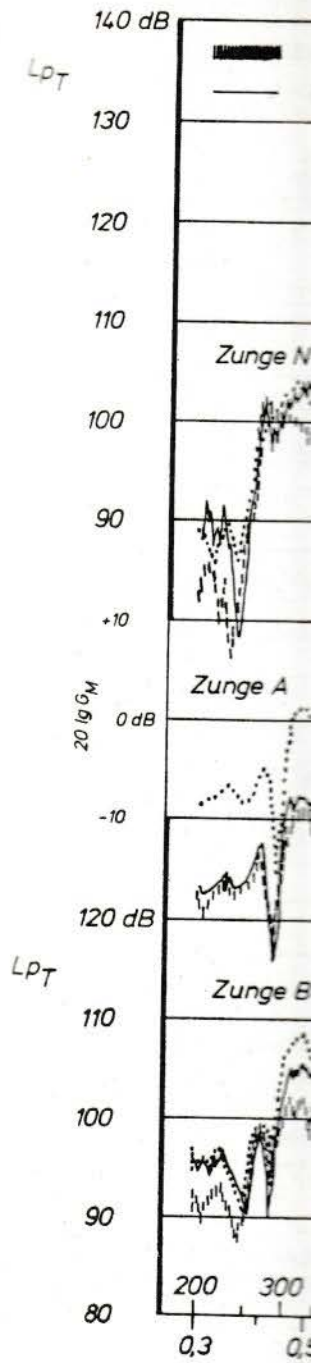


Bild 5.8: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 510

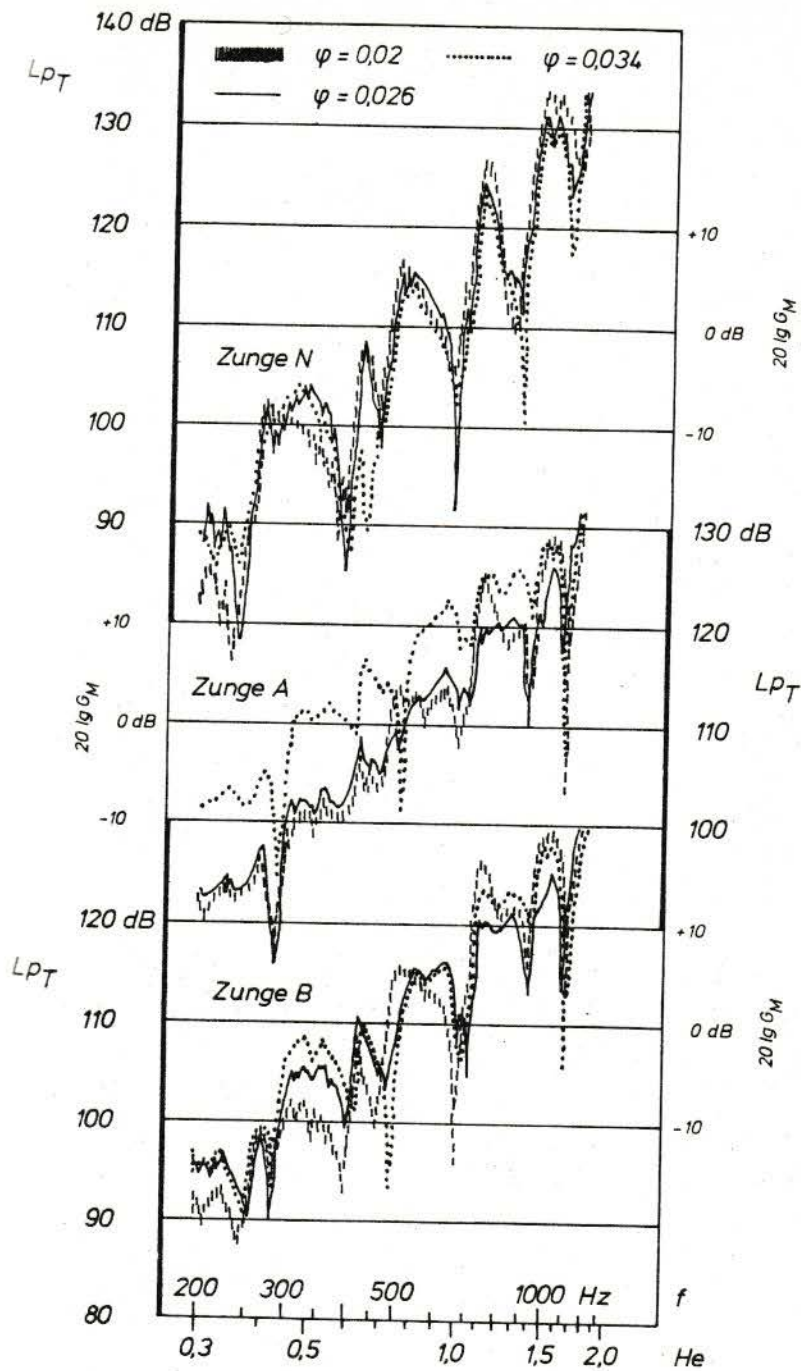


Bild 5.8: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing 510$, Bild 2.1, druckseitig gemessen

ge der 1. Harmonischen
 $\varphi_{opt} = 0,026$

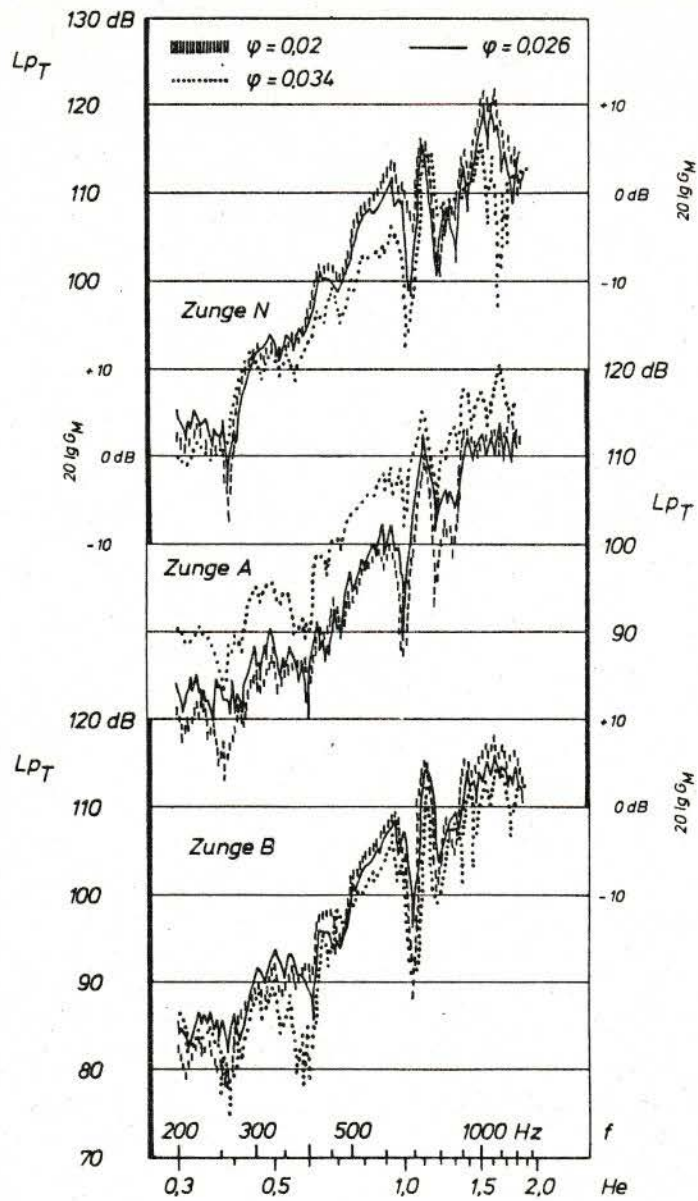


Bild 5.9: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 2.1, saugseitig gemessen

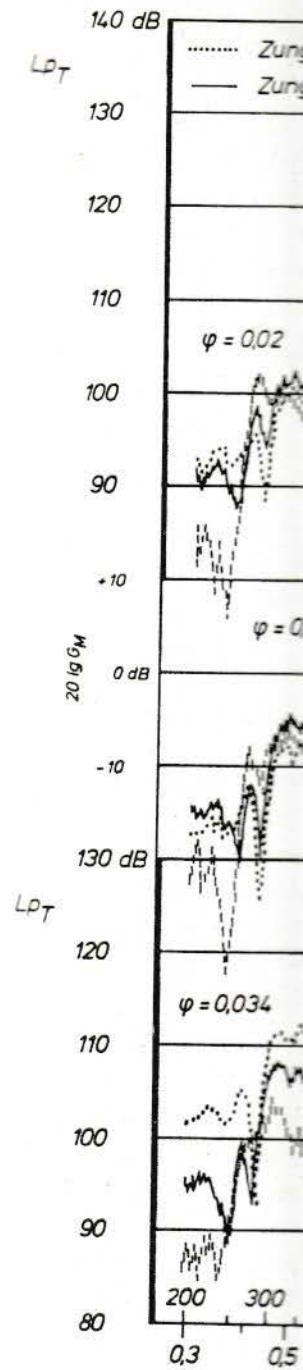


Bild 5.10: Nichtnormierte Alu-Laufrad $\varnothing$ 5

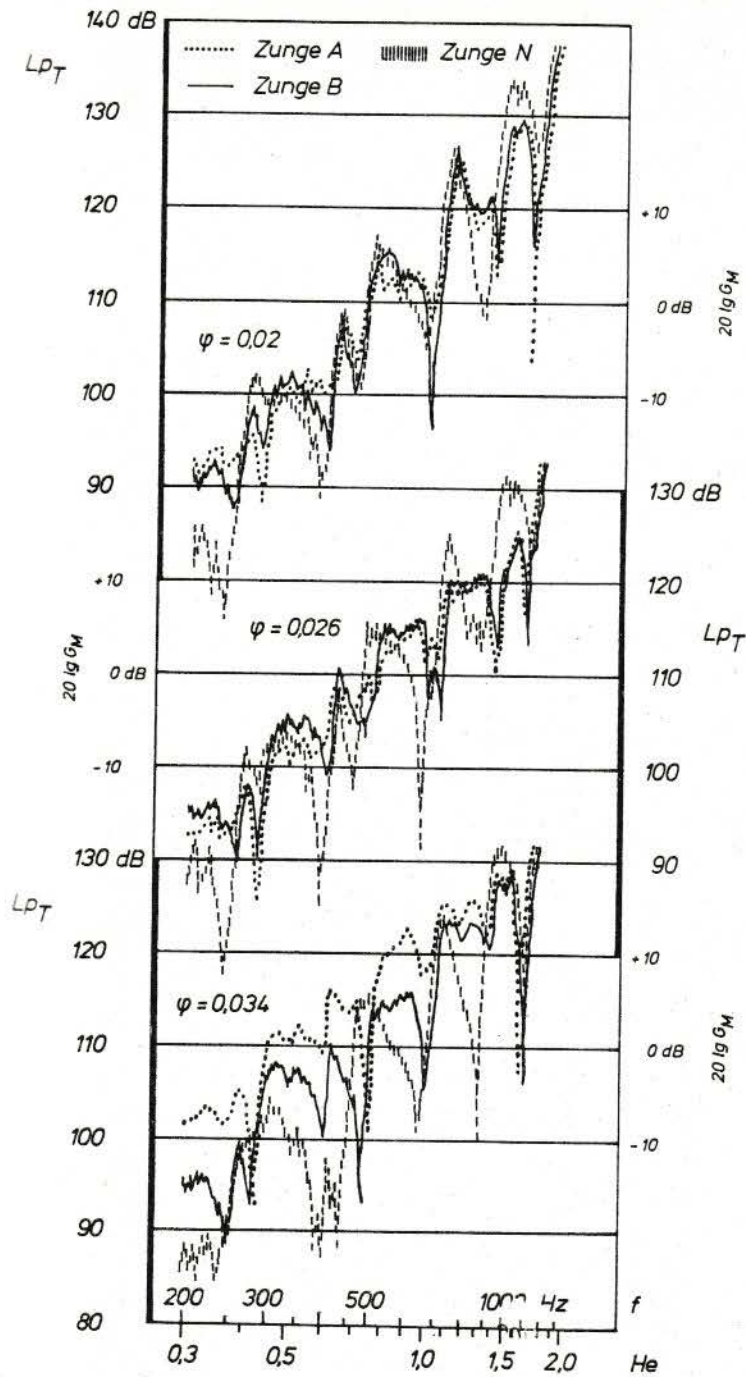


Bild 5.10: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing 510$, Bild 2.1, druckseitig gemessen

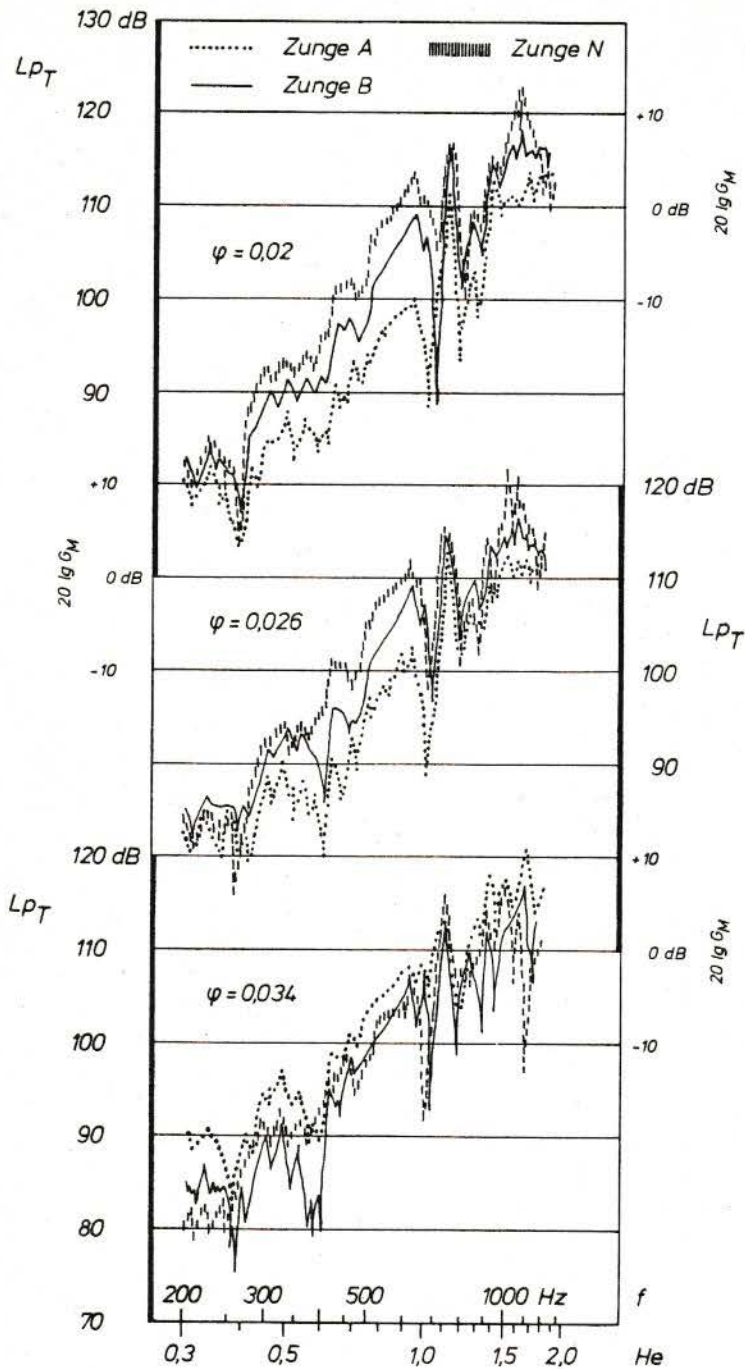


Bild 5.11: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 2.1, saugseitig gemessen

5.2 Einfluß des Schaufel-Zungenabstandes

Bei diesen Untersuchungen wurde der Zungenabstand unter Berücksichtigung der Zungensilhouette lediglich auf fünf sonst gleiche Radien von 20 mm bis 430 mm um je 20 mm erhöht. Bild 5.1 ist ersichtlich.

5.2.1 Laufraddurchmesser- und Laufradcharakteristiken

In den Bildern 5.12 und 5.13 ist die Untersuchung in dimensionierter Form dargestellt. Bild 5.12 zeigt das modellierte Kennfeld, wobei die Druck-, Volumen- und Leistungskennlinien in der Weise mit dem tatsächlichen Laufrad übereinstimmen, wie es erfolgte. Man erkennt, dass die Kennlinien mit den Modellgesetzen übereinstimmen, d.h. mit dem Durchmesser D_2 , d.h. mit dem Verhältnis D_1/D_2 , die Lieferleistung und die gewünschte Steigerung des Laufrades. Bemerkenswert ist in Bild 5.12 nicht nur der Wirkungsgrad, sondern auch der optische Wirkungsgrad, der zweifellos auf die dimensionslose steigernde Wirkung des Laufrades zurückzuführen ist.

Normiert man dagegen die Kennlinien auf den ursprünglichen Durchmesser D_1 , so erhält man das auf Bild 5.13 wiedergegebene Kennfeld, welches sich demjenigen in Bild 5.12 unterscheidet, daß es die Kennlinien verhältnismäßig angibt, die mit den Durchmessern mit konstantem Verhältnis D_1/D_2 übereinstimmen. Bild 5.13 ist daher für die Untersuchung insofern interessant,

5.2 Einfluß des Schaufelaustrittsdurchmessers und Zungenabstandes

Bei diesen Untersuchungen wurde, wie bereits ausgeführt, der Zungenabstand unter Beibehaltung der jeweiligen Zungensilhouette lediglich durch Abänderung des Schaufelaustrittsdurchmessers variiert. Insgesamt erfuhren fünf sonst gleiche Räder eine Abstufung zwischen 510 und 430 mm um je 20 mm. Nähere Einzelheiten sind aus Bild 5.1 ersichtlich.

5.2.1 Laufraddurchmesser, Zungenabstand und Ventilatorcharakteristik

In den Bildern 5.12 und 5.13 sind die Ergebnisse dieser Untersuchung in dimensionslosen Koordinaten dargestellt. Bild 5.12 zeigt das mit Zunge N experimentell ermittelte Kennfeld, wobei die Normierung der gemessenen Druck-, Volumen- und Leistungsdaten in der üblichen Weise mit dem tatsächlichen Schaufelaustrittsdurchmesser erfolgte. Man erkennt sehr schön, daß in Übereinstimmung mit den Modellgesetzen bei kleiner werdendem Austrittsdurchmesser D_2 , d.h. bei wachsendem Durchmesser Verhältnis D_1/D_2 , die Lieferzahl ϕ ansteigt, was auch die gewünschte Steigerung der Schnellläufigkeit zur Folge hat. Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang, daß sich dabei nicht nur der Wirkungsgrad, sondern auch die Druckzahl ψ gemeinsam mit dem optimalen Betriebsbereich erhöhen, was zweifellos auf die dissipationsvermindernde und drucksteigernde Wirkung des "rotierenden Diffusors" am Schaufelaustritt zurückzuführen ist.

Normiert man dagegen die erhaltenen Meßdaten mit dem ursprünglichen Durchmesser $D_2 = 510$ mm, so ergibt sich das auf Bild 5.13 widergegebene dimensionslose Kennfeld, welches sich demjenigen in Bild 5.12 gegenüber darin unterscheidet, daß es die Arbeitsweise des Ventilators verhältnistreu angibt, wenn dieser bei den angetragenen Durchmessern mit konstanter Drehzahl betrieben wird. Bild 5.13 ist daher für die vorliegende Untersuchung insofern interessant, als die eingezeichneten Affini-

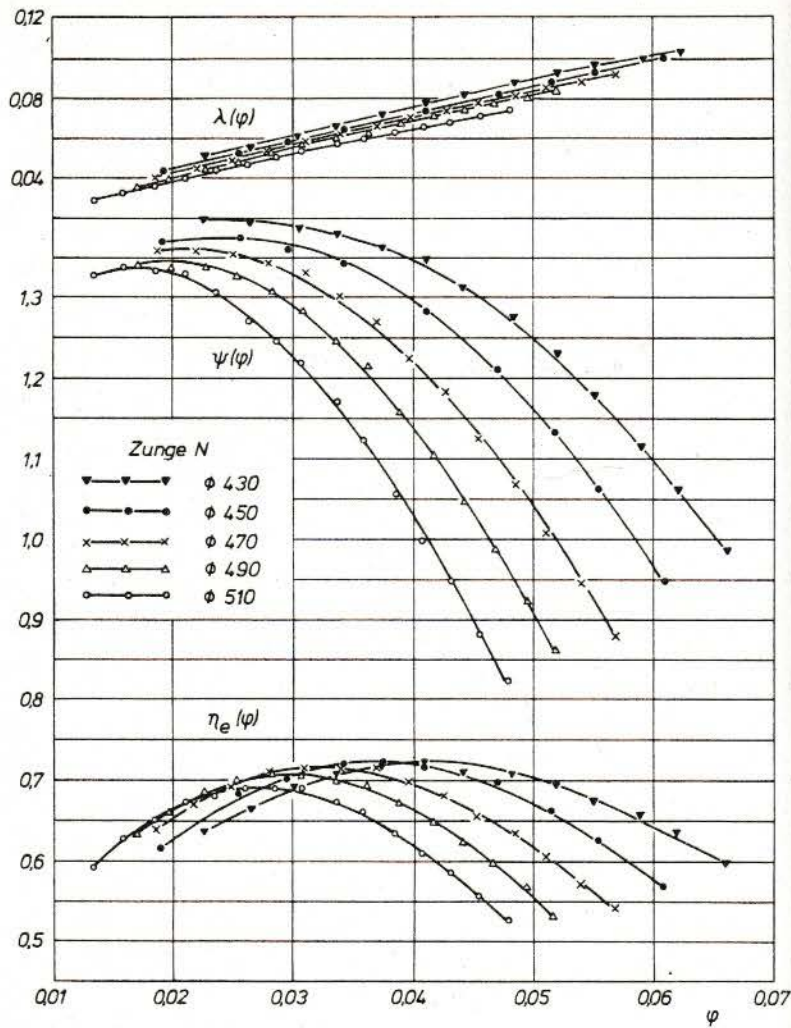


Bild 5.12: Dimensionsloses Kennfeld des Radialventilators gemäß Bilder 2.1 und 2.2 bei verschiedenen Laufraddurchmessern nach Bild 5.1. Die Normierung der Kennzahlen erfolgte mit dem jeweiligen Durchmesser D_2

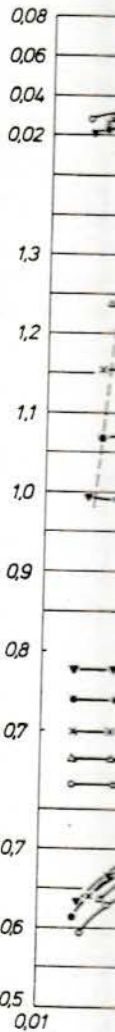
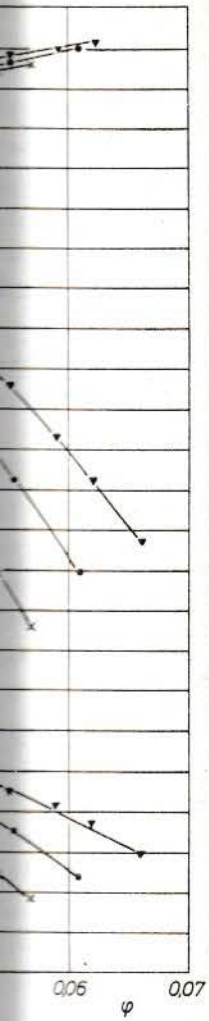


Bild 5.13: Dimensionsloses Kennfeld des Radialventilators gemäß Bilder 2.1 und 2.2 bei verschiedenen Laufraddurchmessern nach Bild 5.1. Die Normierung der Kennzahlen erfolgte mit dem ursprünglichen Durchmesser D_2



ialventi-
bei ver-
ach Bild 5.1.
folgte mit

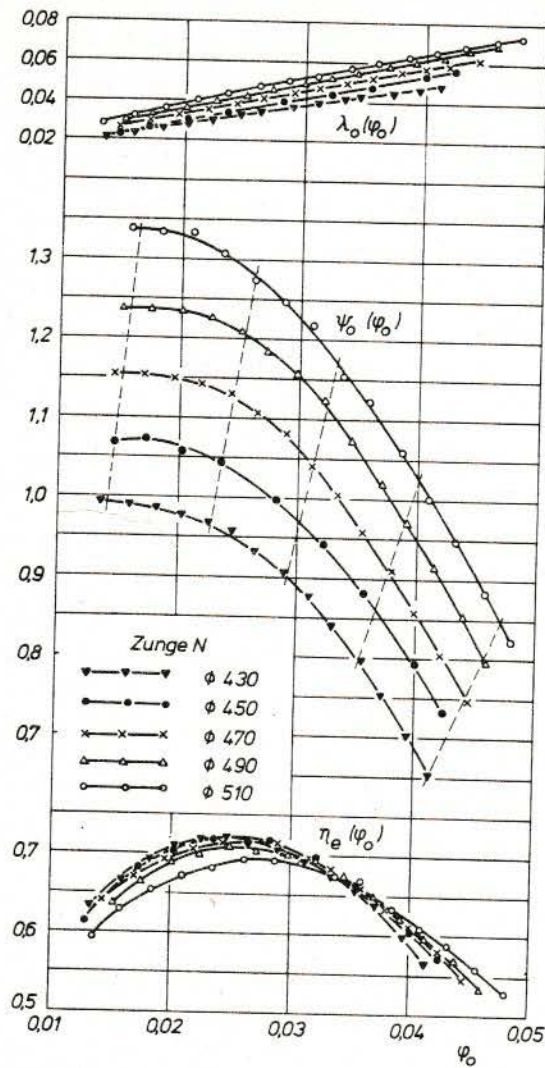


Bild 5.13: Dimensionsloses Kennfeld des Radialventilators gemäß Bilder 2.1 und 2.2 bei verschiedenen Laufraddurchmessern nach Bild 5.1. Die Normierung der Kennzahlen erfolgte mit dem ursprünglichen Durchmesser $D_{20} = 510$ mm

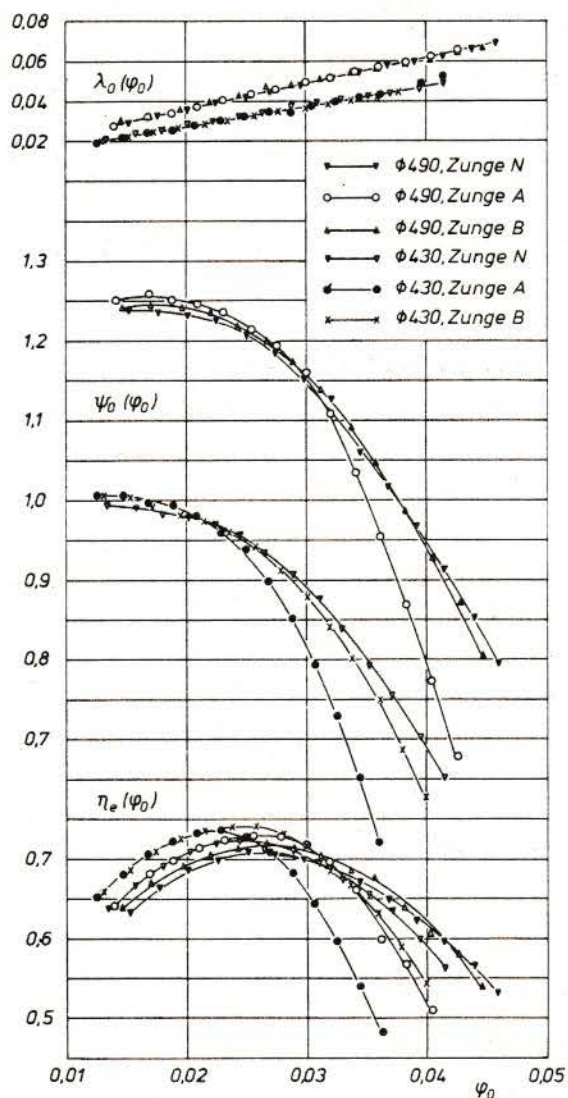


Bild 5.14: Einfluß der Zungenform auf das dimensionslose Kennfeld des Radialventilators gemäß Bild 5.1 mit den Schaufelraddurchmessern $D_2 = 430$ und 490 mm

tätsparabeln unmittelbar die Drehzahl bei kleiner konstant zu haltender gern ist.

Schließlich sind in beiden Schaufelrädern mit den Zungen N, A und tragen. Der Vergleich Rädern innerhalb des und im Teillastgebiet gut übereinstimmen.

Eine ähnlich gute Über-ristiken herrschte auch mit den Durchmessern D Zungenauswahl kann dah wird, ausschließlich n punkten getroffen werd

5.2.2 Laufraddurchmesser Drehklangverhältnis

Die Bilder 5.15 bis 5.2 ten Frequenzgänge der gestuften Räder mit de Gegenüberstellung und Bildern 5.7 bis 5.10 f ist, allerdings unter der saugseitig aufgenom sich bei allen untersu nisse wie in Bild 5.7 schränkung auf die Dar Frequenzgänge rechtfert

Aus diesem umfangreiche eindrucksvoll den enorm

tätsparabeln unmittelbar anzeigen, in welchem Maße die Drehzahl bei kleiner werdendem Durchmesser und konstant zu haltender Strömungsleistung zu steigern ist.

Schließlich sind in Bild 5.14 die Kennlinien der beiden Schaufelräder $D_2 = 450$ mm und 490 mm, die mit den Zungen N, A und B gemessen wurden, aufgetragen. Der Vergleich zeigt, daß auch bei diesen Rädern innerhalb des optimalen Arbeitsbereiches und im Teillastgebiet die einzelnen Kennlinien recht gut übereinstimmen.

Eine ähnlich gute Übereinstimmung der Charakteristiken herrschte auch bei den übrigen Laufrädern mit den Durchmessern $D_2 = 450$ mm und 470 mm. Die Zungenauswahl kann daher, wie später noch gezeigt wird, ausschließlich nach akustischen Gesichtspunkten getroffen werden.

5.2.2 Laufraddurchmesser, Zungenabstand und Drehklangverhalten

Die Bilder 5.15 bis 5.26 enthalten die nichtnormierten Frequenzgänge der vier nach dem Durchmesser abgestuften Räder mit denselben Zungen in der gleichen Gegenüberstellung und Reihenfolge, wie dies auf den Bildern 5.7 bis 5.10 für das Originalrad geschehen ist, allerdings unter Verzicht auf die Darstellung der saugseitig aufgenommenen Frequenzgänge, weil sich bei allen untersuchten Rädern ähnliche Verhältnisse wie in Bild 5.7 herausstellten, die eine Beschränkung auf die Darstellung der druckseitigen Frequenzgänge rechtfertigten.

Aus diesem umfangreichen Versuchsmaterial, das sehr eindrucksvoll den enormen Einfluß von Zungenform

und Zungenabstand auf den Systemfrequenzgang des Ventilators belegt und die These von dem sich zwischen Rotoraustritt und Gehäusezunge befindenden Hauptquellgebiet der Schaufeltöne untermauert, wurden die wichtigsten Ergebnisse herausgezogen und in den Bildern 5.27, 5.28 und 5.29 zusammengestellt. Man erkennt daraus, wie sich der Frequenzgang der 1. Harmonischen mit kleiner werdendem Durchmesser, d.h. größer werdendem Zungenabstand, bei den Zungen N, A und B im Optimum des jeweiligen Rades ändert. Diese Veränderung äußert sich vor allem in einer mit dem Zungenabstand nichtproportional erfolgenden Verschiebung des Frequenzganges zu kleineren Pegelwerten hin, wobei sich die Pegel der Gipfel meist stärker senken als die der Täler. Deutlich geht aus Bild 5.28 auch die bereits früher festgestellte Dämpfung hervor, welche die Frequenzgänge bei allen untersuchten Zungenabständen durch die spitze Zunge A gegenüber den runderen Zungen N und B in Bild 5.27 und Bild 5.29 erfahren. Dagegen wird der mittlere Pegelanstieg der Frequenzgänge durch den Zungenabstand kaum berührt. Dies deutet darauf hin, daß der Quellcharakter des Drehklanggeräusches praktisch unabhängig vom Zungenabstand zu sein scheint.

Die gewonnen Erkenntnisse führen immer dann zu einer nicht unerheblichen Tonpegelminderung, wenn das größere Rad mit seinem kleineren Zungenabstand auf einem Frequenzganggipfel oder in dessen Umgebung arbeitet und durch eine entsprechende Verkleinerung des Rades sowie der damit notwendigen Drehzahlerhöhung der "akustische Betriebspunkt" vom Gipfel in das nächstfolgende Tal wandert.

Befindet sich dagegen d
Rades bereits in einem
jede Vergrößerung des Z
Kleinerung des Rades, so
erscheinen mag, eine Verst
Tonpegels zur Folge hat
den Frequenzgangtälern,
messern etwa in den glei
Bereits eine "Auslöschun
erfolgt ist, daß vom Ohr
das Strömungsrauschen de
werden kann. Da jedoch d
Räder zur Erzielung der
notwendigerweise zu erhö
Schaufeltöne umso mehr h
bzw. Je größer der Zunge
tische Lösung dieses Pro
behandelt (vgl. hierzu a

Befindet sich dagegen der Betriebspunkt des größeren Rades bereits in einem Frequenzgangtal, so würde jede Vergrößerung des Zungenabstandes infolge Verkleinerung des Rades, so paradox dies zunächst erscheinen mag, eine Verstärkung des Schaufelgrundtonpegels zur Folge haben. Dies liegt daran, daß in den Frequenzgangtälern, die sich bei allen Raddurchmessern etwa in den gleichen Frequenzen einstellen, bereits eine "Auslöschung" der Schaufeltöne so weit erfolgt ist, daß vom Ohr im allgemeinen nur noch das Strömungsrauschen des Ventilators wahrgenommen werden kann. Da jedoch die Drehzahl der kleineren Räder zur Erzielung der gleichen Strömungsleistung notwendigerweise zu erhöhen ist, treten dann die Schaufeltöne umso mehr hervor, je kleiner das Rad bzw. je größer der Zungenabstand ist. Die praktische Lösung dieses Problemes wird in Abschnitt 6 behandelt (vgl. hierzu auch Bild 6.1 mit Bild 6.6).

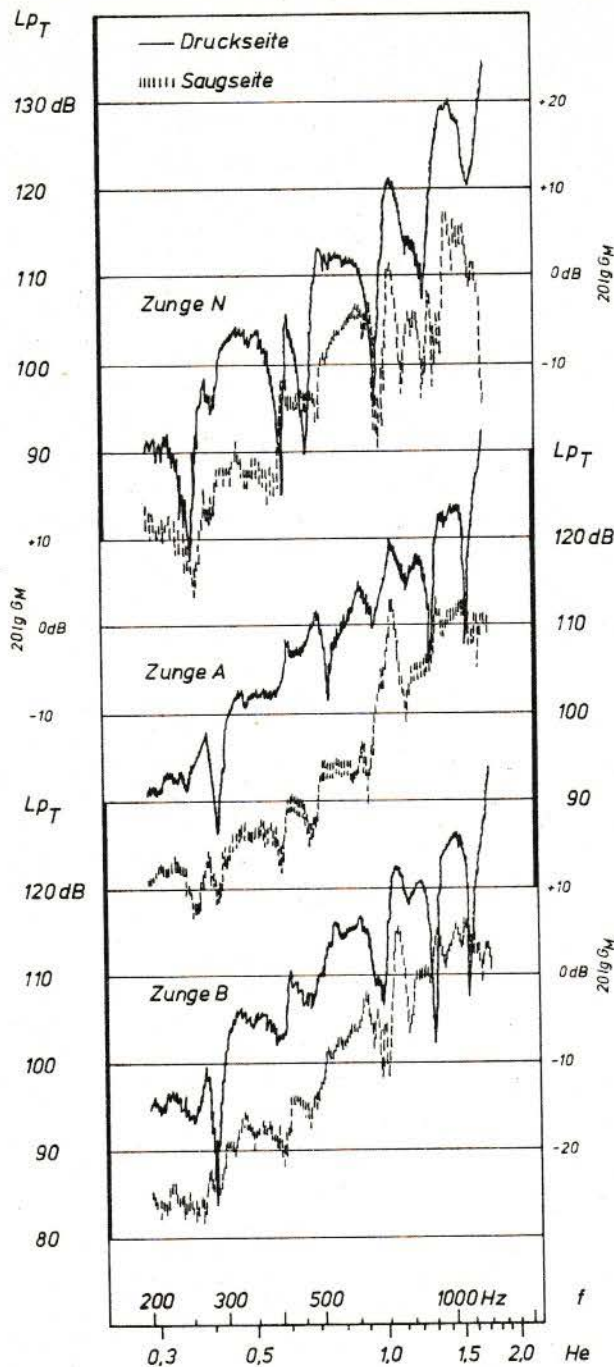


Bild 5.15: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 490 (Bild 5.1) $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,028$

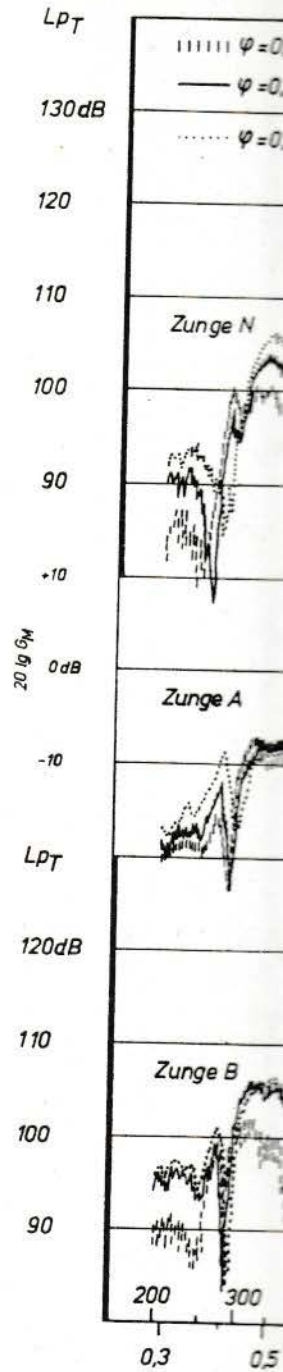
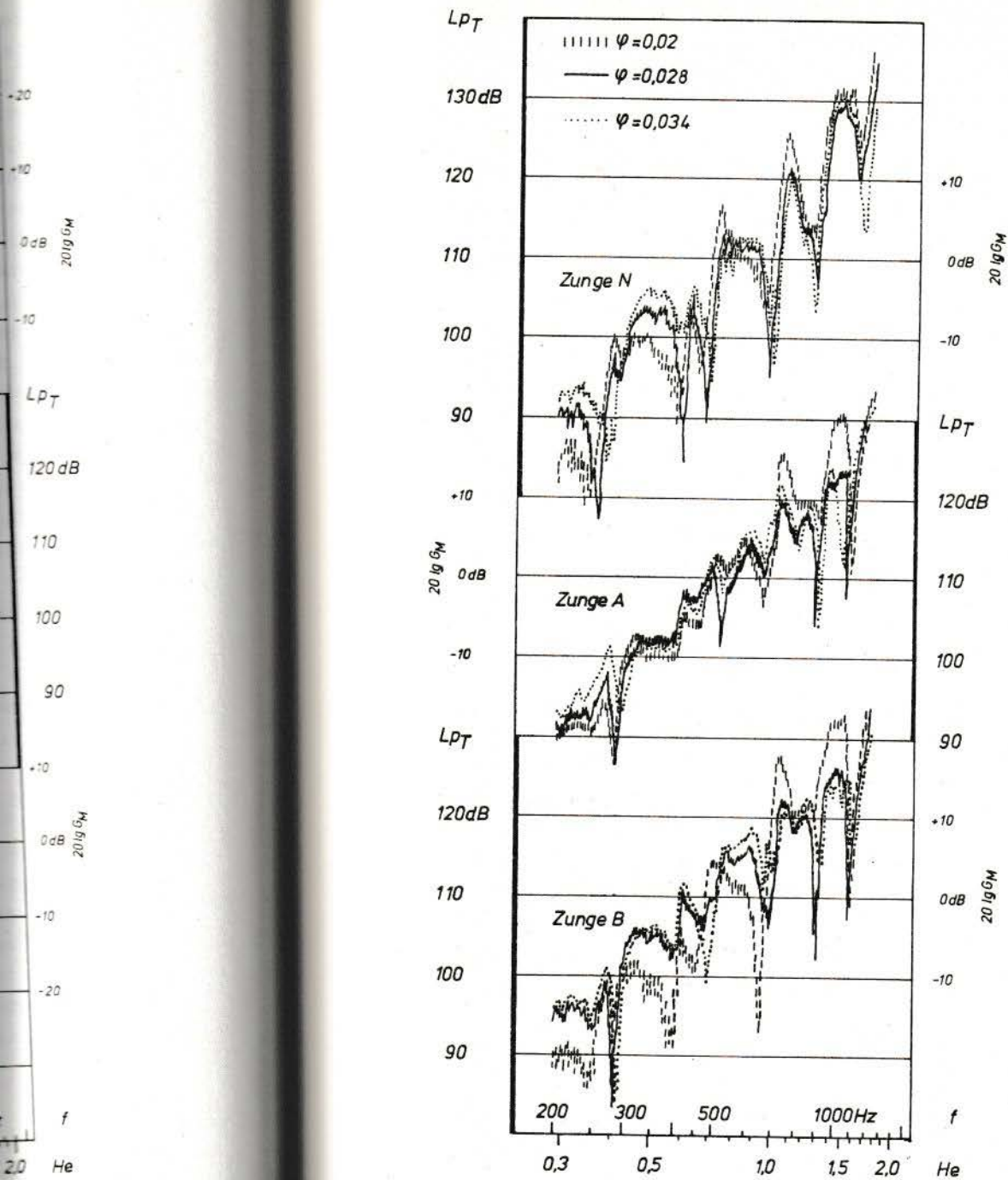


Bild 5.16: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 490



5.16: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen
Alu-Laufrad $\varnothing 490$, Bild 5.1, druckseitig gemessen

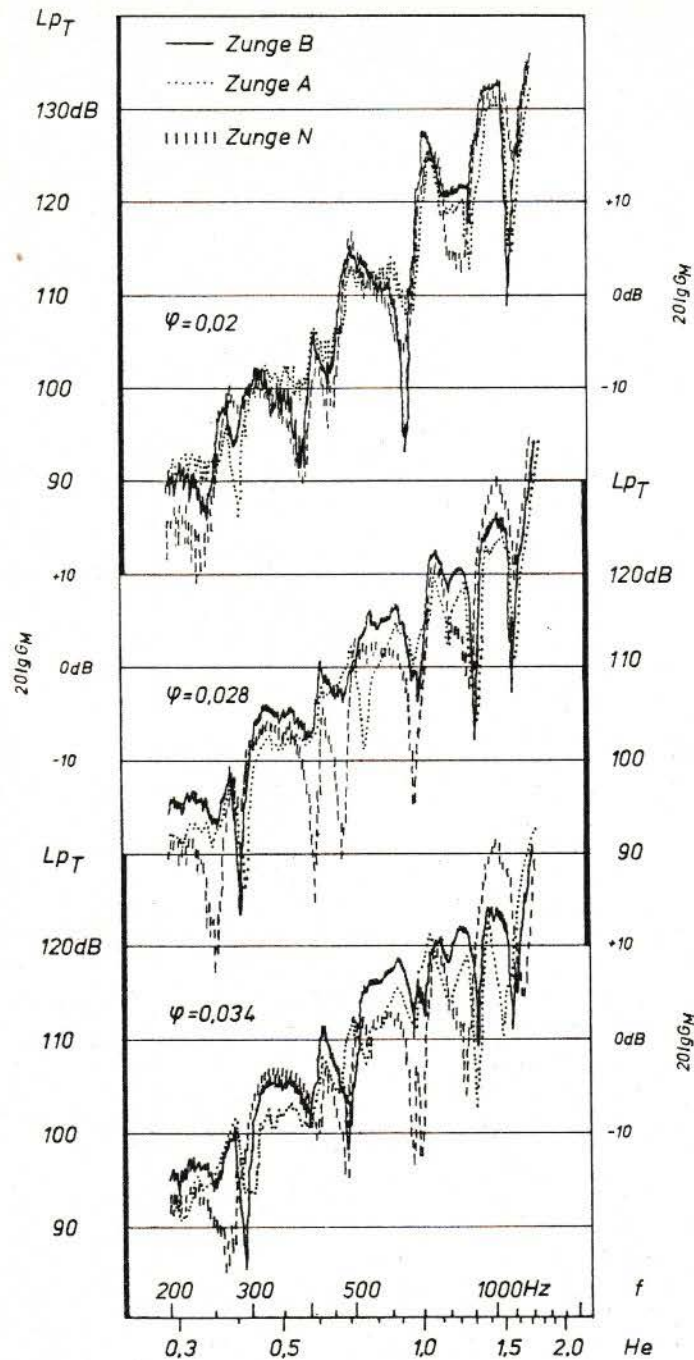


Bild 5.17: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 490, Bild 5.1, druckseitig gemessen

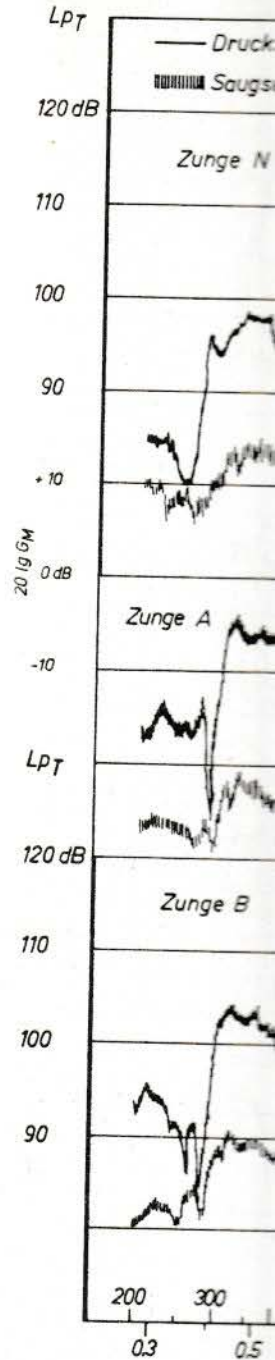


Bild 5.18: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 470, Bild 5.1, druckseitig gemessen

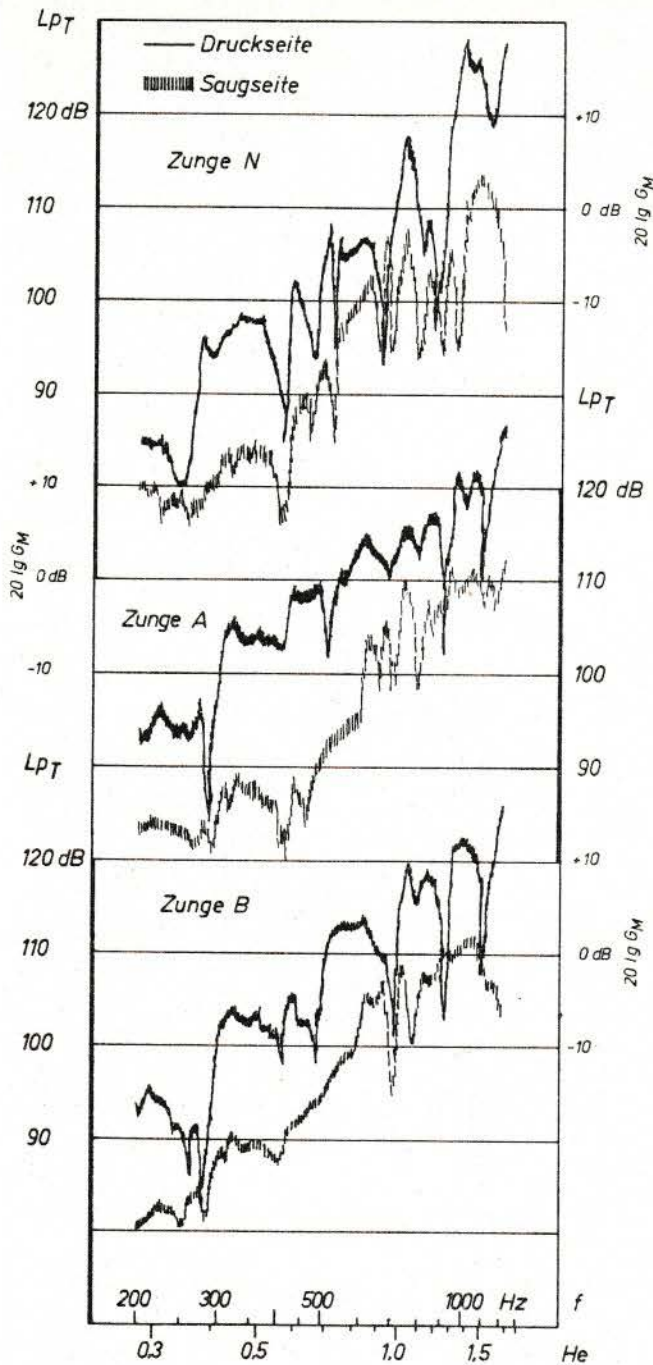


Bild 5.18: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 470, Bild 5.1, $\phi = \phi_{opt} = 0,032$

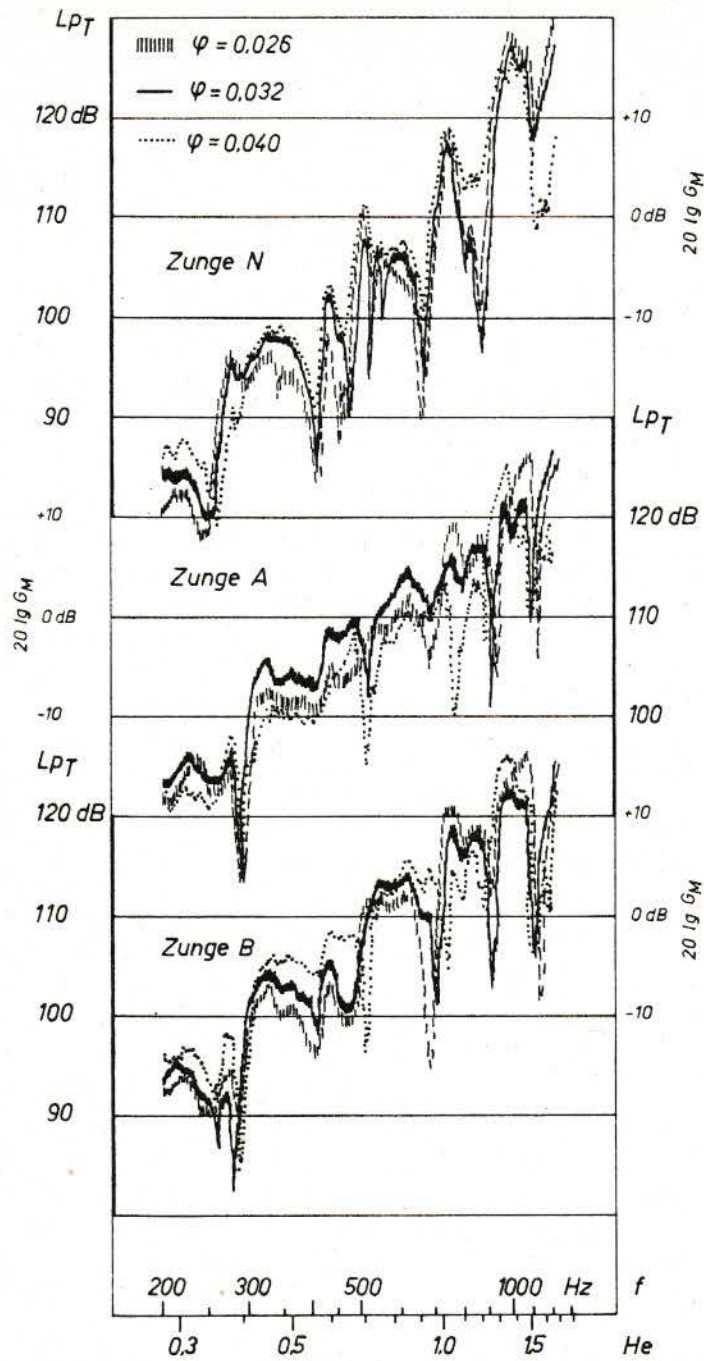


Bild 5.19: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 470, Bild 5.1, druckseitig gemessen

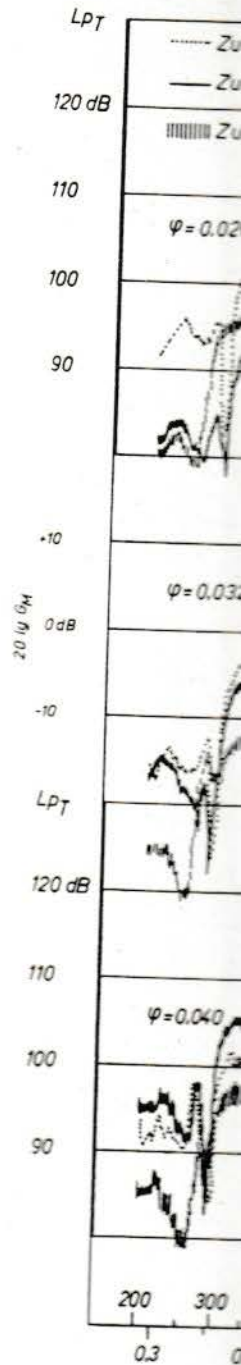


Bild 5.20: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 470, Bild 5.1, druckseitig gemessen

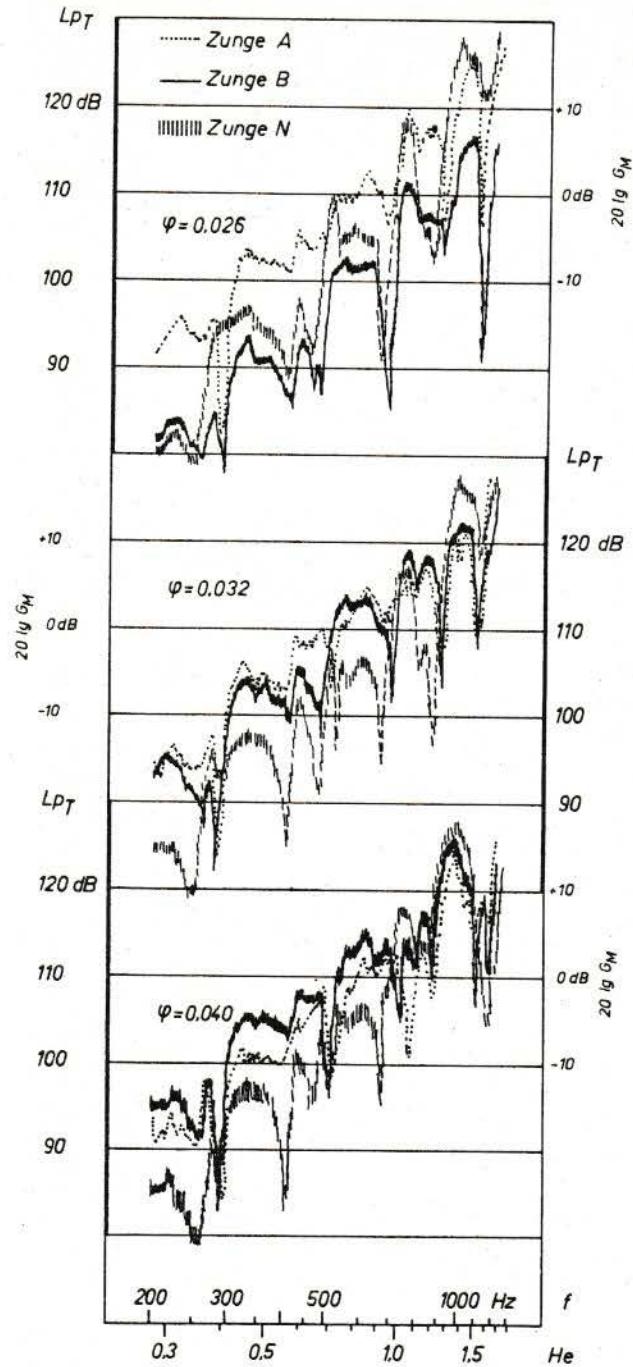


Bild 5.20: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 470, Bild 5.1, druckseitig gemessen

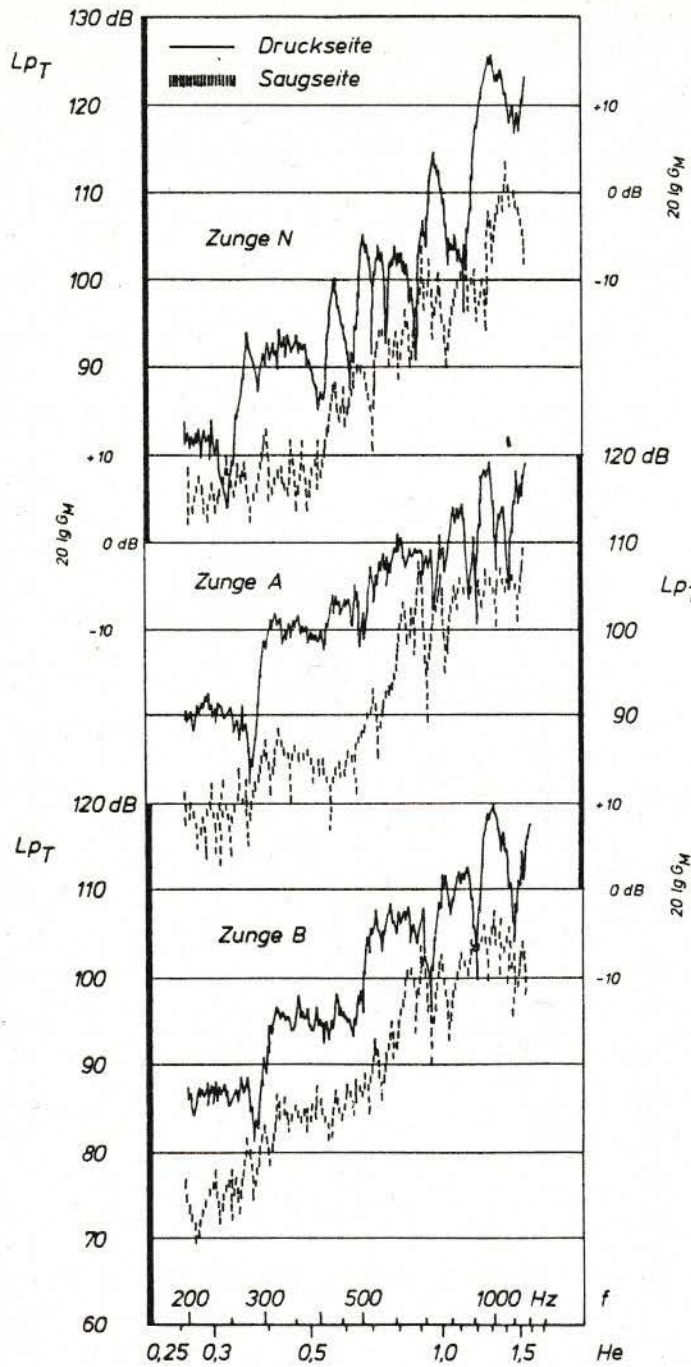


Bild 5.21: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 450, Bild 5.1, $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$

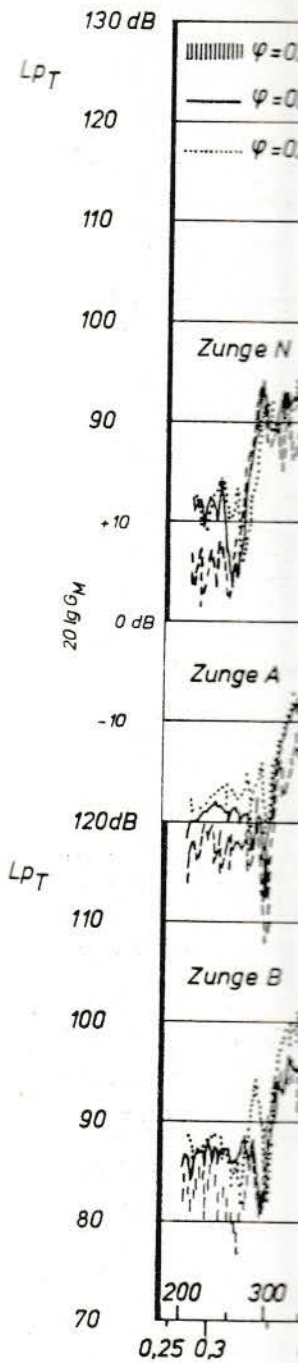


Bild 5.22: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-laufrad $\varnothing$

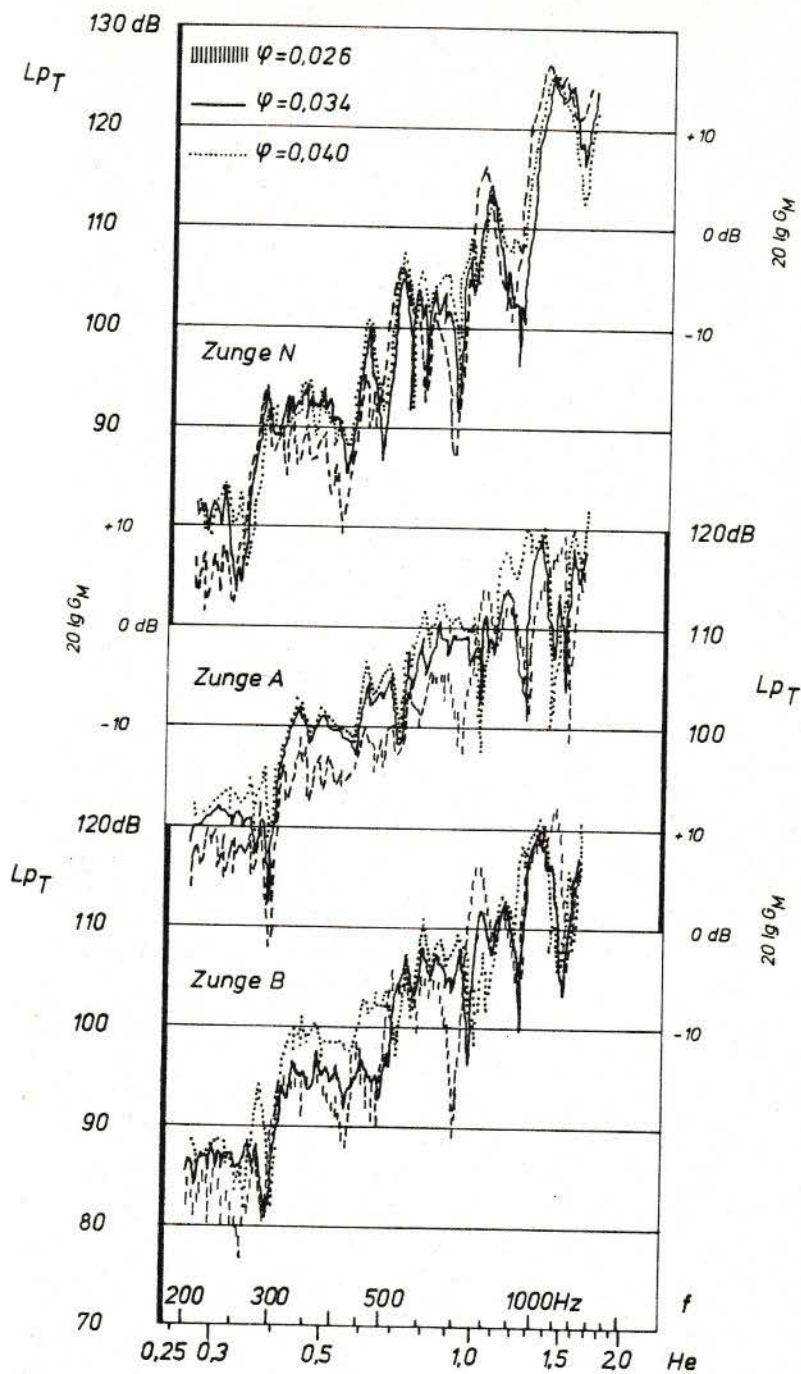


Bild 5.22: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing 450$, Bild 5.1, druckseitig gemessen

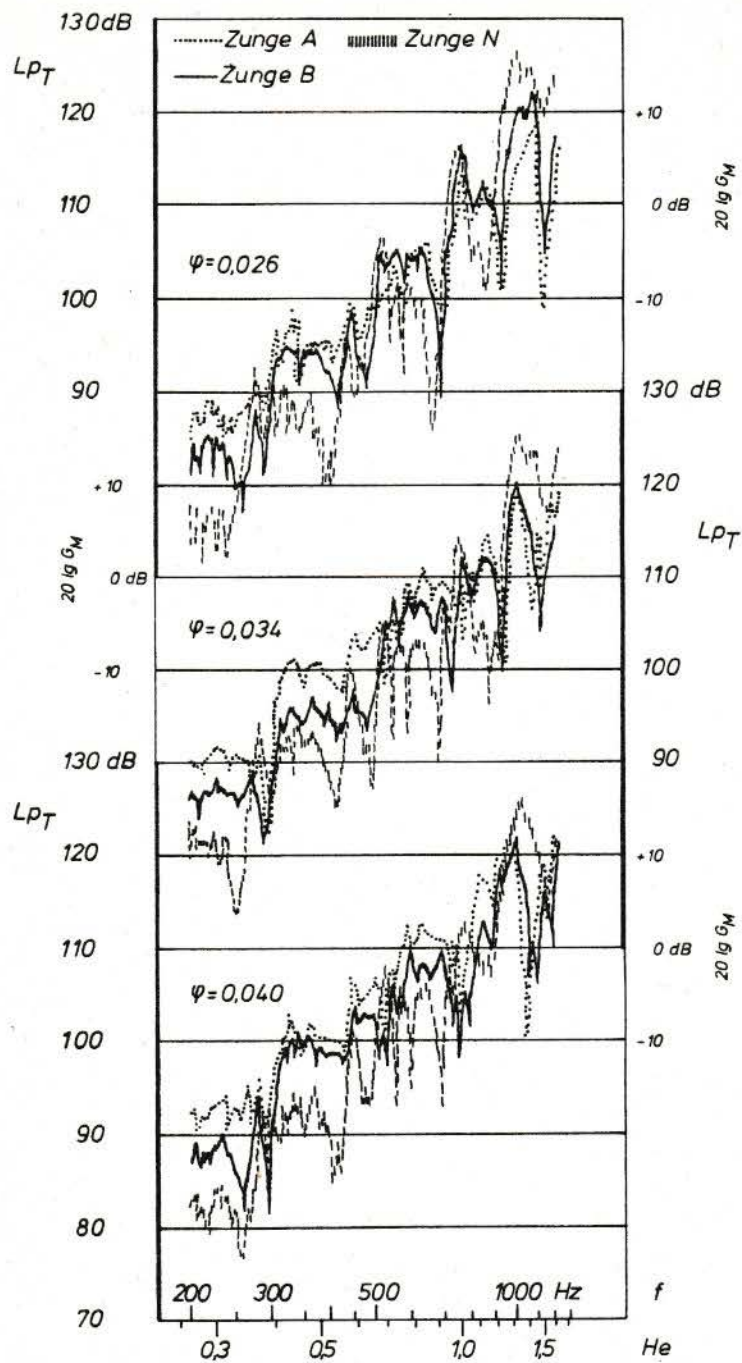


Bild 5.23: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad Ø 450, Bild 5.1, druckseitig gemessen

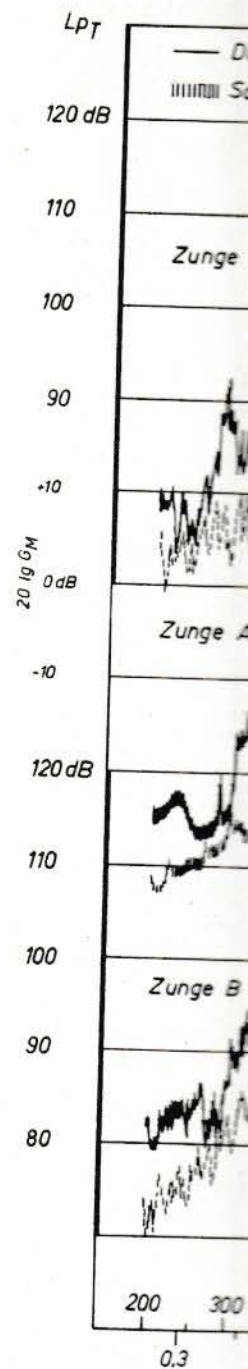


Bild 5.24: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad Ø 450, Bild 5.1, druckseitig gemessen

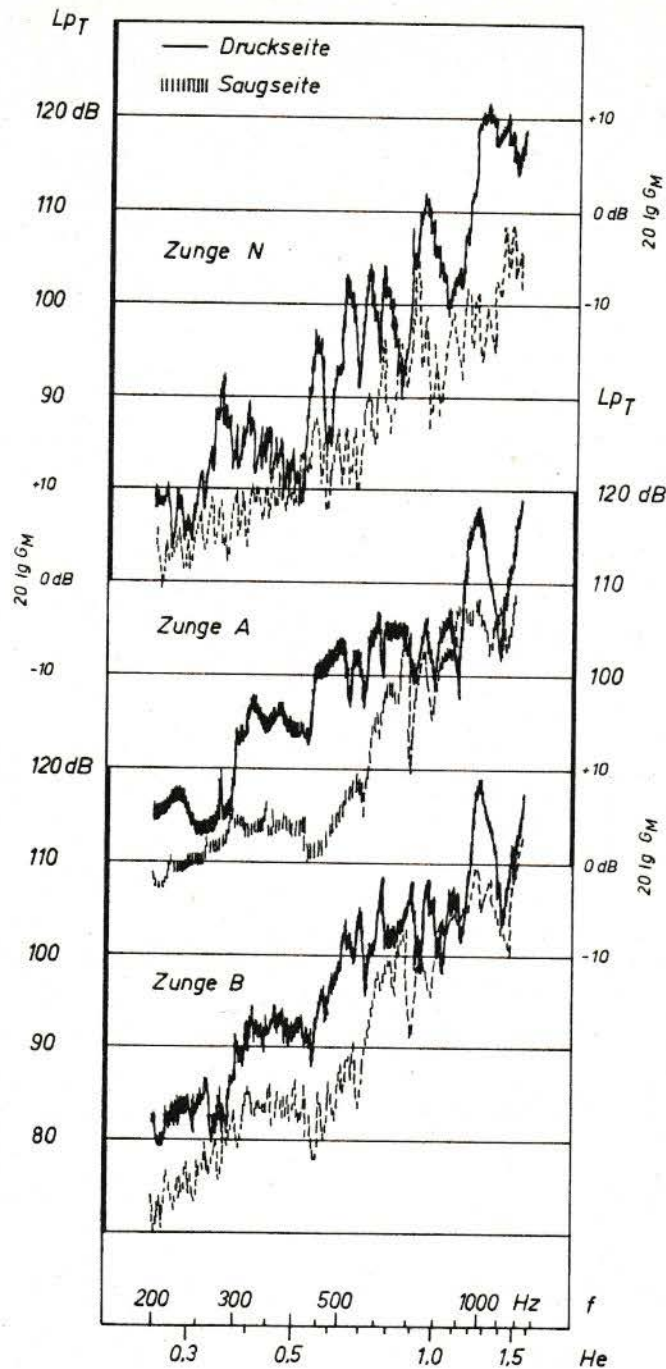


Bild 5.24: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen
 Alu-Laufrad $\varnothing$ 430, Bild 5.1, $\varphi = \varphi_{opt} = 0,038$

1. Harmonischen
 ig gemessen

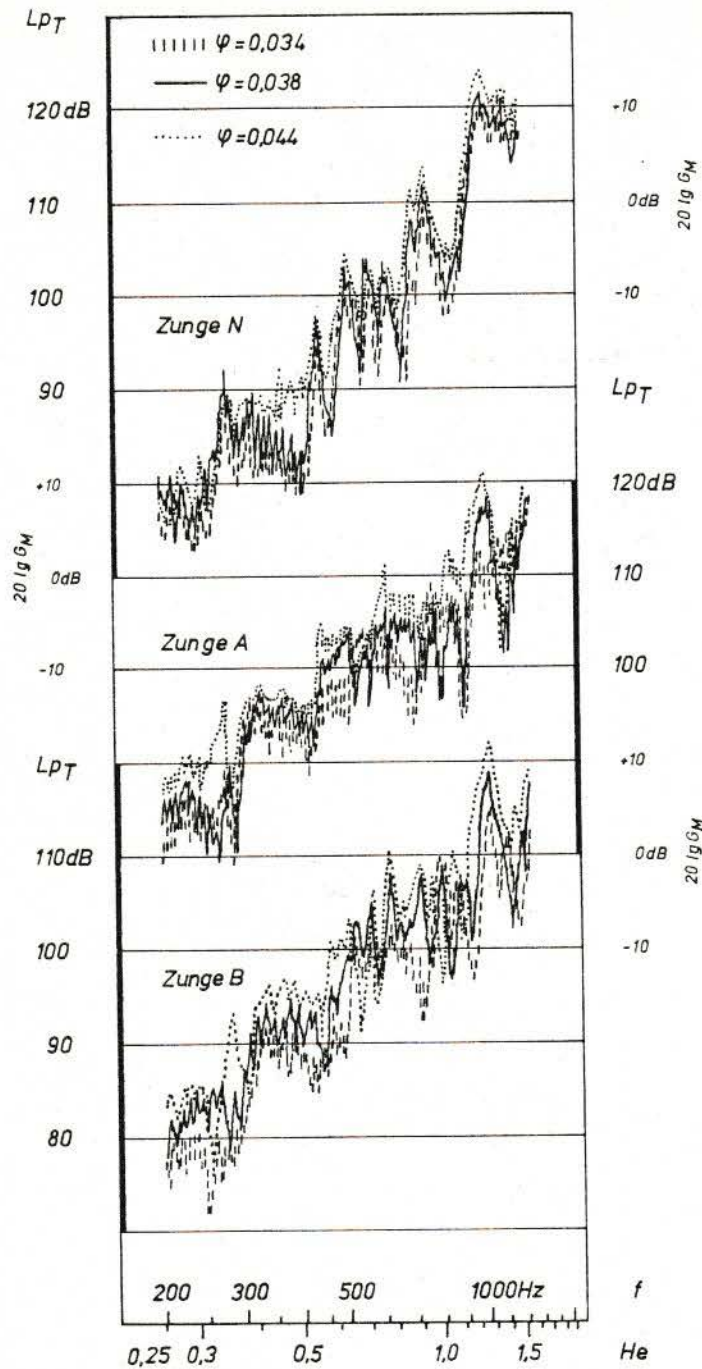


Bild 5.25: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad Ø 430, Bild 5.1, druckseitig gemessen

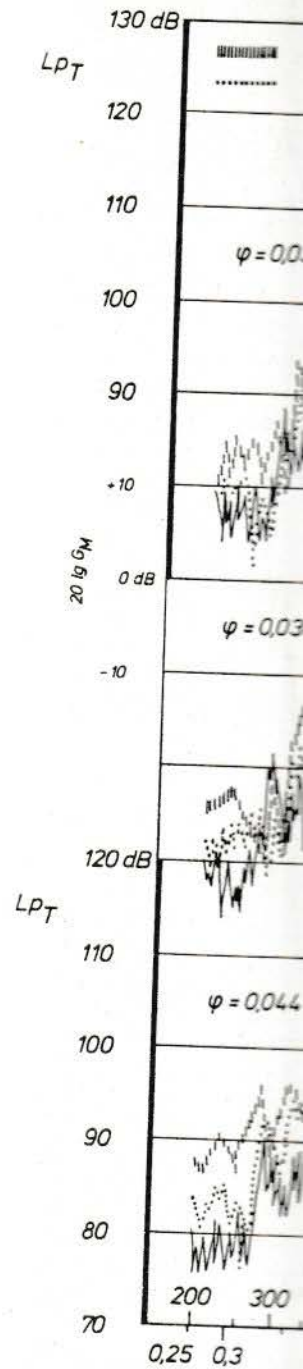


Bild 5.26: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad Ø 430, Bild 5.1, druckseitig gemessen

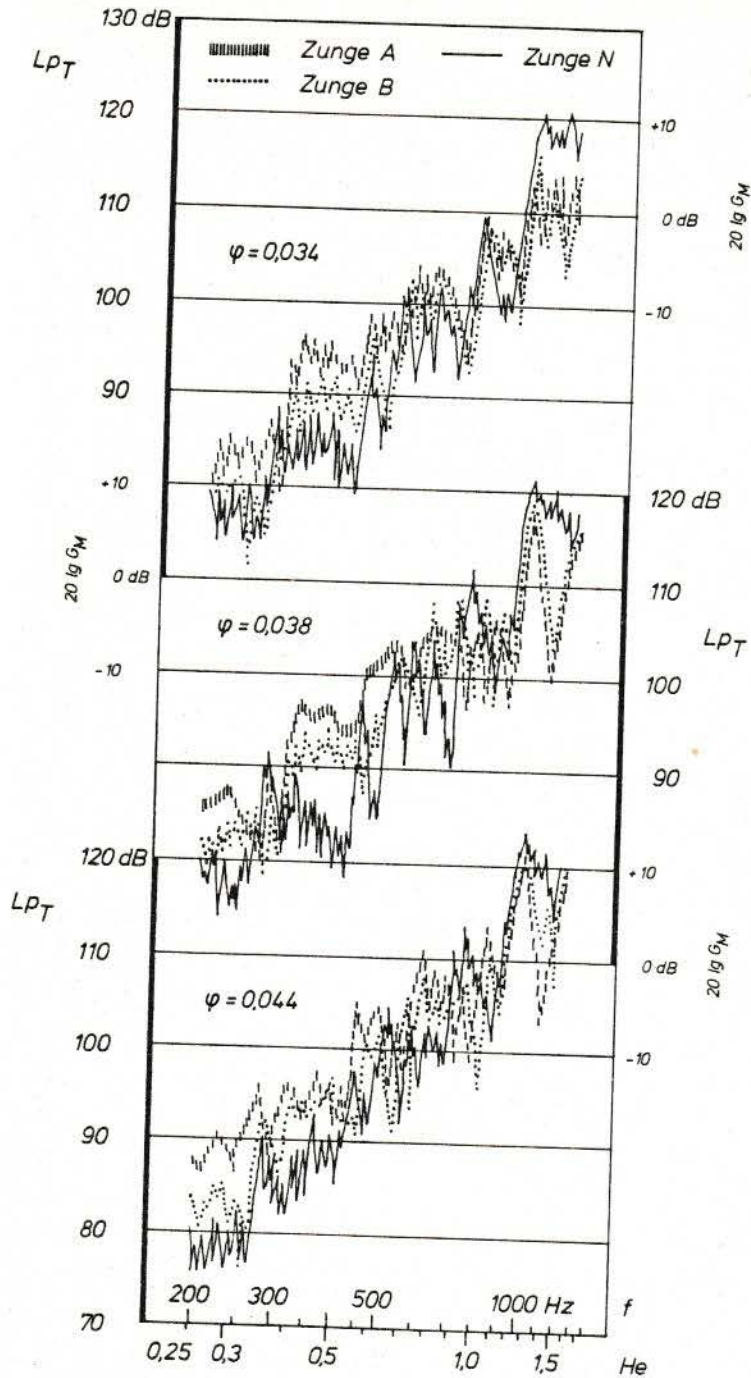


Bild 5.26: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufrad $\varnothing$ 430, Bild 5.1, druckseitig gemessen

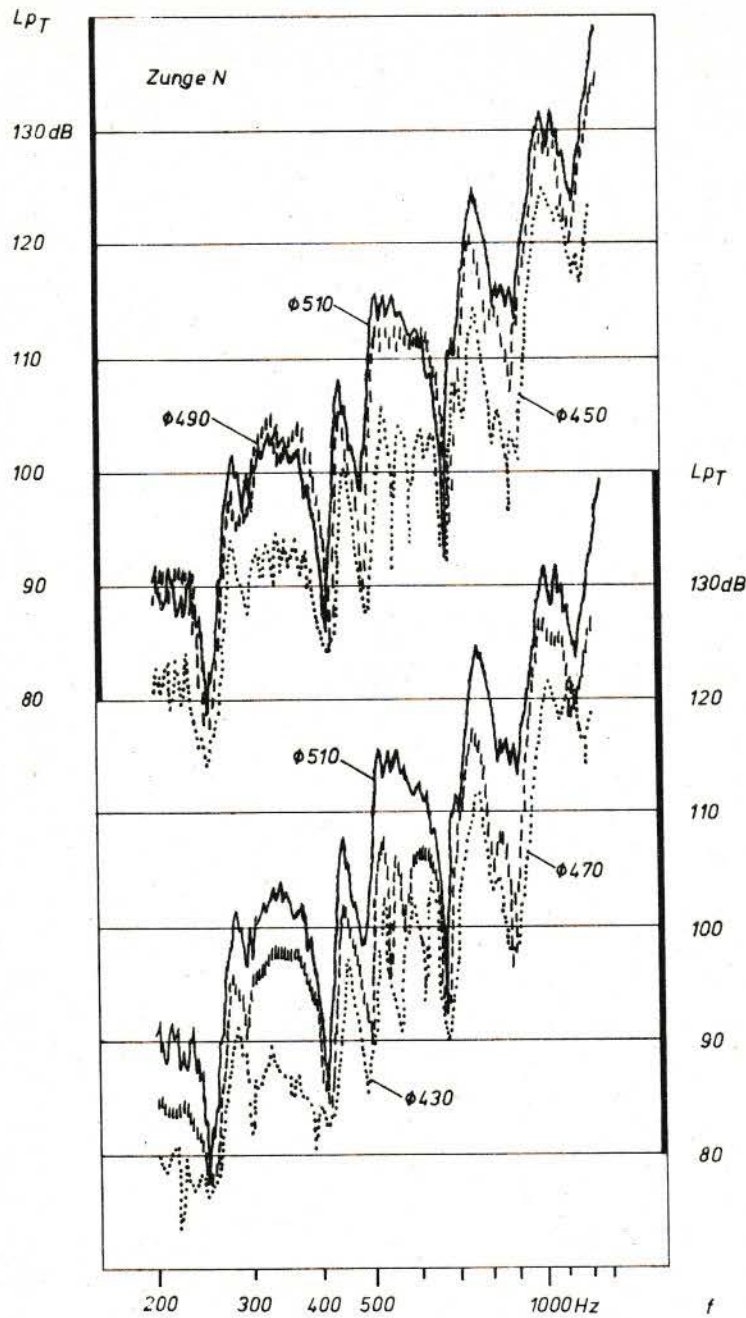


Bild 5.27: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufräder, abgestuft nach Bild 5.1, druckseitig im jeweiligen Optimum mit Zunge N gemessen

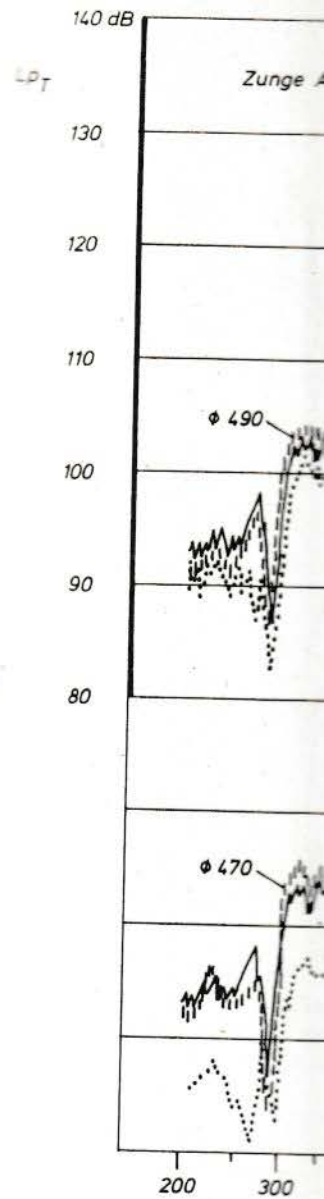


Bild 5.28: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufräder, abgestuft nach Bild 5.1, druckseitig im jeweiligen Optimum mit Zunge A gemessen

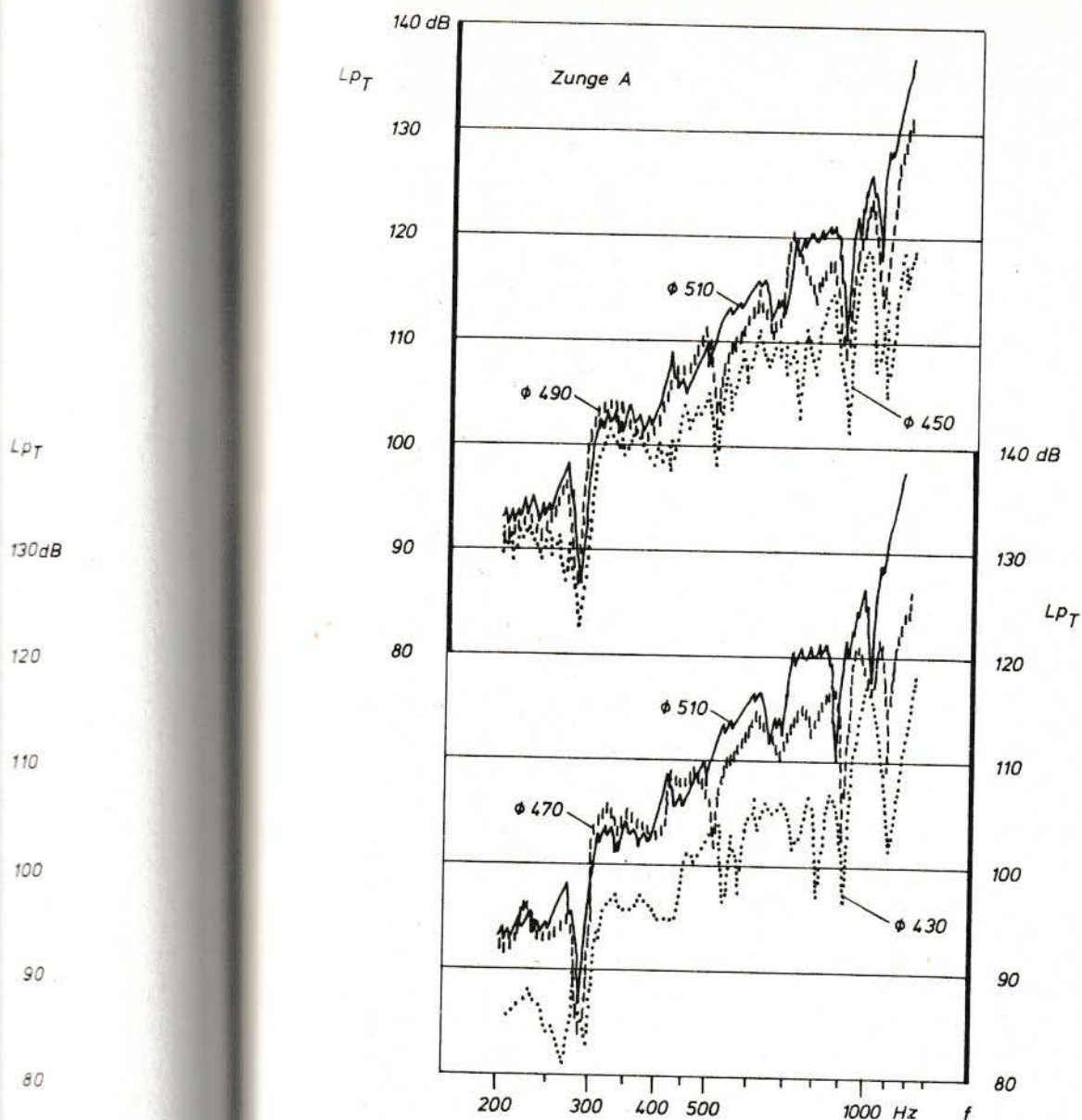


Bild 5.28: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufräder, abgestuft nach Bild 5.1, druckseitig im jeweiligen Optimum mit Zunge A gemessen

1. Harmonischen
druckseitig im
en

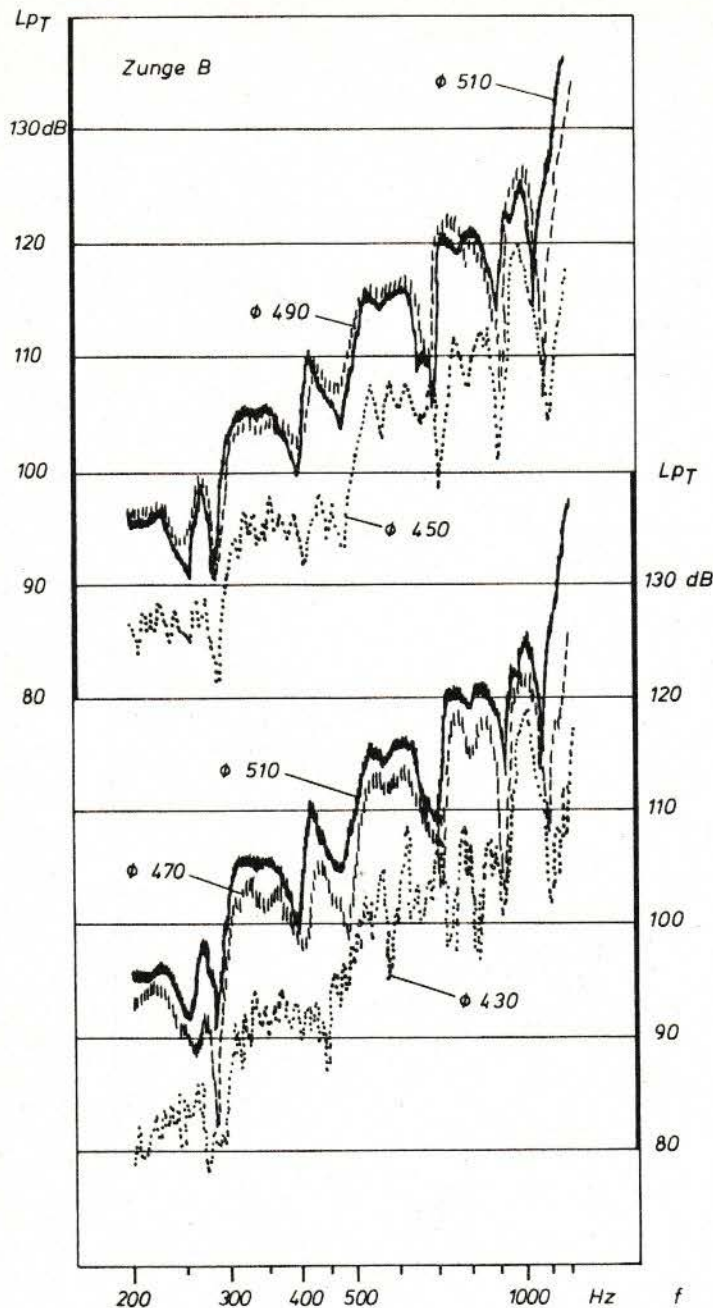


Bild 5.29: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Alu-Laufräder, abgestuft nach Bild 5.1, druckseitig im jeweiligen Optimum mit Zunge B gemessen

5.3 Einfluß der Schaufel

Bei den bisherigen Untersuchungen wurden Alu-Laufräder aus Alu mit einem Durchmesser von 510 mm zur Verfügung gestellt. Wegen der einfacheren Herstellung der Laufräder aus Einzelstücken war es für die Untersuchungen erforderlich, auf geschweißte Laufräder überzugehen.

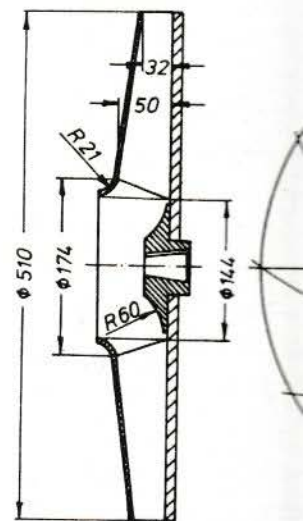


Bild 5.30: Abmessungen gefertigter Laufräder

5.3 Einfluß der Schaufelzahl

Bei den bisherigen Untersuchungen standen ausschließlich Gußräder aus Alu mit einer Schaufelzahl $z = 12$ gemäß Bild 2.1 zur Verfügung, die der Hersteller der in Bild 2.3 schematisch dargestellten Kreuzspulmaschine verwendet. Wegen der einfacheren und schnelleren Fertigung von Einzelstücken war es für die Schaufelzahluntersuchung erforderlich, auf geschweißte Stahlblechräder (Bild 5.30) überzugehen.

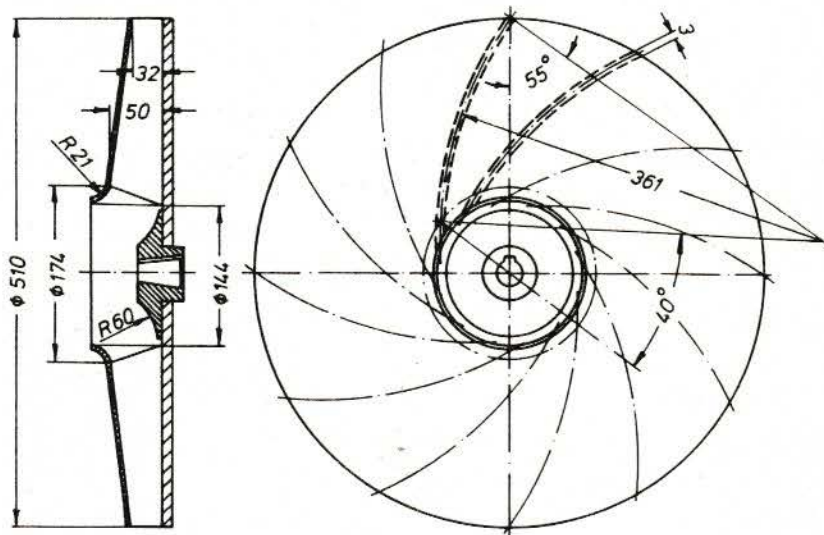


Bild 5.30: Abmessungen des gemäß Bild 2.1 aus Stahlblech gefertigten Laufrades

Dabei ergab sich eine fertigungsbedingte Verringerung der einzelnen Wandstärken sowie der Schaufeldicke von 5 mm auf 3 mm. Es war daher zu prüfen, ob die kleineren Wandstärken das Kennfeld und den Systemfrequenzgang des sonst geometrisch ähnlichen Rades verändern oder nicht. Das Ergebnis ist in den Bildern 5.31 und 5.32 festgehalten.

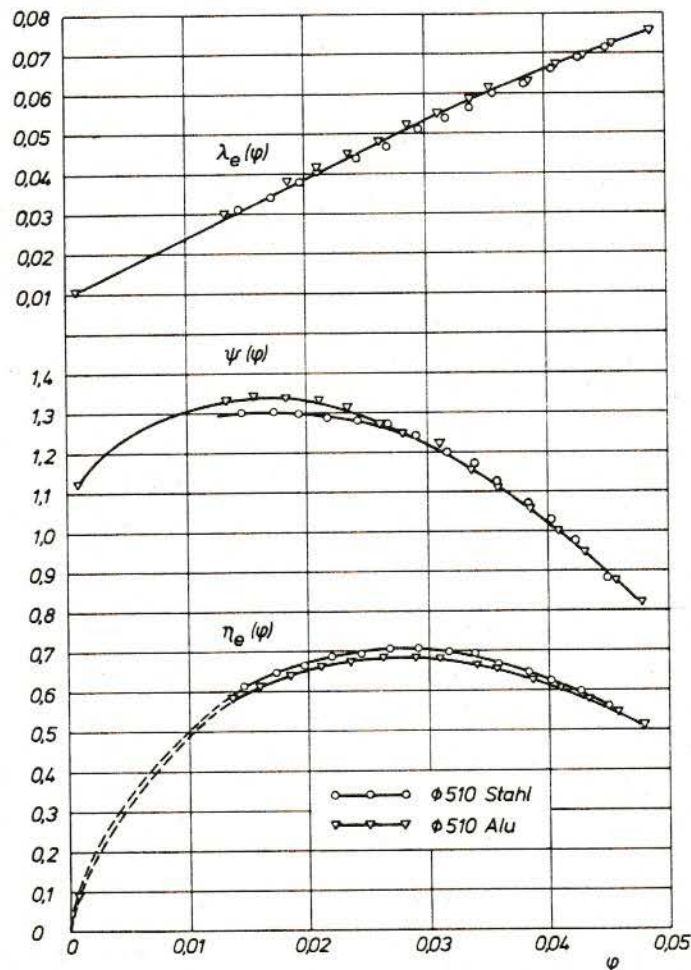


Bild 5.31: Dimensionslose Kennlinien des Alu-Rades, Bild 2.1, und des Stahl-Rades, Bild 5.30, mit Zunge N

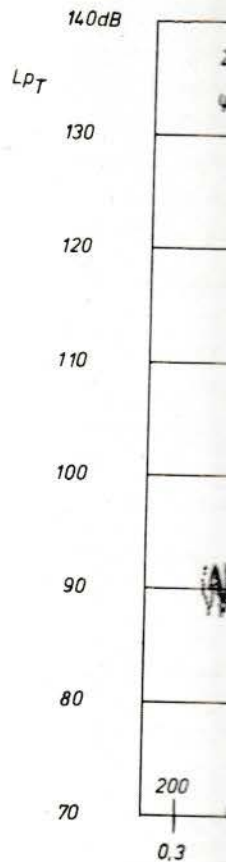


Bild 5.32: Nichtnormale 1. Harmonische und des 3. mit Zunge

Man erkennt, daß das stärken des Stahlrades Stahl-Rad festzustellen dürfte auf der den Verengungsfaktor wird der nichtnormale dünnere Schaufel wes

ringierung
dicke von 5 mm
inneren Wand-
ang des sonst
icht. Das
stgehalten.



u-Rades,
ild 5.30,

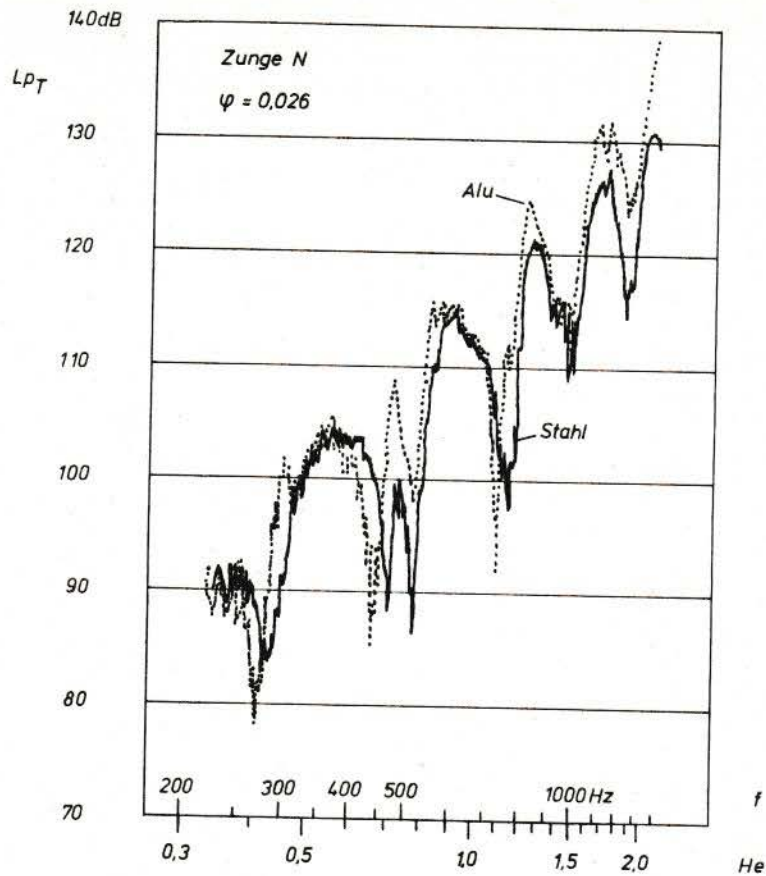


Bild 5.32: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen des Alu-Rades, Bild 2.1, und des Stahl-Rades, Bild 5.30, mit Zunge N

Man erkennt, daß das Kennfeld durch die geringeren Wandstärken des Stahlrades kaum verändert wird. Die beim Stahl-Rad festzustellende leichte Wirkungsgradverbesserung dürfte auf der kleineren Schaufeldicke beruhen, die den Verengungsfaktor des Laufrades verbessert. Dagegen wird der nichtnormierte Systemfrequenzgang durch die dünnere Schaufel wesentlich mehr verändert. Besonders

fällt auf, daß sich bei den Resonanzgipfeln, die, grob betrachtet, ihre Position im Frequenzgang beibehalten, mit steigender Frequenz das ursprüngliche Niveau und damit der mittlere Pegelanstieg verringern. Das ist offensichtlich auf eine durch die dünneren Wirbelschichten an den Schaufelhinterkanten bewirkte Verlagerung des Anteils von Dipol- zu Monopolquellen hin zurückzuführen.

5.3.1 Schaufelzahl und Ventilatorcharakteristik

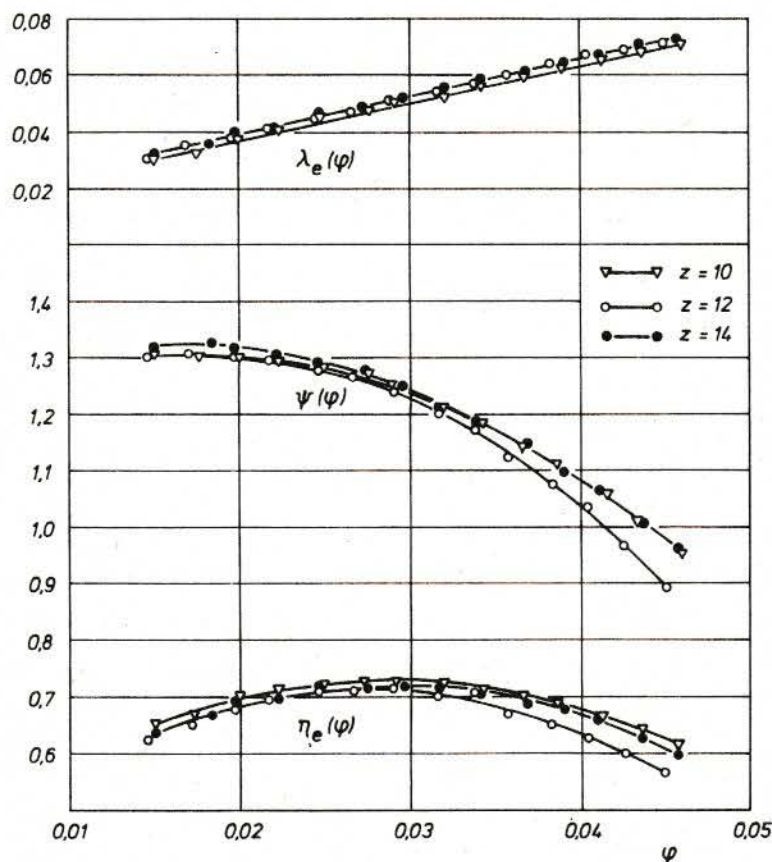


Bild 5.33: Einfluß der Schaufelzahl auf das dimensionslose Kennfeld des Radialventilators gemäß Bild 2.1 und Bild 2.2, jedoch mit Laufrädern aus Stahlblech, gemäß Bild 5.30, und Zunge N

Es wurde bereits dargestellt, daß von 10 bis 14 Schaufeln auf den Energieaustausch nur geringfügig und damit auf die Förderleistung, sehr geringfügig, eine Erhöhung zunächst auftritt, die begrenzt werden kann.

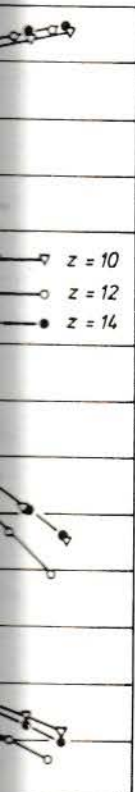
Die Richtigkeit dieser Aussagen ist in Bild 5.33 dargestellt. Man sieht von geringfügiger Erhöhung hauptsächlich in Form der 1. Harmonischen im folgenden davon ab, daß Stahlräder trotz unterschiedlicher Schaufelzahl die gleiche Charakteristik zeigen.

5.3.2 Schaufelzahl und Ventilatorcharakteristik

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den Bildern 5.34 bis 5.39 aufgeführt. Eine repräsentative Auswahl aus diesen Ergebnissen ist in Bild 5.34 dargestellt. Man sieht ein recht gutes Einhalten der Kennfeldcharakteristika bei der Schaufelzahlvariation. Die Ergebnisse in den Bildern 5.35 bis 5.36 zeigen die Charakteristika der 1. Harmonischen der Tonpulsseite des im Optimum liegenden Zungen N, A und B bei 14 aufgenommenen wurden. Das Übergewicht der Tonpulsseite der Saugseite erkennt man an den Ausnahmen abseits des Optimums. Die Ergebnisse der radialen Bauart typischer Radialventilatoren durch die Schaufelzahlvariation. Auffallend ist ferner, daß die Kennfeldcharakteristika also mit schlanker Schaufelzahlvariation sich eher umgekehrt verhalten, während sich eher umgekehrt verhalten.

die, grob
behalten,
veau und
Das ist
irbelschich-
lagerung des
ückzuführen.

tik



Es wurde bereits darauf hingewiesen, daß im Bereiche von 10 bis 14 Schaufeln der Einfluß der Schaufelzahl auf den Energieaustausch zwischen Rad und Fördermedium und damit auf die Förderdaten: Druck, Volumen und Leistung, sehr gering ist. Daher konnte die Untersuchung zunächst auf $z = 10, 12$ und 14 Schaufeln begrenzt werden.

Die Richtigkeit dieser Entscheidung wird durch die auf Bild 5.33 dargestellten Meßergebnisse bestätigt. Abgesehen von geringfügigen Differenzen, die ihre Ursache hauptsächlich in Fertigungsungenauigkeiten haben, kann im folgenden davon ausgegangen werden, daß alle drei Stahlräder trotz unterschiedlicher Schaufelzahl praktisch die gleiche Charakteristik besitzen.

5.3.2 Schaufelzahl und Drehklangverhalten

Die Ergebnisse dieser Meßreihe sind in den Bildern 5.34 bis 5.39 aufgeführt. Sie stellen eine repräsentative Auswahl aus diesem Meßprogramm dar, wodurch ein recht guter Einblick in die Probleme der Schaufelzahlvariiierung gewährleistet ist. Die Bilder 5.34 bis 5.36 zeigen die nichtnormierten Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, die auf der Druck- und Saugseite des im Optimum arbeitenden Ventilators mit den Zungen N, A und B bei den Schaufelzahlen $z = 10, 12$ und 14 aufgenommen wurden. Auch hier ist ein deutliches Übergewicht der Tonpegel der Druckseite über diejenigen der Saugseite erkennbar, wenn man von einigen wenigen Ausnahmen absieht. Dieses für den extremen Langsamläufer radialer Bauart typische Erscheinungsbild wird auch durch die Schaufelzahl prinzipiell nicht verändert. Auffallend ist ferner, daß sich bei den Zungen A und B, also mit schlanker werdender Zunge, die "Unruhe" der Systemfrequenzgänge mit wachsender Schaufelzahl beträchtlich steigert, während dies bei der runderen Zunge N sich eher umgekehrt verhält.

dimensionslose
Bild 2.1
aus Stahl-

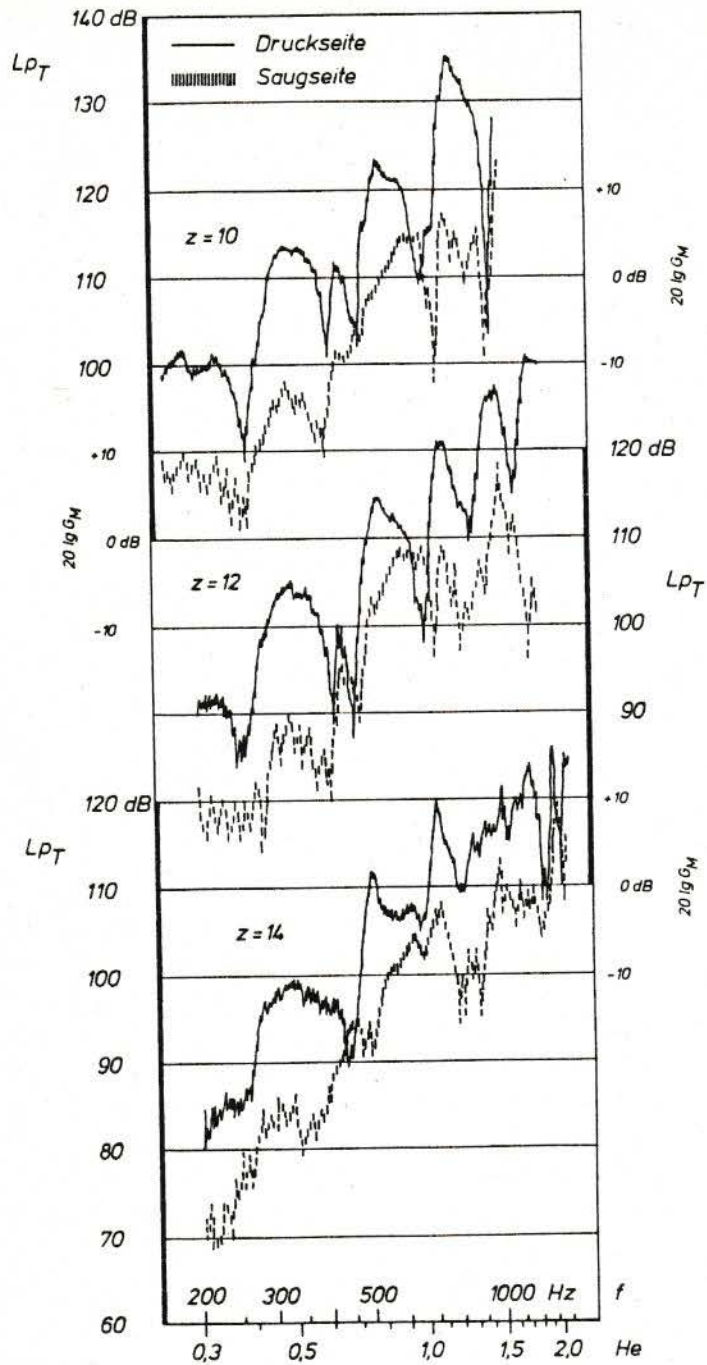


Bild 5.34: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad ϕ 510, $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$, Zunge N

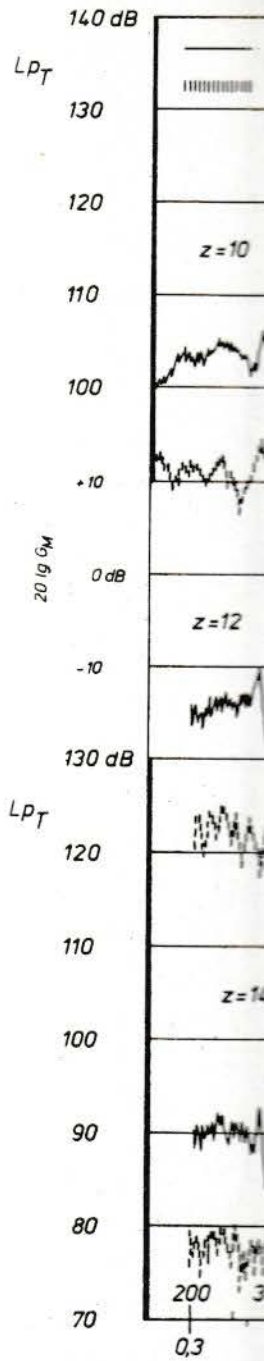


Bild 5.35: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad ϕ 510, $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$, Zunge N

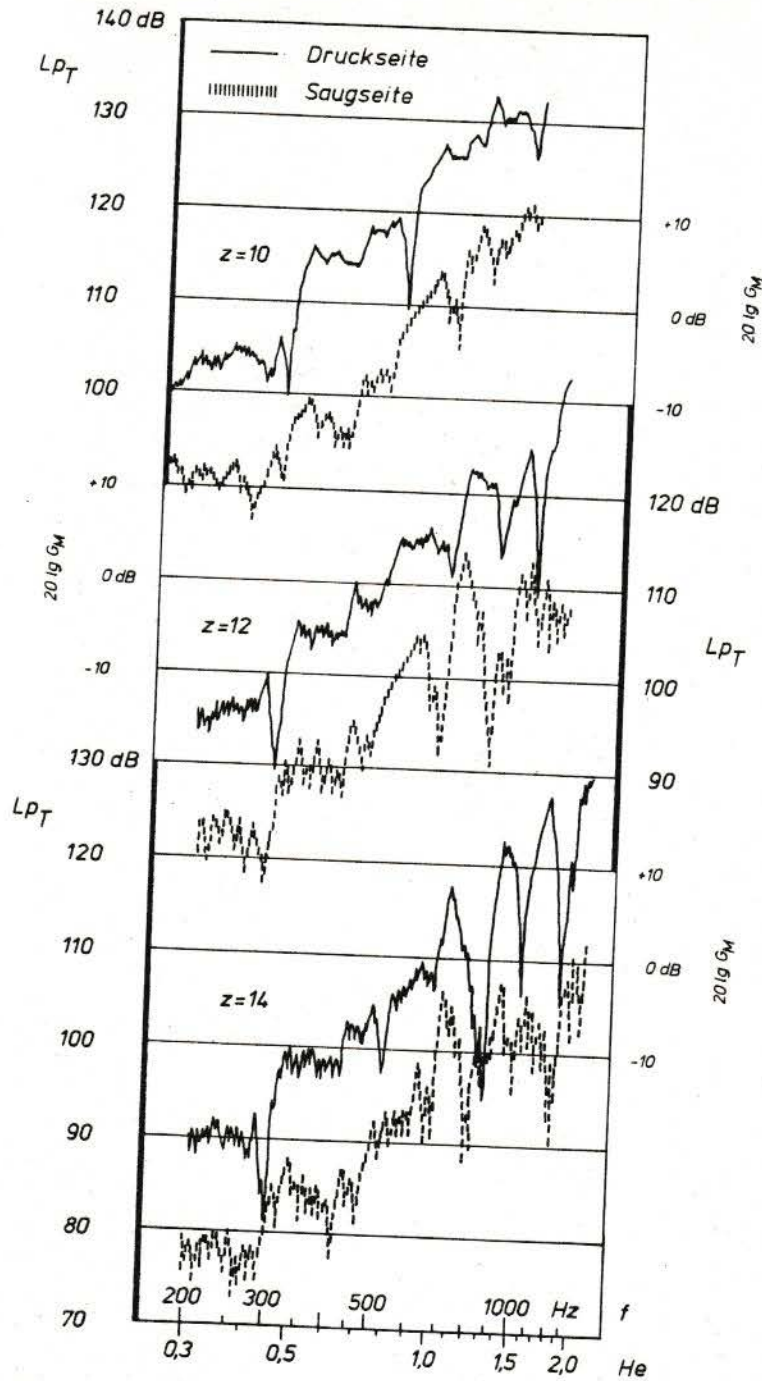


Bild 5.35: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Stahl-Laufrad $\varnothing 510$, $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$, Zunge A

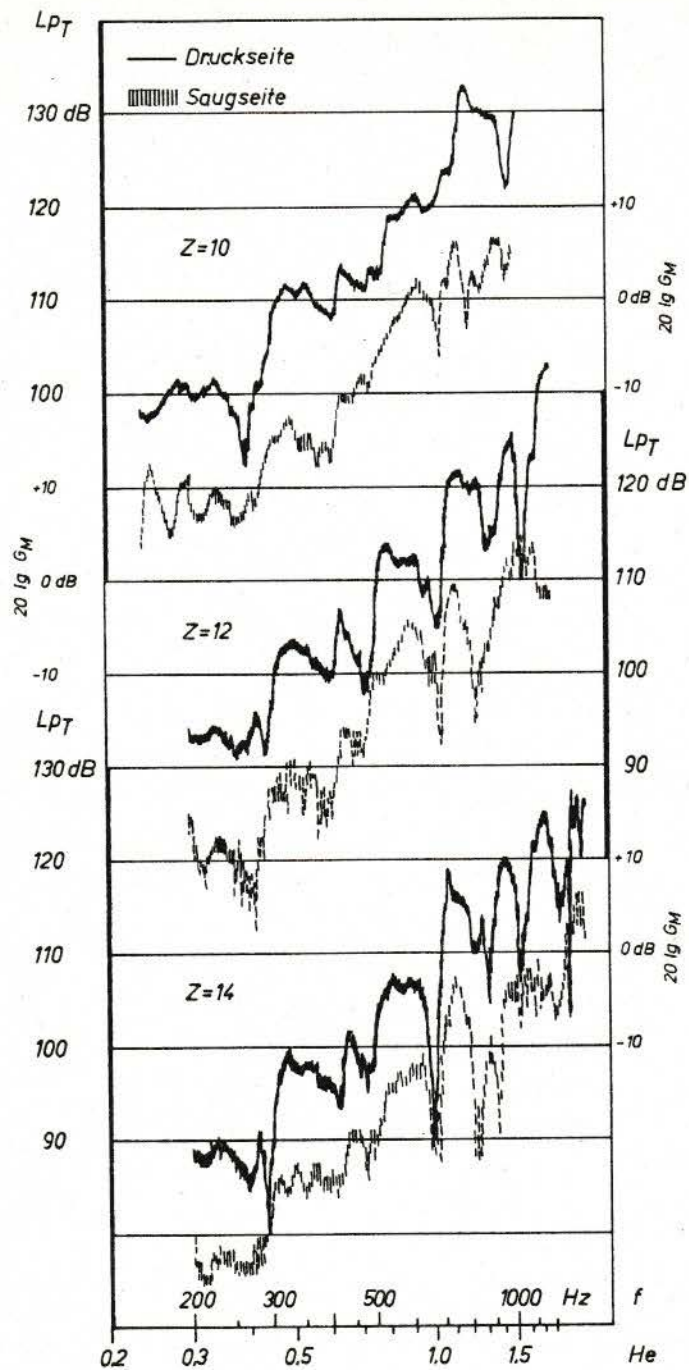


Bild 5.36: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, $\varphi = \varphi_{opt} = 0,026$, Zunge B

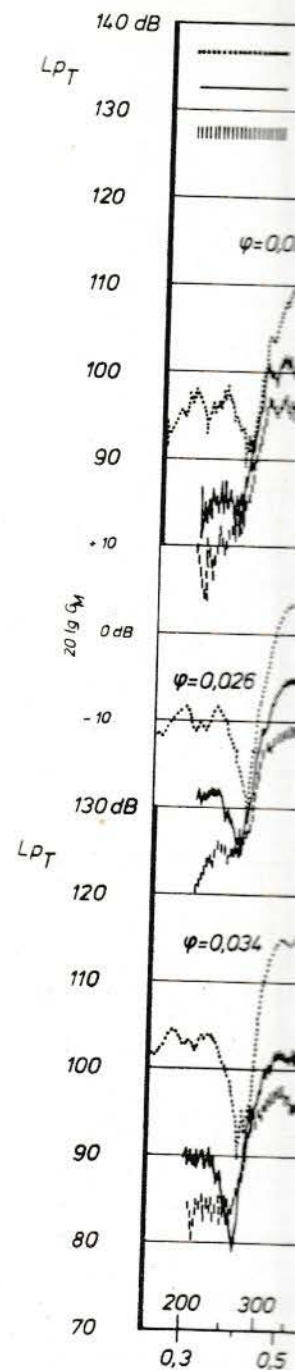


Bild 5.37: Nichtnormierte Stahl-Laufrad φ gemessen

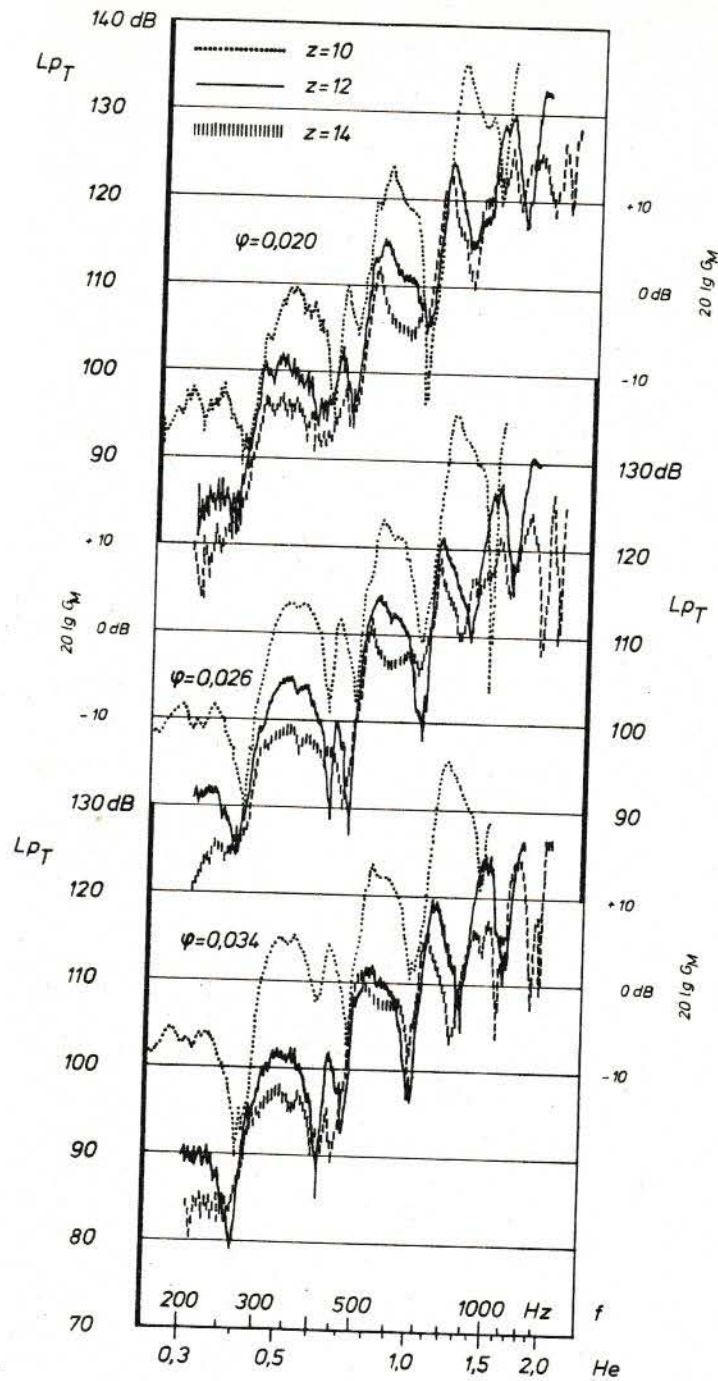


Bild 5.37: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad $\varnothing 510$, Bild 5.30, Zunge N, druckseitig gemessen

der 1. Harmonischen,
 $\varphi_{opt} = 0,026$,

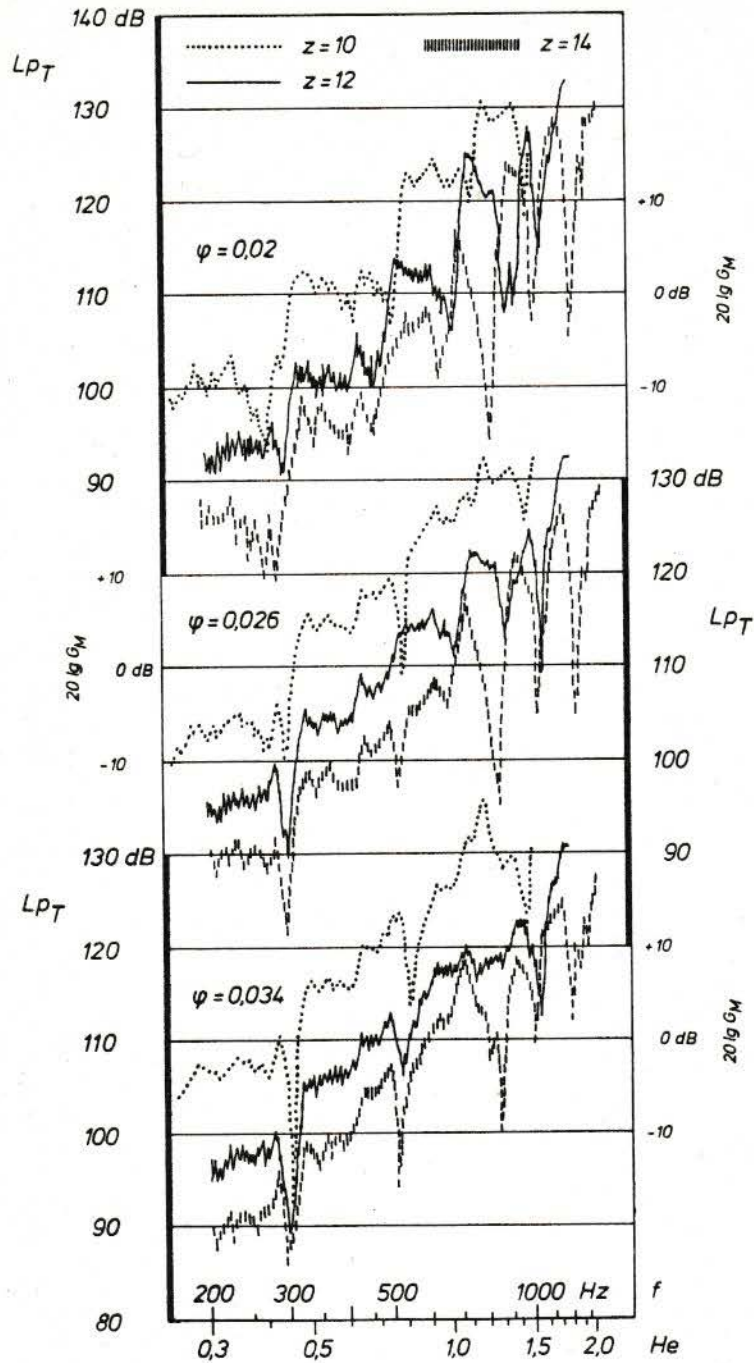


Bild 5.38: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen. Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, Zunge A, druckseitig gemessen

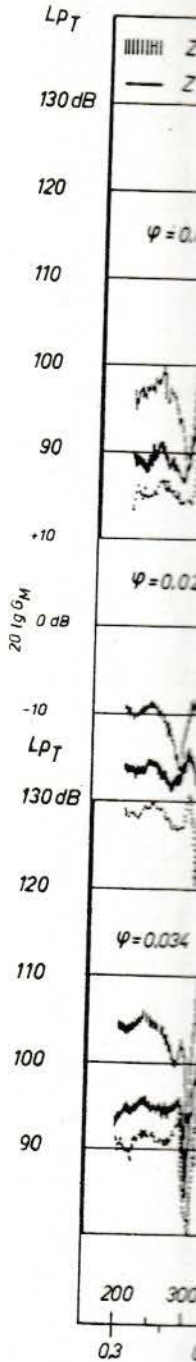


Bild 5.39: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen. Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, Zunge A, druckseitig gemessen

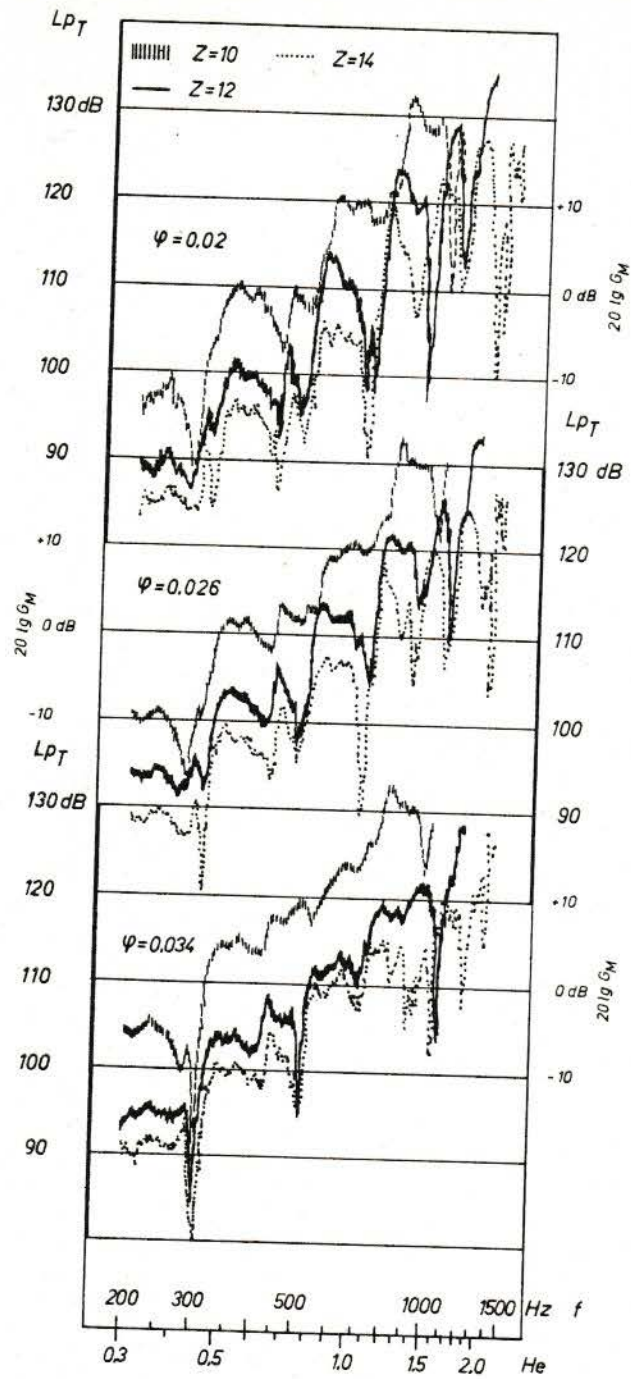


Bild 5.39: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen Stahl-Laufrad $\varnothing 510$, Bild 5.30, druckseitig mit Zunge B gemessen

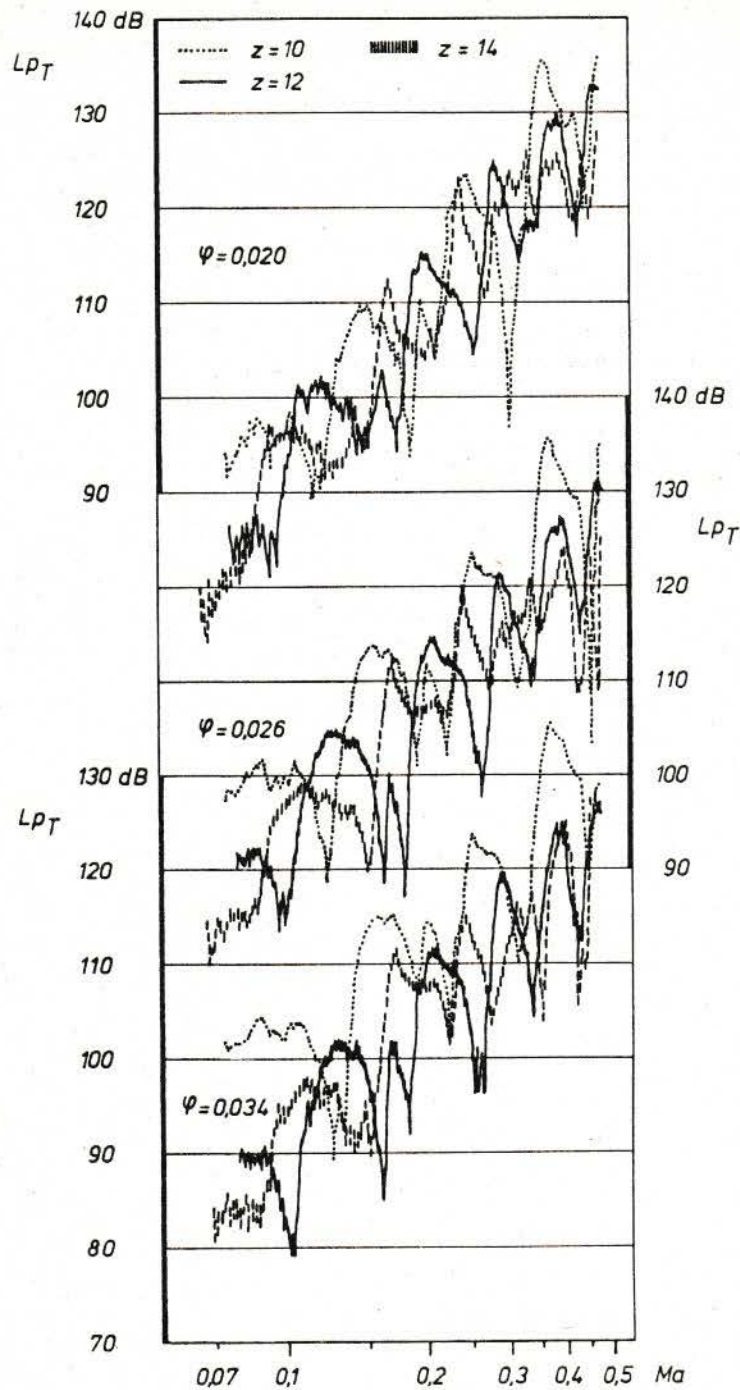


Bild 5.40: Schaufeltonpegel in Abhängigkeit von der Machzahl (1. Harmonische) Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, Zunge N, druckseitig gemessen

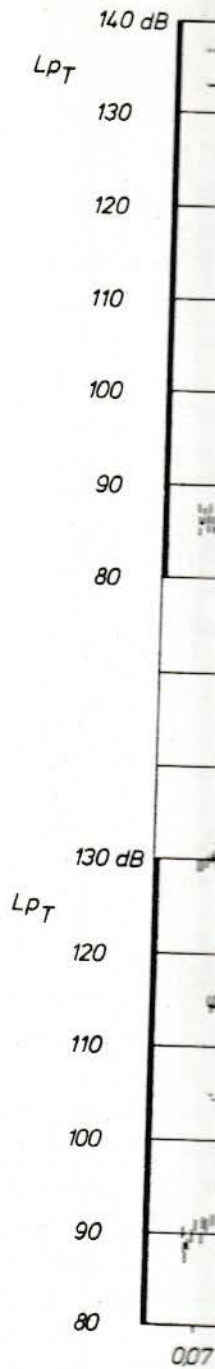


Bild 5.41: Schaufeltonpegel (1. Harmonische) Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, Zunge A, druckseitig gemessen

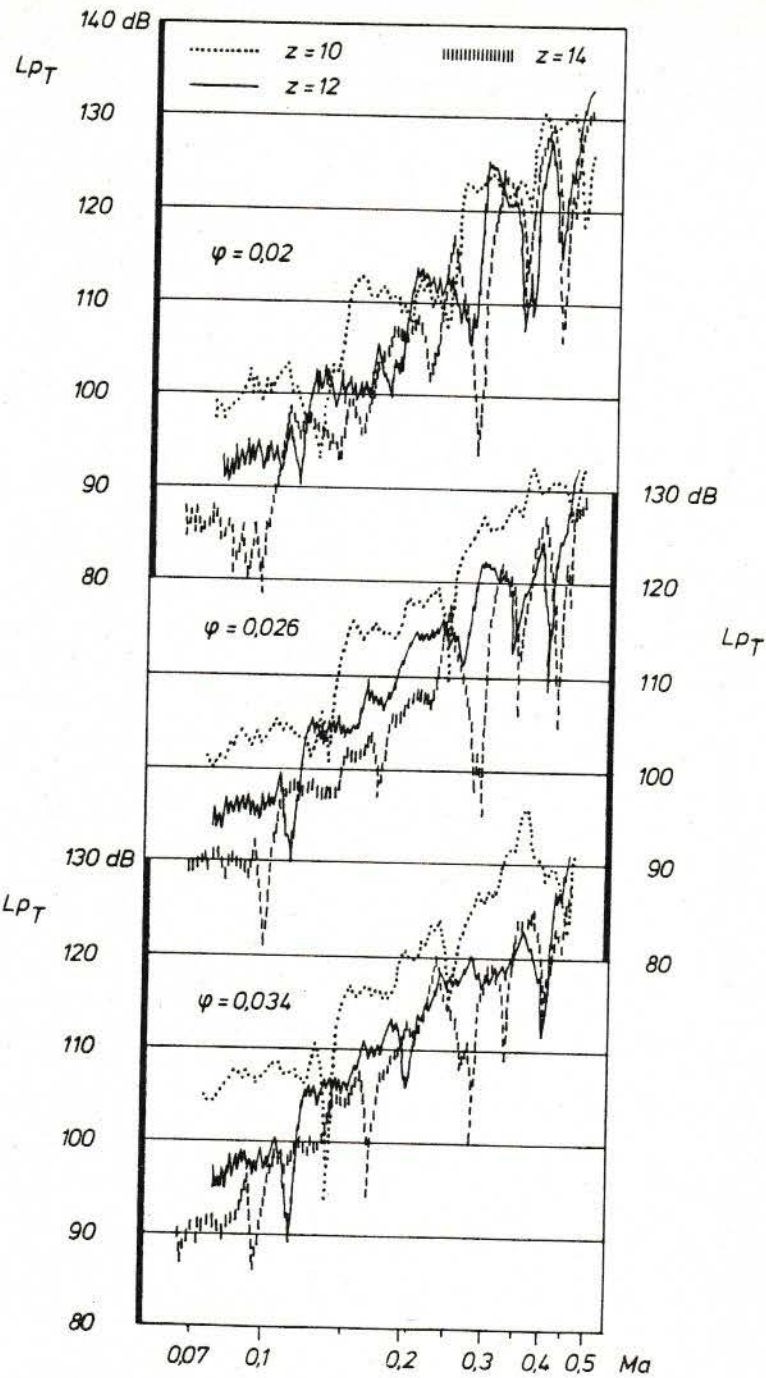


Bild 5.41: Schaufeltonpegel in Abhängigkeit von der Machzahl (1. Harmonische) Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, Zunge A, druckseitig gemessen

von der Machzahl
510, Bild 5.30,

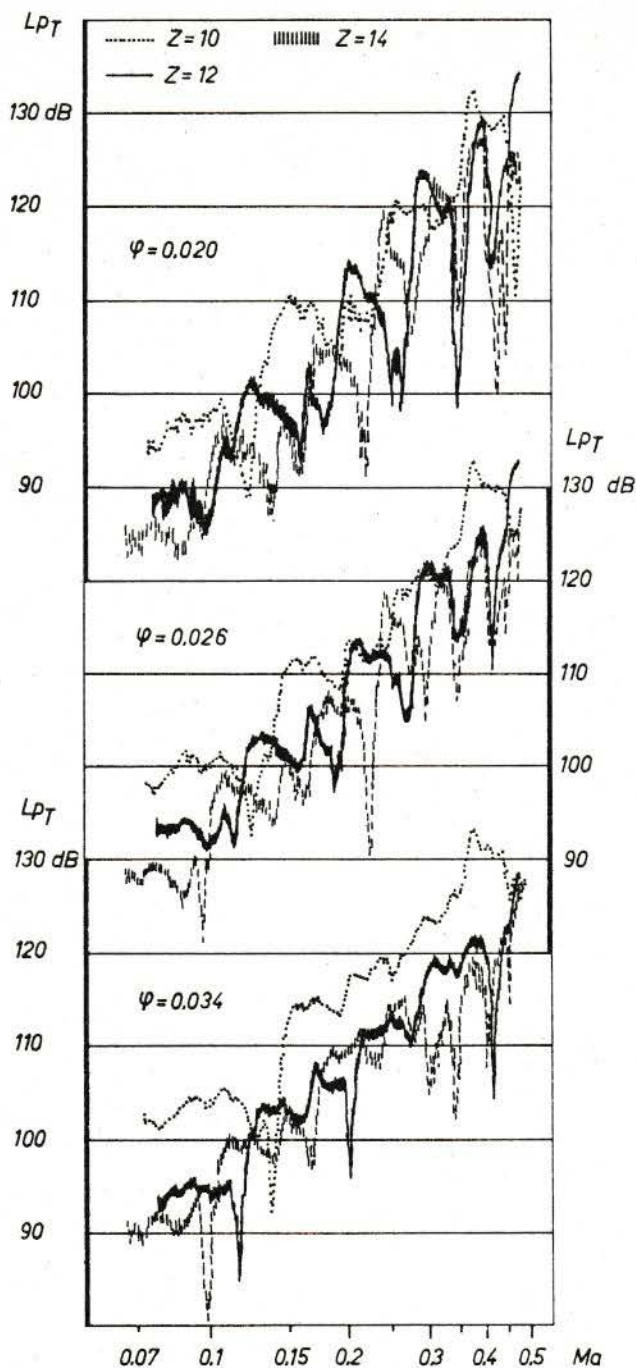


Bild 5.42: Schaufeltonpegel in Abhängigkeit von der Machzahl (1. Harmonische) Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 5.30, druckseitig mit Zunge B gemessen

In den Bildern 5.3
Druckseite bei Teil
($\varphi = 0,026$) und Üb
ihrer Betrachtung
die durchschnittli
Verstimmung der F
bzw. Drosselung mi
Diese Pegelminderu
chen beträchtliche
von 10 auf 12 Schaf
bei einem Übergang
steht völliger Eink
stellten Unabhängi
Energieaustausches
z = 10 bis 14, wobe
Verkleinerung des h
Schaufelsaugseite z
verkleinert. Die we
die aus einzelnen D
auf hohlraumspecifi
zurückzuführen sein
Langsamläufer als b
nung treten. Interes
daß sich der mittlere
Systemfrequenzgänge
suchten Schaufelzah
wegs auf eine Unabh
von z hindeutet, wi
Bisher wurden nur s
die in Anlehnung an
schließlich über de
zahl aufgetragen wu
gezeigt haben, daß
liegt, ob für einen
Schaufelzahl auch d
mäßig, die Schaufel

In den Bildern 5.37 bis 5.39 sind die Diagramme der Druckseite bei Teillast ($\varphi = 0,02$), Normallast ($\varphi = 0,026$) und Überlast ($\varphi = 0,034$) enthalten. Bei ihrer Betrachtung fällt besonders ins Gewicht, daß die durchschnittliche Tonpegelhöhe unabhängig von der Verstimmung der Frequenzmuster durch die Zungenform bzw. Drosselung mit zunehmender Schaufelzahl abnimmt. Diese Pegelminderung, die in einzelnen Frequenzbereichen beträchtliche Werte annimmt, ist beim Übergang von 10 auf 12 Schaufeln durchschnittlich größer als bei einem Übergang von 12 auf 14 Schaufeln. Hier besteht völliger Einklang mit der in Bild 5.33 festgestellten Unabhängigkeit des im Rad stattfindenden Energieaustausches von der Schaufelzahl im Bereiche $z = 10$ bis 14, wobei sich der Schalldruck durch die Verkleinerung des hydrostatischen Druckes von der Schaufelaußenseite zur Schaufeldruckseite ebenfalls verkleinert. Die wenigen Ausnahmen von dieser Regel, die aus einzelnen Diagrammen zu ersehen sind, dürften auf hohlraumsspezifische Resonanzeffekte im Ventilator zurückzuführen sein, die offenbar beim untersuchten Langsamläufer als besonders kompliziert in Erscheinung treten. Interessant ist in diesem Zusammenhang, daß sich der mittlere Pegelgradient der einzelnen Systemfrequenzgänge nur wenig innerhalb des untersuchten Schaufelzahlbereiches ändert, was aber keineswegs auf eine Unabhängigkeit des Quellen-Charakters von z hindeutet, wie später noch gezeigt wird.

Bisher wurden nur solche Tonpegeldiagramme aufgezeigt, die in Anlehnung an das Produktgesetz Gl.(3.10) ausschließlich über der Schaufelfrequenz bzw. Helmholtz-zahl aufgetragen wurden. Da jedoch die Ergebnisse gezeigt haben, daß durchaus nicht von vornherein festliegt, ob für einen bestimmten Bedarfsfall die größere Schaufelzahl auch die lärmärmere ist, war es zweckmäßig, die Schaufeltonpegel über der Machzahl aufzu-

tragen, um im Hinblick auf die Aufgabenstellung eine bequemere drehklangmindernde Schaufelzahlauswahl vornehmen zu können.

Die Verknüpfung von Machzahl und Helmholtzzahl nach der Beziehung

$$Ma = \frac{\pi}{z} H He^{-1} \quad (5.1)$$

gab das Maß an, um das die nichtnormierten Frequenzgänge in den Bildern 5.37 bis 5.39 horizontal gegeneinander zu verschieben waren. Die Bilder 5.40 bis 5.42 geben das Ergebnis dieser Koordinatentransformation wider. Man erhält nach Ausrechnung der Machzahl mit der bekannten Bemessungsbeziehung

$$Ma = \frac{1}{a} \cdot \sqrt{\frac{2y_t}{\phi}} \quad (5.2)$$

sofort einen Überblick darüber, welche von den drei untersuchten Schaufelzahlen im Zusammenhang mit der jeweiligen Gehäusezunge den geringsten Drehklanglärm erzeugt.

Zur Erläuterung sei aus Bild 5.42 der auf Bild 5.43 vergrößert dargestellte Auszug herausgegriffen, wonach sich beispielsweise für $Ma = 0,33$ bzw. $0,405$ mit Zunge B die folgenden günstigsten Schaufelzahlen ergeben:

$Ma = 0,33$: Das bei dieser Machzahl mit 112 m/s umlaufende Rad erhält zweckmäßig $z = 14$ Schaufeln.

Pegeldifferenz gegenüber	10	12 Schaufeln
Teillast ($\phi = 0,02$)	0	0 dB
Normallast ($\phi = 0,026$)	- 4	-1,5 dB
Überlast ($\phi = 0,034$)	-16	- 8 dB

$Ma = 0,405$: Für das gleiche, diesmal jedoch mit $137,7 \text{ m/s}$ umlaufende Rad ist $z = 12$ zu wählen.

Pegeldifferenz gegenüber	10	14 Schaufeln
Teillast ($\phi = 0,02$)	- 8	+ 1 dB
Normallast ($\phi = 0,026$)	-10	+ 1 dB
Überlast ($\phi = 0,034$)	-23	-12 dB

Die günstigste Schaufelzahl, d.h. der Machzahl, d.h. der Laufrades, sondern den Bildern 5.41 zunge abhängig. zuzeigen, welche Bekämpfung des Dr nisse werden ausf

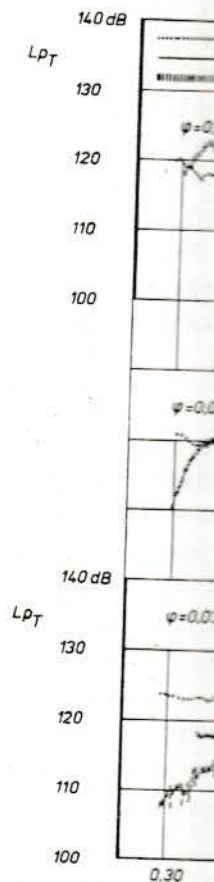


Bild 5.43: Schaufel der Mach

Die günstigste Schaufelzahl ist demnach nicht nur von der Machzahl, d.h. der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, sondern auch vom Drosselpunkt und, wie aus den Bildern 5.41 und 5.43 zu ersehen, von der Gehäuse- zung abhängig. Dieses Beispiel genügt zunächst, um auf- zuzeigen, welche Bedeutung der Schaufelzahl bei der Bekämpfung des Drehklanglärms zukommt. Weitere Ergeb- nisse werden ausführlich im Abschnitt 6.3 behandelt.

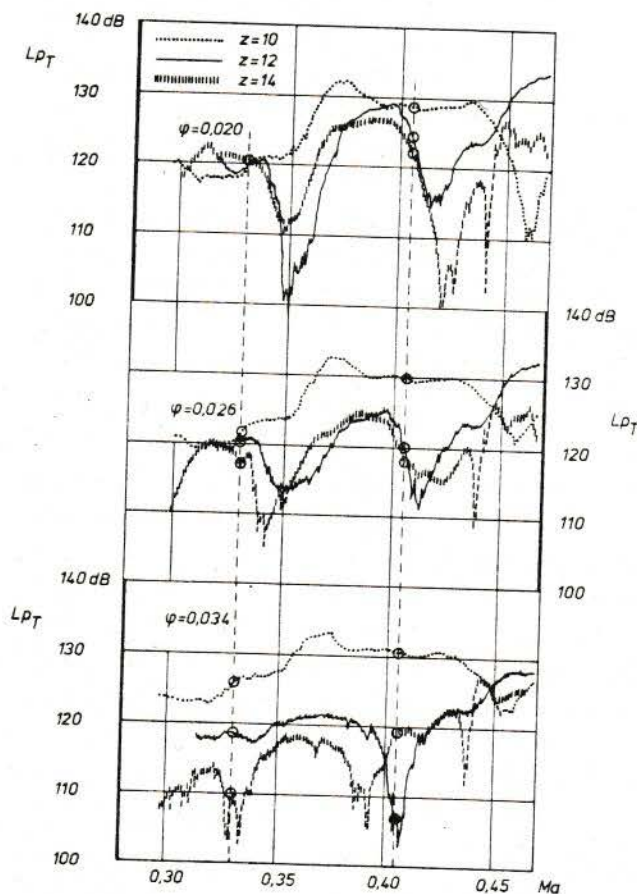


Bild 5.43: Schaufelgrundtonpegel in Abhängigkeit von der Machzahl (Auszug aus Bild 5.42)

6.0 Die praktische Anwendung der gewonnenen Erkenntnisse

Die im Abschnitt 5 aufgeführten umfangreichen Versuchsergebnisse geben über das Drehklangverhalten des nach Zungenform, Zungenabstand bzw. Laufschaufeldurchmesser und Schaufelzahl geänderten Ventilators viele Aufschlüsse. Erstaunlich ist vor allem, daß mit an sich geringfügigen konstruktiven Änderungen, die lediglich am Lauf-
radaustritt und an der Gehäusezunge vorgenommen wurden, der Drehklanglärm entscheidend beeinflußt werden konnte.

Es soll nun aufgezeigt werden, wie die Bemessung des unter Betriebsbedingungen arbeitenden Ventilators im Hinblick auf eine möglichst geringe Drehklangentwicklung vorzunehmen ist. Um dabei zielsicher vorgehen zu können, war es notwendig, vergrößerte Ausschnitte aus dem hauptsächlich interessierenden Frequenzbereich zwischen 800 und 1200 Hz der Systemfrequenzgänge herauszustellen und außerdem die φ -Abhängigkeit der Tonpegelstärke in diesem Bereich bei jeweils konstanter Drehzahl genauer zu untersuchen.

Neben einer Reihe wichtiger Umrechnungs- und Vergleichsdiagramme wurden auch die in den Bildern 6.12 und 6.13 dargestellten "Tonpegel-Gebirge" bzw. deren "Topographien" erarbeitet, die einen besonders interessanten Einblick in das Resonanzverhalten des Schaufelgrundtones vor und nach der Umänderung des Ventilators, im folgenden als "Originalventilator" und "Bestventilator" bezeichnet, gewähren. Auf eine Untersuchung der Schaufelzahl des Bestventilators konnte zunächst verzichtet werden, weil die Steigerung seiner Schnellläufigkeit mit $z = 12$ Schaufeln in Verbindung mit der Zungenänderung genügte, das gesteckte Forschungsziel voll und ganz zu erreichen.

Schließlich wurden die Versuchsergebnisse noch nach Ähnlichkeitstheoretischen Gesichtspunkten ausgewertet und sogenannte "Drehklang-Kennkarten" erstellt, Bilder 6.16 bis 6.24, die eine allgemeinere Beurteilung des

Drehklangverhaltens aus, daß die Unter-
ventilators doch noch
spiel mit der Zungen
dieser Konstruktion
Impulsquellenanteil
zwischen Laufradaust
stark bemerkbar mach

6.1 Lärminderung an arbeitenden Vent

Der mit den Daten de
Originalventilator (
 $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und z
grundtonfrequenz von

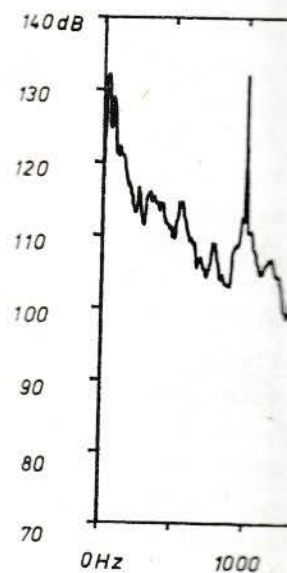


Bild 6.1: Schmalbandespektrogramm des Drehklanges eines arbeitenden Ventilators.
 $\Delta f = 5 \text{ Hz}$,
 $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0$

Drehklangverhaltens gestatten. Dabei stellte sich heraus, daß die Untersuchung der Schaufelzahl des Bestventilators doch noch notwendig war, um im Zusammenspiel mit der Zungenform eine Aussage über den Einfluß dieser Konstruktionsmerkmale auf den Flußquellen- bzw. Impulsquellenanteil, der sich im Hauptquellgebiet zwischen Laufradaustritt und Gehäusezunge besonders stark bemerkbar macht, zu erhalten.

6.1 Lärminderung an dem unter Betriebsbedingungen arbeitenden Ventilator

Der mit den Daten der Kreuzspulmaschine betriebene Originalventilator (Bilder 2.1 und 2.2) hat mit $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $z = 12$ Schaufeln eine Schaufelgrundtonfrequenz von $f = 1000 \text{ Hz}$. Demzufolge liegt,

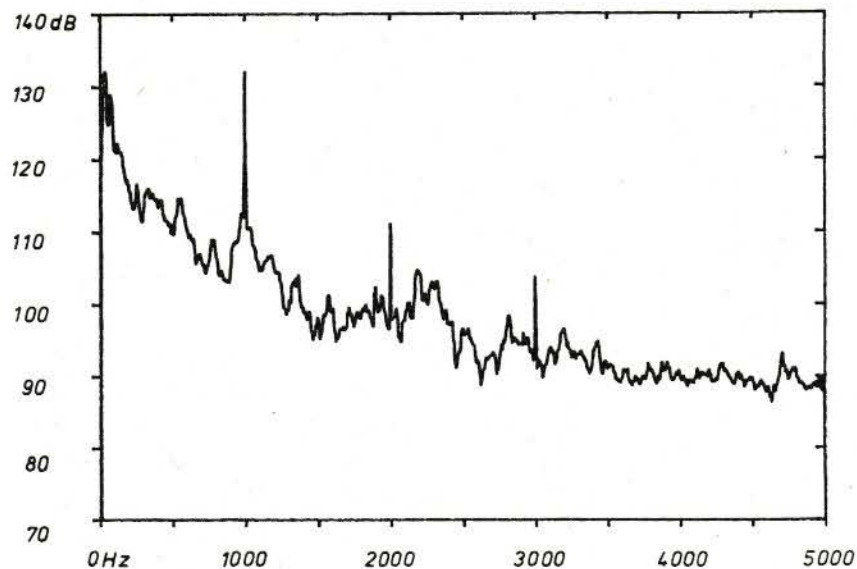


Bild 6.1: Schmalbandspektrum des unter Betriebsbedingungen arbeitenden Originalventilators, Bild 2.1 u. 2.2, $\Delta f = 5 \text{ Hz}$, $z = 12$, $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,026$, druckseitig gemessen

wie aus Bild 5.3 ersichtlich, der "akustische Betriebspunkt" auf einem Resonanzgipfel des Systemfrequenzganges, dessen Tonpegelmaximum 132 dB beträgt. Ein für diesen Betriebspunkt aufgenommenes Schmalbandspektrum zeigt Bild 6.1. Man erkennt daraus die sehr deutlich aus dem Rauschen hervortretenden Drehklangkomponenten. Außer der 1. Harmonischen, die den Gesamtschalldruck im wesentlichen bestimmt, sind noch die 2. und 3. Harmonische erkennbar, die aber gegenüber der 1. Harmonischen von wesentlich geringerer Intensität und damit von sekundärer Bedeutung sind.

Mit den gewonnenen Erfahrungen sollen nun die wichtigsten Bemessungsparameter des Ventilators: Raddurchmesser, Drehzahl und Zungenform, neu bestimmt werden. In Bild 6.2 ist ein vergrößerter Ausschnitt aus den in Frage kommenden nichtnormierten Systemfrequenzgängen dargestellt. Wie daraus zu entnehmen ist, zeigen die Systemfrequenzgänge aller nach dem Durchmesser abgestuften Laufräder, die mit den Zungen N, A und B erhalten wurden, im Betriebspunkt $f = 1000$ Hz ein Resonanzmaximum, dessen Gipfelhöhe bei der Zunge N am größten ist. Des weiteren lassen die Aufzeichnungen erkennen, daß sich mit den Zungen A und B rechts vom Gipfel ein weitaus tieferes Tal als mit der Normalzunge N ausbildet. Wird nun der Ventilator, wie üblich, im Optimum ausgelegt oder arbeitet er im Teillastgebiet, so ist nur das rechts vom Gipfel liegende Tal, das ausschließlich über eine Drehzahlsteigerung erreicht werden kann, von praktischer Bedeutung. Mit Erhöhung der Drehzahl steigt aber auch die Strömungsleistung und somit die Antriebsleistung. Die ursprünglich vorhandene Leistung kann jedoch nach der vorgenommenen Drehzahlsteigerung nur durch eine Verkleinerung des Raddurchmessers wiedererhalten und damit eine Überlastung des Antriebsmotors vermieden werden. Mit Bild 6.3 ist

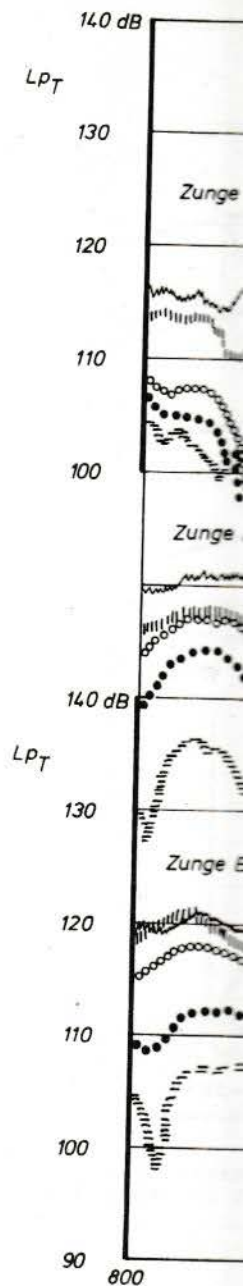


Bild 6.2: Ausschnitt aus Systemfrequenzgängen. Einfluß von Raddurchmesser auf den nichtnormierten Tonpegel gemäß Bild 5.1 ($\sigma =$

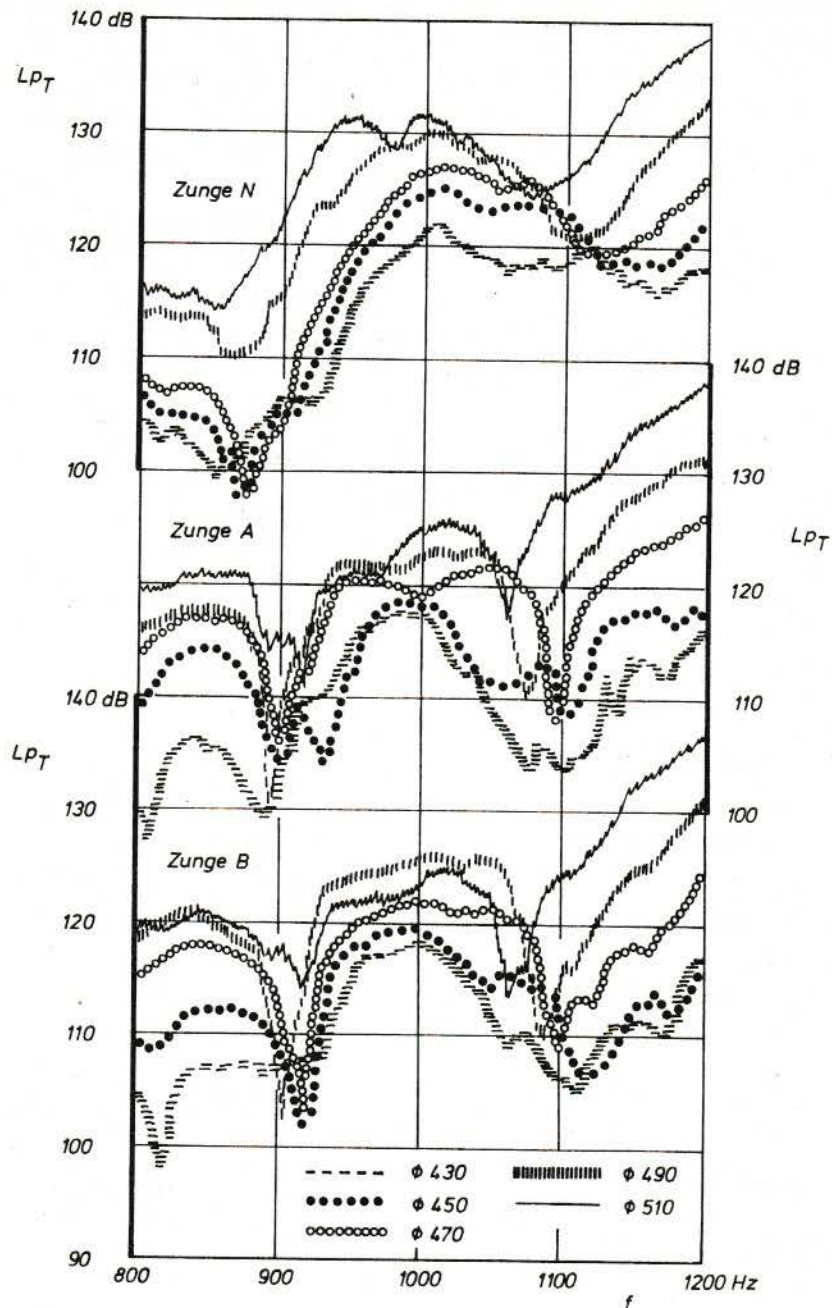


Bild 6.2: Ausschnitt aus den Bildern 5.27, 5.28 bzw. 5.29, Einfluß von Raddurchmesser, Zungenabstand und Zungenform auf den nichtnormierten Systemfrequenzgang der Laufräder gemäß Bild 5.1 ($\sigma = \sigma_{opt}$)

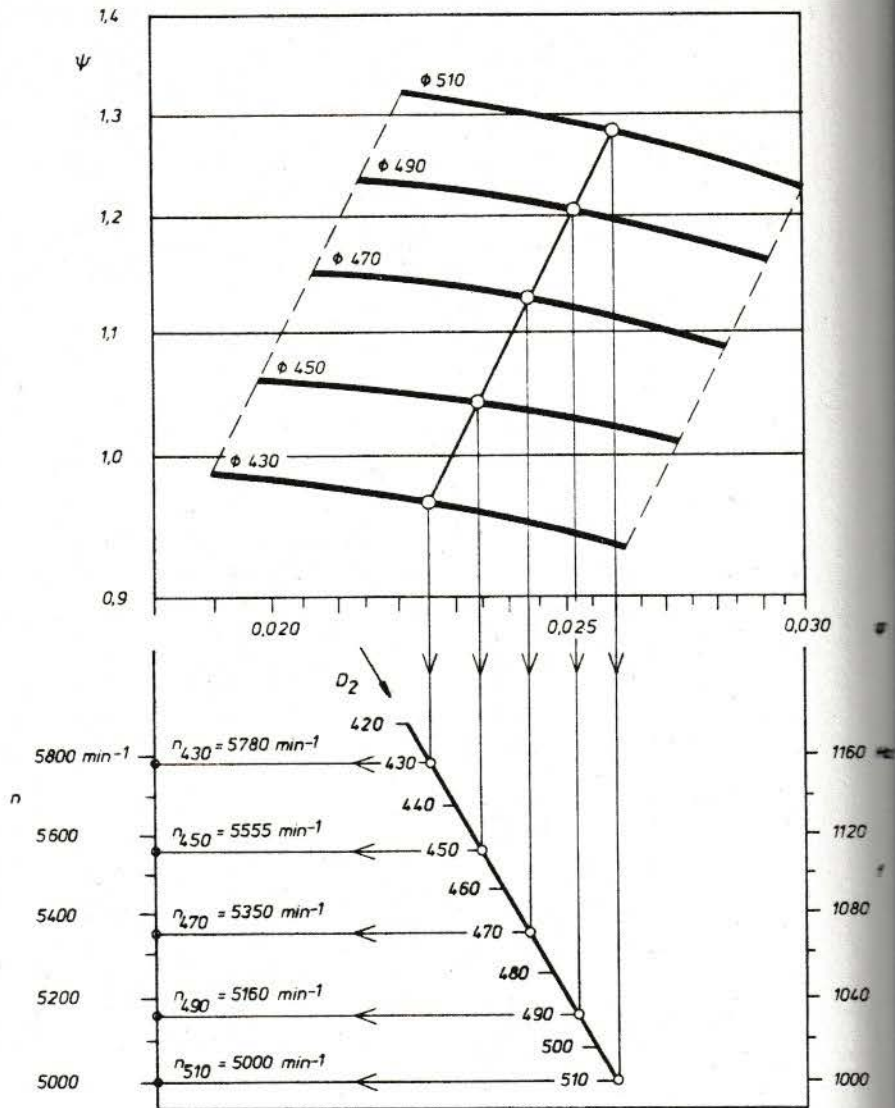


Bild 6.3: Zusammenhang zwischen Durchmesser und Drehzahl der Laufräder gemäß Bild 5.1 bei konstanter optimaler Strömungsleistung

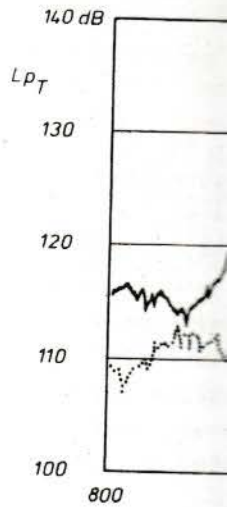
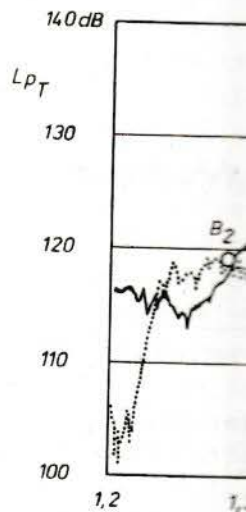


Bild 6.4: Akustische Änderung d. L_{p_T} bei Änderung d. B_1 , Origin B_3 , Bestve



ild 6.5: Nichtnormie gemäß Bild

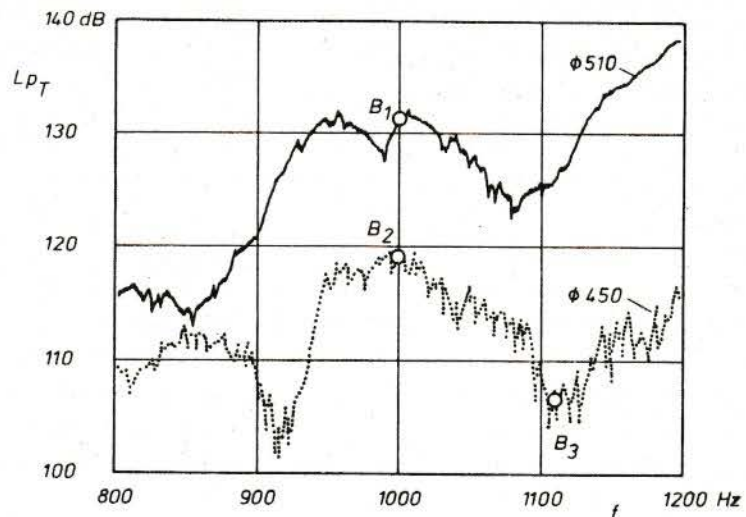


Bild 6.4: Akustische Betriebspunkte vor und nach Änderung des Ventilators, Auszug aus Bild 6.2

B_1 , Originalventilator $n = 5000 \text{ min}^{-1}$
 B_3 , Bestventilator $n = 5555 \text{ min}^{-1}$

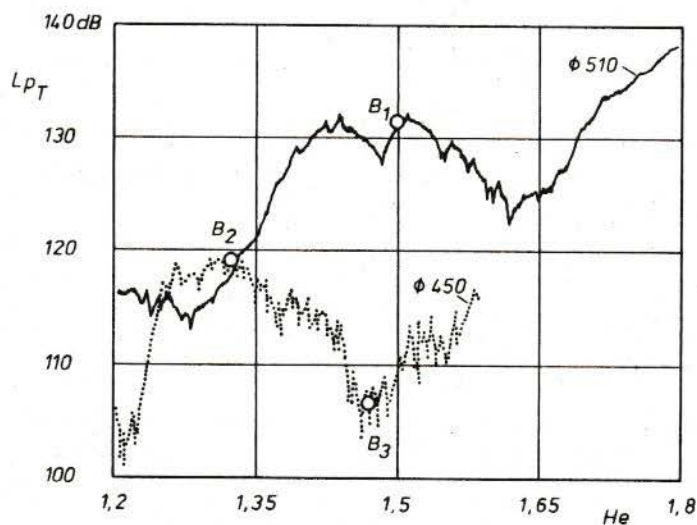


Bild 6.5: Nichtnormierte Systemfrequenzgänge gemäß Bild 6.4 über He aufgetragen

kenntlich gemacht, in welchem Maße die Drehzahl mit kleiner werdendem Durchmesser bei der geforderten Leistung zuzunehmen hat.

Aus Bild 6.2 ist leicht festzustellen, daß die größte Pegelminderung mit dem auf 450 mm eingedrehten Rad und Zunge B zu erwarten ist. Sie beträgt etwa 22 dB und setzt sich, wie aus Bild 6.4 hervorgeht, je zur Hälfte aus einer Senkung des "Gipfelniveaus" von B_1 auf B_2 infolge Vergrößerung des Zungenabstandes von 40 auf 70 mm und der Verlagerung des "akustischen Betriebspunktes" von B_2 nach B_3 infolge Steigerung der Drehzahl von 5000 auf 5555 min^{-1} zusammen. Die erzielte Verbesserung, über He aufgetragen, ist in Bild 6.5 dargestellt.

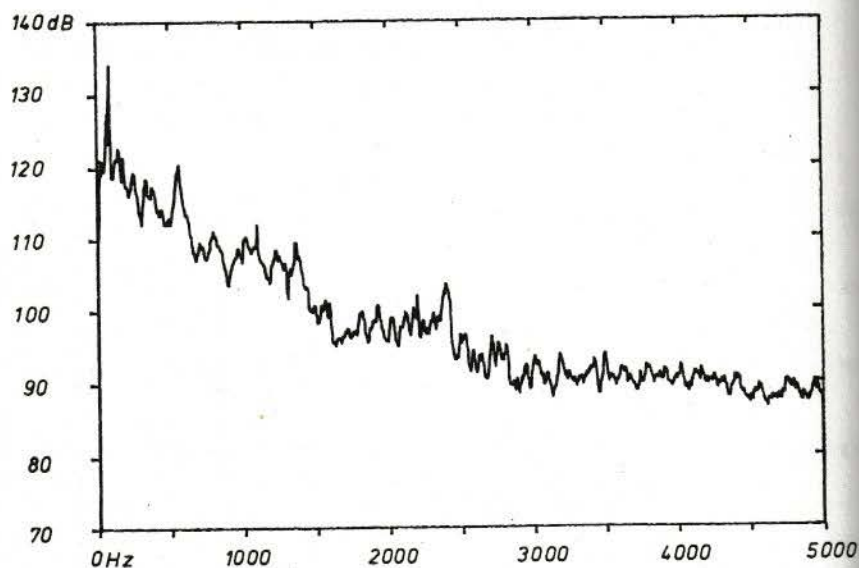


Bild 6.6: Schmalbandspektrum des unter Betriebsbedingungen arbeitenden Bestventilators, Bild 5.1, $\Delta f = 5 \text{ Hz}$, $D_2 = 450 \text{ mm}$, $n = 5555 \text{ min}^{-1}$, $z = 12$, Zunge B, $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$, druckseitig gemessen

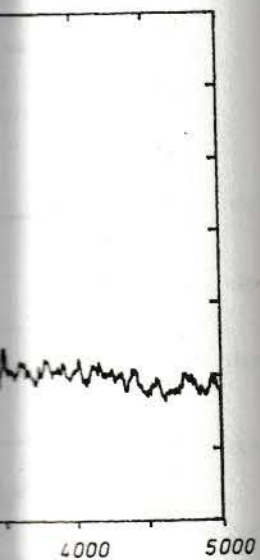
Man sieht, wie Gipfelniveaus recht miteinander wird auch durch da bestätigt, aus dem Klangkomponenten j Selbst das Rauschen mit Bild 6.1 deutlich nicht nennenswert

Die Tonpegelminderung Bestpunkt arbeiten jedoch in seiner An halb des Optimums m minder starken φ -A notwendig, eine Ton Drehzahl und kontinuierlich

Die Aufzeichnungen entwickelten Verfahren einen groben Überblick bei der jeweiligen sowie bei einer etwa tordrehzahl gemessen abschließenden Beur zu sein, nochmals s einbezogen. Die Bild lich den enormen Ein auf die über φ aufge allem ist bemerkensw Über den gesamten Ke Durchflußzahl φ leic zu bezeichnenden Peg Tonpegelkurven bei d nächst steiler bis a wieder bis auf das p Beim Originalventile bzw. 6.8 ersichtlich

zahl mit
berten

die größte
ten Rad und
2 dB und
zur Hälfte
auf B_2
40 auf
Betriebs-
der Drehzahl
elte Verbes-
5 dargestellt.



triebsbedingungen
id 5.1, $\Delta f = 5 \text{ Hz}$,
= 12, Zunge B,
emessen

Man sieht, wie Gipfel und Tal bei konstantem He regelrecht miteinander "vertauscht" wurden. Dieses Ergebnis wird auch durch das Schmalbandspektrum in Bild 6.6 bestätigt, aus dem hervorgeht, daß die diskreten Drehklangkomponenten jetzt kaum noch zu erkennen sind. Selbst das Rauschspektrum hat sich, wie ein Vergleich mit Bild 6.1 deutlich macht, trotz Drehzahlsteigerung nicht nennenswert verändert.

Die Tonpegelminderungen haben zunächst nur für den im Bestpunkt arbeitenden Ventilator Gültigkeit. Da dieser jedoch in seiner Anlage je nach Belastung auch außerhalb des Optimums arbeitet, war es wegen der mehr oder minder starken φ -Abhängigkeit der Systemfrequenzgänge notwendig, eine Tonpegelaufzeichnung auch bei konstanter Drehzahl und kontinuierlicher Drosselung vorzunehmen.

Die Aufzeichnungen wurden nach dem in Abschnitt 4.8.5 entwickelten Verfahren vorgenommen. Um zunächst einmal einen groben Überblick zu gewinnen, ist die φ -Abhängigkeit bei der jeweils erforderlichen Betriebsdrehzahl sowie bei einer etwas höheren und niedrigeren Ventilatordrehzahl gemessen worden. Dabei wurden, um in der abschließenden Beurteilung der Meßergebnisse ganz sicher zu sein, nochmals sämtliche Zungen in die Untersuchung einbezogen. Die Bilder 6.7 bis 6.10 zeigen sehr deutlich den enormen Einfluß, den allein die Zungenform auf die über φ aufgetragenen Tonpegelkurven ausübt. Vor allem ist bemerkenswert, daß die runde Zunge N fast über den gesamten Kennfeldbereich einen mit wachsender Durchflußzahl φ leicht abnehmenden und beinahe monoton zu bezeichnenden Pegelverlauf aufweist, während die Tonpegelkurven bei den schlankeren Zungen A und B zunächst steiler bis auf ein Minimum abfallen, um dann wieder bis auf das Pegelniveau von Zunge N anzusteigen. Beim Originalventilator tritt sogar, wie in Bild 6.7 bzw. 6.8 ersichtlich, mit Zunge A bzw. B ein relativ

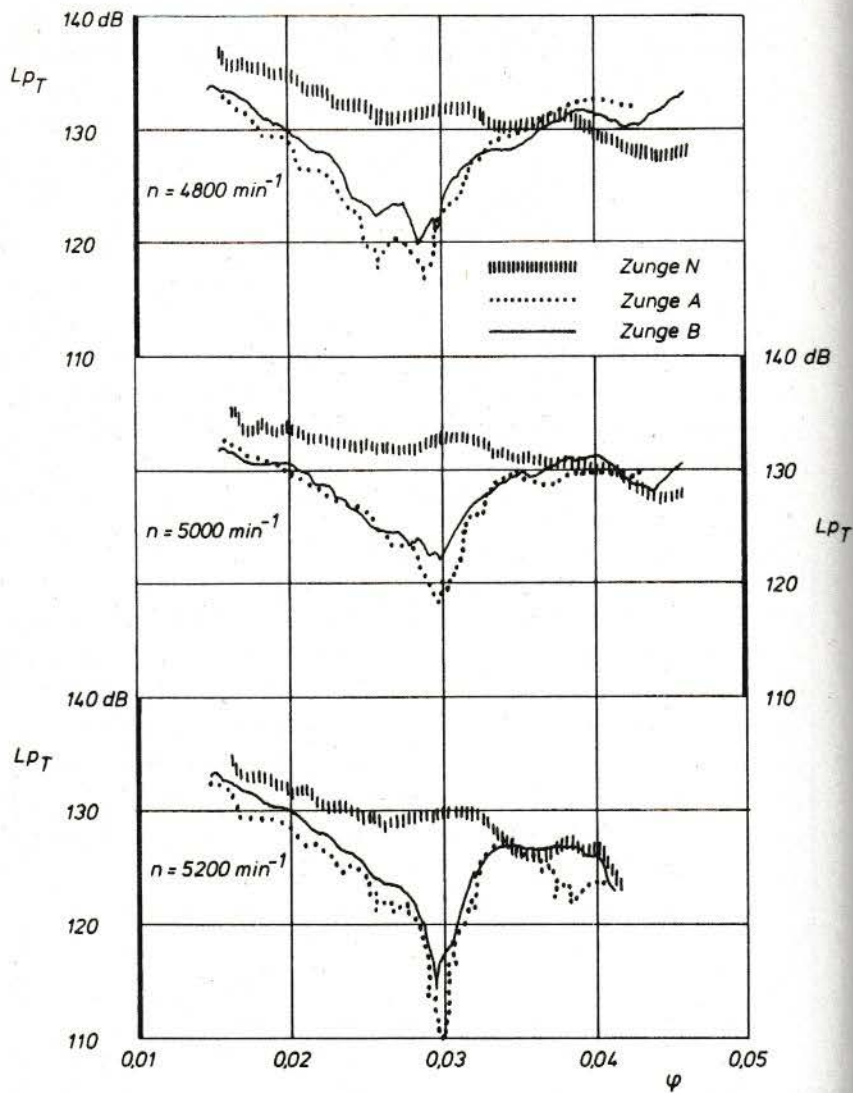


Bild 6.7: Schaufeltonpegel der 1. Harmonischen in Abhängigkeit von der Lieferzahl φ Alu-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 2.1, druckseitig gemessen.
- Zungenvergleich -

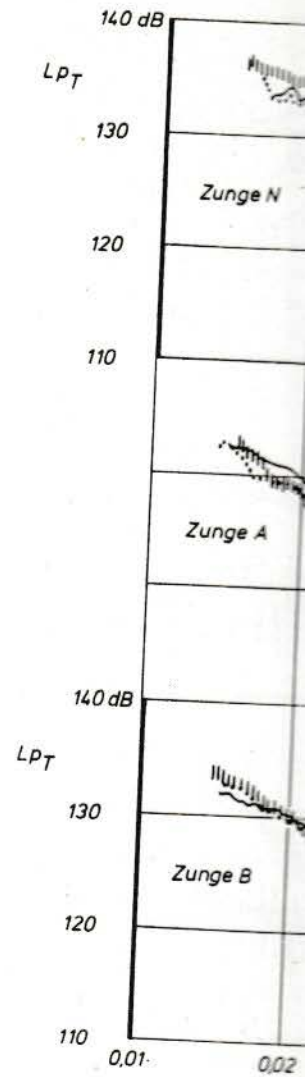


Bild 6.8: Schaufeltonpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl n Alu-Laufrad $\varnothing$ 510, Bild 2.1, druckseitig gemessen.
- Drehzahlvergleich -

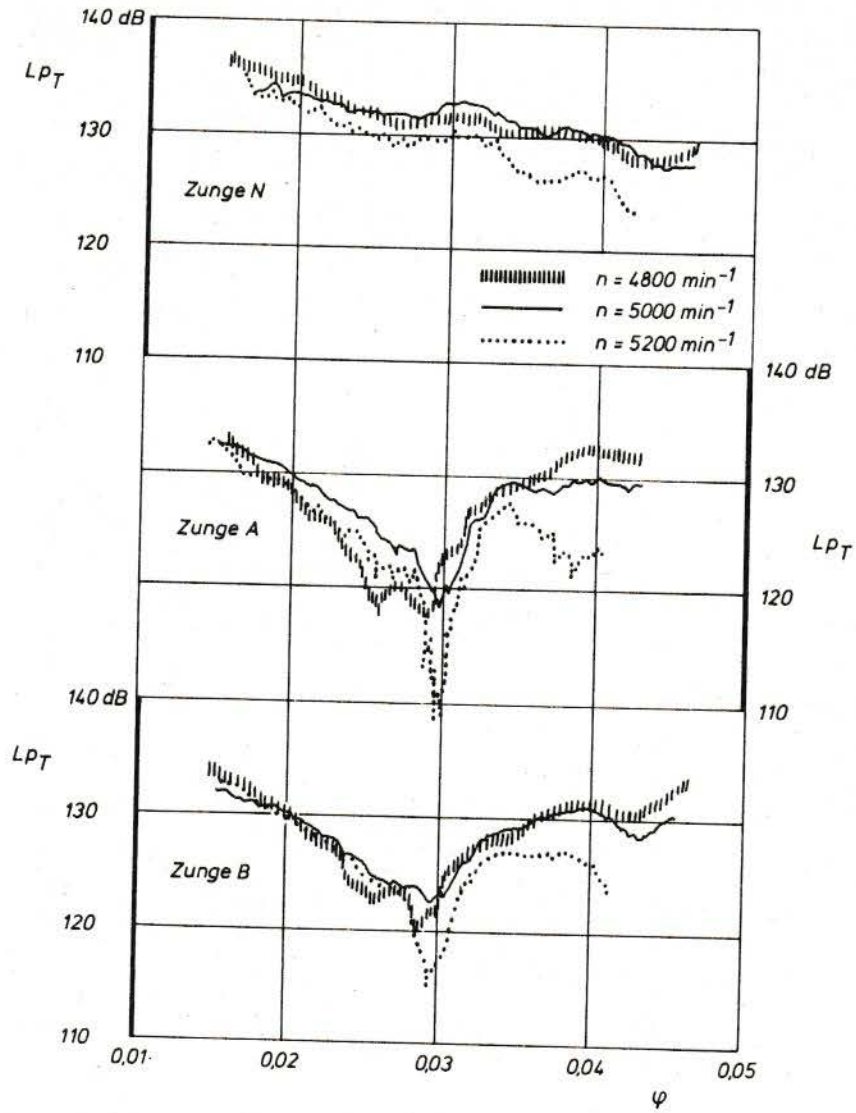
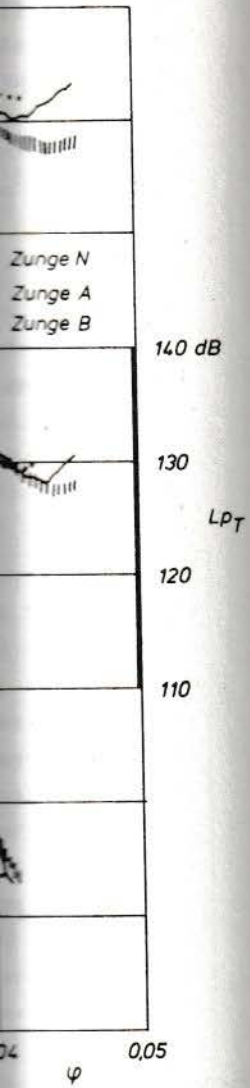


Bild 6.8: Schaufeltonpegel der 1. Harmonischen in Abhängigkeit von der Lieferzahl (ϕ)
 Alu-Laufrad $\varnothing 510$, Bild 2.1,
 druckseitig gemessen
 - Drehzahlvergleich -

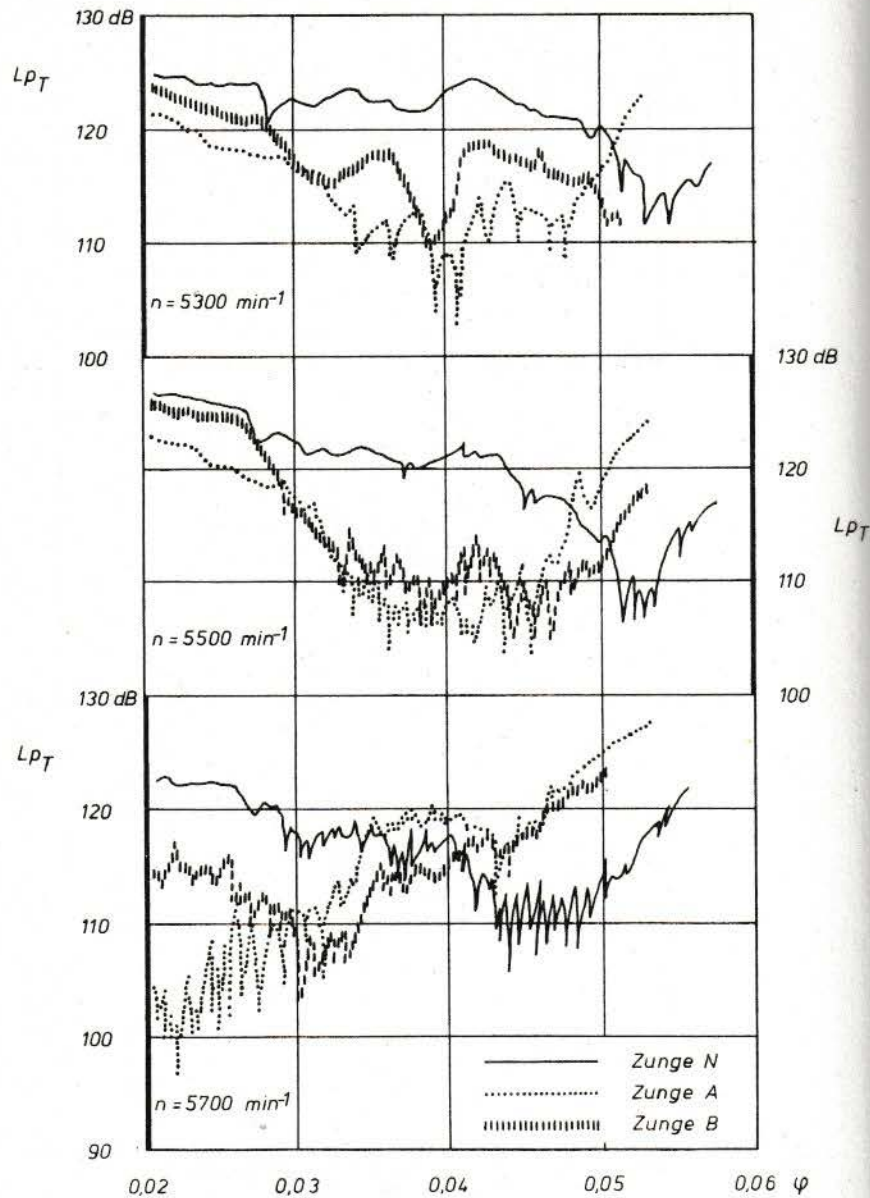


Bild 6.9: Schaufeltonpegel der 1. Harmonischen in Abhängigkeit von der Lieferzahl ϕ , Alu-Laufrad ϕ 450, Bild 5.1, druckseitig gemessen - Zungenvergleich -



Bild 6.10: Schaufeltonpegel in Abhängigkeit von der Lieferzahl ϕ , Alu-Laufrad ϕ 450, Bild 5.1, druckseitig gemessen - Zungenvergleich -



ischen
lu-Laufrad $\varnothing$ 450,
ergleich -

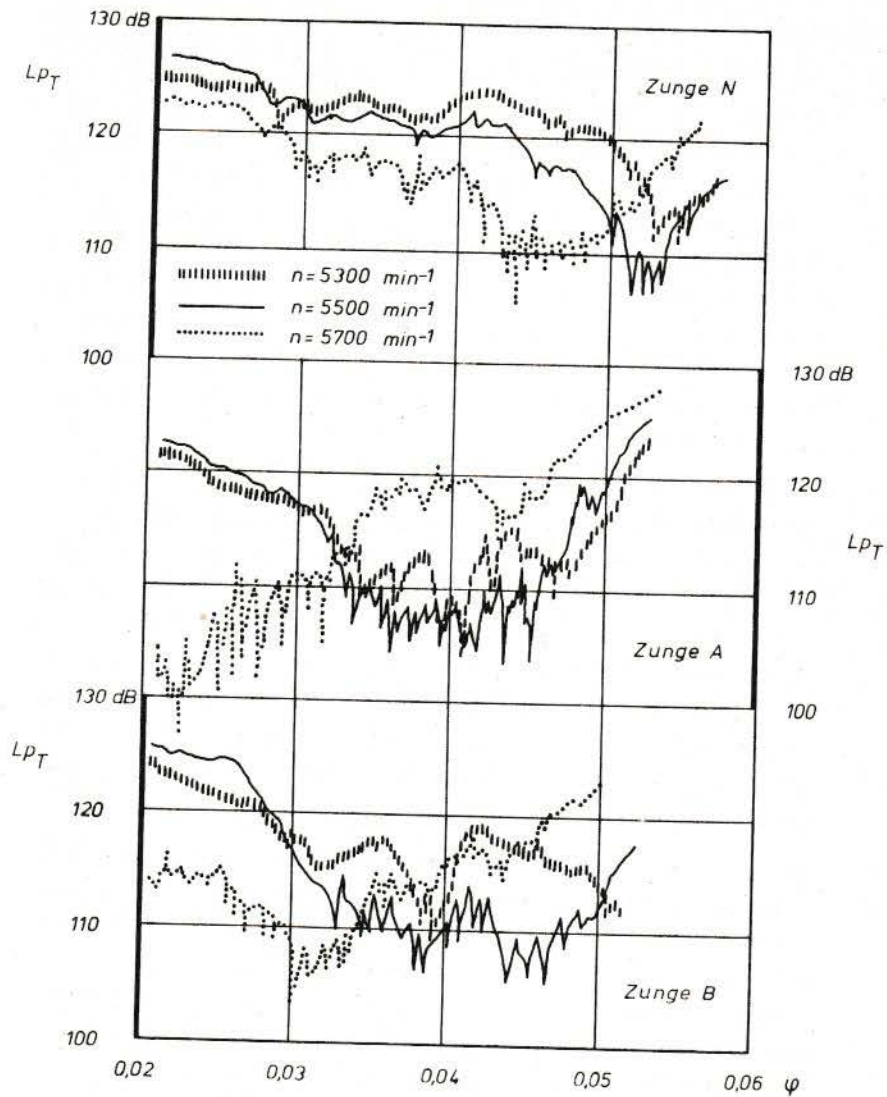


Bild 6.10: Schaufeltonpegel der 1. Harmonischen
in Abhängigkeit von der Lieferzahl φ
Alu-Laufrad $\varnothing$ 450, Bild 5.1,
druckseitig gemessen,
Drehzahlvergleich

starker Pegeleinbruch etwa in der Mitte des Kennfeldes innerhalb eines sehr engen Durchflußbereiches auf.

Während also die Zungenform im optimalen Kennfeldbereich den Ausschlag gibt, ist das im Teillast- und Überlastgebiet, wo das optimale Arbeitsfeld des Ventilators endet, nicht mehr der Fall. Lediglich beim Bestventilator sind, wie in Bild 6.9 bzw. 6.10 für $n = 5700 \text{ min}^{-1}$ erkenntlich, Abweichungen von dieser Regel zu beobachten. Hier werden bei Teillast mit Zunge A die besseren Ergebnisse erzielt. Das ist aber insofern ohne Bedeutung, als das Bestrad mit einer kleineren Drehzahl $n = 5555 \text{ min}^{-1}$ betrieben wird.

In Bild 6.11 ist ein Tonpegel- und Kennlinienvergleich der beiden im Bestpunkt mit gleicher Strömungsleistung arbeitenden Ventilatoren durchgeführt worden, der deutlich macht, welche Verbesserung durch die konstruktiven Änderungen erzielt werden konnte. Man sieht, daß bei annähernd gleichen Betriebskennlinien die Pegelminderung nicht nur im Bestpunkt, sondern nach beiden Seiten weit über diesen Punkt hinaus wenigstens 20 dB beträgt. Erst bei relativ kleinen und großen Fördermengen nimmt dieser Wert ab, beträgt aber dennoch 10 dB.

Ferner ist in der näheren Umgebung der jeweiligen Betriebsdrehzahl noch eine Serie nichtnormierter Systemfrequenzgänge in dichter Folge aufgenommen und daraus das jeweilige "Schaufelton-Gebirge" und dessen "Topographie" für den Originalventilator (Bild 6.12) und den Bestventilator (Bild 6.13) erstellt worden. In der topographischen Darstellung sind die Orte gleicher Tonpegel, die von der 1. Harmonischen aufgenommen wurden, durch eingetragene Linien markiert. Die Zahlenwerte an diesen Linien bedeuten das jeweilige Pegelniveau in dB und der eingetragene Punkt B bezeichnet den optimalen Betriebspunkt des Ventilators. Die topographische Aufnahme der Tonpegel hat den nicht zu unterschätzenden

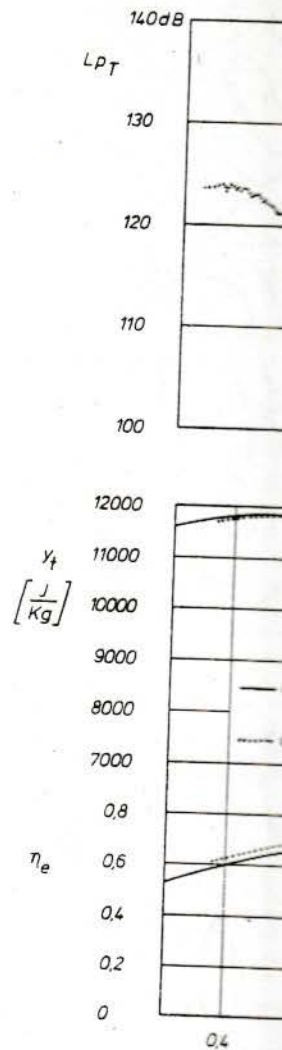


Bild 6.11: Tonpegel- und Strömungsleistungs-Originalventilator-Bestventilator

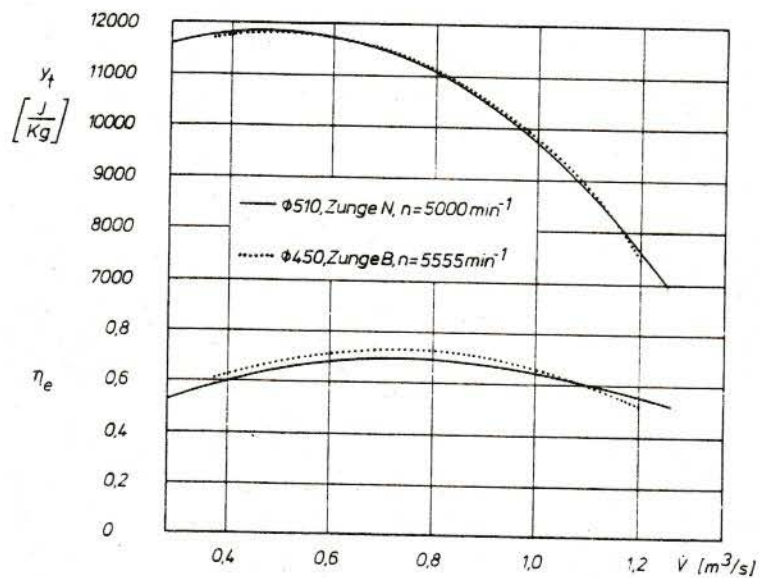
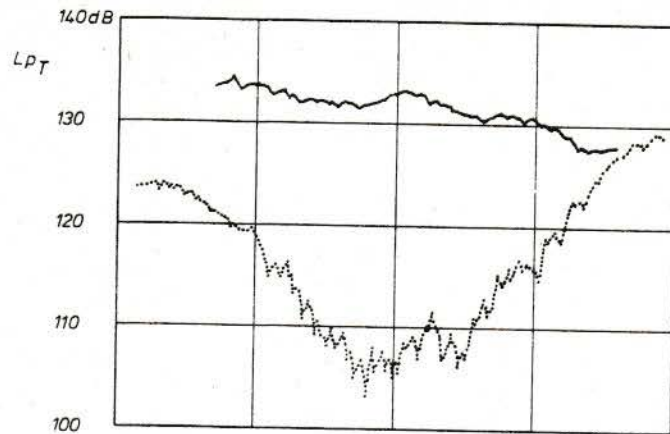


Bild 6.11: Tonpegel- und Kennlinienvergleich für gleiche Strömungsleistung im Bestpunkt

Originalventilator $D_2 = 510 \text{ mm}$, Zunge N

Bestventilator $D_2 = 450 \text{ mm}$, Zunge B

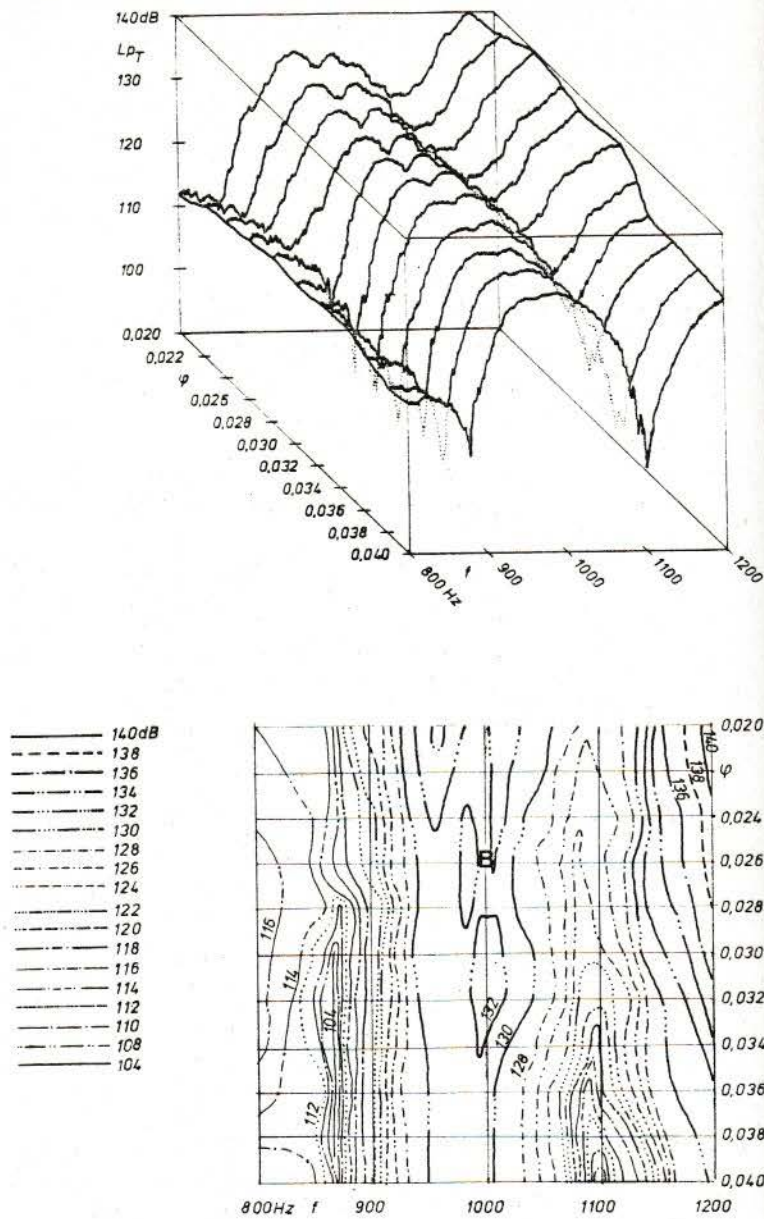


Bild 6.12: "Schaufelton-Gebirge" und "Schaufelton-Topographie" des Originalventilators.
Die Pegeldifferenzen zwischen zwei Niveaulinien (Bild 6.12 unten) beträgt 2 dB.

Bild 6.13: "Schaufelton" des Bestven
des Bestven
Die Pegeldi
(Bild 6.13)

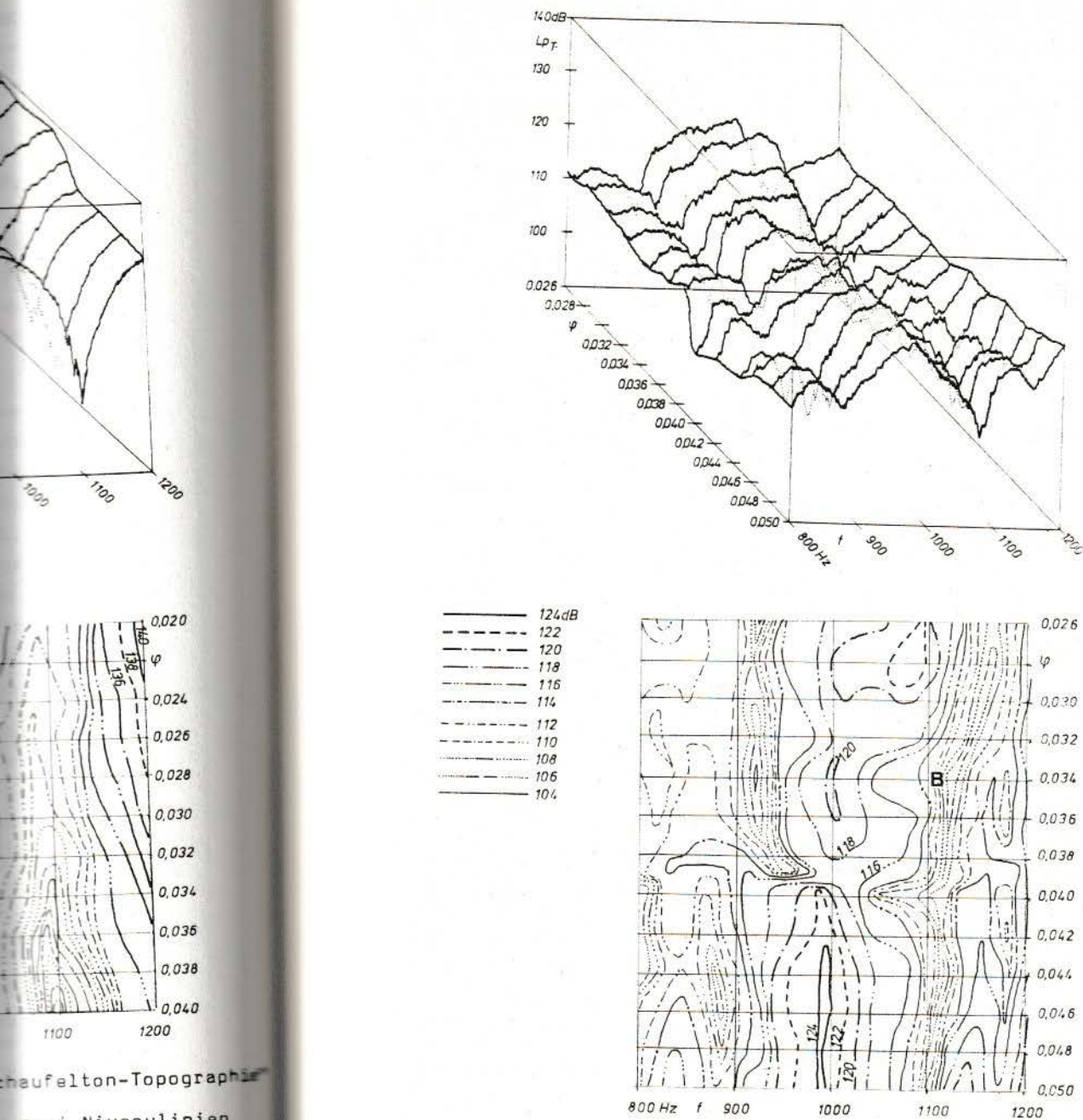


Bild 6.13: "Schaufelton-Gebirge" und "Schaufelton-Topographie" des Bestventilators.
Die Pegeldifferenz zwischen zwei Niveaulinien (Bild 6.13 unten) beträgt 2 dB.

Vorteil, daß man für einen bestimmten Einsatzbereich des Ventilators sofort Aufschluß über sein tonales Lärmverhalten sowohl bei Änderung seiner Drehzahl als auch bei Änderung seiner Durchflußmenge infolge Drosselung gewinnt. Ein Vergleich von Bild 6.12 mit Bild 6.13 zeigt besonders schön, wie sehr sich die Struktur des Tonpegelgebirges allein durch Änderung der Schnellläufigkeit des Rades und der Zungenform gewandelt hat und wie dadurch der Betriebspunkt B vom Gipfel in das folgende Tal verlagert werden konnte.

Zum Vergleich ist noch auf Bild 6.14 herausgestellt, wie groß der Unterschied zwischen den A-bewerteten Gesamtschalldruckpegeln der unter sonst gleichen auf Bild 6.11 dargestellten Förderbedingungen arbeiten-

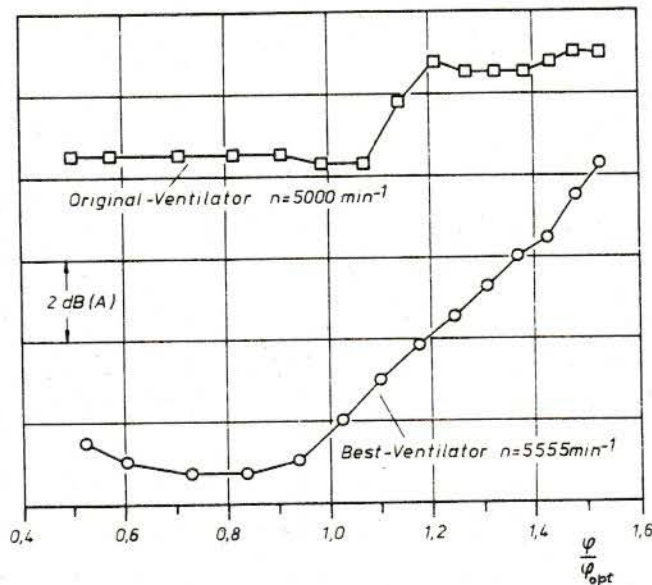


Bild 6.14: Vergleich der A-bewerteten Gesamtschalldruckpegel zwischen Original- und Bestventilator, druckseitige Messung im Trichteraustritt.

den Ventilatoren
druckseitig im Tri
Meßstellen.

Wie Bild 6.14 zu s
erzielte Geräusch
Optimum etwa 6 bi
tiv großen Durchsa
Unterschied auf 3

Die erhaltenen Ver
folgenden aufgezh

- Steigerung der S
ca. 10 % durch E
Durchmesser unter
radboden und die
Diffusors.

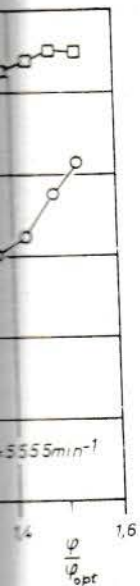
- Vergrößerung des
der sich durch d

- Verlängerung und
der in Bild 5.1

Schließlich wurden
sor durchgeführt u
Radscheiben bis au
450 mm Durchmesser
erhaltenen Meßwerte
zahl ψ um etwa 5 bi
und eine leichte Wi
Überlastbereich des
liche höhere Betrie
 $n = 5700 \text{ min}^{-1}$ eine
um 3 dB zur Folge.
Diffusor wurde desh

tzbereich
tonales
ehzahl als
olge Drosse-
it Bild 6.13
ruktur des
Schnell-
andelt hat
fel in das

gestellt,
werteten
eichen auf
arbeiten-



amtschalldruck-
estventilator,
teraustritt.

den Ventilatoren ist. Die Messungen erfolgten jeweils druckseitig im Trichteraustritt an zwei dafür geeigneten Meßstellen.

Wie Bild 6.14 zu entnehmen ist, beträgt die insgesamt erzielte Geräuschminderung zwischen Teillastgebiet und Optimum etwa 6 bis 8 dB(A), während sich erst bei relativ großen Durchsatzmengen oberhalb $\phi / \phi_{\text{opt}} = 1,5$ der Unterschied auf 3 dB(A) verringert.

Die erhaltenen Verbesserungen sind das Ergebnis der im folgenden aufgezählten Änderungen:

- Steigerung der Schnellläufigkeit des Laufrades um ca. 10 % durch Eindrehen der Schaufelenden auf 450 mm Durchmesser unter Beibehaltung eines durch den Lauf-
radboden und die Deckscheibe gebildeten rotierenden Diffusors.
- Vergrößerung des Zungenabstandes von 40 mm auf 70 mm, der sich durch das Eindrehen des Rades ergab.
- Verlängerung und Verjüngung des Zungenkörpers gemäß der in Bild 5.1 dargestellten Zunge B.

Schließlich wurden noch Versuche ohne rotierenden Diffusor durchgeführt und zu diesem Zweck die überstehenden Radscheiben bis auf den äußeren Schaufelkranz von 450 mm Durchmesser glatt abgedreht. Der Vergleich der erhaltenen Meßwerte ergab eine Verringerung der Druckzahl ψ um etwa 5 bis 7 % im gesamten Kennlinienbereich und eine leichte Wirkungsgradabnahme bis zu 2 % im Überlastbereich des Ventilators. Die nunmehr erforderliche höhere Betriebsdrehzahl des Laufrades hatte mit $n = 5700 \text{ min}^{-1}$ einen Anstieg des Schaufelgrundtonpegels um 3 dB zur Folge. Auf weitere Versuche ohne rotierenden Diffusor wurde deshalb verzichtet.

6.2 Analyse des Drehklangverhaltens

In Abschnitt 6.1 ist dargelegt, wie man in einer bestimmten Lärmsituation mit den erhaltenen Meßergebnissen und den beschriebenen konstruktiven Änderungen am Laufrad und an der Zunge wesentliche akustische Verbesserungen erzielen kann. Im folgenden soll nun eine universellere Beurteilung der Versuchsergebnisse unter Heranziehung des erweiterten Produktgesetzes vorgenommen werden. Zu diesem Zweck werden zunächst der experimentelle Lösungsweg zur Ermittlung von Systemfrequenzgang, Erregerfunktion und Störfunktion ausführlich erläutert und dann alle nach diesem Prinzip erhaltenen Ergebnisse in Verbindung mit den vorgenommenen Konstruktionsänderungen gegenübergestellt und diskutiert.

Ausgangspunkt ist die erste Beziehung der Produktgleichung (3.10), die in logarithmischer Schreibweise wie folgt lautet:

$$L_p = L_{ps} + 20 \lg Ma^\beta + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma) \quad (6.1)$$

Die Abkürzung $L_{ps} = 20 \lg k = 20 \lg (k' \frac{z}{\pi})^\beta$, die sich aus einem Vergleich der Beziehungen (3.5), (3.9) und (3.10) unter Berücksichtigung des für den Drehklang gültigen Potenzproduktes $Ma \cdot St/He = \pi/z$ ergibt, kann man als den normierten spezifischen Schalldruckpegel des Ventilators bezeichnen.

Zur Bestimmung von L_{ps} , $F(St)$, $G(He)$ und $S(St, He, \sigma)$ ist es notwendig, auf die zweite Beziehung der Produktgleichung (3.10)

$$L_p = L'_{ps} + 20 \lg F_M + 20 \lg G_M + 20 \lg S(St, He, \sigma) \quad (6.2)$$

zurückzugreifen, worin $L'_{ps} = 20 \lg k'$ den nichtnormierten spezifischen Schalldruckpegel bedeutet.

Es hat sich nun als zweckmäßig erwiesen, den auf der Druckseite des Ventilators im Optimum ($\sigma = \sigma_{opt}$) gemessenen nichtnormierten spezifischen Schalldruckpegel ($H = St$) zu führen, mit dem Bedingungen gemessen wird. Daraus folgt außerdem soll festgelegt werden, daß die Erregerfunktion F_M annimmt.

Unter diesen Voraussetzungen wie folgt:

$$L_p = L_p(He) =$$

Da Bezugshörschwellen gemäß Gl. (3.9) über den Frequenzbereich verknüpft sind, kann man schreiben:

$$L_p(He) = L'_{ps} +$$

Der in Gl. (6.3) bzw. spezifische Schalldruckpegel, die an sich durch Messung in seinem Verlauf des logarithmierten Bezugsschalldrucks wurde z.B. allen in den Diagrammen die Konstanten. Bei der Auswertung der Ergebnisse herausgestellt, daß die Ergebnisse, wie bereits erwähnt, besitzen, entlang einer Kurve sich im gewählten Diagramm als "Gerade" darstellen.

senen nichtnormierten Systemfrequenzgang der 1. Harmonischen ($H = St = 1$) als Bezugsfrequenzgang G_M einzuführen, mit dem die Normierung aller unter anderen Bedingungen gemessenen Tonpegeldiagramme vorgenommen wird. Daraus folgt unmittelbar: $S(1, He, \sigma_{opt}) = 1$. Außerdem soll festgelegt werden, daß die nichtnormierte Erregerfunktion F_M an der Stelle $St = 1$ den Wert 1 annimmt.

Unter diesen Voraussetzungen vereinfacht sich Gl.(6.2) wie folgt:

$$L_p = L_p(He) = L'_{ps} + 20 \lg G_M \quad (6.3)$$

Da Bezugsfrequenzgang G_M und Systemfrequenzgang $G(He)$ gemäß Gl.(3.9) über die Potenzfunktion He^β miteinander verknüpft sind, kann für Gl.(6.3) auch geschrieben werden:

$$L_p(He) = L'_{ps} + 20 \lg G(He) + 20 \lg He^\beta \quad (6.4)$$

Der in Gl.(6.3) bzw. (6.4) aufgeführte nichtnormierte spezifische Schalldruckpegel L'_{ps} ist eine konstante Größe, die an sich beliebig gewählt werden kann, weil das durch Messung erhaltene Tonpegeldiagramm $L_p(He)$ in seinem Verlauf definitionsgemäß identisch mit dem logarithmierten Bezugsfrequenzgang $20 \lg G_M$ ist. So wurde z.B. allen in Abschnitt 5 aufgeführten Tonpegeldiagrammen die Konstante $L'_{ps} = 110$ dB zugeordnet.

Bei der Auswertung dieser Tonpegeldiagramme hat sich herausgestellt, daß die Gipfelpunkte der Frequenzgänge, wie bereits erwähnt, die bemerkenswerte Eigenschaft besitzen, entlang einer Exponentialfunktion He^β , die sich im gewählten doppeltlogarithmischen Koordinatensystem als "Gerade" abbildet, zu verlaufen.

Im folgenden soll daher die "gipfelverbindende Gerade" des logarithmierten Bezugsfrequenzganges $20 \lg G_m$ identisch mit der in Gl.(6.4) aufgeführten logarithmierten Exponentialfunktion $20 \lg He^\beta$ und damit auch repräsentativ für die Potenz β des Machzahlterms in Gl.(6.1) sein ⁺).

Der Systemfrequenzgang $G(He)$ geht nun aus der Pegeldifferenz zwischen dem Bezugsfrequenzgang G_m und seiner "gipfelverbindenden Geraden" He^β hervor, wie sich durch Gleichsetzen von Gl.(6.3) mit Gl.(6.4) nachweisen läßt.

$$20 \lg G(He) = 20 \lg G_m - 20 \lg He^\beta \quad (6.5)$$

Den nichtnormierten spezifischen Schalldruckpegel L'_{ps} erhält man nun aus dem Schnittpunkt der "gipfelverbindenden Geraden" des Bezugsfrequenzganges mit der durch $He = 1$ verlaufenden Senkrechten, wie man aus der Beziehung

$$L'_{ps} = L_p(1) - 20 \lg G(1) \quad (6.6)$$

leicht erkennen kann, die sich für $He = 1$ aus Gl.(6.4) herleitet.

Damit ist auch mit

$$L_{ps} = L'_{ps} + 20 \lg \left(\frac{z}{\pi}\right)^\beta \quad (6.7)$$

der normierte spezifische Schalldruckpegel bekannt.

Die nichtnormierte Erregerfunktion F_m , die an der Stelle $St = 1$ den Wert 1 annehmen soll, kann nun in diskreter Form aus der Pegeldifferenz ΔL , die zwischen den "gipfelverbindenden Geraden" der Frequenzgänge

⁺) Für den eingeführten Bezugsfrequenzgang ist die Strouhalzahl $St = 1$. Daher sind Helmholtzzahl He und Machzahl Ma über die Beziehung $He = Ma \cdot z/\pi$ miteinander verknüpft und haben denselben Exponenten β .

der einzelnen Harmonischen Frequenzganges bei k bestimmt werden. Die Funktion $F(St)$ an der dann aus den Pegeldifferenzen "gipfelverbindenden höheren Harmonischen Bezugsfrequenzganges

$$20 \lg F(2) = \Delta L_1$$

$$20 \lg F(3) = \Delta L_2$$

⋮
⋮
⋮
⋮

Die einzelnen S-Funktionen folgt:

- Die S-Funktionen S_k differenz zwischen Systemfrequenzgang im Optimum arbeiten frequenzgang G_m bei
- Die S-Funktionen S_k erhält man aus der Frequenzgängen der dem Bezugsfrequenzgang konstanter Helmholtzzahl angehoben wurden.
- Die S-Funktionen S_k seitige Schallabstrahlung wird, erhält man über dem betreffenden Frequenzgang und dem Bezugsfrequenzgang des Ventilators.

der einzelnen Harmonischen und derjenigen des Bezugsfrequenzganges bei konstanter Helmholtzzahl existiert, bestimmt werden. Die diskreten Werte der Erregerefunktion $F(St)$ an den Stellen $St = 2, 3, \dots$ werden dann aus den Pegeldifferenzen $\Delta L_{12}, \Delta L_{13}, \dots$ zwischen den "gipfelverbindenden Geraden" der Frequenzgänge der höheren Harmonischen $H = 2, 3, \dots$ und derjenigen des Bezugsfrequenzganges ($H = 1$) wie folgt erhalten:

$$\begin{aligned} 20 \lg F(2) &= \Delta L_{12} + 20 \lg 2^\beta \\ 20 \lg F(3) &= \Delta L_{13} + 20 \lg 3^\beta \\ &\vdots \\ &\vdots \end{aligned} \quad (6.8)$$

Die einzelnen S-Funktionen ergeben sich jetzt wie folgt:

- Die S-Funktionen $S(1, He, \sigma)$ erhält man aus der Pegeldifferenz zwischen dem jeweiligen nichtnormierten Systemfrequenzgang der 1. Harmonischen des "nicht" im Optimum arbeitenden Ventilators und dem Bezugsfrequenzgang G_M bei gleicher Helmholtzzahl.
- Die S-Funktionen $S(2, He, \sigma); S(3, He, \sigma); \dots$ erhält man aus der Pegeldifferenz zwischen den Frequenzgängen der 2., 3., Harmonischen und dem Bezugsfrequenzgang G_M , nachdem erstere bei konstanter Helmholtzzahl um den Betrag $\Delta L_{12}, \Delta L_{13}, \dots$ angehoben wurden.
- Die S-Funktionen $S_E(St, He, \sigma)$, mit denen die saugseitige Schallabstrahlung des Ventilators erfaßt wird, erhält man über die Pegeldifferenz zwischen dem betreffenden Frequenzgang auf der Saugseite E und dem Bezugsfrequenzgang G_M auf der Druckseite des Ventilators.

Die vorstehenden Ausführungen sind in den Bildern 6.15 und 6.16 am Beispiel des Originalventilators nochmals erläutert worden.

Bild 6.15a zeigt die Bild 5.3 entnommenen Tonpegeldiagramme der 1. und 2. Harmonischen und die eingetragenen "gipfelverbindenden Geraden", welche die Potenzen $\beta = 2,7$ aufweisen. Aus der Pegeldifferenz zwischen dem Bezugsfrequenzgang ($H = 1$) und der "Geraden" $20 \lg H e^{2,7}$ bei konstantem $H e$ wurde der auf Bild 6.15b eingetragene Systemfrequenzgang $20 \lg G(H e)$ erhalten. Der Verlauf der nichtnormierten Erregerfunktion $20 \lg F_m$ zwischen $St = 1$ und $St = 2$ ist bestimmt durch die Pegeldifferenz $\Delta L_{12} = -32 \text{ dB}$ zwischen der "gipfelverbindenden Geraden" der 1. und 2. Harmonischen in Bild 6.15a. Der besseren Anschaulichkeit wegen wurde diese Funktion, trotz ihres diskreten Charakters, in Bild 6.15e kontinuierlich von $St = 1$ bis $St = 2$ dargestellt. Nach Eintragen der Exponentialfunktion $-20 \lg St^{2,7}$ über St ergab sich aus der Differenz der beiden Funktionen das gesuchte Teilstück $20 \lg F(St)$ im Bereiche $St = 1$ bis $St = 2$. Da laut Voraussetzung $20 \lg F(1) = 20 \lg F_m = 0 \text{ dB}$ ist, ergab sich für $St = 2$ gemäß Gl.(6.8) ein diskreter Wert von $20 \lg F(2) = -32 \text{ dB} + 20 \lg 2^{2,7} = -16 \text{ dB}$.

Die S-Funktion $S(2, H e, \sigma_{opt})$, die aus der Pegeldifferenz zwischen dem nichtnormierten Systemfrequenzgang der 2. Harmonischen ($H = 2$) und dem Bezugsfrequenzgang ($H = 1$) erhalten wurde, nachdem der erstere in Richtung $H e = \text{konst.}$ um den Betrag $\Delta L_{12} = 32 \text{ dB}$ angehoben wurde, Bild 6.15c, ist in Bild 6.15d graphisch dargestellt.

Für das Teillast- und Überlastgebiet in den Grenzpunkten σ' und σ'' des optimalen Kennlinienbereiches, Bild 6.26, sowie für die Saugseite E des Ventilators sind noch je eine Funktion $S(1, H e, \sigma')$, $S(1, H e, \sigma'')$ und $S_E(1, H e, \sigma_{opt})$, die durch einen Vergleich der betreffenden Systemfrequenzgänge mit dem Bezugsfrequenzgang gewonnen wurden, in Bild 6.16 graphisch ermittelt worden.

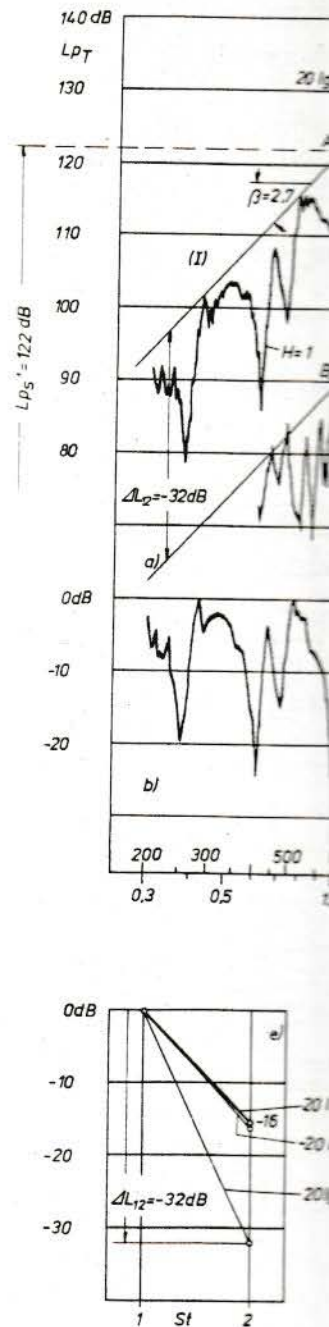


Bild 6.15: Diagramm zur Funktion $F(St)$ des Ventilators

Bildern 6.15
s nochmals
onpegel-
e eingetra-
die
fferenz
der "Geraden"
Bild 6.15b
verhalten.
ktion $20 \lg F_M$
ch die
"gipfelver-
nen in Bild
wurde diese
, in Bild 6.15e
stellt. Nach
2,7 über St
unktionen das
St = 1 bis
g $F_M = 0$ dB ist,
iskreter Wert
6 dB.
Pegeldifferenz
nzgang der
quenzgang ($H=1$)
chtung $He = \text{konst.}$
e, Bild 6.15c,
en Grenzpunk-
reiches,
Ventilators
($1, He, \sigma''$) und
der betreffen-
quenzgang ge-
mittelt worden.

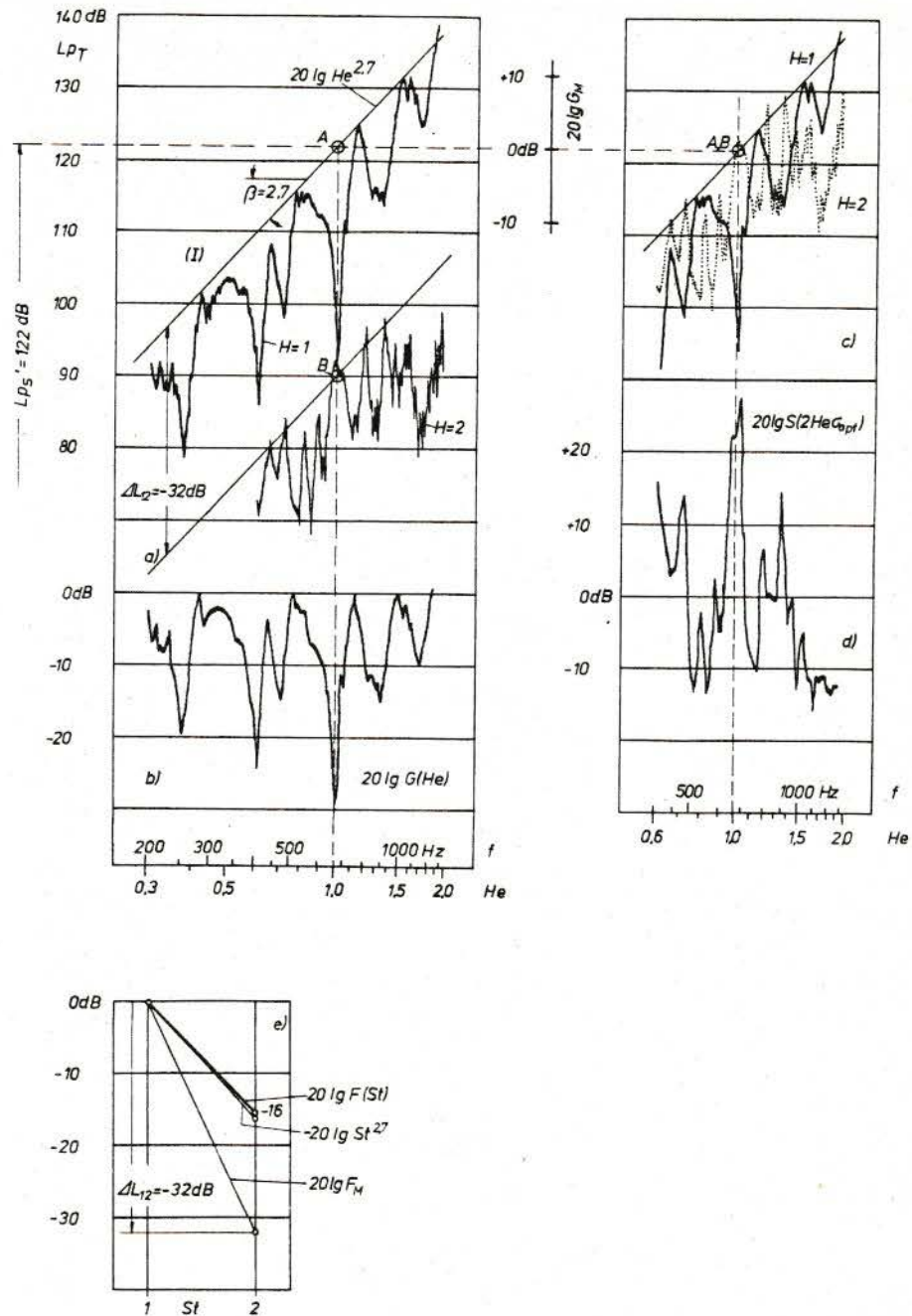


Bild 6.15: Diagramm zur experimentellen Ermittlung der Funktionen $F(St)$, $G(He,)$ und $S(2,He, \sigma_{opt})$ des Originalventilators $\sigma_{opt} = 0,135$

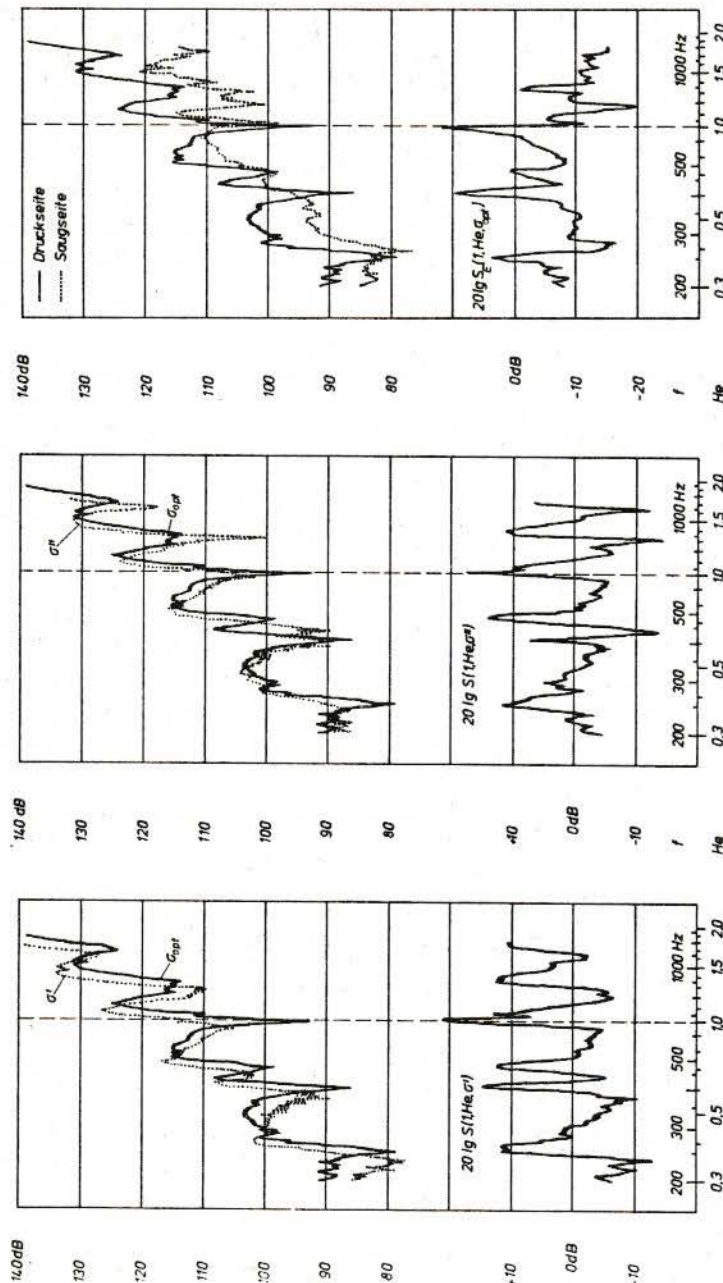


Bild 6.16: Diagramm zur experimentellen Ermittlung der Funktionen $S(1, \text{He}, \sigma')$, $S(1, \text{He}, \sigma'')$ und $S_E(1, \text{He}, \sigma_{\text{opt}})$ des Originalventilators $\sigma_{\text{opt}} = 0,135$, $\sigma' = 0,039$, $\sigma'' = 0,23$

Schließlich wurde mit verlaufenden Senkrechten "20 lg He^{2,7} Geraden" 20 lg He^{2,7} des nichtnormierten $L'_{ps} = 122 \text{ dB}$ gefunden. Da der Originalventilator berechnet sich sein

$$L_p = L'_{ps} - 20 \lg$$

Damit lautet das Pro

$$L_p = 153 \text{ dB} + 54 \lg Ma + 20$$

Von den im Abschnitt wurden die neun wichtigsten Regeln ausgewertet und in Form von "Drehklang-Kennlinien" mit den auf Bild 6.17 gezeigten sionslosen Kennlinien des Bestventilators eine Bestimmung der Bauarten im Hinblick auf den klanglärme gestatten. Die Kennlinien erstrecken sich auf die Bilder 6.17 bis 6.23. Wie schon früher erwähnt, ist die Schaufelzahl im unteren Bereich bis σ'' (Überlast) - vgl. Bild 6.17 - von unwesentlichen Einflüssen während der Systemfrequenzfunktion $S(\text{Ste}, \text{He}, \sigma)$ gekennzeichnet in erheblicher Weise. Gleich der erhaltenen Kennlinie zeigt dies recht deutlich, wie a



Bild 6.16: Diagramm zur experimentellen Ermittlung der Funktionen $S(1, He, \sigma')$, $S(1, He, \sigma'')$ und $S_E(1, He, \sigma_{opt})$ des Originalventilators $\sigma_{opt} = 0,135$, $\sigma' = 0,039$, $\sigma'' = 0,23$

Schließlich wurde mit dem Schnittpunkt der durch $He = 1$ verlaufenden Senkrechten mit der "gipfelverbindenden Geraden" $20 \lg He^{2,7}$ (Punkt A in Bild 6.15a) der Betrag des nichtnormierten spezifischen Schalldruckpegels $L'_{ps} = 122 \text{ dB}$ gefunden.

Da der Originalventilator $z = 12$ Schaufeln besitzt, berechnet sich sein spezifischer Schalldruckpegel zu

$$L_p = L'_{ps} - 20 \lg \left(\frac{\pi}{12} \right)^{2,7} = 122 \text{ dB} + 31 \text{ dB} = 153 \text{ dB}.$$

Damit lautet das Produktgesetz des Originalventilators:

$$L_p = 153 \text{ dB} + 54 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

Von den im Abschnitt 5 aufgeführten Versuchsergebnissen wurden die neun wichtigsten Meßreihen nach den gleichen Regeln ausgewertet und in den Bildern 6.17 bis 6.25 in Form von "Drehklang-Kennkarten" dargestellt, die zusammen mit den auf Bild 6.26 bzw. 6.27 aufgeführten dimensionslosen Kennlinien des Originalventilators bzw. Bestventilators eine geeignete Bemessung der beiden Bauarten im Hinblick auf einen möglichst geringen Drehklanglärm gestatten. Die Gültigkeit dieser dimensionslosen Kennlinien erstreckt sich beim Originalventilator auf die Bilder 6.17 bis 6.22, beim Bestventilator auf die Bilder 6.23 bis 6.25 der Drehklangkennkarten.

Wie schon früher erwähnt wurde, haben Zungenform und Schaufelzahl im untersuchten Arbeitsbereich σ' (Teillast) bis σ'' (Überlast) - vgl. Bild 6.26 mit Bild 5.2 - nur unwesentlichen Einfluß auf die Ventilatorcharakteristik, während der Systemfrequenzgang $G(He)$ und die Störfunktion $S(St, He, \sigma)$ durch die gleichen Konstruktionsmerkmale in erheblichem Maße verändert werden. Ein Vergleich der erhaltenen Drehklang-Kennkarten untereinander zeigt dies recht eindrucksvoll. Darüber hinaus werden aber auch, wie aus den Produktformeln auf den

einzelnen Kennkarten hervorgeht, der spezifische Schalldruckpegel L_{ps} und die Machzahlpotenz β , die ja ein Maß für den Anteil von Fluß- und Impulsquellen darstellt, vor allem durch die Zungenform sehr stark beeinflusst. Der Vergleich in Tabelle 6.1 läßt erkennen, daß mit spitzer und länger werdender Zunge (von N über B nach A) und größer werdendem Zungenabstand ($\Delta r/r_2 = 0,16$ nach $\Delta r/r_2 = 0,31$) sowohl der spezifische Schalldruckpegel L_{ps} als auch die Machzahlpotenz β abfallen, während mit wachsender Schaufelzahl L_{ps} abnimmt, β dagegen ansteigt. Grundsätzlich kann man also davon ausgehen, daß bei der stumpfen Zunge N mit $\beta = 2,7$ bis $2,8$ der Impulsquellenanteil am größten ist und daß sich dieser Anteil mit spitzer werdender Zunge und größer werdendem Zungenabstand systematisch verringert, bis für die ganz spitze Zunge A und einen relativen Zungenabstand $\Delta r/r_2 = 0,31$ mit $\beta = 2$ nur noch der reine Flußquellentyp (Monopol) vorkommt. Offensichtlich hat dieser Effekt etwas mit dem Schlankheitsgrad der Gehäuszunge zu tun, denn es verringert sich auch der Anteil an Dipolstrahlung in dem Maße, wie die Verdrängungsfläche (Staufläche) mit spitzer werdender Zunge abnimmt. Umgekehrt ist mit dem Anwachsen der Verdrängungsfläche bei dicker werdender Zunge eine Zunahme der Dipolstrahlung verbunden.

Betrachtet man unter diesem Blickwinkel den Zusammenhang zwischen Verdrängungseffekt und Anteil an Fluß- bzw. Impulsquellen, wie er sich aus den vorliegenden Zungenversuchen ergibt, so darf man annehmen, daß als tatsächliche Einflußgröße die Verdrängungsfläche, d.i. im vorliegenden Falle die wirksame Kraftangriffs- oder Impulsfläche an der Gehäusezunge, von ausschlaggebender Bedeutung ist. Trifft diese Annahme zu, so muß auch bei Vergrößerung der Impulsfläche, z.B. infolge Erhöhung der Schaufelzahl, mit einer Zunahme

Alu-Laufrad $\varnothing$ 510;		
Zunge		A
L_{ps}	dB	147
β	-	2,3
Alu-Laufrad $\varnothing$ 450;		
Zunge		A
L_{ps}	dB	137
β	-	2,0
Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510;		
Z		10
L_{ps}	dB	152
β	-	2,4

Tabelle 6.1:

Spezifische Schalldruckpotenz β gemäß Pr
Drehklang-Kennkarten

$\Delta r/r_2$ = relativer Zungenabstand
 Δr = Abstand zwischen Zungenaustrittsdurchmesser.
 r_2 = äußerer Schaufelradius

Alu-Laufrad $\varnothing$ 510; $z = 12$; $\Delta r/r_2 = 0,16$				
Zunge		A	B	N
L_{ps}	dB	147	149	153
β	-	2,3	2,5	2,7
Alu-Laufrad $\varnothing$ 450; $z = 12$; $\Delta r/r_2 = 0,31$				
Zunge		A	B	N
L_{ps}	dB	137	142	148
β	-	2,0	2,4	2,8
Stahl-Laufrad $\varnothing$ 510; Zunge B, $\Delta r/r_2 = 0,16$				
Z		10	12	14
L_{ps}	dB	152	148	146
β	-	2,4	2,5	2,5

Tabelle 6.1:

Spezifische Schalldruckpegel L_{ps} und Machzahlpotenz β gemäß Produktformeln auf den Drehklang-Kennkarten Bilder 6.17 bis 6.25.

$\Delta r/r_2$ = relativer Zungenabstand mit
 Δr = Abstand zwischen Zunge und Schaufelaustrittsdurchmesser.

r_2 = äußerer Schaufelradius = $D_2/2$

der Dipolstrahlung gerechnet werden. Allerdings kann diese Schlußfolgerung aus den in Tabelle 6.1 aufgeführten Versuchsergebnissen für die Schaufelzahlen $z = 10$ bis 14 allein noch nicht gezogen werden. Zur Klärung dieses Sachverhaltes war es daher notwendig, ergänzende Messungen mit einer wesentlich größeren Schaufelzahlvariierung durchzuführen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abschnitt 6.3 zusammengefaßt und ausführlich kommentiert worden.

Zuvor sollen jedoch noch einige Gesichtspunkte zur Ventilatorauswahl diskutiert werden. Nimmt man an, daß die Drehklang-Kennkurven für alle geometrisch ähnlichen Ventilatoren Gültigkeit besitzen ⁺), so ist nach den vorliegenden Ergebnissen zu erwarten, daß Drehklanglärm durch die geeignete Wahl einer einem Resonanzminimum entsprechenden Helmholtzzahl weitgehend vermieden werden kann. Schon bei der Auswahl und Bemessung des Ventilators sollte diese Tatsache berücksichtigt werden; sie kann aber nur unter ganz bestimmten Voraussetzungen erfüllt werden.

Die Bauart des Ventilators und sein Betriebspunkt auf der Kennlinie sind für jeden durch die Förderdaten $\dot{V}$ und Y_t gegebenen Bedarfsfall nach Festlegung der Drehzahl n bzw. des Laufradaußendurchmessers D_2 durch die dimensionslosen Kennzahlen

$$\text{Schnellaufzahl } \sigma = 2,108 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{Y_t^{3/4}} = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (6.9)$$

bzw.

$$\text{Durchmesserzahl } \delta = 1,054 \cdot D_2 \cdot \frac{Y_t^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} = \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}} \quad (6.10)$$

+) WEIDEMANN /30/ hat durch Versuche an Ventilatoren, die im Verhältnis 1 : 10 geometrisch ähnlich ausgeführt wurden, nachgewiesen, daß diese Annahme berechtigt ist.

bestimmt. Mit den jeweiligen Zuordnung aus dem Diagramm, das bekannt ist, erhält man die δ -Werte und deren Kennlinien Bild 6.26 bzw. 6.27 dargestellt.

Mit den erhaltenen Kennlinien kann für ein bestimmtes Fördervermögen $\dot{V}$ und Drehzahl n bzw. Betriebspunkt auf der Kennlinie die dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit $\delta \sigma$ ermittelt werden, die die Betriebskennlinie liefert. Sie

$$\delta \sigma = \frac{1}{\sqrt{\psi}} = \frac{1}{\sqrt{\psi}}$$

Das schon früher mit Gl. (6.1) ermittelte $Ma St/He = \frac{\pi}{2}$ ermöglicht die Bestimmung der Betriebskennlinie und

$$He = \frac{z}{\pi} St Ma = \frac{z}{\pi}$$

Mit ψ erhält man zunächst die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zu

$$u_2 = \sqrt{2 Y_t / \phi}$$

und hieraus mit Gl. (6.1)

$$He = \frac{z H}{\pi a} \sqrt{2 Y_t / \phi}$$

Bei geometrisch ähnlichen Ventilatoren ist die Schaufelzahl $z = \text{konstant}$. Folglich kann daher auch gesetzt werden

bestimmt. Mit den jeweiligen Wertepaaren ψ und φ , deren Zuordnung aus der dimensionslosen Kennlinie bekannt ist, erhält man die entsprechenden σ - und δ -Werte und deren Kurvenverlauf über φ , wie in Bild 6.26 bzw. 6.27 dargestellt.

Mit den erhaltenen Kennkurven $\sigma(\varphi)$ und $\delta(\varphi)$ sind für ein bestimmtes Förderpaar $\dot{V}$ und γ_t nach Festlegung der Drehzahl n bzw. des Laufraddurchmessers D_2 und Ausrechnung von σ gemäß Gl.(6.9) bzw. δ gemäß Gl.(6.10) der Betriebspunkt auf der dimensionslosen Kennlinie und damit auch die Druckzahl ψ bekannt. Das Produkt $\delta\sigma$ liefert eine weitere Kennzahl, die als dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades aufgefaßt werden kann. Sie lautet

$$\delta\sigma = \frac{1}{\sqrt{\psi}} = \frac{u_2}{\sqrt{2\gamma_t}} \quad (6.11)$$

Das schon früher mit Gl.(5.1) angegebene Potenzprodukt $Ma St/He = \frac{\pi}{z}$ ermöglicht es, eine Verbindung zwischen Betriebskennlinie und Systemfrequenzgang herzustellen:

$$He = \frac{z}{\pi} St Ma = \frac{z}{\pi} H \frac{u_2}{a} \quad (6.12)$$

Mit ψ erhält man zunächst die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zu

$$(6.9) \quad u_2 = \sqrt{2\gamma_t/\psi} \quad (6.13)$$

und hieraus mit Gl.(6.12) die Helmholtzzahl

$$(6.10) \quad He = \frac{z H}{\pi a} \sqrt{2\gamma_t/\psi} \quad (6.14)$$

Bei geometrisch ähnlichen Ventilatoren ist die Schau-
felzahl $z = \text{konstant}$. Für eine bestimmte Typenserie
kann daher auch gesetzt werden:

$$\text{He}^x = \frac{\pi}{z} \text{He} = H \frac{\sqrt{2Y_t/\psi}}{a} = H \cdot \frac{u_2}{a} = H \cdot \text{Ma} \quad (6.15)$$

mit $\text{He}^x = \frac{\pi}{z} \cdot \frac{f \cdot D_2}{a} = \frac{f \cdot t_2}{a}$ als der mit der äußeren Schaufelteilung des Laufrades $t_2 = \pi D_2/z$ gebildeten Helmholtzzahl.

Da in den Drehklang-Kennkarten der Bezugsfrequenzgang identisch $H = 1$ ist, geht Gl.(6.15) über in die Beziehung

$$|\text{He}^x| = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{2Y_t}{\psi}} = |\text{Ma}| \quad (6.16)$$

aus der hervorgeht, daß die Beträge von Ma und He^x gleich groß und nur noch von ψ abhängig sind und demzufolge jedem Betriebspunkt auf der dimensionslosen ψ, φ -Kennlinie ein akustischer Betriebspunkt auf dem Systemfrequenzgang $G(\text{He})$ zugeordnet ist. Damit kann nach Festlegung der Drehzahl n oder des Laufraddurchmessers D_2 sofort geprüft werden, wo der Ventilator auf seinem Systemfrequenzgang arbeitet. Außerdem ist den Drehklang-Kennkarten in Verbindung mit der dimensionslosen Ventilatorcharakteristik zu entnehmen, daß sich ein auf einem Gipfel liegender Betriebspunkt bei konstant zu haltenden Förderdaten $\dot{V}$ und Y_t nur in das rechts von ihm liegende Tal durch Erhöhung der Drehzahl n und entsprechender Verkleinerung des Durchmessers D_2 verlagern läßt, da sich, wie aus den Bildern 6.26 und 6.27 ersichtlich ist, der Ausdruck $1/\sqrt{\psi}$ und damit die Kennzahlen He und Ma nur dann in hinreichendem Maße steigern lassen, wenn die Druckkennlinie mit wachsendem Durchfluß genügend steil abfällt.

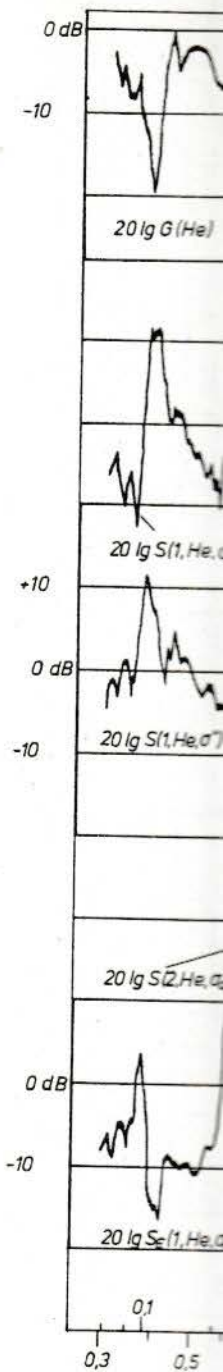


Bild 6.17: Drehklang-

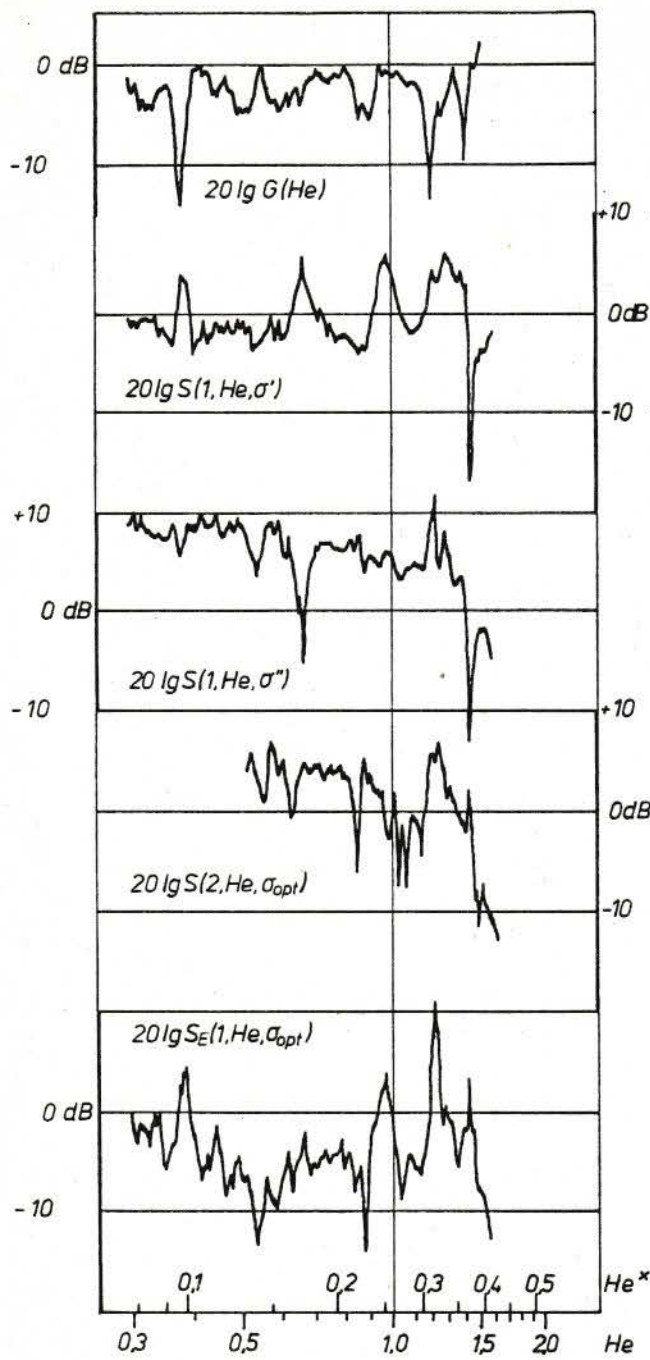


Bild 6.18: Drehklang-Kennkarte

$L_p = 20 \lg K_p = 14.7 \text{ dB} + 4.6 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \delta)$

Laufzeit:
Alu $\phi 510$
Zunge A
 $z=12$
 $\beta=2,3$
 $L_{pS}=121 \text{ dB}$

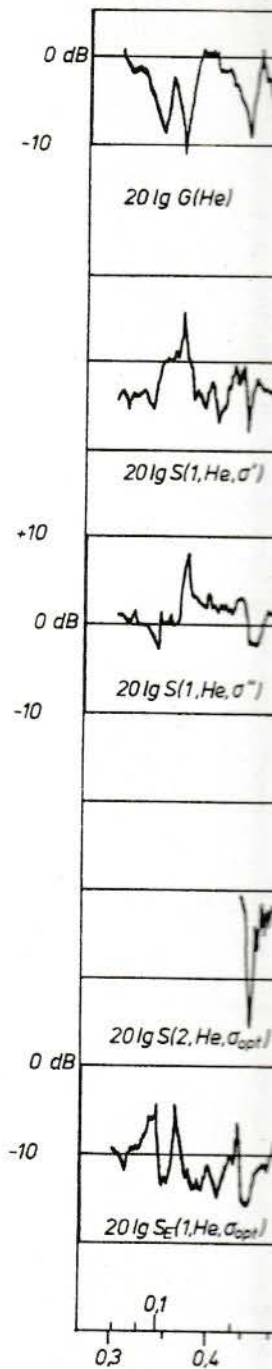
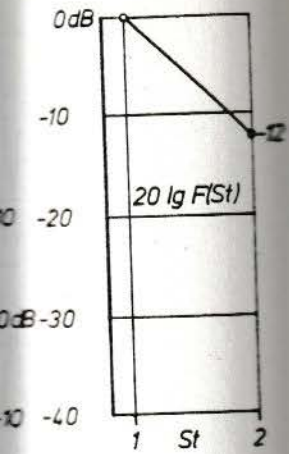
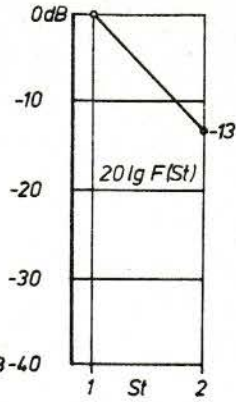
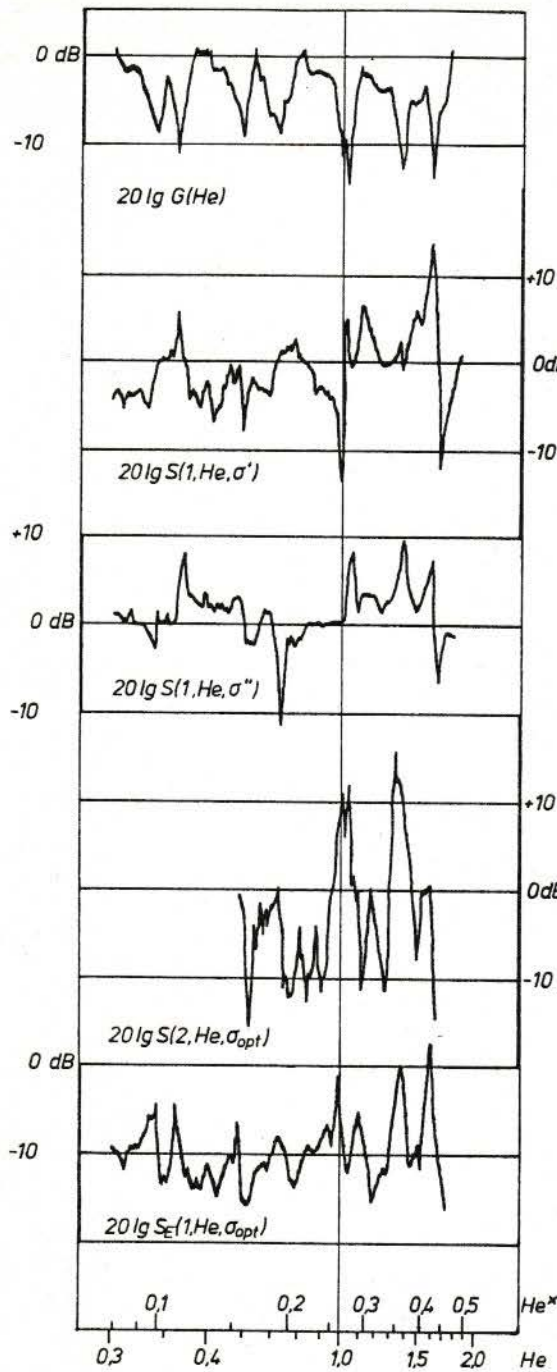


Bild 6.19: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 14,7 \text{ dB} + 4,6 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \beta)$
 Laufrad:
 Alu $\phi 510$
 Zunge A
 $z=12$
 $\beta=2,3$
 $L_{pS}=121 \text{ dB}$



$L_p = 20 \lg K_p = 14,9 \text{ dB} + 50 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \beta)$
 Laufrad:
 Alu $\phi 510$
 Zunge B
 $z=12$
 $\beta=2,5$
 $L_{pS}=120 \text{ dB}$

Bild 6.19: Drehklang-Kennkarte

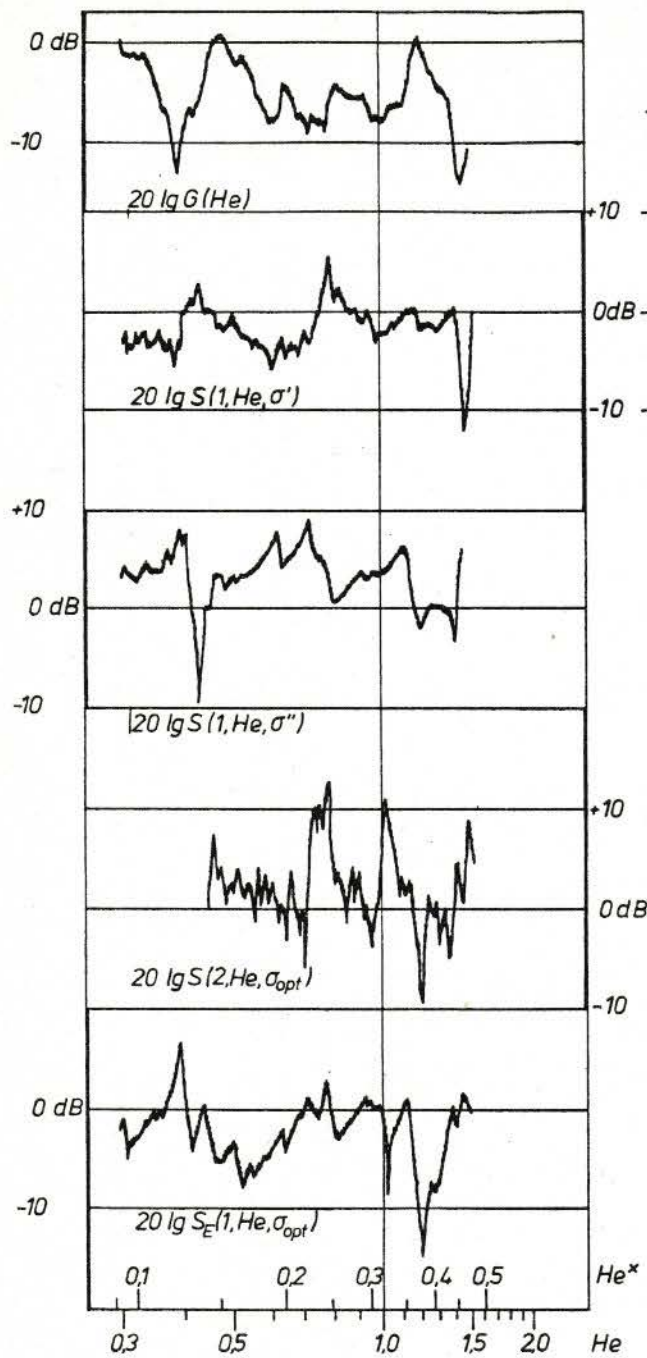
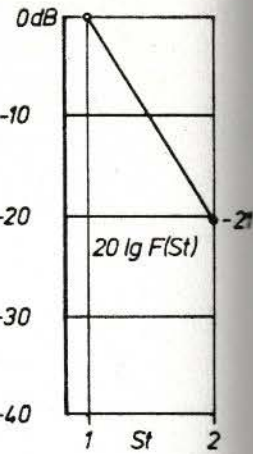


Bild 6.20: Drehklang-Kennkarte



Lp = 20 lg K_p = 152 dB + 48 lg Ma + 20 lg F(St) + 20 lg G(He) + 20 lg S(St, He, σ)

Lauf rad:
Stahl ϕ 510
Zunge B
z = 10
 $\beta = 2,4$
Lp_{S'} = 128 dB

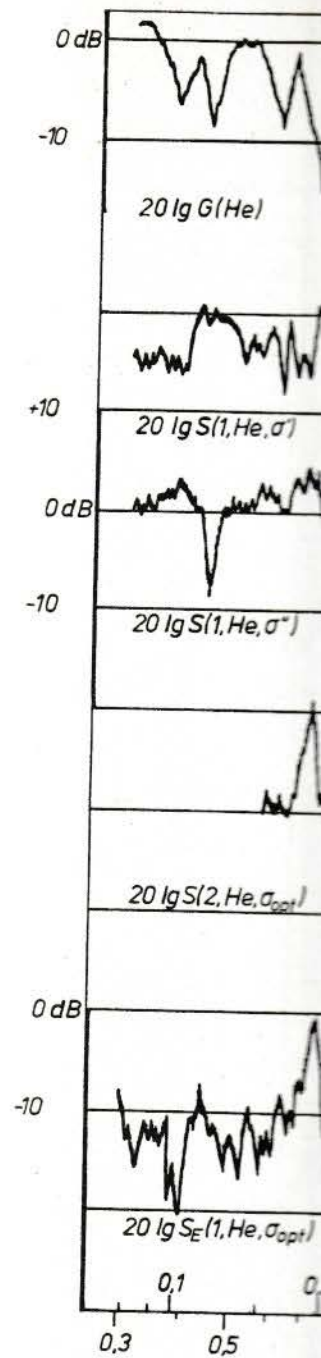
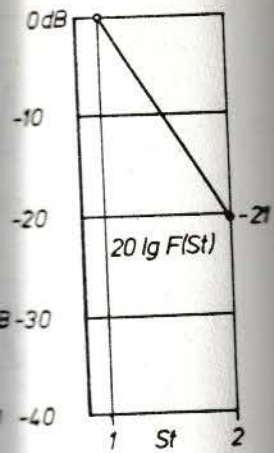
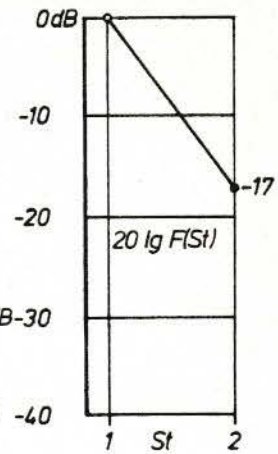
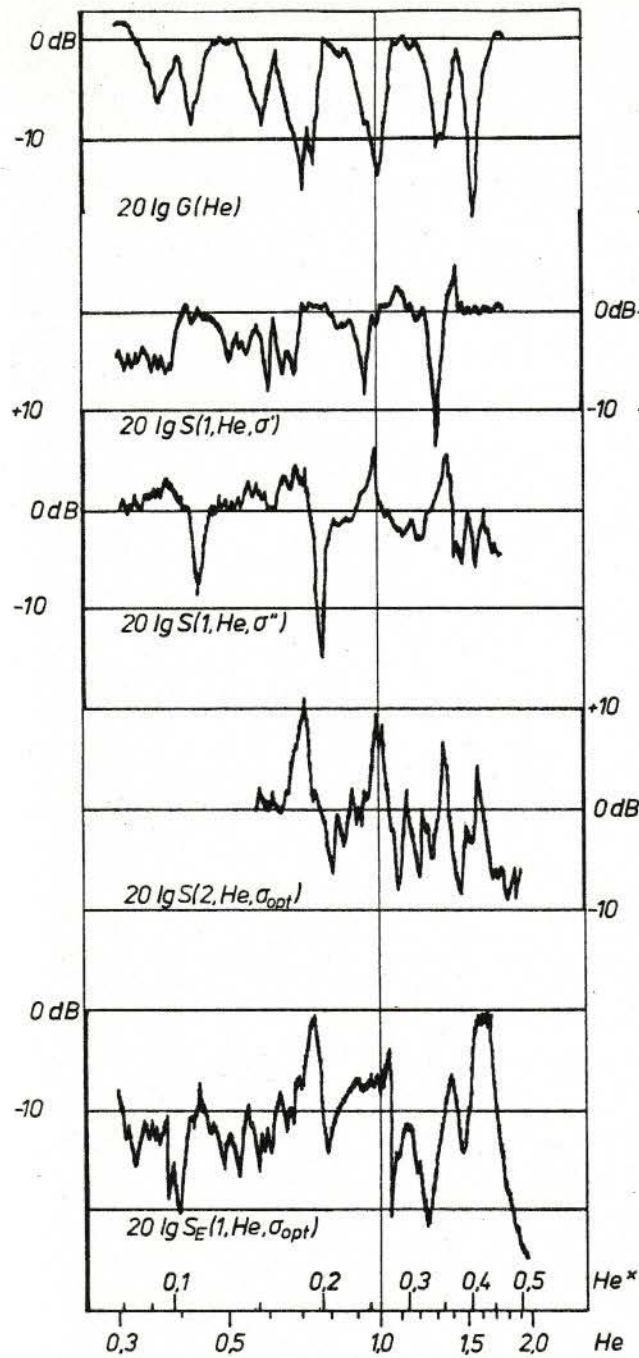


Bild 6.21: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 152 \text{ dB} + 48 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \delta)$

Laufrad:
Stahl $\phi 510$
Zunge B
 $z=10$
 $\beta=2,4$
 $L_{pS'}=128 \text{ dB}$



$L_p = 20 \lg K_p = 148 \text{ dB} + 50 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \delta)$

Laufrad:
Stahl $\phi 510$
Zunge B
 $z=12$
 $\beta=2,5$
 $L_{pS'}=119 \text{ dB}$

Bild 6.21: Drehklang-Kennkarte

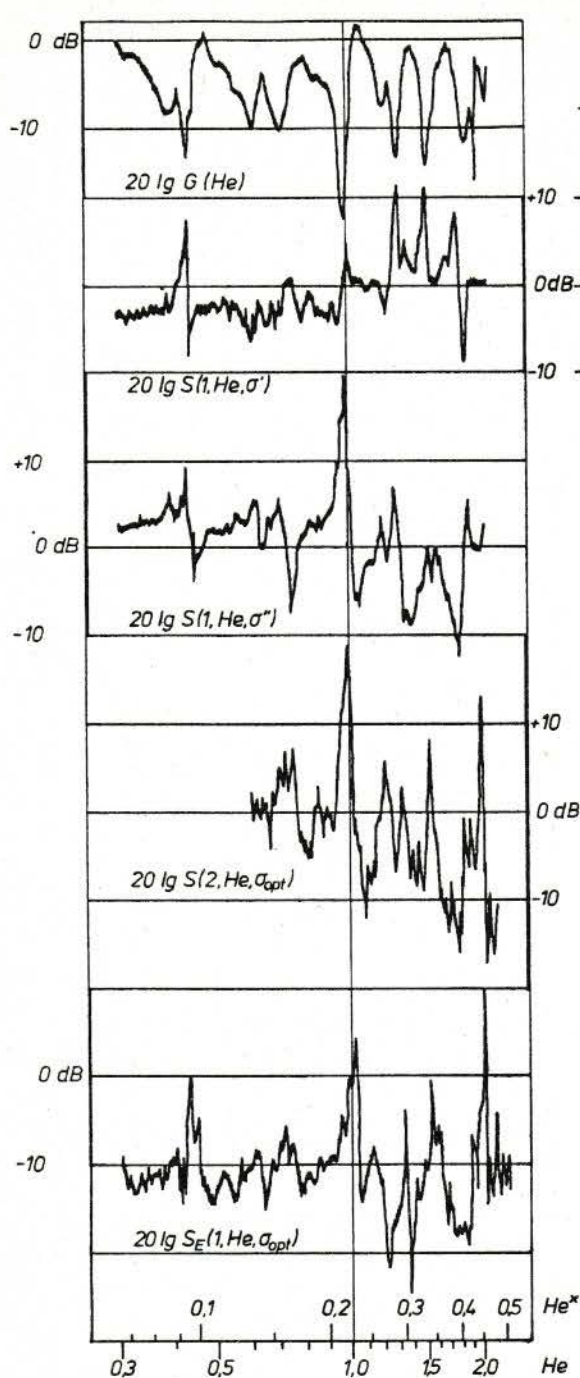
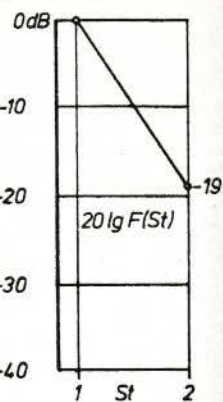


Bild 6.22: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 14,6 \text{ dB} + 50 \lg M + 20 \lg F(\text{St}) + 20 \lg G(\text{He}) + 20 \lg S(\text{St, He}, \lambda)$
 Laufrad: Stahl $\phi 510$
 Zunge B
 $z = 14$
 $\beta = 2,5$
 $L_{pS} = 114 \text{ dB}$

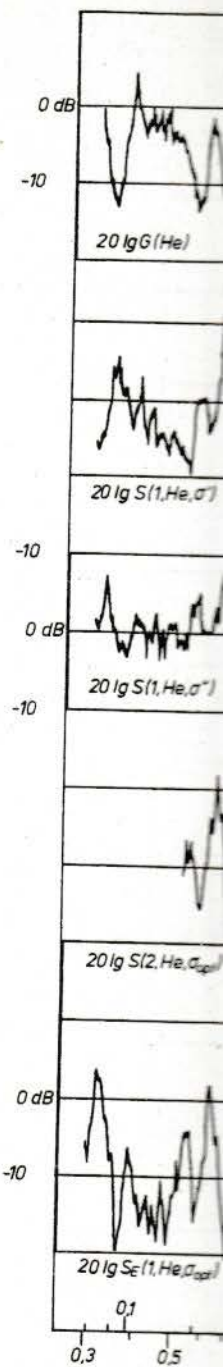


Bild 6.23: Drehklang-Ker

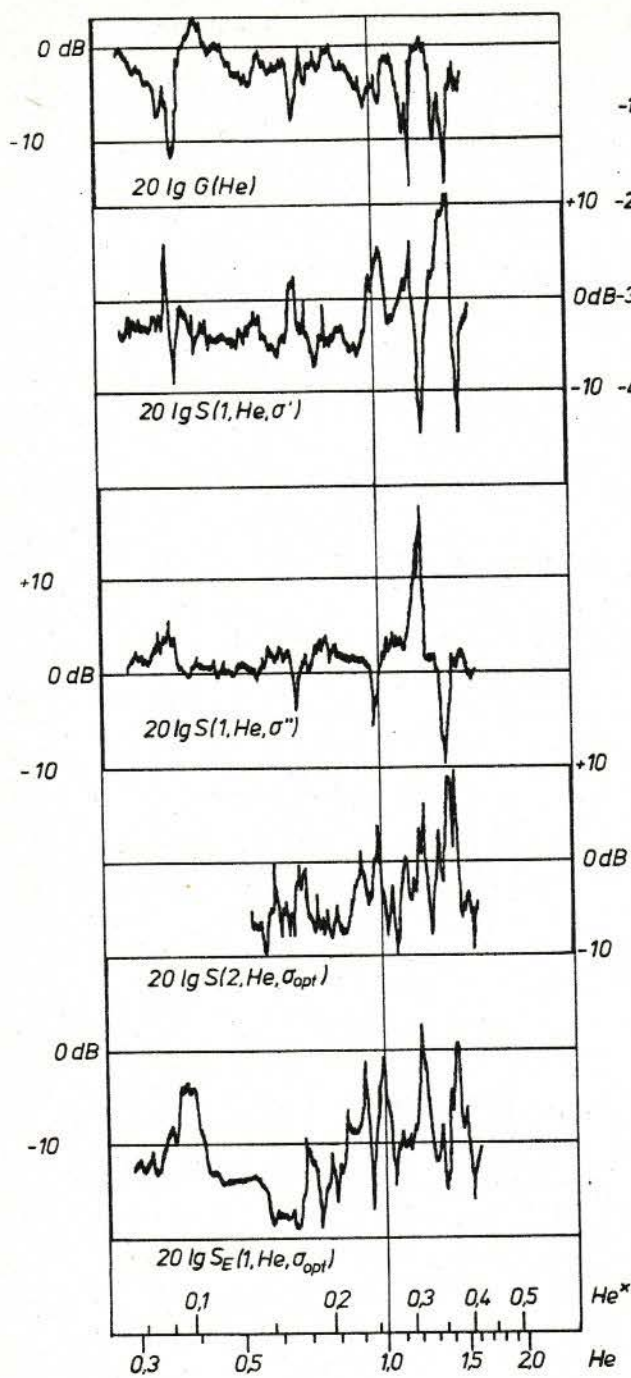


Bild 6.24: Drehklang-Kennkarte

$L_p = 20 \lg K_p = 137 \text{ dB} + 40 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$
 Laufrad:
 Alu $\phi 450$
 Zunge A
 $z=12$
 $\beta=2$
 $L_{pS}=114 \text{ dB}$

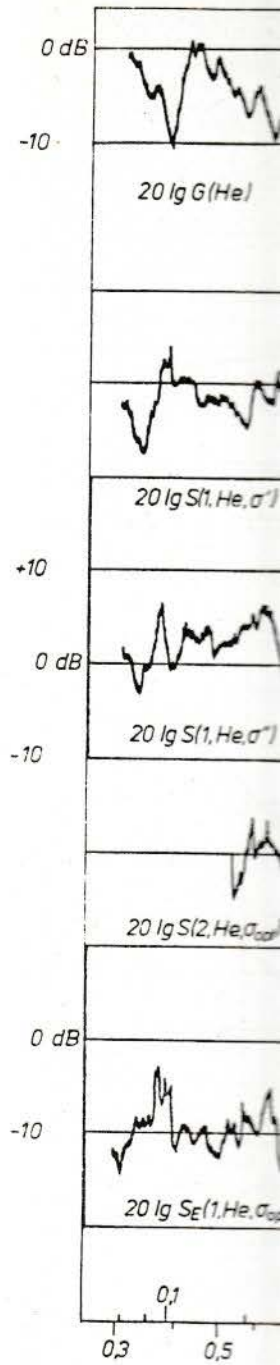
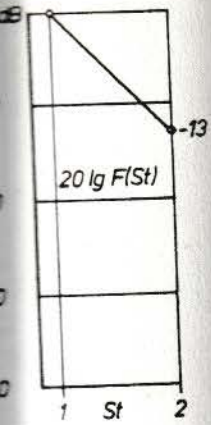
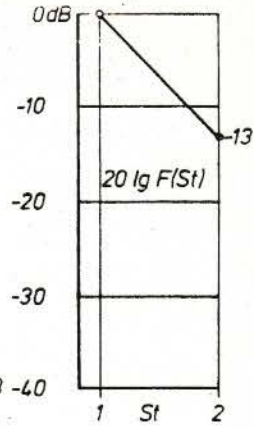
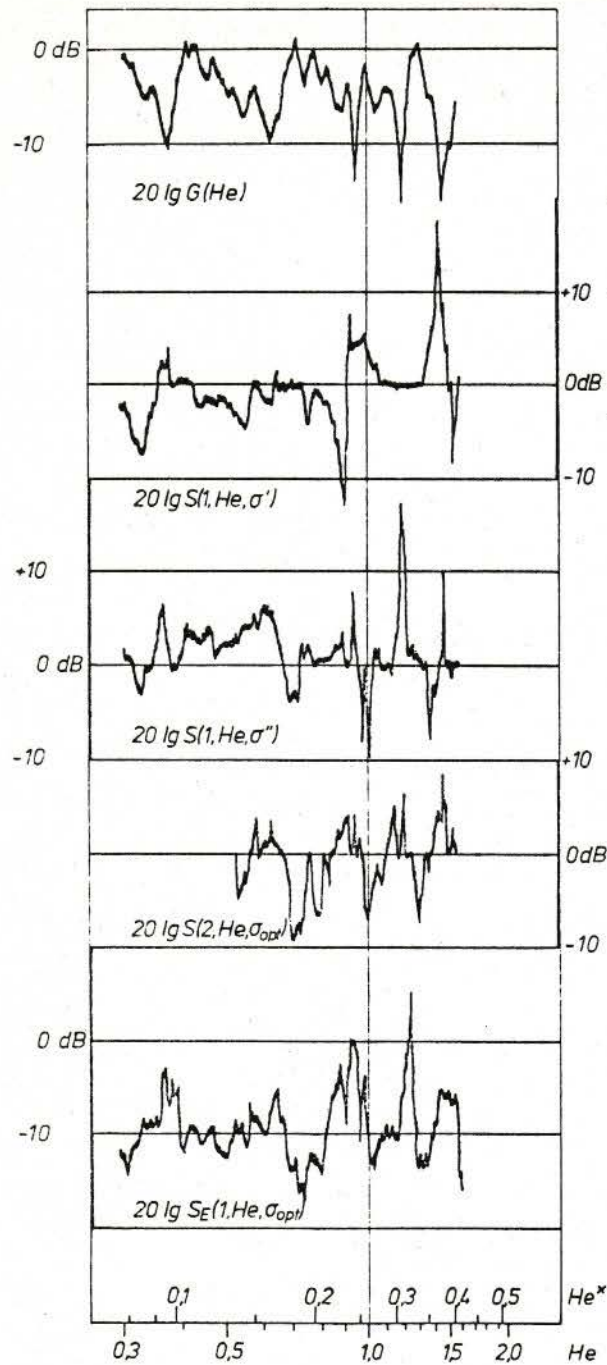


Bild 6.25: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 137 \text{ dB} + 40 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$
 Laufrad:
 Alu $\phi 450$
 Zunge A
 $z=12$
 $\beta=2$
 $L_{pS'}=114 \text{ dB}$



$L_p = 20 \lg K_p = 142 \text{ dB} + 48 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$
 Laufrad:
 Alu $\phi 450$
 Zunge B
 $z=12$
 $\beta=2.4$
 $L_{pS'}=114 \text{ dB}$

Bild 6.25: Drehklang-Kennkarte

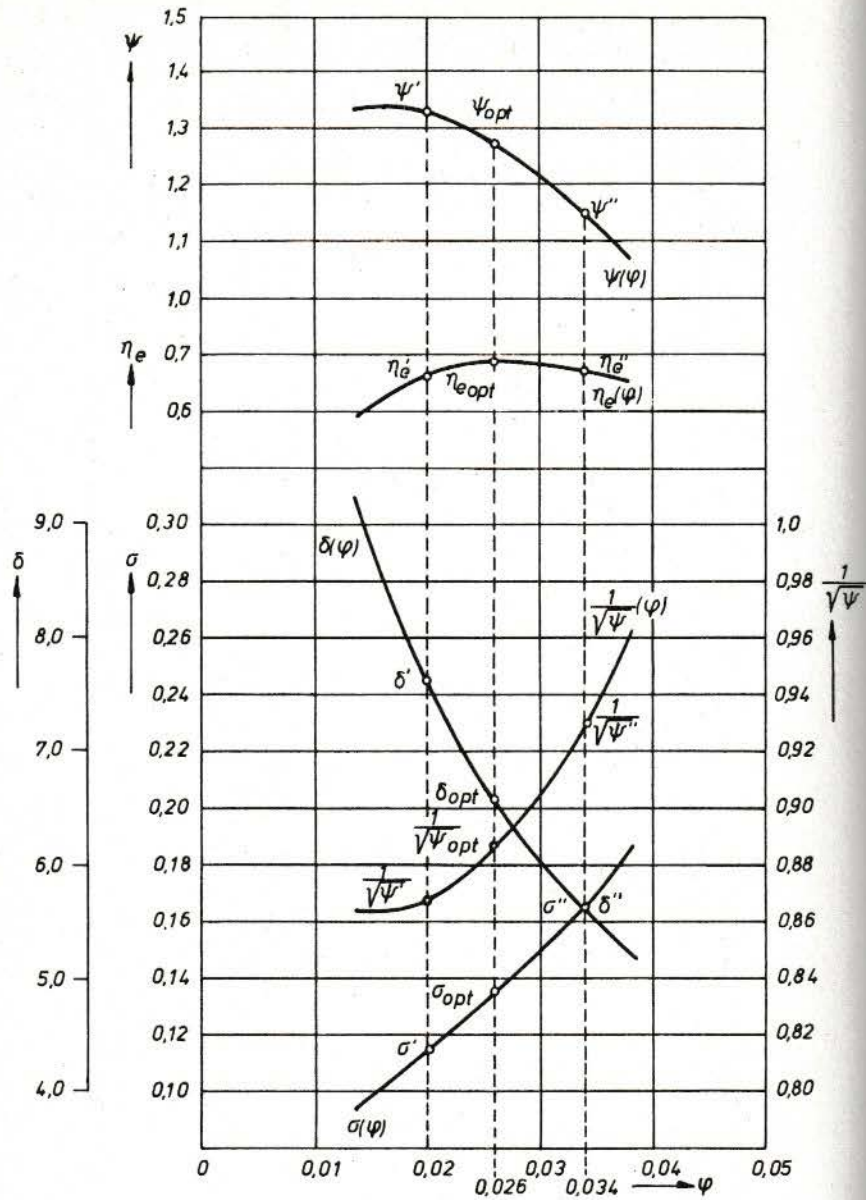


Bild 6.26: Dimensionslose Charakteristik des Originalventilators gemäß Bild 2.1 und Bild 2.2 - Zunge N -

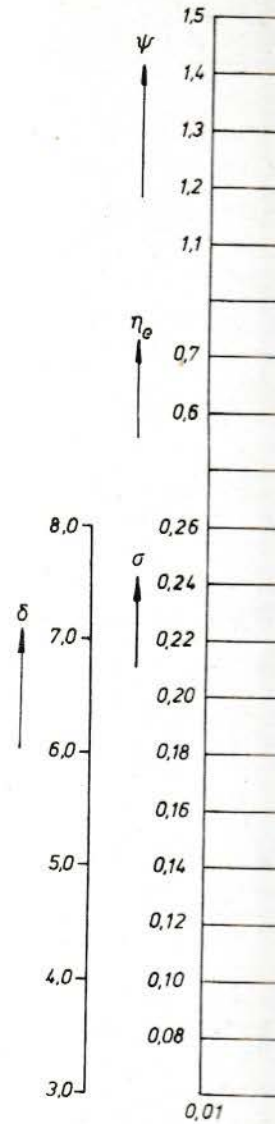


Bild 6.27: Dimension des Bestv des Bestv gemäß Bil

- Zu

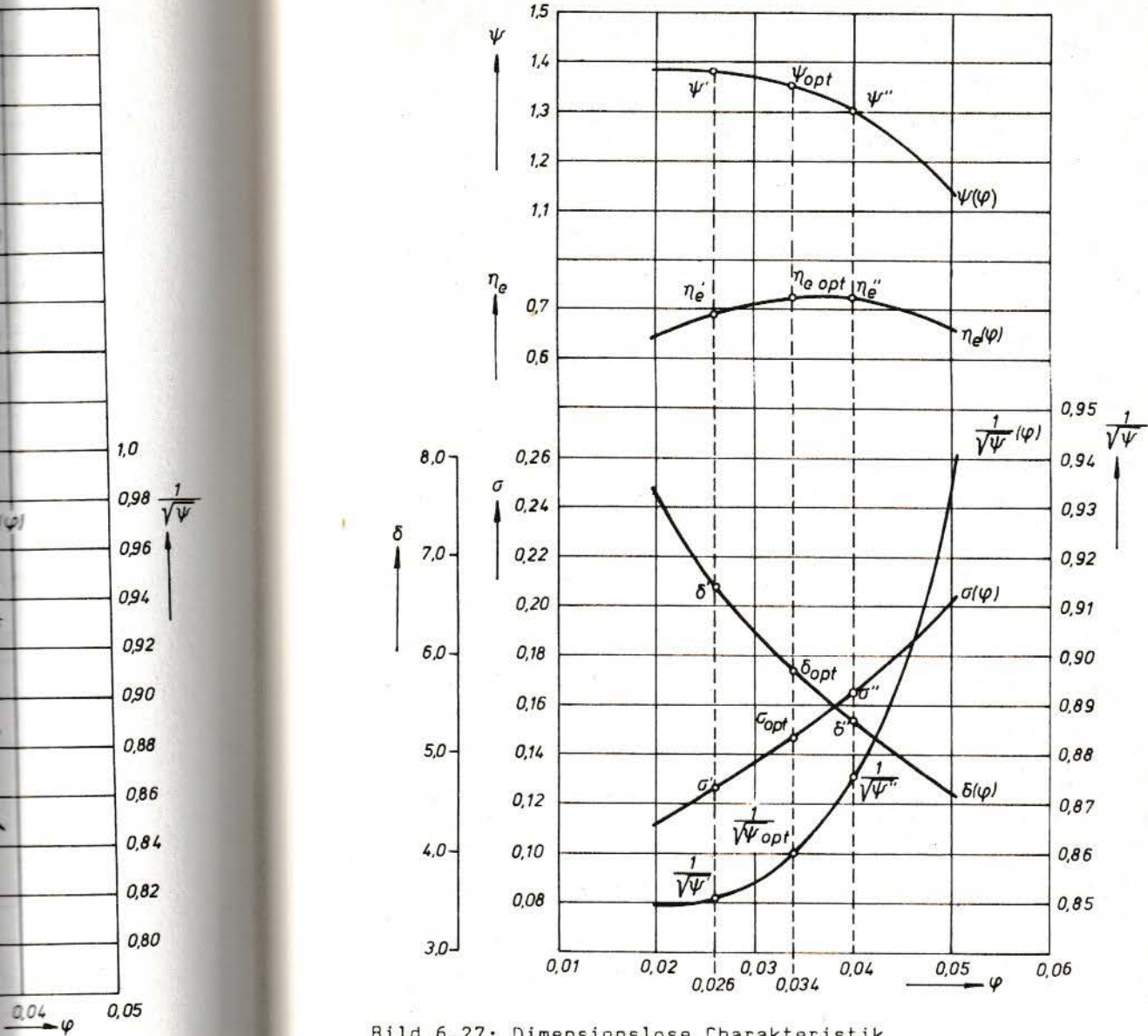


Bild 6.27: Dimensionslose Charakteristik des Bestventilators gemäß Bild 5.1, $\varnothing$ 450,

- Zunge B -

6.3 Untersuchungen über den Einfluß der Schaufelzahl auf den Quellencharakter des Drehklanggeräusches

Zur Beantwortung der Frage, inwieweit eine Zunahme des Impulsflächenanteils gegenüber dem Flußflächenanteil durch Schaufelzahlerhöhung von Einfluß auf den Quellencharakter des Drehklanges ist, wurde das dem Bestrad entsprechende und in Bild 6.28 dargestellte Laufrad in geschweißter Stahlblechausführung mit den Schaufelzahlen $z = 6, 8, 10, 12, 14$ und 16 untersucht.

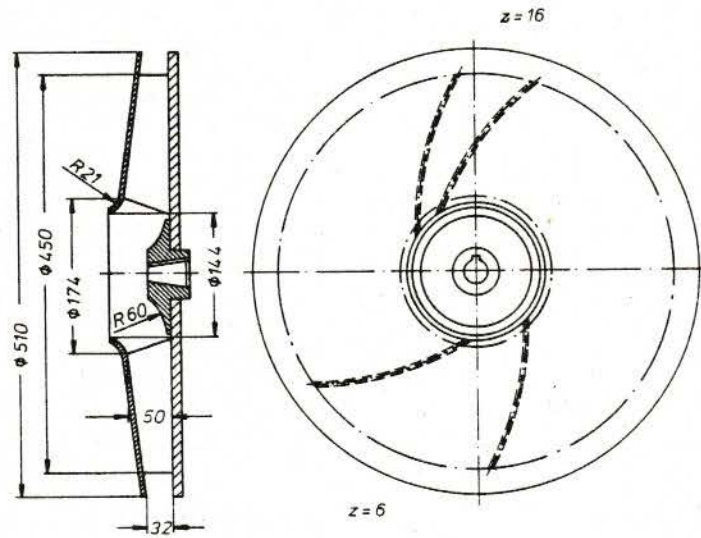


Bild 6.28: Abmessungen des gemäß Bild 2.1 aus Stahlblech gefertigten Laufrades mit verschiedenen Schaufelzahlen

Die Ergebnisse der Luftleistungsmessung sind in Bild 6.29 zu finden. Wie erwartet, stehen sie, qualitativ betrachtet, ganz im Einklang mit den bereits in Abschnitt 5.3.2 aufgeführten Ergebnissen und Ausführungen.

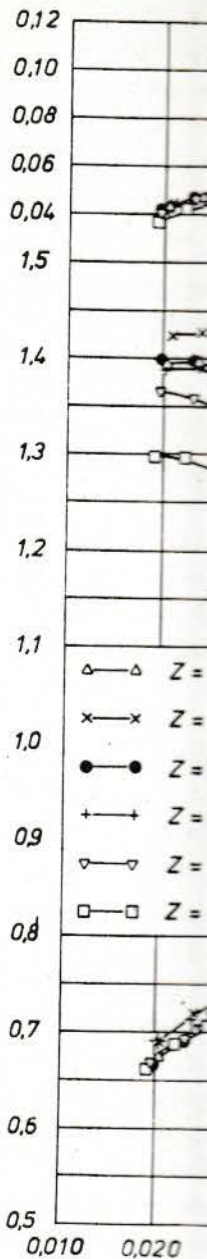


Bild 6.29: Einfluß der sionslose K gemäß Bild Bild 6.28 u

Umfeldzahl
räusches
zunahme
flächen-
3 auf den
das dem
stellte
mit den
untersucht.



aus
s mit
ind in Bild
qualitativ
its in Ab-
d Ausführungen.

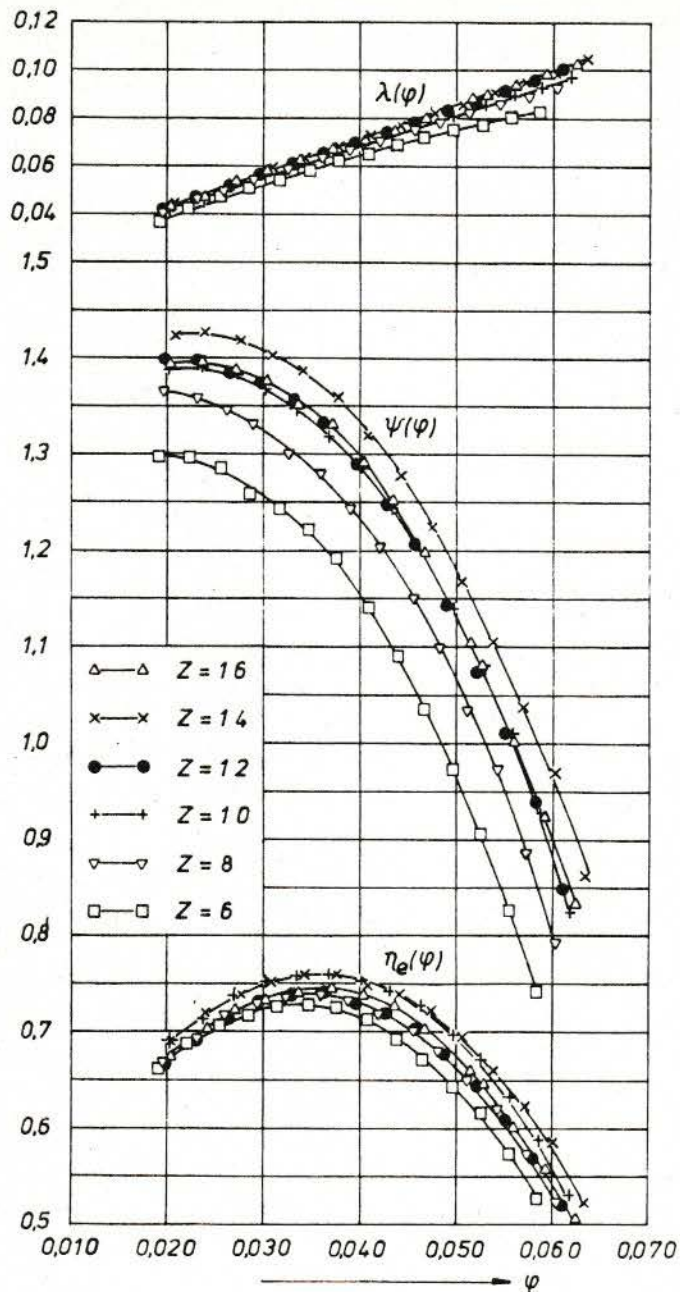
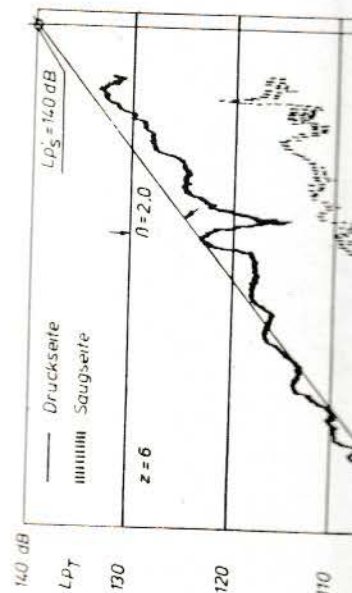
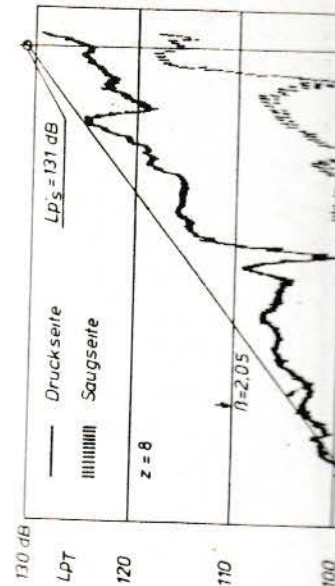


Bild 6.29: Einfluß der Schaufelzahl auf das dimensionslose Kennfeld des Radialventilators gemäß Bild 2.2 mit Laufrad gemäß Bild 6.28 und Zunge 8

Ähnlich wie beim Originalrad in Bild 5.33, liegen auch hier die gemessenen Kennlinien im Bereiche $z = 10$ bis 14 (16) Schaufeln dicht beisammen. Erst bei den kleineren Schaufelzahlen $z = 6$ und 8 ist ein spürbarer Kennlinienabfall, vor allem in Druckzahlfeld, festzustellen, ohne daß sich der optimale Kennfeldbereich hierdurch wesentlich verändert.

Von den Ergebnissen der Drehklanguntersuchung sind zunächst nur die nichtnormierten Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, die an der Saug- und Druckseite des mit Zunge B ausgerüsteten und im Optimum arbeitenden Ventilators aufgenommen wurden, in den Bildern 6.30 bis 6.35 dargestellt. Schon diese wenigen Diagramme vermitteln einen recht guten Einblick in die für den Drehklang verantwortlichen Entstehungsmechanismen. Man erkennt schon an der Lage der "gipfelverbindenden Geraden", daß sich, wie vermutet, der Anteil an Dipolstrahlung mit wachsender Schaufelzahl beträchtlich vergrößert. So steigt der Exponent β , wie aus Bild 6.36 ersichtlich, von $z = 6$ bis 16 Schaufeln fast linear von 2 auf 2,8 an. Gleichzeitig nimmt, wie ebenfalls Bild 6.36 widerspiegelt, der nichtnormierte spezifische Schalldruckpegel L'_{ps} von 140 dB auf ca. 100 dB ab.

Der enorme Einfluß, den die Schaufelzahl auf den Drehklang ausübt, geht besonders deutlich aus Bild 6.37 hervor, wo die nichtnormierten Frequenzgänge der 1. Harmonischen über He^x aufgetragen sind. Hier zeigt sich noch klarer als bei den früheren Messungen, daß bei einer Schaufelzahlvergrößerung neben einer verhältnismäßig raschen Abnahme des durchschnittlichen Tonpegelniveaus bei gleichzeitiger Zunahme des mittleren Pegelgradienten vor allem die Struktur der Systemfrequenzgänge durch Interferenzerscheinungen beträchtlich unruhiger wird.



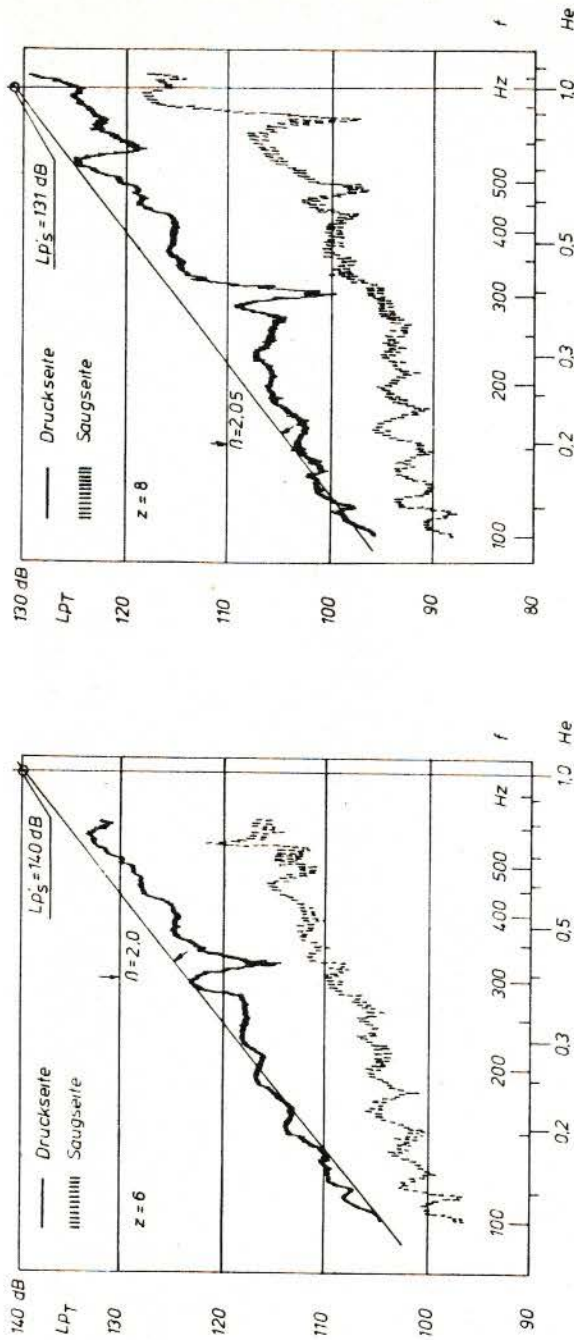


Bild 6.30:

Bild 6.31:

Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad $\varnothing 450$, $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$

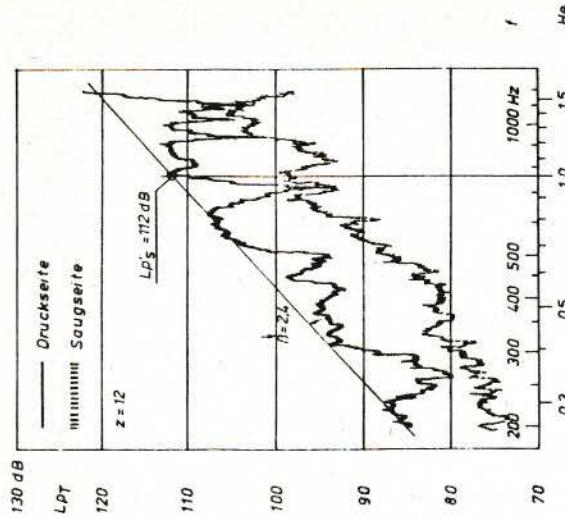
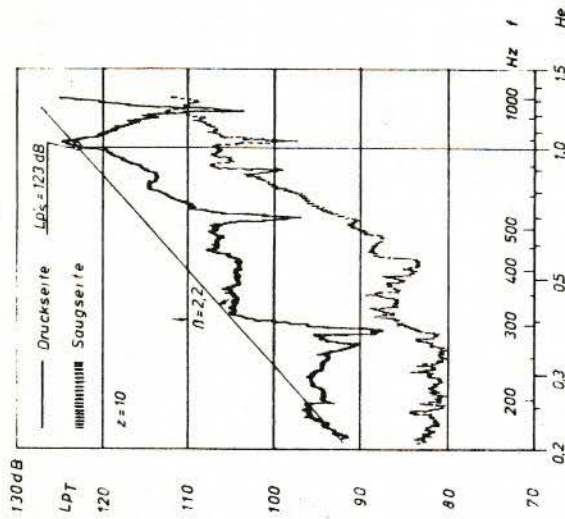
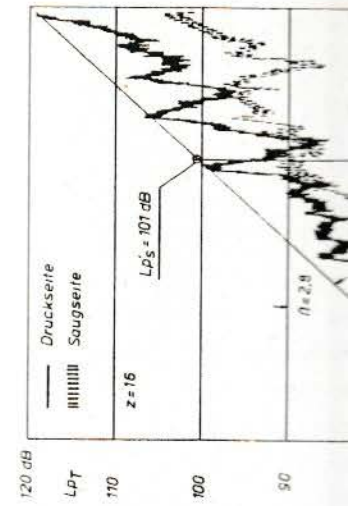
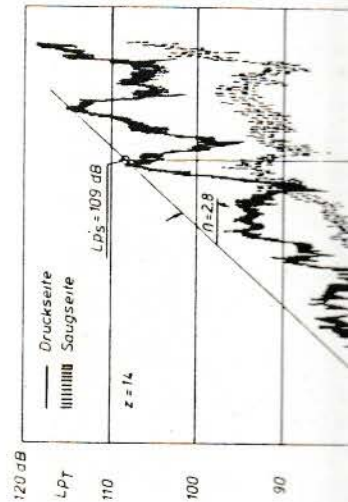


Bild 6.32:

Nichtnormierte Systemfrequenzgänge der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad $\varnothing 450$,

$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$$

Bild 6.33:



$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$$

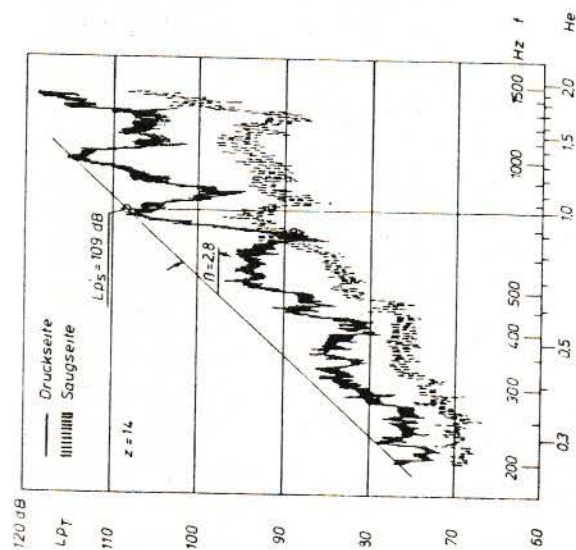


Bild 6.34:

Nichtnormierter Systemfrequenzgang der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad ϕ 450,

$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$$

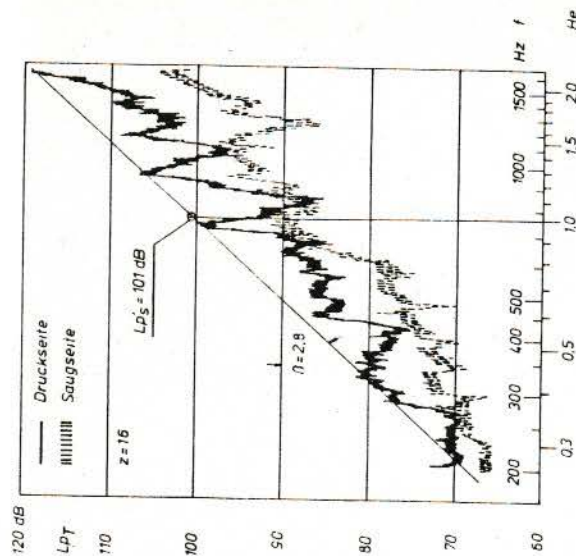


Bild 6.35:

Nichtnormierter Systemfrequenzgang der 1. Harmonischen, Stahl-Laufrad ϕ 450,

$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0,034$$

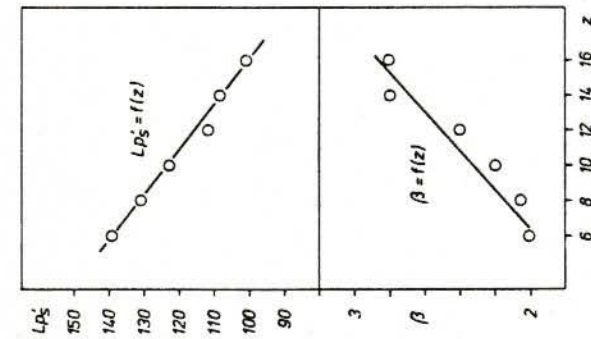


Bild 6.36: Nichtnormierter spezifischer Schalldruckpegel Lp_s und Machzahlpotenz β in Abhängigkeit von der Schaufelzahl z

(zusammengestellt nach den Bildern 6.30 bis 6.35)

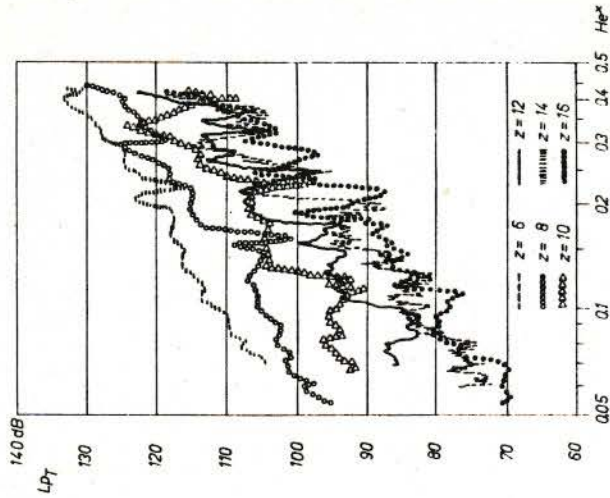


Bild 6.37: Verlauf des Schaufelgrundtonpegels in Abhängigkeit von der Helmholtzzahl Hex für verschiedene Schaufelzahlen z

Das Übrige sehr umfangreiche Schaufelzahluntersuchungen den Drehklang-Kennkarten gefunden. Diese Kennkarten Antwort auf die bisherige und Dipolstrahlung. Die führender Aufschluß auf die hohlraumsspezifischen des Ventilators und auf 2. Harmonischen unter auswirkt. Vor allem ist zu sehen verwandelte Strukturgänge und der einzelnen Aus dem Verlauf der Erdaß die Systemfrequenz mit wachsendem z deutlich die Strahlungsintensitäten stärker mit z nischen. Mit Bild 6.38

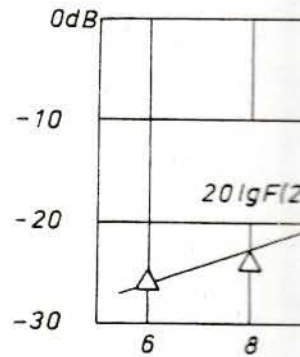


Bild 6.38: Differenz in der 1. und 2. Harmonischen Schaufelzahl z , Stahl-L

$$\varphi = \varphi$$

Bild 6.37: Verlauf des Schaufelgrundtonpegels in Abhängigkeit von der Helmholtzzahl Hex für verschiedene Schaufelzahlen z

(zusammengestellt nach den Bildern 6.30 bis 6.35)

Bild 6.36: Nichtnormierter spezifischer Schalldruckpegel L'_{ps} und Machzahlpotenz β in Abhängigkeit von der Schaufelzahl z

Das übrige sehr umfangreiche Versuchsmaterial zur Schaufelzahluntersuchung hat seinen Niederschlag in den Drehklang-Kennkarten der Bilder 6.39 bis 6.44 gefunden. Diese Kennkarten geben naturgemäß die gleiche Antwort auf die bisher erörterten Fragen zur Monopol- und Dipolstrahlung. Darüber hinaus geben sie noch ausführlicher Aufschluß darüber, wie sich die Schaufelzahl auf die hohlraumsspezifischen Reflexionseigenschaften des Ventilators und auf die Erregerstärke seiner 1. und 2. Harmonischen unter sonst gleichen Voraussetzungen auswirkt. Vor allem ist aus ihnen die durch Interferenzen verwandelte Struktur der normierten Systemfrequenzgänge und der einzelnen S-Funktionen deutlich erkennbar. Aus dem Verlauf der Erregerspektren $F(St)$ geht hervor, daß die Systemfrequenzgänge der 1. und 2. Harmonischen mit wachsendem z deutlich näher zusammenrücken und sich die Strahlungsintensität demzufolge bei der 1. Harmonischen stärker mit z verändert als bei der 2. Harmonischen. Mit Bild 6.38 ist die Differenz in der Erreger-

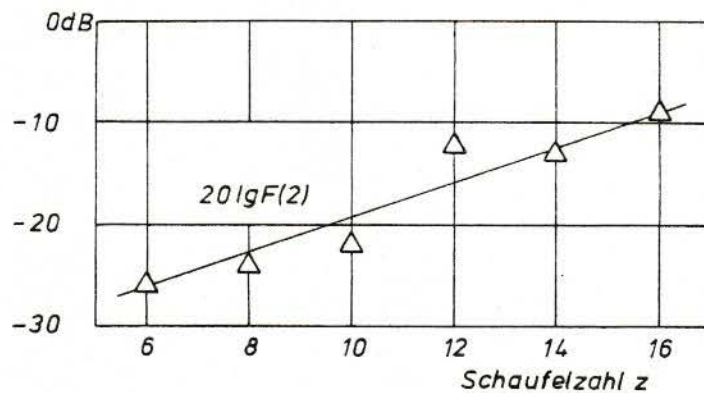


Bild 6.38: Differenz in der Erregerstärke zwischen der 1. und 2. Harmonischen in Abhängigkeit von der Schaufelzahl z, Stahl-Laufrad $\varnothing$ 450, Zunge B,

$$\varphi = \varphi_{opt} = 0,034$$

stärke zwischen den beiden Harmonischen nochmals getrennt herausgestellt worden.

Schließlich wurde das gleiche Versuchsprogramm noch auf die Zungen A und N ausgedehnt. Die erhaltenen Meßergebnisse sind jedoch nur noch im Hinblick auf die Bestimmung des spezifischen Schalleistungspegels L_{ws} und der Machzahlpotenz β zusammen mit den entsprechenden Versuchsreihen zum Ventilatorrauschen in Abschnitt 8 tabellarisch ausgewertet und diskutiert worden.

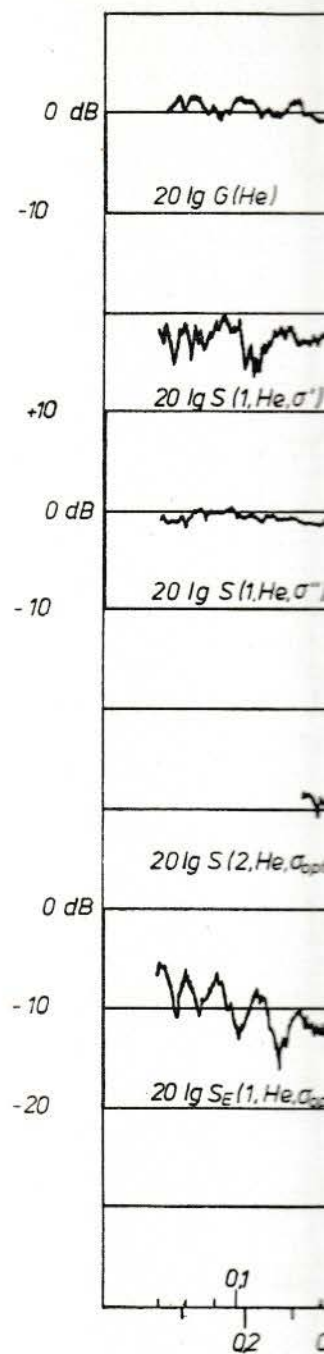


Bild 6.39: Drehkleng-

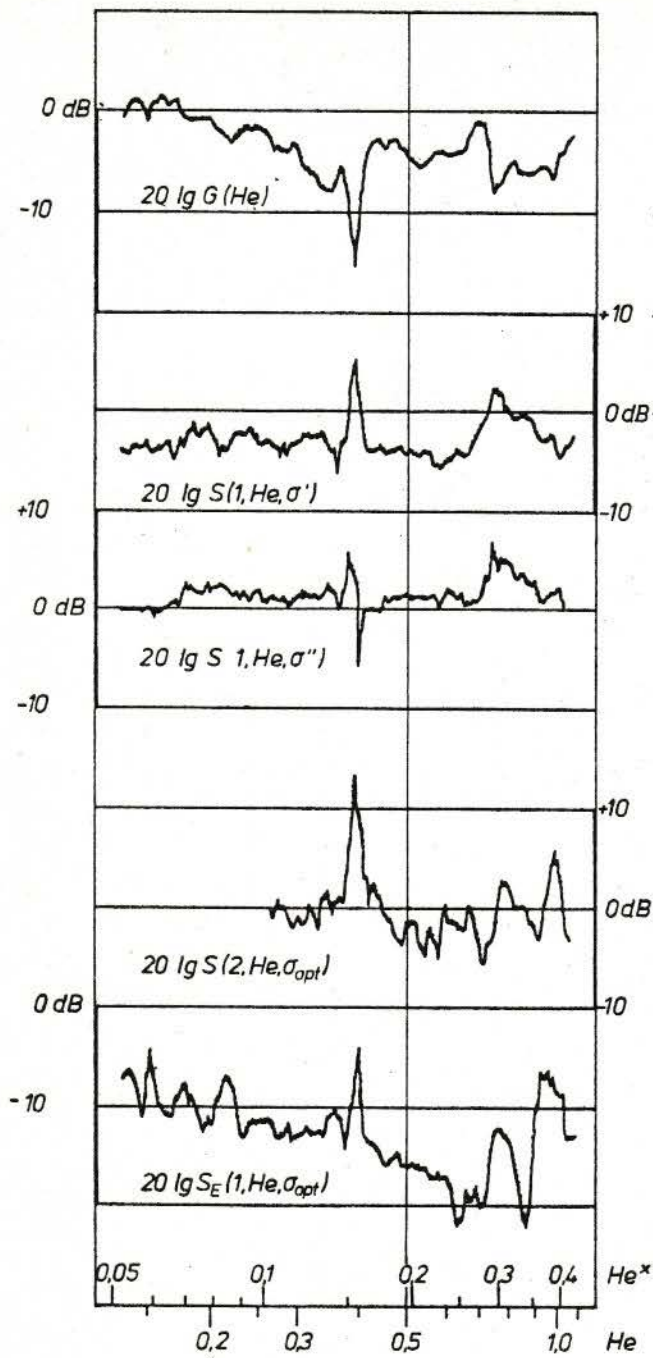
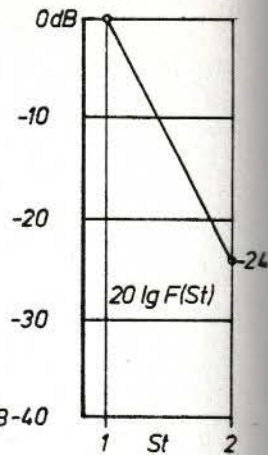


Bild 6.40: Drehklang-Kennkarte



Laufrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z=8$
 $\beta=2,05$
 $L_{p_s}=131 \text{ dB}$

$L_p = 20 \lg K_p = 148 \text{ dB} + 41 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, d)$

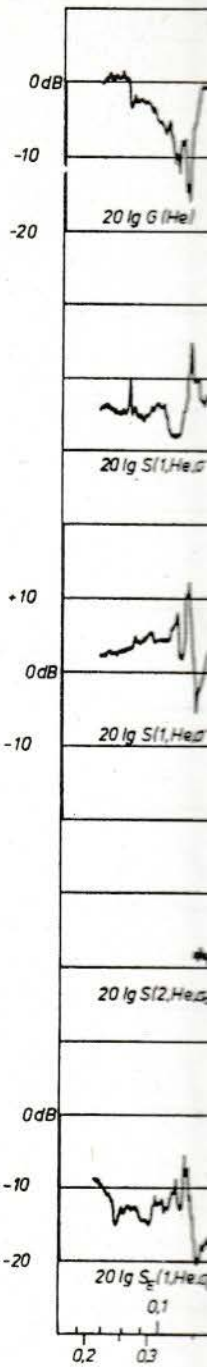
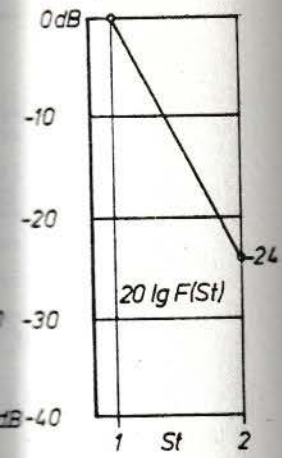
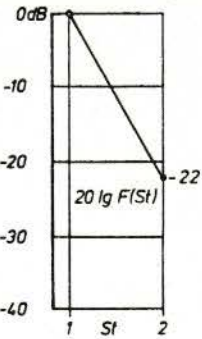
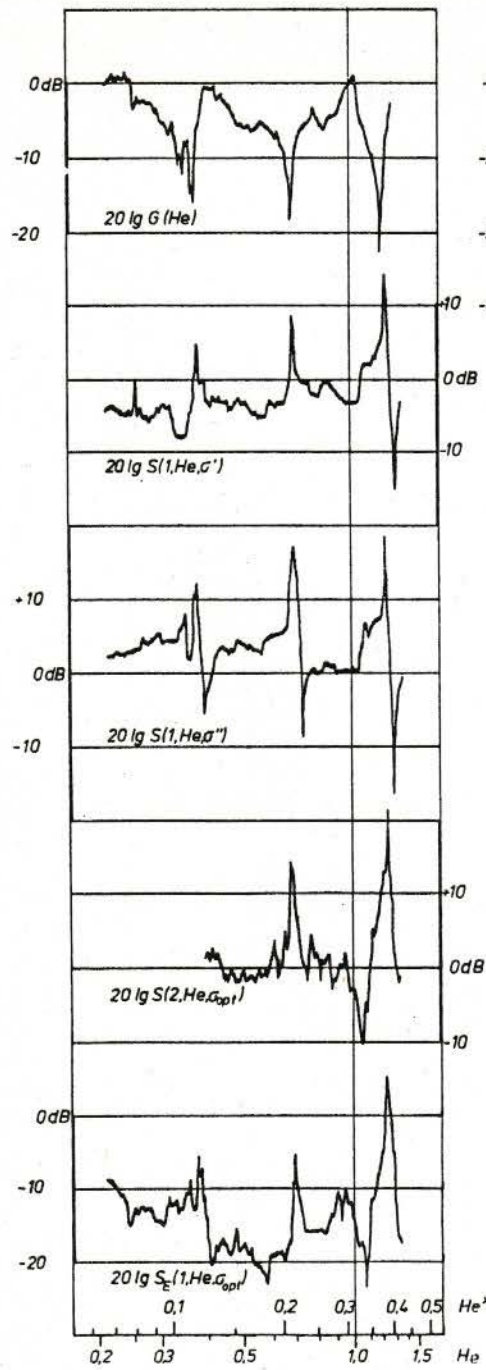


Bild 6.41: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 14.8 \text{ dB} + 4.1 \lg Ma + 20 \lg G(\text{He}) + 20 \lg S(\text{St}, \text{He}, \delta)$

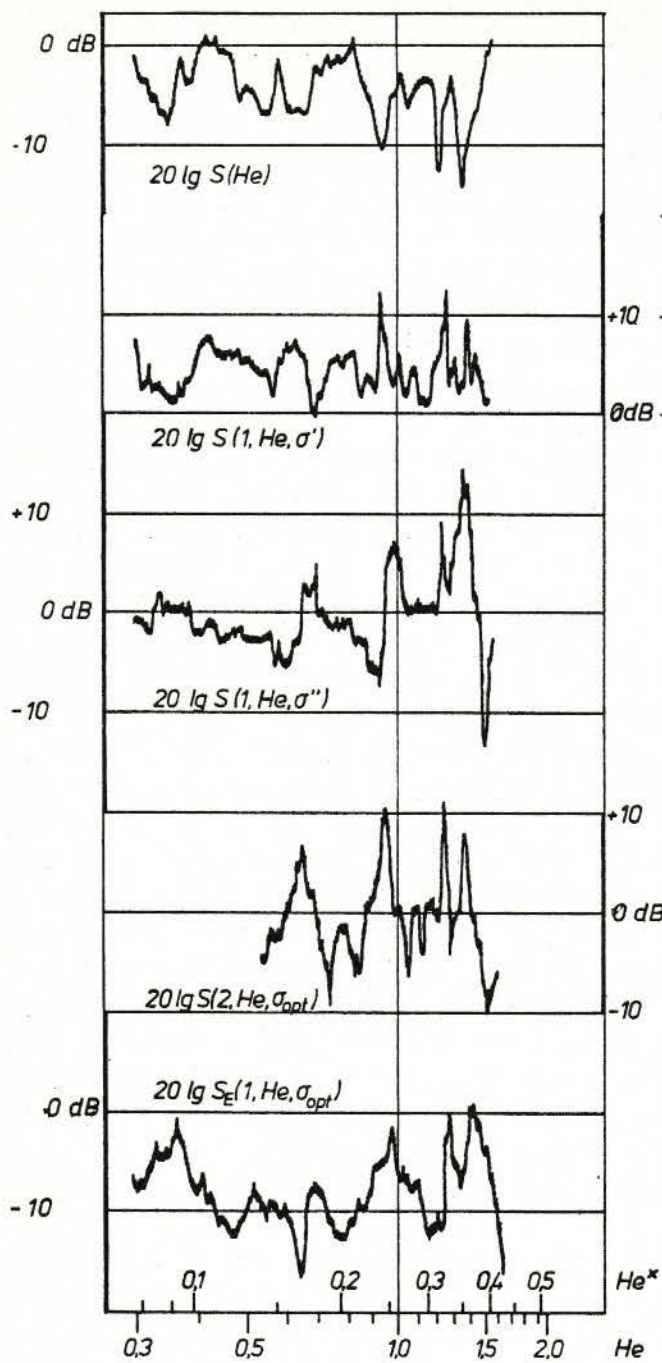
Laufrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z = 8$
 $\beta = 2.05$
 $L_{pS} = 131 \text{ dB}$



$L_p = 20 \lg K_p = 14.5 \text{ dB} + 4.4 \lg Ma + 20 \lg F(\text{St}) + 20 \lg G(\text{He}) + 20 \lg S(\text{St}, \text{He}, \delta)$

Laufrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z = 10$
 $\beta = 2.2$
 $L_{pS} = 123 \text{ dB}$

Bild 6.41: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 14.0 \text{ dB} + 4.8 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$

Lauftrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z=12$
 $\beta=2.4$
 $L_{pS}=112 \text{ dB}$

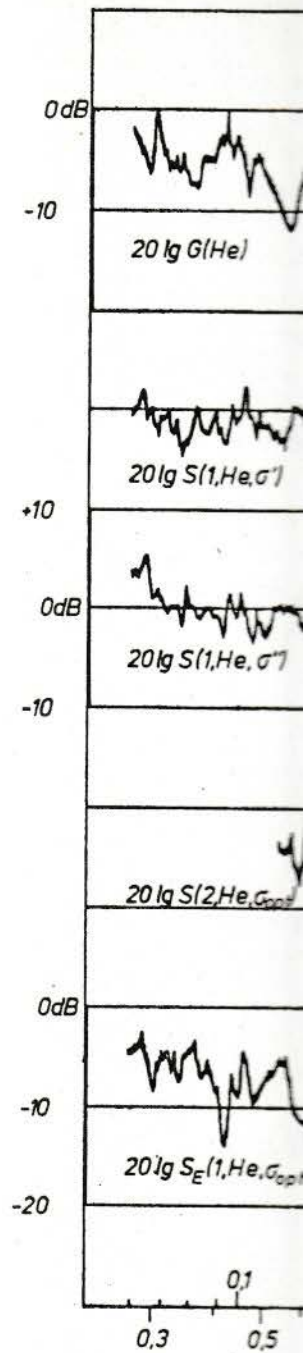
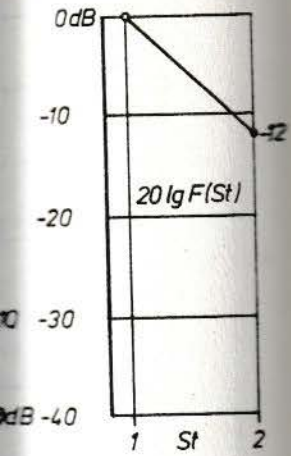


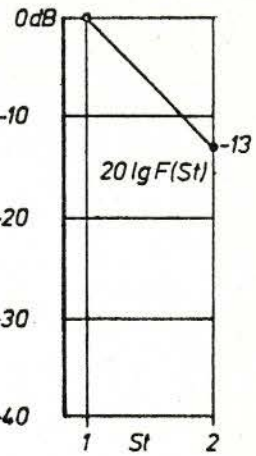
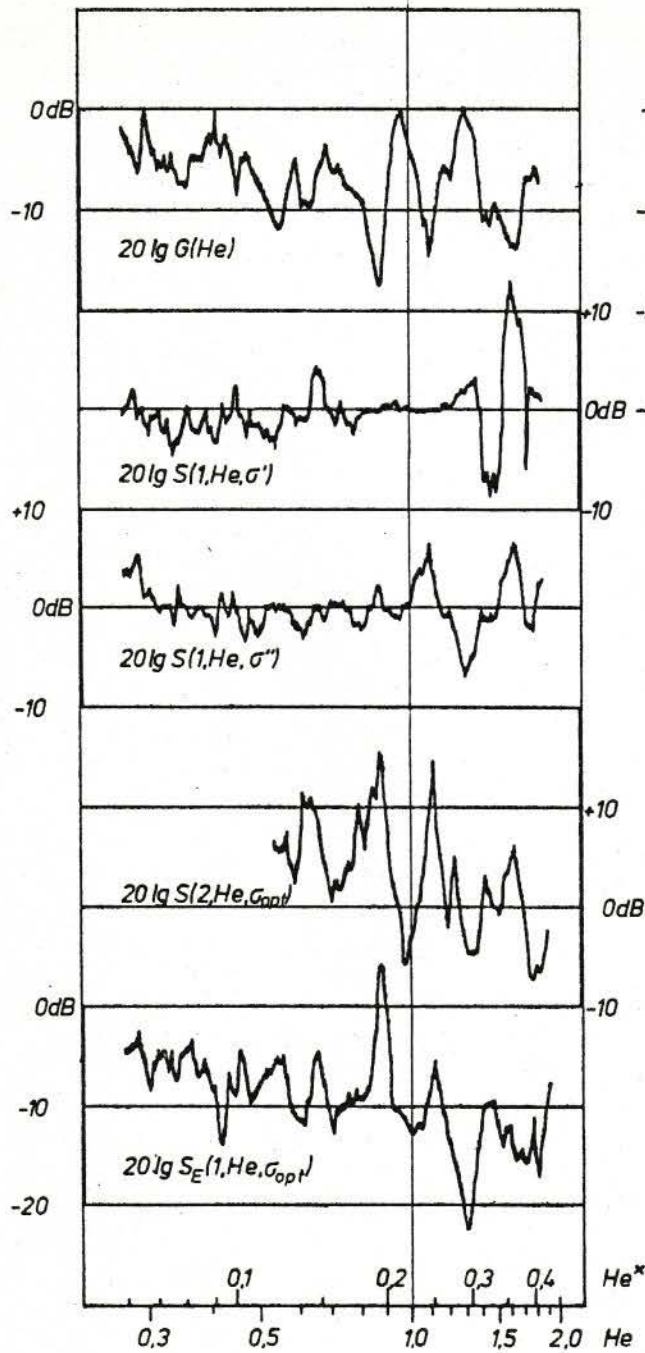
Bild 6.42: Drehklang-Kennkarte

Bild 6.43: Drehklang-Kennkarte



$L_p = 20 \lg K_p = 14.0 \text{ dB} + 4.8 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \lambda)$

Lauftrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z=12$
 $\beta=2,4$
 $L_{pS'}=112 \text{ dB}$



$L_p = 20 \lg K_p = 14.5 \text{ dB} + 5.6 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \lambda)$

Lauftrad:
Stahl $\phi 450$
Zunge B
 $z=14$
 $\beta=2,8$
 $L_{pS'}=109 \text{ dB}$

Bild 6.43: Drehklang-Kennkarte

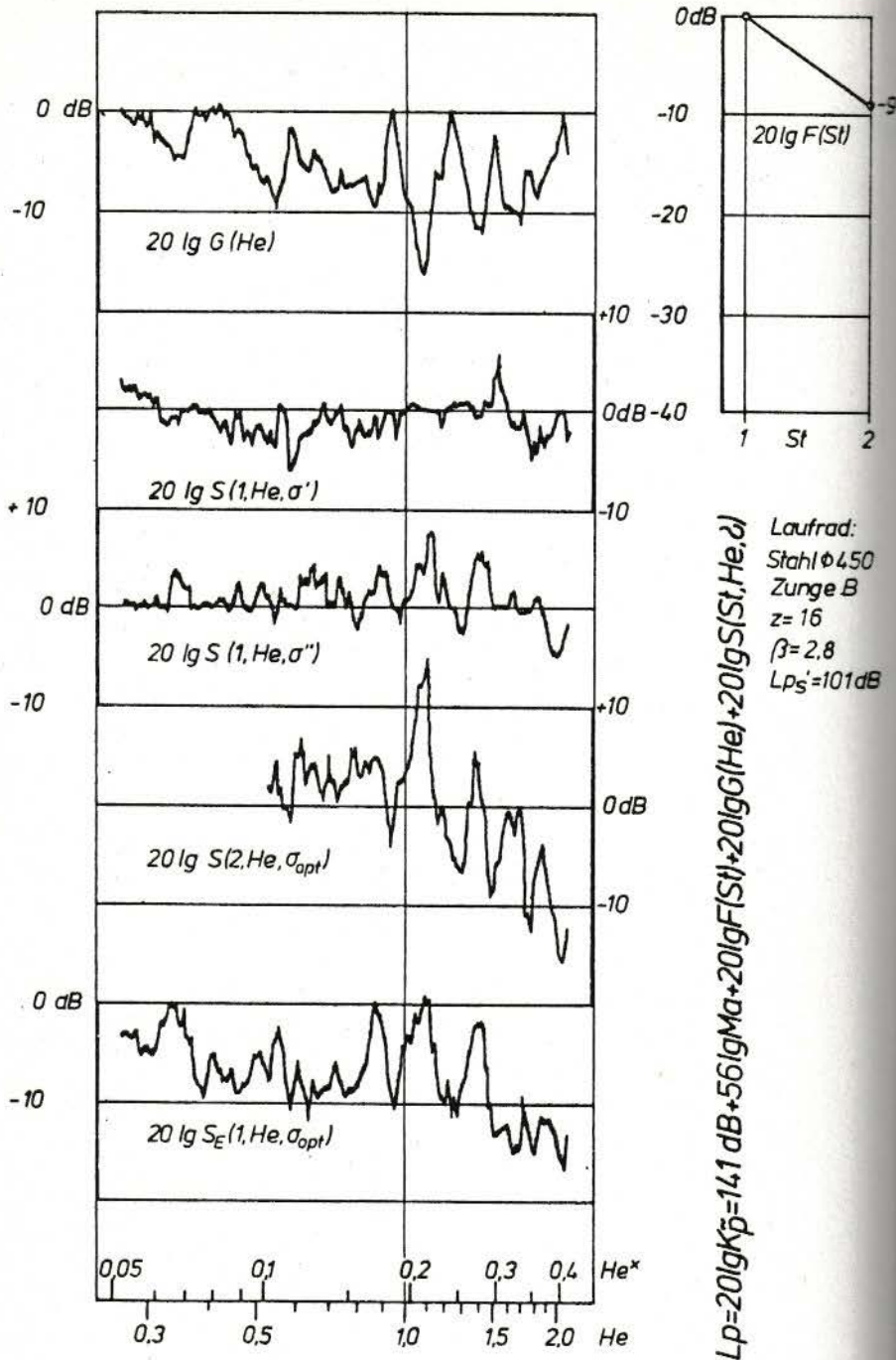
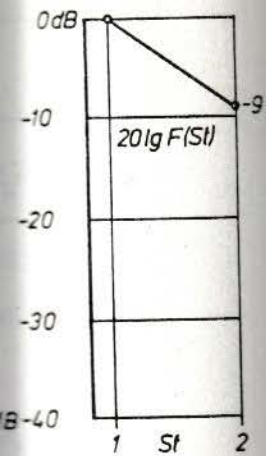


Bild 6.44: Drehklang-Kennkarte

7. Analyse des Ve

Nach den bisher g
stimmten Fällen e
lärms allein durc
steigerung bei en
felaustrittsdurch
hierfür ist jedoch
frequenzgang mögl
liegende Gipfel u
kennlinie rechts v
Diese Anforderunge
Kennlinie des Vent
- zumindest beim t
Zungenformgebung u
mit der Schaufelze
in Rechnung gesetz
infolge der höhere
zunehmen und damit
Lärminderung wied
einen möglichst ex
die ausgeführten d
änderungen auf das
erforderlich, das
ähnlichkeitstheore
zu analysieren. Di
am Originalrad und
Einbeziehung der v
geführt.

Schon WEIDEMANN /3/
von Drehklang und
und nachgewiesen, d
nach dem Superposit
stellungen des Proc
HECKL /45/ hat in d
prinzip, das Linear
chungen voraussetzt



$L_p = 20 \lg K_p = 141 \text{ dB} + 56 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \beta)$
 Laufrad:
 Stahl $\phi 450$
 Zunge B
 $z = 16$
 $\beta = 2,8$
 $L_{pS} = 101 \text{ dB}$

7. Analyse des Ventilatorrauschens

Nach den bisher gewonnenen Erfahrungen kann in bestimmten Fällen eine spürbare Minderung des Drehklanglärms allein durch eine etwa 10 bis 15 %ige Drehzahlsteigerung bei entsprechender Verkleinerung des Schau-felaustrittsdurchmessers erzielt werden. Voraussetzung hierfür ist jedoch ein Ventilator, dessen Systemfrequenzgang möglichst ausgeprägte und eng beieinanderliegende Gipfel und Täler aufweist und dessen Druckkennlinie rechts vom Optimum hinreichend steil abfällt. Diese Anforderungen, die an Systemfrequenzgang und Kennlinie des Ventilators zu stellen sind, lassen sich - zumindest beim typischen Langsamläufer - durch die Zungenformgebung und den Zungenabstand in Kombination mit der Schaufelzahl meist erfüllen. Dabei muß jedoch in Rechnung gesetzt werden, daß das Ventilatorrauschen infolge der höheren Umlaufgeschwindigkeit des Laufrades zunehmen und damit ein Teil der zunächst erzielten Lärminderung wieder zunichte gemacht werden kann. Um einen möglichst exakten Aufschluß zu erhalten, wie sich die ausgeführten drehklangmindernden Konstruktionsänderungen auf das Ventilatorrauschen auswirken, war es erforderlich, das Rauschverhalten nach den gleichen Ähnlichkeitstheoretischen Prinzipien wie den Drehklang zu analysieren. Die hierzu notwendigen Messungen wurden am Originalrad und am Bestrad, beim letzteren unter Einbeziehung der verschiedenen Schaufelzahlen, durchgeführt.

Schon WEIDEMANN /30/ hat eine getrennte Untersuchung von Drehklang und Strömungsrauschen vorgeschlagen und nachgewiesen, daß sich beide Geräuschkomponenten nach dem Superpositionsprinzip mit den Modellvorstellungen des Produktgesetzes behandeln lassen. Nach HECKL /45/ hat in der Akustik das Superpositionsprinzip, das Linearität der zugrundeliegenden Gleichungen voraussetzt, bis etwa 130 dB Gültigkeit.

Zur Lösung des Problems sind zumindest Terzanalysen notwendig, aber auch ausreichend, um eventuell vorhandene Schaufeltöne einwandfrei vom Rauschen unterscheiden zu können, was beim Oktavspektrum nicht mehr so ohne weiteres der Fall ist. Schmalbandanalysen dagegen sind zu aufwendig und außerdem wenig geeignet, die gesuchten Rauschkenngrößen experimentell zu bestimmen.

Bei der Analyse der am Ventilator gemessenen Terzspektren ist zu beachten, daß die Strouhalzahl im Unterschied zum Schmalbandspektrum nicht mehr beliebig vorkommt, weil sie mit den Terzmittenfrequenzen f_T wie folgt verknüpft ist:

$$St = \frac{f_T D_2}{u_2} \quad (7.1)$$

Analog lautet die Helmholtzzahl

$$He = \frac{f_T D_2}{a} \quad (7.2)$$

Da beim Rauschen beide Kennzahlen über die Beziehung

$$\frac{Ma \cdot St}{He} = 1 \quad (7.3)$$

miteinander verkettet sind, kann nur eine davon frei gewählt werden, jedoch nur in der Abstufung des Terzrasters $2^{1/3}$. Daraus folgt, daß beim Terzrauschen sowohl die Rauschfunktion $F(St)$ - die für das Strömungsrauschen die gleiche Bedeutung hat wie die Erregerfunktion für den Drehklang - als auch der Systemfrequenzgang $G(He)$ und die S-Funktion $S(St, He, \sigma)$ nur diskret bestimmt werden können, obwohl alle drei Funktionen wegen ihres stochastischen Charakters kontinuierliche Funktionen sind. Daher sind sie nur dann experimentell eindeutig bestimmbar, wenn man die Terzspektren bei hinreichend vielen nach dem Terzraster abgestuften Drehzahlen aufnimmt.

Damit das jeweilige Sp
tativ für den Rauschvo
vor Anwendung der in A
alle eventuell aus dem
Tonpegel zu kappen.
An einem praktischen
Terzrauschens näher ei
sind die am Originalve
gierten Terzspektren f
Terzraster abgestufte
 $n_g = 4774 \text{ min}^{-1}$ einge
Machzahl ($Ma \sim n$) eben
entspricht, sind die
zwei benachbarten Terz
Terz versetzt. Die Ver
zahl sind in Bild 7.1
den nichtnormierten Sy
wurden diese gepunktet
Helmholtzzahl so weit
der Linie $St = 1$, deren
geringster Abweichung
kamen. Das Ergebnis d
Bild 7.1 unten graphis
wie beim Drehklang in
Systemfrequenzgang und
werden. Aus Zweckmäßi
Potenzfunktion $20 \lg$
darstellen, deren Stei
liegenden Falle ist β
Definiert man nun die
die "Linientransformat
Übereinstimmung mit d
frequenzgang des Ström
suchte Systemfrequenz
ferenz zwischen der Po
oberen Begrenzungskur
diese Differenz als 20

Damit das jeweilige Spektrum auch tatsächlich repräsentativ für den Rauschvorgang des Ventilators ist, sind vor Anwendung der in Abschnitt 6.2 aufgeführten Regeln alle eventuell aus dem Terzspektrum hervortretenden Tonpegel zu kappen.

An einem praktischen Beispiel soll nun die Analyse des Terzrauschens näher erläutert werden. In Bild 7.1 oben sind die am Originalventilator aufgenommenen und korrigierten Terzspektren für acht verschiedene nach dem Terzraster abgestufte Drehzahlen $n_1 = 957 \text{ min}^{-1}$ bis $n_8 = 4774 \text{ min}^{-1}$ eingetragen. Da die Abstufung der Machzahl ($Ma \sim n$) ebenfalls dem Raster der Terzskala entspricht, sind die Punkte gleicher Strouhalzahl, die zwei benachbarten Terzspektren angehören, auch um eine Terz versetzt. Die Verbindungslinien gleicher Strouhalzahl sind in Bild 7.1 oben gepunktet eingetragen. Um den nichtnormierten Systemfrequenzgang G_M zu erhalten, wurden diese gepunkteten Linien in Richtung konstanter Helmholtzzahl so weit verschoben, bis alle Linien mit der Linie $St = 1$, deren Lage beibehalten wurde, mit geringster Abweichung zueinander stückweise zur Deckung kamen. Das Ergebnis dieser "Linientransformation", in Bild 7.1 unten graphisch dargestellt, kann nun ebenso wie beim Drehklang in eine Potenzfunktion, in einen Systemfrequenzgang und in eine S-Funktion zerlegt werden. Aus Zweckmäßigkeitsgründen soll auch hier die Potenzfunktion $20 \lg He$ die "gipfelverbindende Gerade" darstellen, deren Steigung die Potenz β ergibt. Im vorliegenden Falle ist $\beta = 2,23$.

Definiert man nun die obere Begrenzungskurve des durch die "Linientransformation" erhaltenen Kurvenbandes in Übereinstimmung mit dem Drehklangverfahren als Bezugssystemfrequenzgang des Strömungsrauschens, so geht der gesuchte Systemfrequenzgang $20 \lg G(He)$ aus der Pegeldifferenz zwischen der Potenzfunktion $20 \lg He^\beta$ und dieser oberen Begrenzungskurve hervor. In Bild 7.2 oben ist diese Differenz als $20 \lg G(He)$ über He aufgetragen.

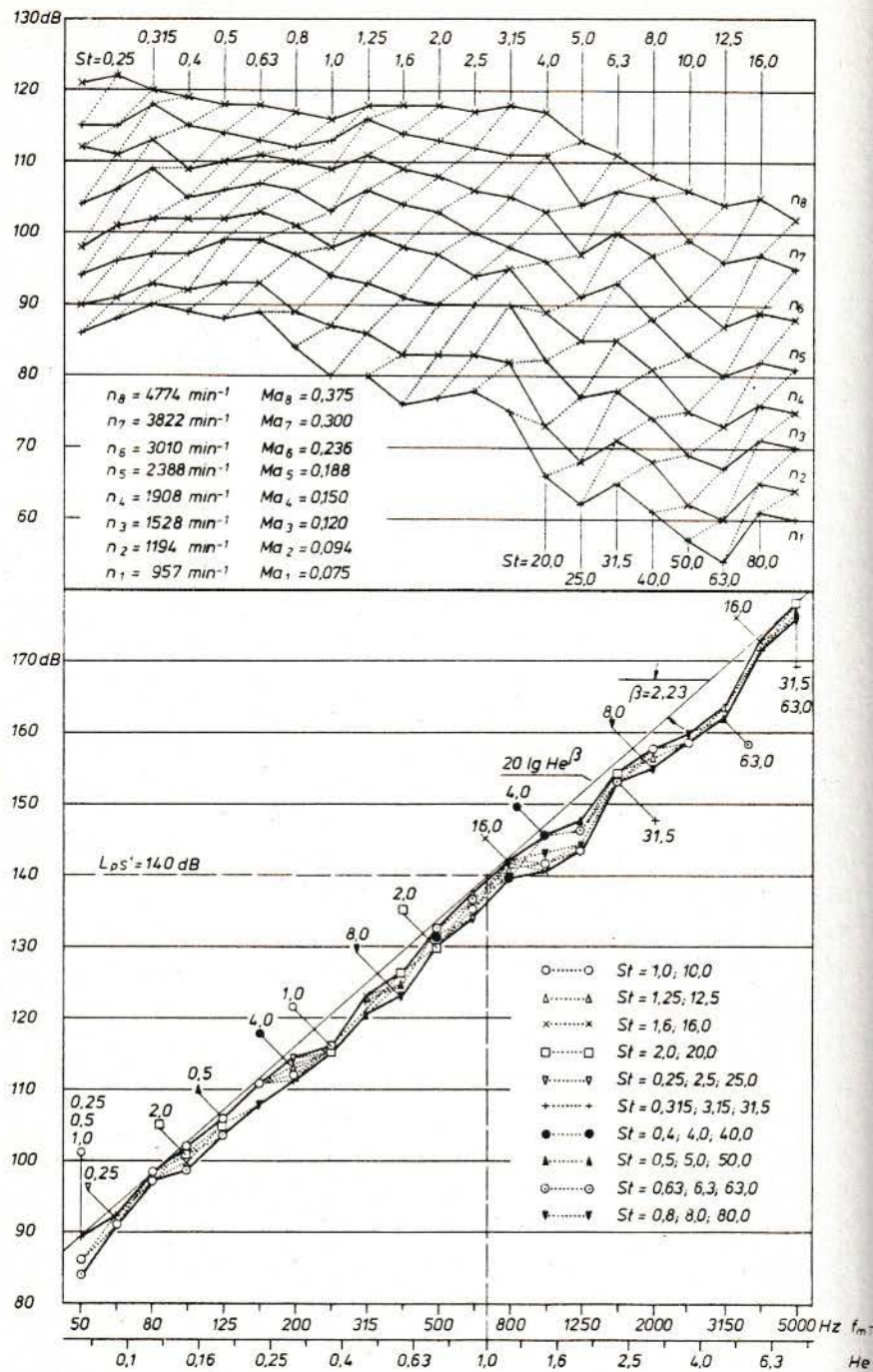


Bild 7.1: Terzspektren und nichtnormierter Systemfrequenzgang des Originalventilators gemäß Bilder 2.1 und 2.2
- Zunge N -

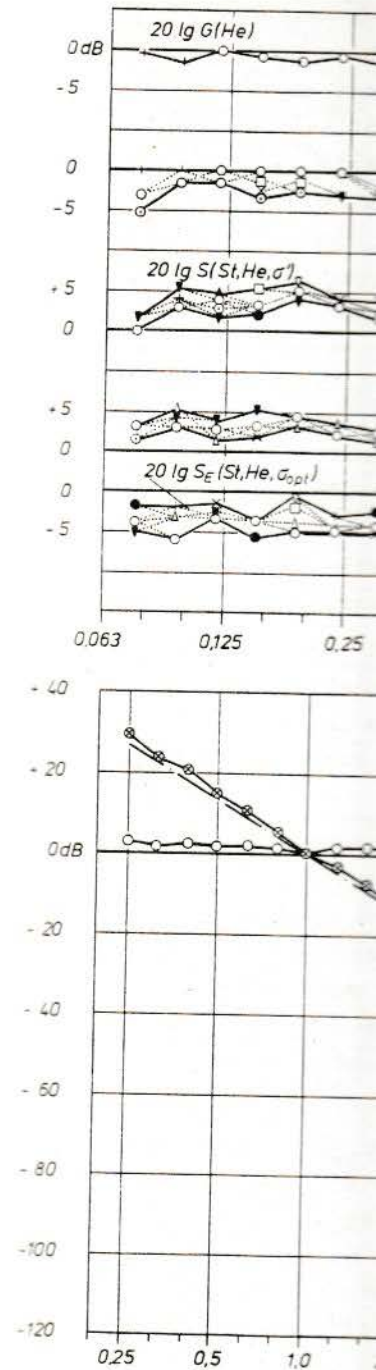


Bild 7.2: Diagramm zur $G(He)$ und $S(St, He, \sigma)$

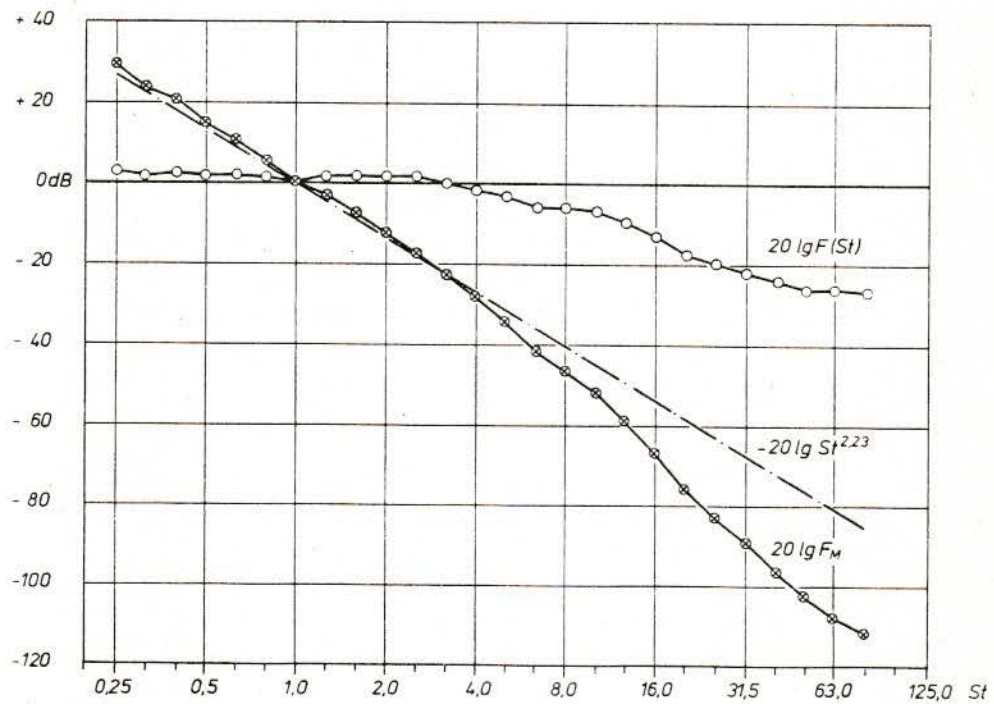
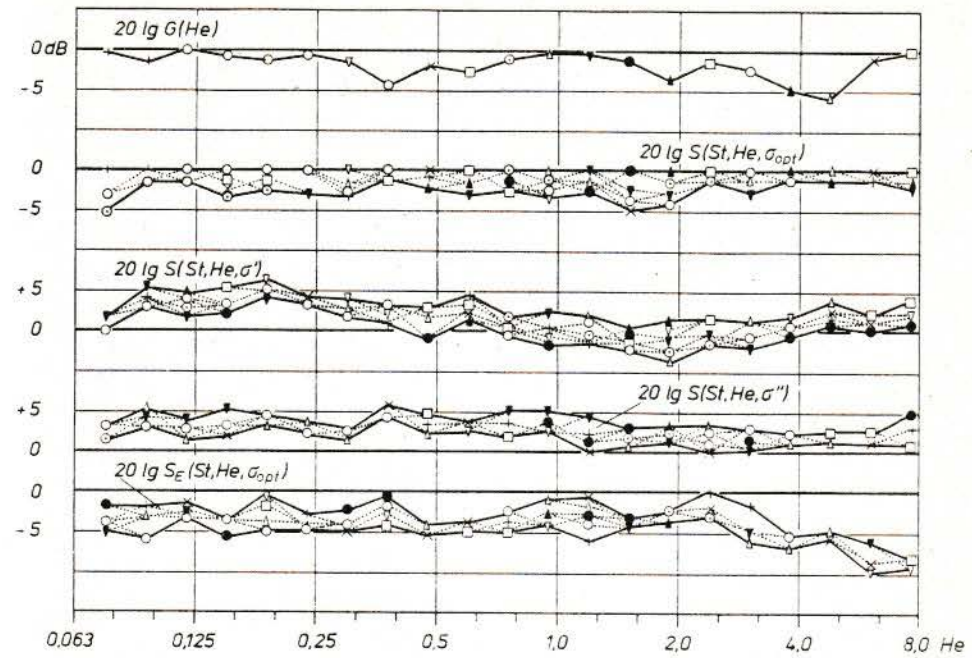
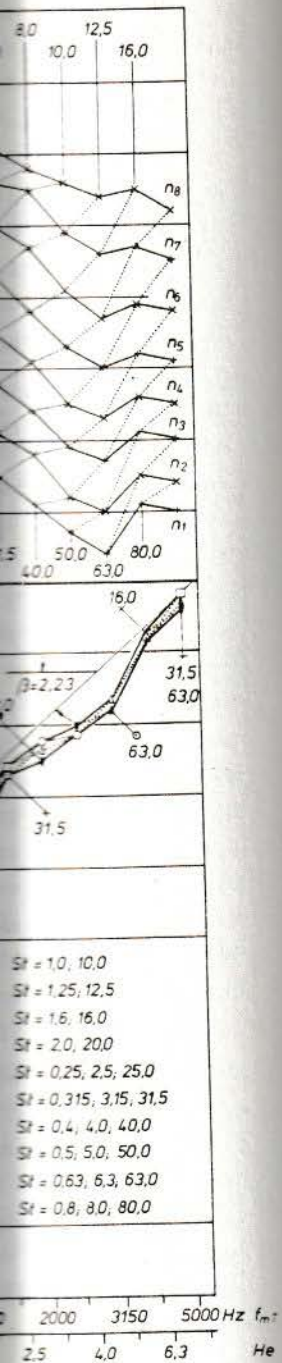


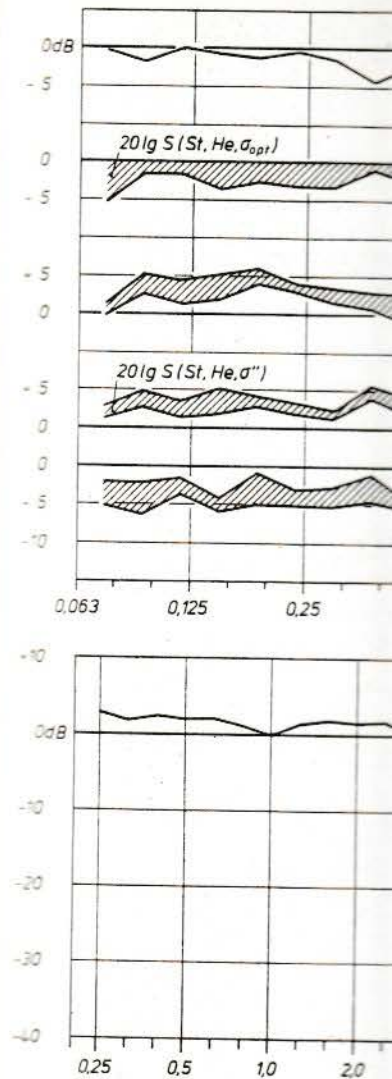
Bild 7.2: Diagramm zur Ermittlung der Funktionen $F(St)$, $G(He)$ und $S(St, He, \sigma)$ anhand von Bild 7.1

Die Höhe des Streubandes selbst ist dann ein Maß für den möglichen Verlauf der von St und He abhängigen S-Funktion. Eine getrennte Darstellung der einzelnen S-Funktionen, wie beim Drehklang, ist beim Rauschen wegen der großen Zahl von St-Parametern nicht möglich, jedoch gestattet die relativ schmale Bandbreite von durchschnittlich weniger als ± 2 dB, eine entsprechende Plus-Minus-Toleranz anzugeben, wenn man die jeweilige Mitte der Bandhöhe als Sollwert angibt. Die obere Berandung der S-Funktion im Optimum schließt nun definitionsgemäß mit einer durch 0 dB verlaufenden Horizontalen ab, Bild 7.2. Die übrigen in Bild 7.2 aufgetragenen S-Funktionen für das Teillastgebiet bei σ' und Überlastgebiet bei σ'' sowie für die Saugseite E wurden ähnlich wie beim Drehklang durch einfachen Vergleich der entsprechenden Funktionsbänder mit dem in Bild 7.1 dargestellten Bezugsfrequenzgang gefunden.

Die Rauschfunktion $F(\text{St})$ ergab sich schließlich aus dem Verschiebungsmaß, um das die punktierten Linien gleicher Strouhalzahl angehoben bzw. gesenkt werden mußten, bis sie die größte Deckung zueinander hatten, wie folgt:

Zunächst wurde die aus dem Verschiebungsmaß resultierende Pegeldifferenz über der jeweiligen Strouhalzahl aufgetragen und damit die nichtnormierte Rauschfunktion $20 \lg F_M$ erhalten. Nach Eintragen der Potenzfunktion $-20 \lg \text{St}^{2,23}$ ergab sich aus dem Pegelabstand zur Funktion $20 \lg F_M$ das gesuchte Rauschspektrum $20 \lg F(\text{St})$, wie in Bild 7.2 unten graphisch dargestellt.

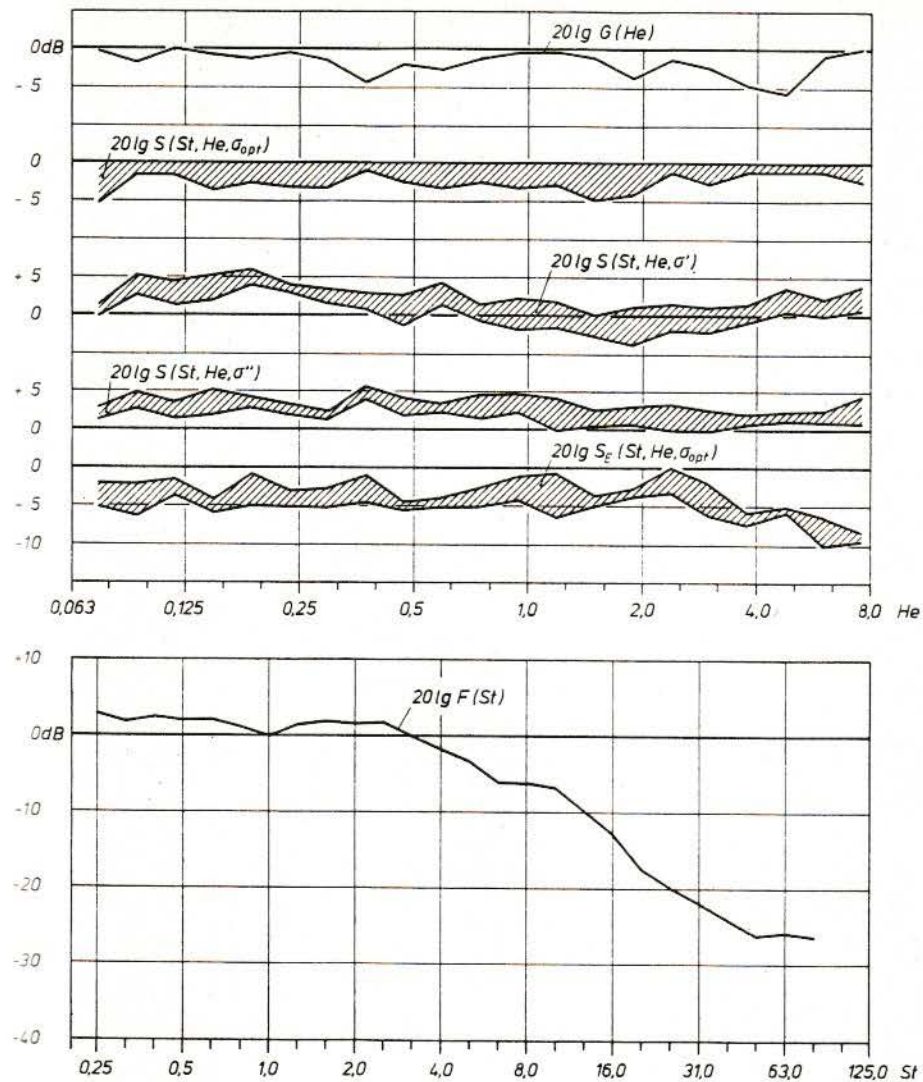
Den spezifischen Schalldruckpegel L_{ps} , der beim Rauschen wegen Gl.(7.3) genau so groß ist wie der nichtnormierte spezifische Schalldruckpegel L'_{ps} , erhält man direkt ohne Umrechnung aus dem Schnittpunkt der durch $\text{He} = 1$ verlaufenden Senkrechten mit der Potenzfunktion $20 \lg \text{He}^{2,23}$. Nach Bild 7.1 beträgt $L_{ps} = 140$ dB.



$$L_p = 140 \text{ dB} + 44,6 \lg Ma + 2$$

$$\sigma_{\text{opt}} = 0,135$$

Bild 7.3: Rausch-Kennkarte gemäß Bilder 2.1

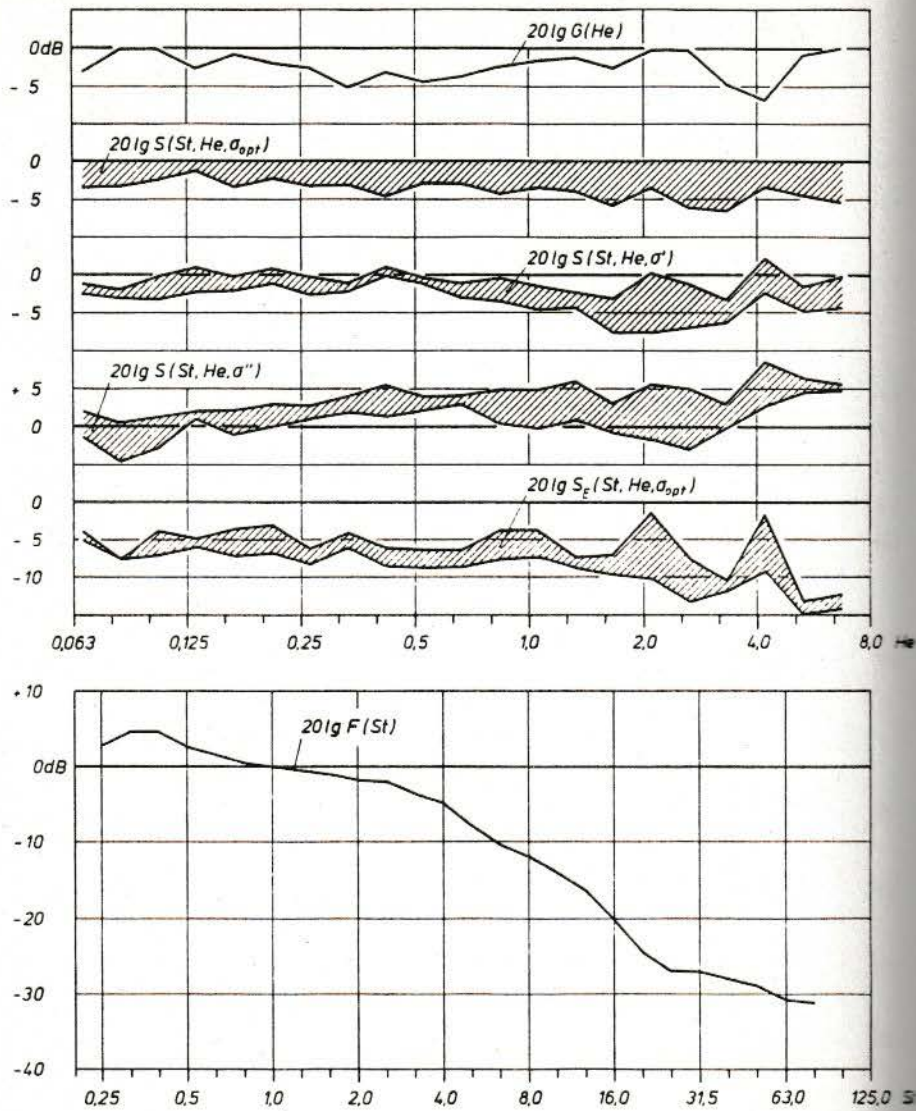


$$L_p = 140 \text{ dB} + 44,6 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

$\sigma_{opt} = 0,135 \quad \sigma' = 0,099 \quad \sigma'' = 0,230$

Bild 7.3: Rausch-Kennkarte des Originalventilators gemäß Bilder 2.1 und 2.2, Zunge N, z = 12

Maß für
angigen
einzelnen
Rauschen
möglich,
eite von
tsprechende
jeweilige
obere
nun defi-
den Hori-
7.2 aufge-
et bei σ'
ugseite E
nfachen Ver-
mit dem in
gefunden.
Glich aus
en Linien
kt werden
der hatten,
3 resul-
en Strouhal-
erte Rausch-
der Potenz-
m Pegelab-
Rauschspek-
raphisch
r beim Rau-
e der nicht-
s, erhält
tpunkt der
der Potenz-
ragt $L_{ps} = 140 \text{ dB}$.



$$L_p = 14.3 \text{ dB} + 41.6 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

$$\sigma_{opt} = 0.147$$

$$\sigma' = 0.111$$

$$\sigma'' = 0.202$$

Bild 7.4: Rausch-Kennkarte des Bestventilators
gemäß Bild 5.1, ϕ 450, Zunge B, $z = 12$

In Bild 7.3 sind noch
ermittelten Funktionen
zusammengestellt wor

Die am Bestventilator
genauso ausgewertet u
Bild 7.4 festgehalten

Ein Vergleich zwische
läßt erkennen, daß de
rauschens: $L_{pt} = L_{ps} +$
tor etwas geringer al
fällt jedoch, wie ein
Rauschspektrum mit st
Auch weisen der Syste
S-Funktionen beim Bes
geren Verlauf als bei
betrachtet, ist jedoc
Verschlechterung des
strukturellen Änderungen

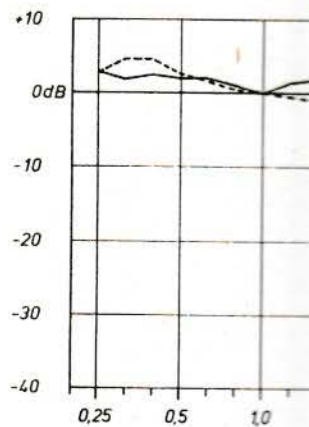


Bild 7.5: Normierte T.
(Auszug aus

In Bild 7.3 sind nochmals alle am Originalventilator ermittelten Funktionen in Form einer "Rausch-Kennkarte" zusammengestellt worden.

Die am Bestventilator gemessenen Terzspektren wurden genauso ausgewertet und die erhaltenen Ergebnisse in Bild 7.4 festgehalten.

Ein Vergleich zwischen diesen beiden Rausch-Kennkarten läßt erkennen, daß der Schalldruckpegel des Gesamt-rauschens: $L_{pt} = L_{ps} + 20 \cdot \beta \cdot \lg Ma$, beim Originalventilator etwas geringer als beim Bestventilator ist. Dafür fällt jedoch, wie ein Blick auf Bild 7.5 zeigt, sein Rauschspektrum mit steigender Frequenz schneller ab. Auch weisen der Systemfrequenzgang und einzelne S-Funktionen beim Bestventilator einen etwas günstigeren Verlauf als beim Originalventilator auf. Insgesamt betrachtet, ist jedoch weder eine Verbesserung noch eine Verschlechterung des Rauschverhaltens durch die konstruktiven Änderungen eingetreten. Dieses Ergebnis wird

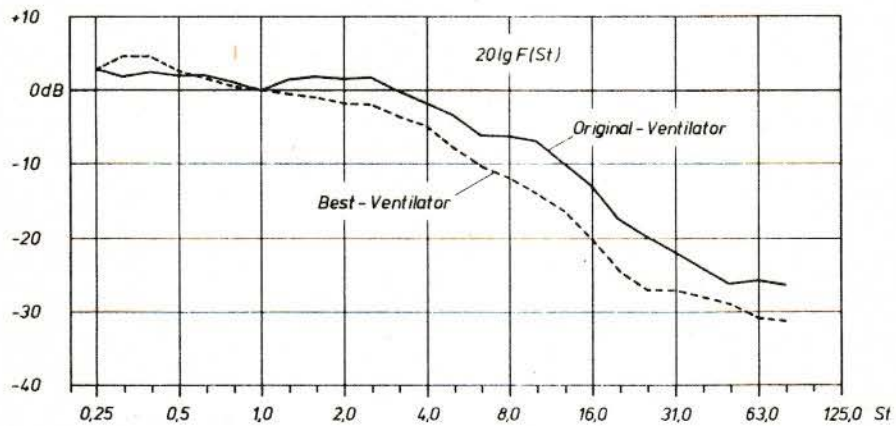


Bild 7.5: Normierte Terzspektren
(Auszug aus Bild 7.3 und Bild 7.4)

auch durch die Schmalbandspektren in den Bildern 6.1 und 6.6 bestätigt.

Jede Rausch-Kennkarte spiegelt gemeinsam mit der entsprechenden Drehklang-Kennkarte das gesamte Geräuschverhalten einer dem Modell geometrisch ähnlichen Baureihe wider. Sofort erkennt man, in welchem Maße sich das stark frequenzabhängige Rauschen im Teillast- und Überlastbereich gegenüber dem Optimum verändert bzw. auf der Saugseite im Verhältnis zur Druckseite abschwächt. Im Gegensatz zum Drehklang sind jedoch die Pegelschwankungen wesentlich geringer und überschreiten selten 5 dB. Ebenso konnte festgestellt werden, daß beim Rauschen der Einfluß von Zungenform, Zungenabstand und Schaufelzahl auf den spezifischen Schalldruckpegel L_{ps} und die Machzahlpotenz β wesentlich geringer als beim Drehklang ist. Da in Abschnitt 8 hierauf noch ausführlich eingegangen wird, genügt es, aus den zahlreichen Messungen zur Schaufelzahluntersuchung an dieser Stelle nur die Ergebnisse für $z = 6, 12$ und 16 Schaufeln in den Rausch-Kennkarten, Bilder 7.6 bis 7.8, zusammenzufassen.

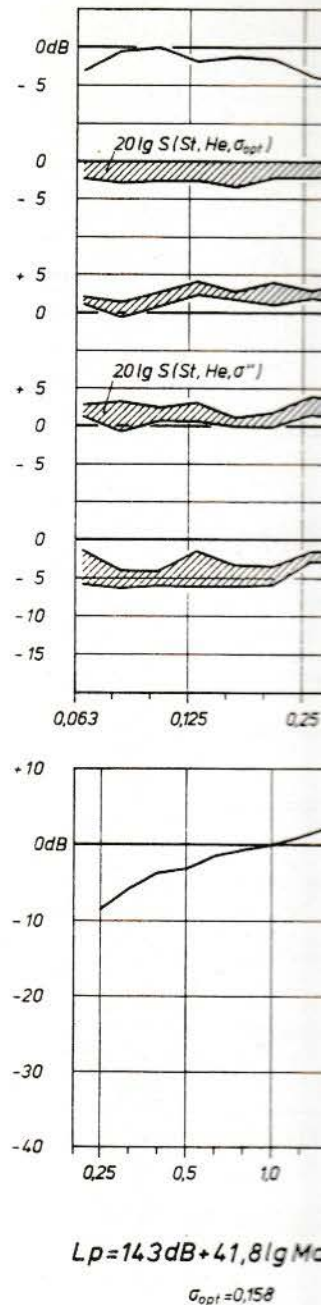
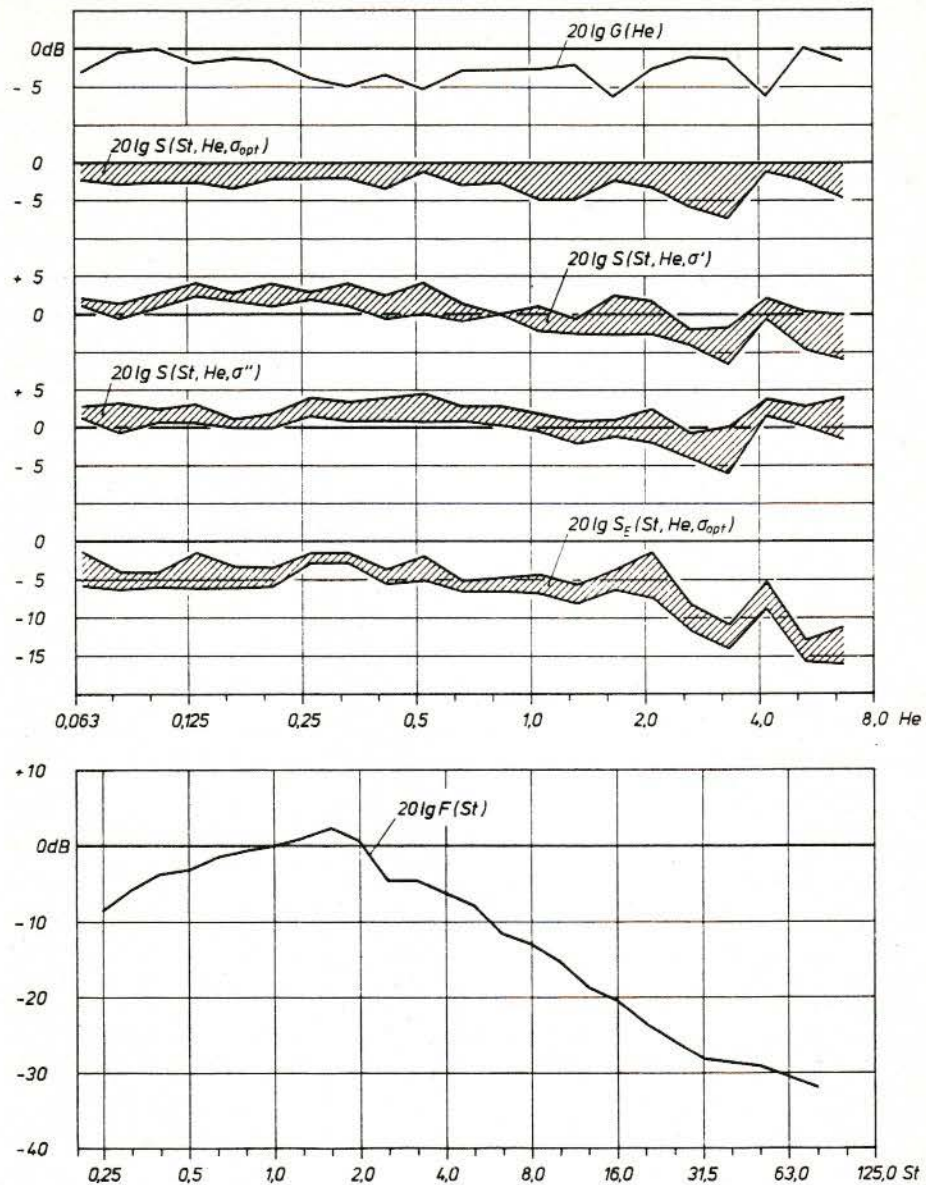


Bild 7.6: Rausch-Kennkarte für Stahl-Laufwerk

Bildern 6.1

it der ent-
e Geräusch-
lichen
chem Maße
im Teillast-
verändert
ruckseite
jedoch die
Überschreiten
rden, daß
Zungenabstand
ildruck-
ich geringer
hierauf noch
us den zahl-
hung an
, 12 und 16
7.6 bis 7.8,



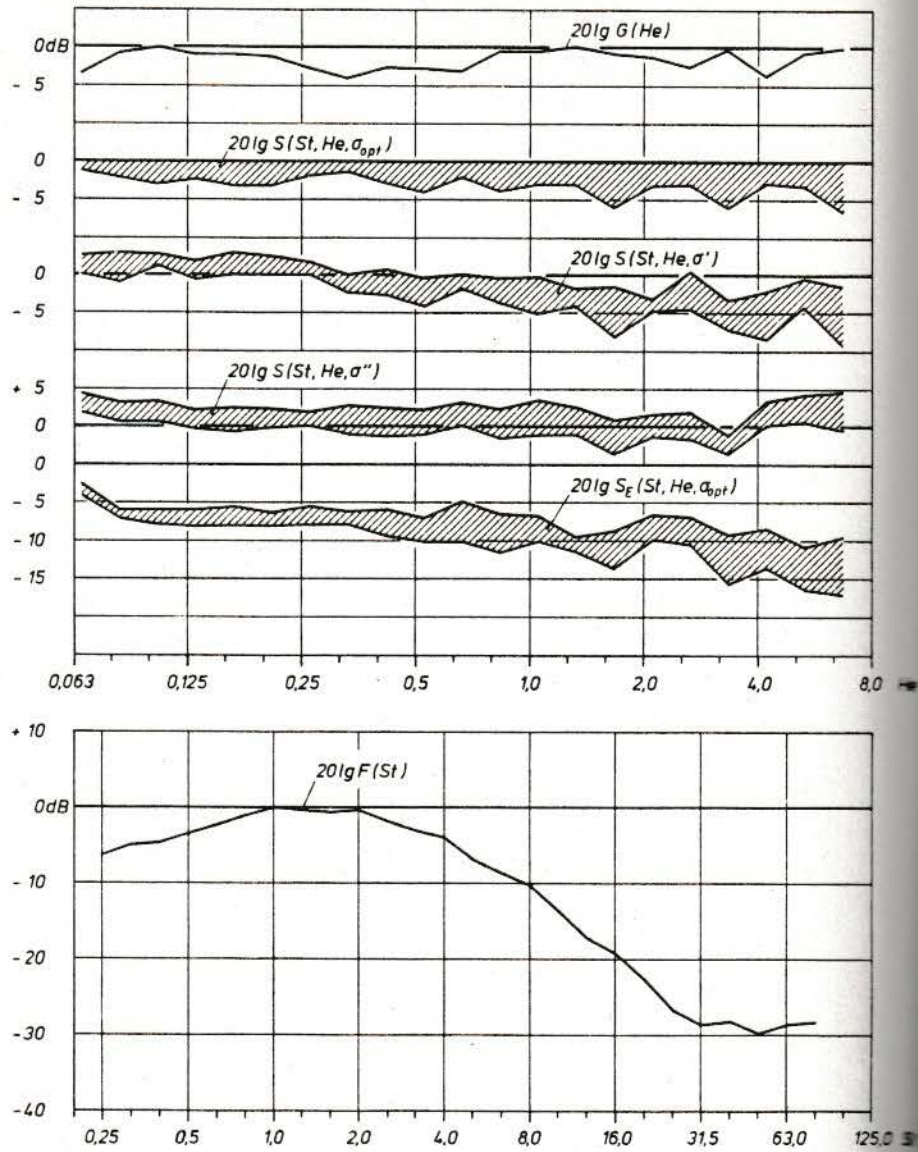
$$L_p = 143 \text{ dB} + 41,8 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

$$\sigma_{opt} = 0,158$$

$$\sigma' = 0,116$$

$$\sigma'' = 0,229$$

Bild 7.6: Rausch-Kennkarte
Stahl-Laufrad $\varnothing 450$, Zunge B, $z = 6$



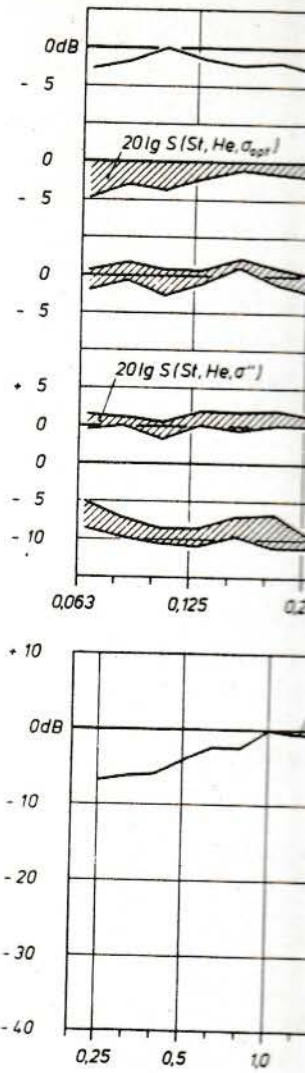
$$L_p = 141 \text{ dB} + 41,8 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

$$\sigma_{opt} = 0,147$$

$$\sigma' = 0,110$$

$$\sigma'' = 0,205$$

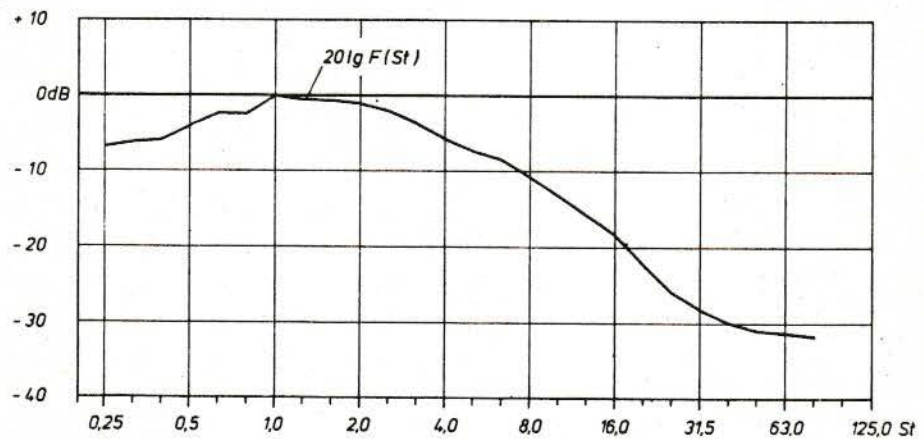
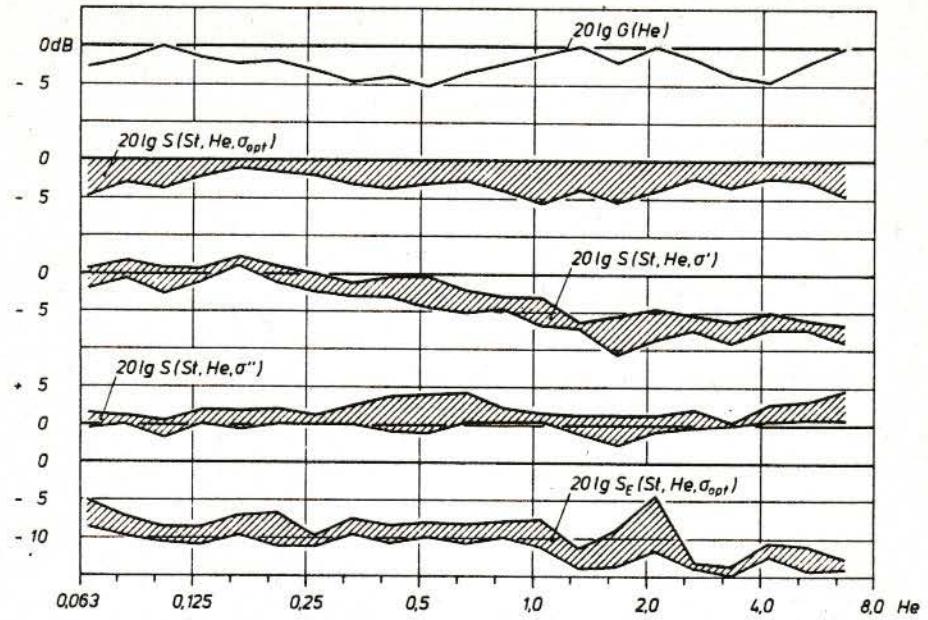
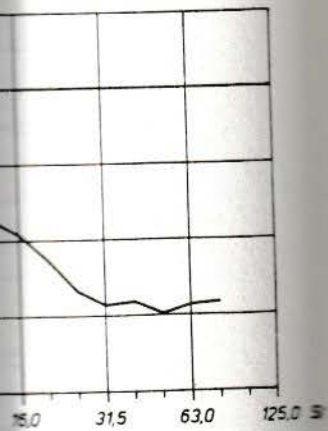
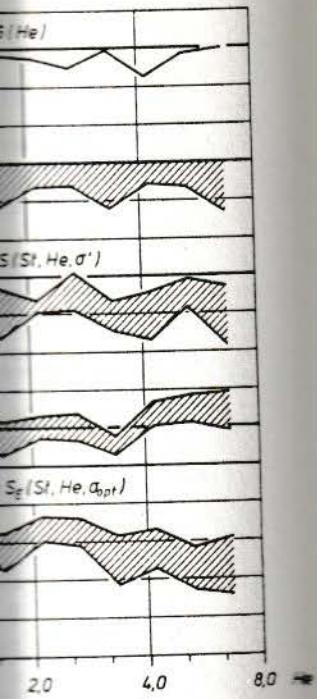
Bild 7.7: Rausch-Kennkarte
Stahl-Laufrad $\varnothing$ 450, Zunge B, $z = 12$



$$L_p = 141 \text{ dB} + 41,2$$

$$\sigma_{opt} = 0,147$$

Bild 7.8: Rausch-Kennkarte
Stahl-Laufrad



$$L_p = 141 \text{ dB} + 41,2 \lg Ma + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

$$\sigma_{opt} = 0,147$$

$$\sigma' = 0,111$$

$$\sigma'' = 0,202$$

Bild 7.8: Rausch-Kennkarte

Stahl-Laufrad $\varnothing$ 450, Zunge B, $z = 16$

$20 \lg S(St, He, \sigma)$

$\sigma = 0,205$

$z = 12$

8. Modifikation des Geräuschvorausrechnungsverfahrens nach ALLEN /1/.

Vergleicht man zwei Ventilatoren hinsichtlich ihres Geräuschverhaltens miteinander, so ist darauf zu achten, daß dies bei gleichen Förderdaten $\dot{V}$ und Δp_t geschieht. Da beide Ventilatoren in der Regel jedoch nicht die gleiche Schnellläufigkeit besitzen, d.h. für "gleiche" Förderdaten "ungleiche" Machzahlen aufweisen, ist es zweckmäßig, die auf den Geräuschkennkarten angeschriebenen Produktformeln in die SchalleLeistungsbeziehung gemäß Gl.(4.56) überzuführen und den Machzahlterm mit Hilfe der Affinitätsgesetze

$$\dot{V} = \varphi A_2 u_2 \quad (8.1)$$

$$\Delta p_t = \psi \rho u_2^2 / 2 \quad (8.2)$$

auf die Förderdaten $\dot{V}$ und Δp_t umzustellen.

Das auf die Schalleistung abgestimmte Produktgesetz lautet:

$$L_w = L_{ps} + 10 \lg \frac{S}{S_0} + 10 \lg Ma^{2\beta} + 20 \lg F(St) + 20 \lg G(He) + 20 \lg S(St, He, O) \quad (8.3)$$

Die drei ersten Summanden können zum GesamtschalleLeistungspegel

$$L_{wt} = L_{ps} + 10 \lg \frac{S}{S_0} + 10 \lg Ma^{2\beta} \quad (8.4)$$

zusammengefaßt werden. Der Machzahlterm in Gl.(8.4) läßt sich nun mit den Gln.(8.1) und (8.2) wie folgt umformen:

$$\begin{aligned} Ma^{2\beta} &= \frac{u_2}{a} \left(\frac{u_2}{a} \right)^{2\beta-1} = \frac{\dot{V}}{\varphi A_2 a} \left(\frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2} a^2 \psi} \right)^{\frac{2\beta-1}{2}} \\ &= \frac{\dot{V}_0}{\varphi S_0 a} \left(\frac{\Delta p_0}{\frac{\rho}{2} a^2 \psi} \right)^{\beta-\frac{1}{2}} \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \left(\frac{\Delta p_t}{\Delta p_0} \right)^{\beta-\frac{1}{2}} \cdot \frac{S_0}{A_2} \end{aligned} \quad (8.5)$$

Mit Gl.(8.4) und Gl. passender Rechnung u leistungsbeziehung

$$L_{wt} = L_{ws} + 10 \lg$$

worin

$$L_{ws} = L_{ps} + 10 \lg \frac{S}{A}$$

der spezifische Scha ist.

Drückt man das Verhä radquerschnitt S/A_2 messerverhältnisses produkte $\dot{V}_0/S_0 a$ sowie und ψ_a zusammen, mi der Lieferzahl φ und so kann Gl.(8.7) auch

$$L_{ws} = L_{ps} + 10 \lg$$

mit $a = 340$ m/s als $\rho = 1,2$ kg/m³ als du den Bezugsgrößen $\dot{V}_0 =$ ergeben sich die Bez

$$\varphi_a = \frac{1}{340} = 2,94$$

$$\psi_a = \frac{1}{0,6 \cdot 340^2}$$

Aus Gl.(8.8) geht her SchalleLeistungspegel L_{s/D_2} , den dimensions

Mit Gl.(8.4) und Gl.(8.5) erhält man schließlich nach passender Rechnung und Umstellung die Gesamtschallleistungsbeziehung

$$L_{wt} = L_{ws} + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} + (10\beta - 5) \lg \frac{\Delta p_t}{\Delta p_0} \quad (8.6)$$

worin

$$L_{ws} = L_{ps} + 10 \lg \frac{S}{A_2} + 10 \lg \left[\frac{\dot{V}_0}{S_0 a \varphi} \left(\frac{\Delta p_0}{\frac{\rho}{2} a^2 \psi} \right)^{\beta - \frac{1}{2}} \right] \quad (8.7)$$

der spezifische Schalleistungspegel des Ventilators ist.

Drückt man das Verhältnis von Meßquerschnitt zum Laufradquerschnitt S/A_2 durch das Quadrat des Laufraddurchmesserungsverhältnisses $(D_s/D_2)^2$ aus und faßt die Potenzprodukte $\dot{V}_0/S_0 a$ sowie $\Delta p_0/(\frac{\rho}{2} a^2)$ zu Bezugskennzahlen φ_a und ψ_a zusammen, mit denen eine nochmalige Normierung der Lieferzahl φ und Druckzahl ψ des Ventilators erfolgt, so kann Gl.(8.7) auch wie folgt ausgedrückt werden:

$$L_{ws} = L_{ps} + 10 \lg \left(\frac{D_s}{D_2} \right)^2 - 10 \lg \left[\frac{\varphi}{\varphi_a} \left(\frac{\psi}{\psi_a} \right)^{\beta - \frac{1}{2}} \right] \quad (8.8)$$

Mit $a = 340$ m/s als Schallgeschwindigkeit und $\rho = 1,2$ kg/m³ als durchschnittlicher Luftdichte sowie den Bezugsgrößen $\dot{V}_0 = 1$ m³/s, $\Delta p_0 = 1$ Pa und $S_0 = 1$ m² ergeben sich die Bezugskennzahlen:

$$\varphi_a = \frac{1}{340} = 2,94 \cdot 10^{-3}$$

$$\psi_a = \frac{1}{0,6 \cdot 340^2} = 1,44 \cdot 10^{-5}$$

Aus Gl.(8.8) geht hervor, daß sich der spezifische Schalleistungspegel L_{ws} mit dem Durchmesser Verhältnis D_s/D_2 , den dimensionslosen Kenngrößen φ und ψ sowie

der Machzahlpotenz β leicht aus dem spezifischen Schalldruckpegel L_{ps} berechnen läßt. Dabei ist zu beachten, daß die Werte L_{ps} und β , die den Geräusch-Kennkarten zu entnehmen sind, für das Optimum bestimmt wurden und demzufolge ϕ und ψ Optimalwerte bedeuten.

Führt man die Abkürzungen

$$\Delta L(F) = 20 \lg F(St)$$

$$\Delta L(G) = 20 \lg G(He)$$

$$\Delta L(S) = 20 \lg S(St, He, \sigma)$$

ein, so kann Gl.(8.3) im Einklang mit den Gln.(8.4) und (8.6.) vereinfachend folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$L_w = L_{wt} + \Delta L(F) + \Delta L(G) + \Delta L(S) \quad (8.9)$$

Mit Gl.(8.9) ist eine Beziehung gefunden worden, die es gestattet, über den Gesamtschalleistungspegel L_{wt} das Terzspektrum wie folgt zu ermitteln:

- Zunächst erhält man mit den "diskreten" Werten $\Delta L(F)$ des Rauschspektrums, die den Rausch-Kennkarten zu entnehmen sind und die gleiche physikalische Bedeutung wie die in Tabelle 1.1 aufgeführten relativen Oktav-Schalleistungspegel besitzen, durch Addition mit dem Gesamtschalleistungspegel L_{wt} gemäß Gl.(8.6) das vorläufige Terzspektrum.
- Danach werden mit den "diskreten" Pegelwerten $\Delta L(G)$ des Systemfrequenzganges die auf hohlraumbedingten Reflexionen beruhenden Veränderungen des Terzspektrums erhalten.
- Sodann sind mit $\Delta L(S)$ die Pegelabweichungen zu berücksichtigen, die auf gestörte Reflexionseigenschaften des Ventilators und veränderte Strömungsverhältnisse zurückzuführen sind.

- Schließlich wird die Kennkarte geprüft, ob sie wendig ist oder nicht. Der tonpegel mit dem die Frequenzband die hält. Der größere maßgebende.

Ein besonderer Vorteil des gesetz abgeleiteten ist, daß es immer noch ein Näherungsverfahren mit den Förderdaten $\dot{V}$ und des Ventilators zu berechnen. β erhöht jedoch beträchtlich. Ein Vergleich zeigt, daß beide Beziehungen sind. Gleichung (1.1) Sonderfall der allgemeinen Duktgesetz hergeleitet. hinaus kann statt des Oktavspektrums mit einer von ± 4 dB ein wesentlicher Schallreflexionskoeffizienten berücksichtigendes T durchschnitlich nur. Besonders wichtig ist die pauschalen Drehklang sondern an Hand der über den tatsächlich erhält und dementsprechend treffen kann.

Da das ALLENSche Verfahren Mängel bisher noch die Belange der Luftten, daß mit dem nun

- Schließlich wird an Hand der jeweiligen Drehklang-Kennkarte geprüft, ob ein Drehklang-Zuschlag notwendig ist oder nicht, indem der betreffende Schaufeltonpegel mit dem Terzpegel verglichen wird, dessen Frequenzband die entsprechende Schaufelfrequenz enthält. Der größere der beiden Pegel ist stets der maßgebende.

Ein besonderer Vorteil des aus dem erweiterten Produktgesetz abgeleiteten Geräuschvorausrechnungsverfahrens ist, daß es immer noch große Ähnlichkeit mit dem Näherungsverfahren nach ALLEN hat. Wie bisher, ist mit den Förderdaten $\dot{V}$ und Δp_t der Gesamtschalleistungspegel des Ventilators zu berechnen. Die Kenntnis des Exponenten β erhöht jedoch die Genauigkeit des Ergebnisses beträchtlich. Ein Vergleich von Gl.(8.6) mit Gl.(1.1) zeigt, daß beide Beziehungen nur für $\beta = 2,5$ identisch sind. Gleichung (1.1) stellt somit lediglich einen Sonderfall der allgemeineren aus dem erweiterten Produktgesetz hergeleiteten Gleichung (8.6) dar. Darüber hinaus kann statt des nach Tabelle 1.1 zu bestimmenden Oktavspektrums mit einer relativ großen Toleranz von ± 4 dB ein wesentlich differenzierteres, die inneren Schallreflexionen des jeweiligen Ventilatorotyps berücksichtigendes Terzspektrum mit einer Toleranz von durchschnittlich nur ± 2 dB vorausberechnet werden. Besonders wichtig ist, daß man nicht mehr auf einen pauschalen Drehklangzuschlag von 5 dB angewiesen ist, sondern an Hand der Drehklang-Kennkarten eine Aussage über den tatsächlich erforderlichen Drehklang-Zuschlag erhält und dementsprechend Maßnahmen zu seiner Minderung treffen kann.

Da das ALLENSche Verfahren trotz aller ihm anhaftenden Mängel bisher noch die brauchbarsten Ergebnisse für die Belange der Lufttechnik geliefert hat, ist zu erwarten, daß mit dem nunmehr vorliegenden modifizierten

Verfahren die noch vorhandenen Lücken im Fragenkomplex Ventilatorgeräusch aufgrund weiterer Versuche und ihrer Analyse nach den hier aufgezeigten Regeln allmählich geschlossen werden können.

Von besonderem Interesse war es daher, mit den Beziehungen Gl.(8.6) und Gl.(8.8), die ja sowohl für das Ventilatorrauschen als auch für den Drehklang jeweils getrennt herangezogen werden können, den spezifischen Gesamtschalleistungspegel L_{ws} mit den aus den Ventilator-Kennkarten bekannten Kenngrößen ψ , φ , L'_{ps} und β experimentell zu bestimmen und damit den Einfluß des Schallquellentyps auf die gesamte Strahlungsintensität des Ventilatorgeräusches zu untersuchen.

Die umfangreichen Meßergebnisse zu diesem Meßprogramm, die am Originalrad und Bestrad mit den Zungen A, B und N vorgenommen wurden, sind in den Tabellen 8.1 bis 8.8 zusammengestellt und in den Bildern 8.1 und 8.2 graphisch dargestellt. Bei der Ausrechnung von L_{ws} gemäß Gl.(8.8) war zu berücksichtigen, daß

beim Rauschen $L_{ps} = L'_{ps}$
und

beim Drehklang $L_{ps} = L'_{ps} - 20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^\beta$

ist. Bild 8.1 zeigt die Abhängigkeit des spezifischen Schalleistungspegels L_{ws} von der Machzahlpotenz β für die jeweils untersuchten Zungenformen und Schaufelzahlen des Bestventilators. Wie daraus zu ersehen ist, kommen beim Drehklang (große Symbole) praktisch alle Exponenten zwischen 2 und 3 vor. Man erkennt deutlich, daß sich der Exponent β sowohl mit dicker werdender Zunge (von A über B nach N) als auch mit wachsender Schaufelzahl (von $z = 6$ bis 16) stets vergrößert. Diese Beobachtung stimmt mit bereits früher angestellten Überlegungen überein, wonach der Quellencharakter des Ventilatorgeräusches mit dicker oder runder werden-

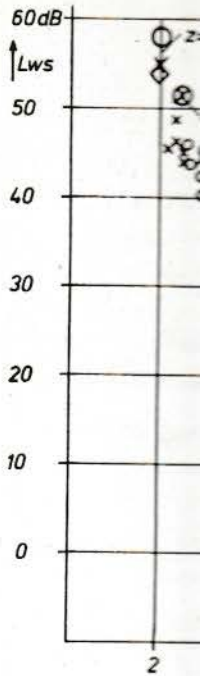


Bild 8.1: Abhängigkeit des spezifischen Schalleistungspegels L_{ws} von der Machzahlpotenz β für verschiedene Zungenformen und Schaufelzahlen.

der Zunge und steigen. Wenn die Stauflächen wachsen der rad- und Gehäuseströmung, daher auch zu verminderter Abnahme des spezifischen Schalleistungspegels mit den schlechteren Zungenformen gegenüber dem Monopol (kleine Symbole) ist vorhanden, nur daß sich β von 2 bis 2,5 verändert.

wirkung auf den spezi

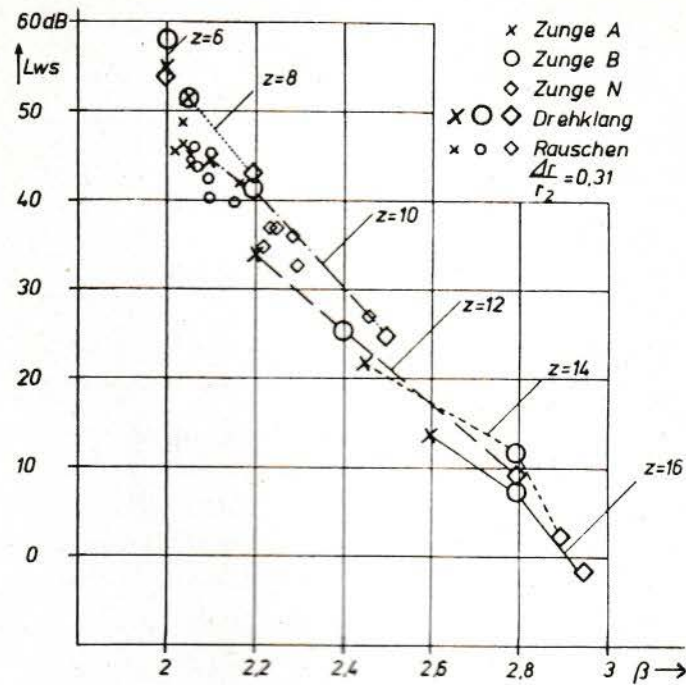
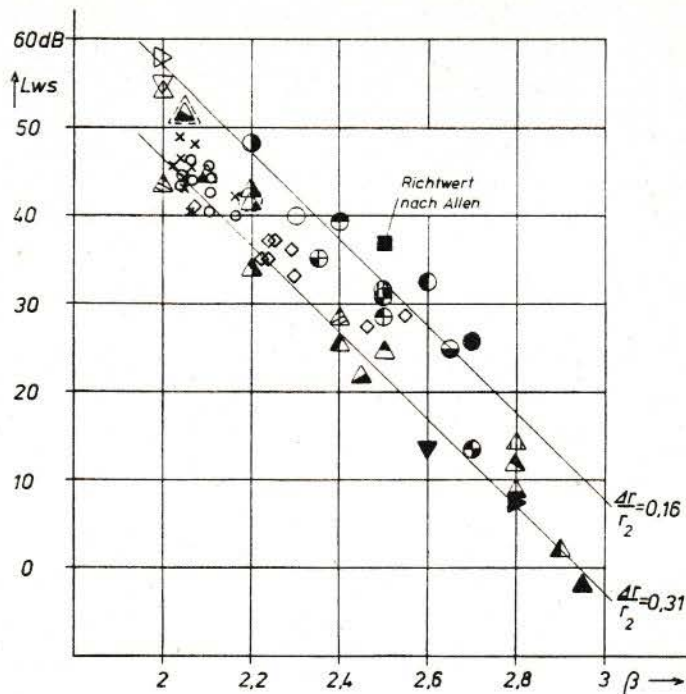


Bild 8.1: Abhängigkeit des spezifischen Schalleistungspegels L_{ws} von der Machzahlpotenz β bei verschiedenen Zungenformen und Schaufelzahlen

der Zunge und steigender Schaufelzahl, d.h. mit dem Anwachsen der Stauflächen bzw. Impulsschichten in der Lauf- rad- und Gehäuseströmung, zum Dipol hin tendiert. Es ist daher auch zu vermuten, daß die mit wachsendem β verbundene Abnahme des spezifischen Schalleistungspegels L_{ws} mit den schlechteren Strahlungseigenschaften des Dipols gegenüber dem Monopol zusammenhängt. Auch beim Rauschen (kleine Symbole) ist grundsätzlich die gleiche Tendenz vorhanden, nur daß sich hierbei der Exponent β bei sonst gleichen Konstruktionsänderungen lediglich zwischen 2 bis 2,5 verändert. Dementsprechend ist auch die Auswirkung auf den spezifischen Schalleistungspegel des



Alu-Rad $\phi 510$ $z=12$	○	⊕	●	Drehklang
$z=10$	⊙	⊗	⦿	
Stahl-Rad $\phi 510$ $z=12$	⊖	⊗	⦿	
$z=14$	⊕	⊗	⦿	
Alu-Rad $\phi 450$ $z=12$	△	△	△	
$z=6$	▽	▷	△	
$z=8$	△	△	△	
Stahl-Rad $\phi 450$ $z=10$	△	△	△	
$z=12$	△	△	△	
$z=14$	△	△	△	
$z=16$	▽	▷	△	
	Zunge A	Zunge B	Zunge N	
Rauschen	x	○	◇	

Bild 8.2: Abhängigkeit des spezifischen Schalleistungsniveaus L_{ws} von der Machzahlpotenz β für alle untersuchten Ausführungen

Rauschens geringer.

Aus Bild 8.2, in das rungen gewonnenen Me enorme Einfluß, den felzahl auf Intensität latorgeräusches aus durch Vergrößerung de von 0,16 auf 0,31 ver Schalleistungspegel L Ergebnis stimmt zieml das von LEIDEL gemess

Der Verlauf der Meßpu auch eine Erklärung d BARTENWERFER /32/, LE /24/ experimentell er stark voneinander abw

Um einen Vergleich de ALLENSchen Richtwert entnommene spezifisch den untersuchten Lang Bild 8.2 über $\beta = 2,5$ men, grob betrachtet, ungefähr überein, wen $\Delta r/r_2 \leq 0,16$, die Zun und die Schaufelzahl daß das ALLENSche Ver den Gesamtschalleistu im Ventilatorenbau vo felkanal-, Gehäuse- u zu erfassen.

Aus dem mit β stark a leistungsniveau darf n sich in gleichem Maße geräusches vermindert

Rauschens geringer.

Aus Bild 8.2, in das die an allen untersuchten Ausführungen gewonnenen Meßwerte eingetragen sind, ist der enorme Einfluß, den Zungenform, Zungenabstand und Schaufelzahl auf Intensität und Quelleigenschaften des Ventilatorgeräusches ausüben, besonders gut erkennbar. Allein durch Vergrößerung des relativen Zungenabstandes $\Delta r/r_2$ von 0,16 auf 0,31 verringert sich der spezifische Schalleistungspegel L_{ws} um durchschnittlich 10 dB. Dieses Ergebnis stimmt ziemlich genau mit demjenigen überein, das von LEIDEL gemessen wurde.

Der Verlauf der Meßpunkte in Bild 8.1 und 8.2 dürfte auch eine Erklärung dafür sein, weshalb die von BARTENWERFER /32/, LEIDEL /8/, LEIST /25/, WOLLHERR u.a. /24/ experimentell ermittelten Exponenten β zum Teil so stark voneinander abweichen.

Um einen Vergleich der erhaltenen Meßwerte mit dem ALLENSchen Richtwert zu erhalten, wurde der Bild 3.1c entnommene spezifische Schalleistungspegel L_{ws} , der für den untersuchten Langsamläufer etwa 37 dB beträgt, in Bild 8.2 über $\beta = 2,5$ eingetragen. Wie man sieht, stimmen, grob betrachtet, Richtwert und Meßwerte nur dann ungefähr überein, wenn der relative Zungenabstand $\Delta r/r_2 \leq 0,16$, die Zunge selbst hinreichend abgerundet und die Schaufelzahl $z \leq 10$ ist. Hier zeigt sich nun, daß das ALLENSche Verfahren selbst bei Einschränkung auf den Gesamtschalleistungspegel L_{wt} nicht ausreicht, den im Ventilatorenbau vorhandenen großen Reichtum an Schaufelkanal-, Gehäuse- und Zungenformen auch nur annähernd zu erfassen.

Aus dem mit β stark abfallenden spezifischen Schalleistungspegel darf nun nicht geschlossen werden, daß sich in gleichem Maße auch die Quellstärke des Gesamtgeräusches vermindert. Um dies beurteilen zu können,



●	Drehklang
○	
◐	
◑	
△	
▲	
◆	
Zunge N	
◇	

Schalleistungs-
exponent β für alle

muß der Gesamtschalleistungspegel L_{wt} herangezogen werden. Betrachtet man z.B. die in Bild 8.2 eingezeichnete untere Gerade für den relativen Zungenabstand $\Delta r/r_2 = 0,31$, so kann $L_{ws} = f(\beta)$ analytisch wie folgt ausgedrückt werden:

$$L_{ws} = 145 - 49\beta \quad (8.10)$$

Setzt man Gl.(8.10) in die Gesamtschalleistungsbeziehung Gl.(8.6) ein, so folgt daraus

$$L_{wt} = (145 - 49\beta) + (10\beta - 5) \lg \frac{\Delta p_t}{\Delta p_o} + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_o} \quad (8.11)$$

Für $\beta = 2$ lautet Gl.(8.11)

$$L_{wt}(\beta=2) = 47 + 15 \lg \frac{\Delta p_t}{\Delta p_o} + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_o} \quad (8.12)$$

Gleichung (8.12) von Gl.(8.11) subtrahiert, ergibt schließlich die Beziehung

$$\Delta L_w = (10\beta - 20) \lg \frac{\Delta p_t}{\Delta p_o} + 98 - 49\beta \quad (8.13)$$

aus der hervorgeht, um wieviel sich, konstante Förderdaten $\dot{V}$ und Δp_t vorausgesetzt, der Gesamtschalleistungspegel bei beliebigen, durch β gekennzeichneten Quelleigenschaften gegenüber dem reinen Flußquellentyp ($\beta = 2$) ändert.

In Bild 8.3 ist die Abhängigkeit der Pegeldifferenz ΔL_w vom Exponenten β für verschiedene normierte Gesamtdrucke $\Delta p_t/\Delta p_o$ gemäß Gl.(8.13) dargestellt. Da bei der Ableitung dieser Beziehung der Volumenstrom $\dot{V}$ herausfällt, ist für jede der eingezeichneten Geraden nicht nur der Gesamtdruck, sondern auch die Strömungsleistung konstant. Beim Vergleich der einzelnen Geraden miteinander ist zu beachten, daß sich der Volumenstrom $\dot{V}$

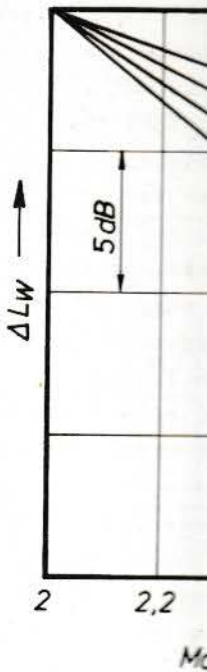


Bild 8.3: Einfluß der Gesamtschalldrücke, Strömungsleistung und Gesamtdruck

wegen der Konstanz der Strömungsleistung proportional dem Gesamtdruck. Aus Bild 8.3 kommen die Eigenschaften des Dipols qualitativ zum Ausdruck. GIERKE die relativen Monopol und Dipol zur Wellenlänge etwa dem entspricht. Das bedeutet, daß die Bedingungen beim Dipol

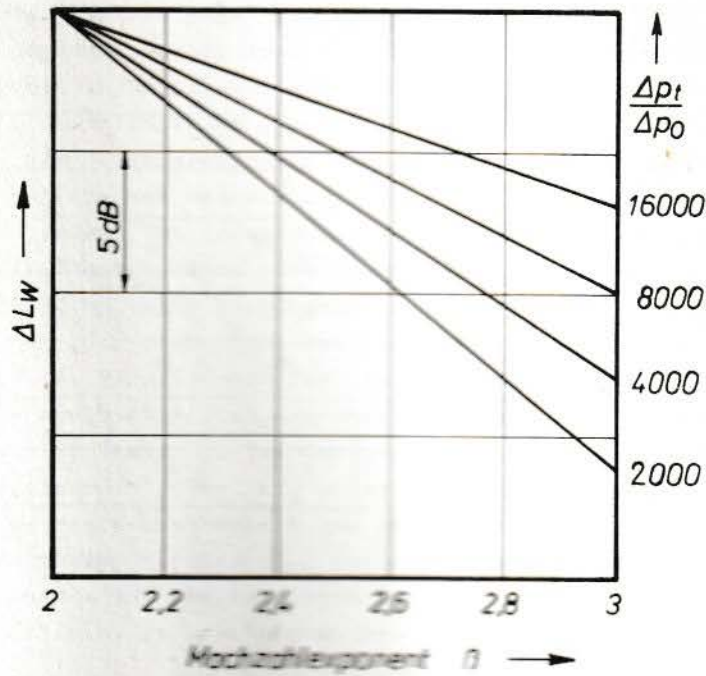


Bild 8.3: Einfluß der Machzahlpotenz β auf den Gesamtschallleistungspegel bei konstanter Strömungsleistung und verschiedenen Gesamtdruckverhältnissen $\Delta p_t / \Delta p_0$

wegen der Konstanz der Strömungsleistung umgekehrt proportional dem Gesamtdruck Δp_t verhält.

Aus Bild 8.3 können die strahlungsmechanischen Strahlungseigenschaften des Dipols gegenüber dem Monopol auch quantitativ zum Ausdruck. Gemäß [5] verhalten sich nach GIERKE die relativen akustischen Wirkungsgrade von Monopol und Dipol zueinander wie $\eta = 1/13$, wenn die Wellenlänge etwa den doppelten Öffnung des Kugelstrahlers entspricht. Das bedeutet, daß unter sonst gleichen Bedingungen beim Dipolstrahler der Schallleistungspegel

um etwa $10 \lg(1/13) = -11$ dB geringer ist als beim Monopolstrahler. Wie ein Blick auf Bild 8.3 zeigt, trifft diese Pegelminderung für Gesamtdrucke, die zwischen 4000 bis 8000 Pa liegen, tatsächlich zu. Darüber hinaus nimmt die Strahlungsintensität mit wachsendem Gesamtdruck Δp_t zu, wie aus den weniger steil abfallenden Geraden hervorgeht. Auf dieses Wachstumsgesetz, wonach umso mehr Strömungsverlustenergie in Schallenergie umgewandelt wird, je größer die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, d.h. je größer der Gesamtdruck ist, hat schon ZELLER /4/ hingewiesen. Aus diesen Erfahrungen darf allerdings nicht der Schluß gezogen werden, daß es nur darauf ankommt, den Exponenten β zu steigern. Erst nach Berücksichtigung des Erregerspektrums und Systemfrequenzganges einschließlich der einzelnen S-Funktionen gewinnt man Aufschluß darüber, welche konstruktiven Maßnahmen sich bezüglich Schaufelzahl und Zungenform im Einzelfalle am günstigsten auswirken.

Die Erkenntnis, daß mit der Vergrößerung der Oberflächen durchströmter Systeme bei annähernd gleichen Strömungsquerschnitten, also mit wachsendem Verhältnis Impulsflächen zu Flußflächen, eine Verlagerung der Quelleigenschaften zum Dipol erfolgt, wie dies z.B. bei der Schaufelzahlerhöhung der Fall ist, findet auch auf einem anderen Gebiet der Strömungsakustik ihre Bestätigung. So hat HUBERT /46/ festgestellt, daß bei durchströmten Lüftungsgittern, bei denen das Verhältnis Impulsflächen zu Flußflächen naturgemäß besonders groß ist, die Schalleistung im Mittel mit der 6. Potenz der Strömungsgeschwindigkeit ansteigt, der Schallentstehungsmechanismus demzufolge Dipoleigenschaften aufweist.

Zunge	-
φ_{opt}	-
ψ_{opt}	-
β	-
L'_{ps}	dB
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^\beta$	dB
L_{ps}	dB
$L_{ws} - L_{ps}$	dB
L_{ws}	dB

Tabelle 8.1: Origin

Zunge	-
φ_{opt}	-
ψ_{opt}	-
β	-
L'_{ps}	dB
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^\beta$	dB
L_{ps}	dB
$L_{ws} - L_{ps}$	dB
L_{ws}	dB

Tabelle 8.2: Bestra

Zunge	-	A	B	N
φ_{opt}	-	0,026	0,026	0,026
ψ_{opt}	-	1,293	1,293	1,293
β	-	2,3	2,5	2,7
L'_{ps}	dB	121	120	122
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	26,8	29,1	31,4
L_{ps}	dB	147,8	149,1	153,4
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-107,9	-117,8	-127,6
L_{ws}	dB	39,9	31,3	25,8

Tabelle 8.1: Originalred Alu Ø 510 (Drehklang)

Zunge	-	A	B	N
φ_{opt}	-	0,034	0,034	0,034
ψ_{opt}	-	1,358	1,358	1,358
β	-	2,8	2,4	2,8
L'_{ps}	dB	114	114	115
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	23,3	27,9	32,6
L_{ps}	dB	137,3	141,9	147,6
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-93,7	-113,4	-133,2
L_{ws}	dB	43,6	28,5	14,4

Tabelle 8.2: Bestrad Alu Ø 450 (Drehklang)

z	-	10	12	14
φ_{opt}	-	0,026	0,026	0,026
ψ_{opt}	-	1,29	1,275	1,293
Z u n g e A				
β	-	2,2	2,2	2,35
L'_{ps}	dB	129,0	119,0	115,0
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	22,1	25,6	30,5
L_{ps}	dB	151,1	144,6	145,5
$L_{\text{ws}} - L_{\text{ps}}$	dB	-103,0	-102,9	-110,4
L_{ws}	dB	48,1	41,7	35,1
Z u n g e B				
β	-	2,4	2,5	2,5
L'_{ps}	dB	128,0	119,0	114,0
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	24,1	29,1	32,5
L_{ps}	dB	152,1	148,1	146,4
$L_{\text{ws}} - L_{\text{ps}}$	dB	-112,8	-117,5	-117,8
L_{ws}	dB	39,3	30,6	28,6
Z u n g e N				
β	-	2,6	2,65	2,7
L'_{ps}	dB	129,0	119,0	114,0
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	26,2	30,9	35,0
L_{ps}	dB	155,2	149,9	149,0
$L_{\text{ws}} - L_{\text{ps}}$	dB	-122,7	-125,0	-135,4
L_{ws}	dB	32,5	24,9	13,6

Tabelle 8.3: Stahl- Rad $\varnothing$ 510 (Drehklang)

z	-	6	8	10	12	14	16
φ_{opt}	-	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034
ψ_{opt}	-	1,228	1,293	1,344	1,349	1,386	1,35
Z U N G E A							
β	-	2,0	2,05	2,1	2,2	2,45	2,6
L'_{ps}	dB	137,0	131,0	122,0	112,0	106,0	100,0
$-20 \lg \left(\frac{\pi}{z} \right)^{\beta}$	dB	11,2	16,6	21,1	25,6	31,8	36,8
L_{ps}	dB	148,2	147,6	143,1	137,6	132,8	126,8

14
0,026
1,293
2,35
115,0
30,5
145,5
-110,4
35,1
2,5
114,0
32,5
146,4
-117,8
28,6
2,7
114,0
35,0
149,0
-135,4
13,6

hklang)

z	-	6	8	10	12	14	16
ϕ_{opt}	-	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034
ϕ_{opt}	-	1,228	1,293	1,344	1,349	1,386	1,35
Z U N G E A							
β	-	2,0	2,05	2,1	2,2	2,45	2,6
β_{ps}	dB	137,0	131,0	122,0	112,0	106,0	100,0
$-20 \lg(\frac{\pi}{2})^{\beta}$	dB	11,2	16,6	21,1	25,6	31,0	36,0
L_{ps}	dB	148,2	147,6	143,1	137,6	132,0	126,0
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-93,0	-95,0	-98,5	-103,8	-116,1	-123,2
L_{ws}	dB	55,2	51,8	44,6	33,8	15,9	3,6
Z U N G E B							
β	-	2,0	2,05	2,1	2,2	2,45	2,6
β_{ps}	dB	140,0	131,0	122,0	112,0	106,0	100,0
$-20 \lg(\frac{\pi}{2})^{\beta}$	dB	11,2	16,6	21,1	25,6	31,0	36,0
L_{ps}	dB	151,2	147,6	143,1	137,6	132,0	126,0
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-93,0	-95,0	-98,5	-103,8	-116,1	-123,2
L_{ws}	dB	58,2	51,8	44,6	33,8	15,9	3,6
Z U N G E N							
β	-	2,0	2,2	2,5	2,8	2,9	2,95
β_{ps}	dB	136,0	129,0	118,0	109,0	103,0	97,0
$-20 \lg(\frac{\pi}{2})^{\beta}$	dB	11,2	17,1	25,1	32,6	37,6	41,7
L_{ps}	dB	147,2	146,1	143,1	141,6	140,6	138,7
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-93,0	-103,2	-118,3	-133,1	-138,3	-140,5
L_{ws}	dB	54,2	42,9	24,8	8,5	2,3	-1,8

Tabelle 8.4: Stahl-Rad $\phi 450$ (Drehklang)

Zunge	-	A	B	N
ϕ_{opt}	-	0,026	0,026	0,026
ψ_{opt}	-	1,293	1,293	1,293
β	-	2,05	2,03	2,23
$L'_{ps} = L_{ps}$	dB	136,0	139,0	139,5
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-95,6	-94,7	-104,5
L_{ws}	dB	40,4	44,3	35,0

Tabelle 8.5: Original-Rad Alu ϕ 510 (Rauschen)

Zunge	-	A	B	N
ϕ_{opt}	-	0,026	0,026	0,026
ψ_{opt}	-	1,275	1,275	1,275
β	-	2,04	2,03	2,06
$L'_{ps} = L_{ps}$	dB	138,5	138,5	137,0
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-95,1	-94,6	-96,0
L_{ws}	dB	43,4	43,9	41,0

Tabelle 8.6: Stahl-Rad ϕ 510 $z = 12$ (Rauschen)

Zunge	-	A	B	N
ϕ_{opt}	-	0,034	0,034	0,034
ψ_{opt}	-	1,358	1,358	1,358
β	-	2,06	2,10	2,53
$L'_{ws} = L_{ps}$	dB	145,0	143,0	148,5
$L_{ws} - L_{ps}$	dB	-96,6	-98,6	-119,8
L_{ws}	dB	48,4	44,4	28,7

Tabelle 8.7: Best-Rad Alu ϕ 450 (Rauschen)

z	ϕ_{opt}	ψ_{opt}	Z U N G E									
			-	6	8	10	12	14	16	A		
			-	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034			
			-	1,228	1,293	1,344	1,349	1,386	1,35			
β			-	2,03	2,03	2,05	2,01	2,05	2,16			
$L'_{ps} = L_{ps}$	dB			143,50	141,50	141,50	140,00	140,50	143,50			
$L_{ws} - L_{ps}$	dB			-94,50	-94,80	-96,10	-94,10	-96,30	-101,50			

N
0,026
1,293
2,23
139,5
-104,5
35,0

chen)

N
0,026
1,275
2,06
137,0
-96,0
41,0

uschen)

N
0,034
1,358
2,53
148,5
-119,8
28,7

en)

Z	-	6	8	10	12	14	16
φ_{opt}	-	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034
ψ_{opt}	-	1,228	1,293	1,344	1,349	1,386	1,35

Z U N G E A							
β	-	2,03	2,03	2,05	2,01	2,05	2,16
$L'_{ps} = L_{ps}$	d8	143,50	141,50	141,50	140,00	140,50	143,50
$L_{ws} - L_{ps}$	d8	-94,50	-94,80	-96,10	-94,10	-96,30	-101,50
L_{ws}	d8	49,00	46,70	45,40	45,90	44,20	42,00

Z U N G E B							
β	-	2,09	2,05	2,15	2,09	2,09	2,06
$L'_{ps} = L_{ps}$	d8	142,75	142,00	141,00	141,00	139,00	140,75
$L_{ws} - L_{ps}$	d8	-97,40	-95,80	-101,00	-98,10	-98,30	-96,60
L_{ws}	d8	45,40	46,20	40,00	42,90	40,70	44,20

Z U N G E N							
β	-	2,24	2,28	2,45	2,23	2,29	2,21
$L'_{ps} = L_{ps}$	d8	142,00	143,00	143,00	142,00	141,00	139,00
$L_{ws} - L_{ps}$	d8	-104,80	-107,10	-115,80	-105,00	-108,10	-104,00
L_{ws}	d8	37,20	35,90	27,20	37,00	32,90	35,00

Tabelle 8.8: Stahl-Rad $\varnothing 450$ (Rauschen)

9. Zusammenfassung

Nach Schilderung der Aufgabenstellung, der Beschreibung des Geräuschmeßprüfstandes und der Meßmethoden werden Geräuschanalysen bei verschiedenen Laufrad- und Zungenkonfigurationen durchgeführt.

Besonderer Wert wurde auf die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse gelegt, damit der Einfluß selbst geringfügiger Veränderungen am Ventilator exakt registriert werden konnte. Um unverfälschte Geräuschdaten zu erhalten, mußten reflexionsarme Kanalabschlüsse untersucht werden. Es stellte sich heraus, daß bei dem relativ kleinen Meßrohrdurchmesser mit 160 mm lichter Weite herkömmliche Exponentialtrichter nicht ausreichen, die Norm zu erfüllen. Erst nach Einbau von Shenoda-Rohren, die dreieckig geschlitzt und mit porösem Stoff abgedeckt sind, wurde die gewünschte Reflexionsfreiheit erreicht.

Da der untersuchte Radialventilator als typischer Langsamläufer hohe Ansaug- und Ausblasgeschwindigkeiten aufweist, mußte zur Vermeidung von Störschall auf den üblichen Einbau des Mikrophons und seines Windschutzvorsatzes im Meßkanal verzichtet und eine Spezialsonde entwickelt werden, bei der sich das Mikrophon einschließlichschließlich geschlitztem Vorsatzrohr an der Rohrwandung außerhalb der Strömung befindet.

Die Auswertung der Geräuschmeßergebnisse zeigt, daß das WEIDEMANNsche Produktgesetz nicht ausreicht, die spektralen Eigenschaften des Geräusches zu verifizieren. Erst durch die Erweiterung des Produktgesetzes mit Hilfe einer Störfunktion können alle im Systemfrequenzgang auftretenden "Abnormitäten" hinreichend erfaßt und an Hand von speziell erarbeiteten Drehklang- und Rausch-Kennkarten konkrete Geräuschprognosen getroffen werden.

Der Einblick in die konnte verbessert w Quelleigenschaften sondere die des Dre Sache auf Fluß- und stark von Schaufel hhältnis Impulsfläch Noch mehr wird der frequenzganges und struktionselemente

Auch die Vergrößeru in der Regel minder Es konnte nachgewie genform und Zungenel "rotierenden Diffus lärm fast vollständ dem untersuchten Ve Geräuschminderung v Strömungsleistung e

Erleichtert wird di räusches dadurch, d ierung zwischen 12 vorgenommenen Zungen dynamische Verhalten optimalen Betriebsb

Die Modifikation des Zusammenhang mit dem sehen ist, verbessere räuschanalyse die A einschließlich event für eine ganze Baure latoren aus den am

Der Einblick in die Schallentstehungsmechanismen konnte verbessert werden. Es zeigt sich, daß die Quelleigenschaften des Ventilatorgeräusches, insbesondere die des Drehklanges, welche in der Hauptsache auf Fluß- und Impulsquellen basieren, sehr stark von Schaufelzahl und Zungenform, also vom Verhältnis Impulsflächen zu Flußflächen, abhängig sind. Noch mehr wird der strukturelle Verlauf des Systemfrequenzganges und der Störfunktion durch diese Konstruktionselemente beeinflusst.

Auch die Vergrößerung des Zungenabstandes wirkt sich in der Regel mindernd auf das Ventilatorgeräusch aus. Es konnte nachgewiesen werden, daß allein durch Zungenform und Zungenabstand in Verbindung mit einem "rotierenden Diffusor" am Laufradaustritt Drehklanglärm fast vollständig ausgeschaltet werden kann. Bei dem untersuchten Ventilator ist auf diese Weise eine Geräuschminderung von etwa 8 dB(4) bei konstanter Strömungsleistung erreicht worden.

Erleichtert wird die Herabsetzung des Ventilatorgeräusches dadurch, daß sich eine Schaufelzahlvariation zwischen 12 und 16 Schaufeln zusammen mit den vorgenommenen Zungenänderungen kaum auf das aerodynamische Verhalten des Ventilators innerhalb des optimalen Betriebsbereiches auswirkt.

Die Modifikation des ALLENschen Verfahrens, die im Zusammenhang mit dem erweiterten Produktgesetz zu sehen ist, verbessert infolge einer verfeinerten Geräuschanalyse die Abschätzung des Geräuschspektrums einschließlich eventuell notwendiger Tonpegelzuschläge für eine ganze Baureihe geometrisch ähnlicher Ventilatoren aus den am Modell gewonnenen Daten.

Benutzte Formelzeichen und Indizes

Zeichen:	Einheit:	Bedeutung:
A	m ²	Fläche
a	m s ⁻¹	Schallgeschwindigkeit
b	m	Schlitzbreite
C	N m ⁻¹	Federkonstante
c	m s ⁻¹	Strömungsgeschwindigkeit
c _p	J kg ⁻¹ K ⁻¹	spezifische Wärme bei konstantem Druck
c _v	J kg ⁻¹ K ⁻¹	spezifische Wärme bei konstantem Volumen
D	m	Laufraddurchmesser
d	m	Rohrdurchmesser
d _i	m	Laufradparameter
F	N	Wechselkraft
F	1	Erregerfunktion bzw. Rauschfunktion
F _M	1	nichtnormierte Erregerfunktion bzw. Rauschfunktion
f	Hz	Frequenz
f _T	Hz	Terzmittenfrequenz
f _m	Hz	Bandmittenfrequenz
Δf	Hz	Bandbreite
G	1	Systemfrequenzgang
G _M	1	nichtnormierter Systemfrequenzgang
H	1	Klasse der Harmonischen (1,2,)
He	1	Helmholtzzahl fD ₂ /a = D ₂ /λ

Zeichen:	Einheit:
He ^x	1
h	m
Δh	m
j	1
k	1
K	1
K _p	1
l	m
Δl	m
L _p	dB
L _{ps}	dB
L' _{ps}	dB
L _{pT}	dB
L _w	dB
ΔL	dB
M	Nm
Ma	1
M _u	1
M _c	1
m	kg
$\dot{m}$	kg s ⁻¹
n	s ⁻¹
n	1

Zeichen:	Einheit:	Bedeutung:
He^x	1	Heiseltzreht ft_2/a
h	m	Schlitzlänge
Δh	m	Spiegelddifferenz am Heber- manometer
j	1	Isoginäre Einheit $\sqrt{-1}$
k	1	Isantropenexponent
K	1	Konstante
$K_{\tilde{p}}$	1	Schellddruckkennzahl $\tilde{p}/\tilde{p}_0$
l	m	Schlitzhöhe
Δl	m	Mündungskorrektur
L_p	dB	Schellddruckpegel bezogen auf $2 \cdot 10^{-5}$ Pa
L_{ps}	dB	normierter spezifischer Schellddruckpegel
L'_{ps}	dB	nichtnormierter spezifischer Schellddruckpegel
L_{pT}	dB	Schaufeltonpegel
L_w	dB	Schelleleistungspegel bezogen auf 10^{-12} Watt
ΔL	dB	Pegeldifferenz
M	Nm	Drehmoment
Ma	1	Machzahl
M_u	1	Machzahl u/a
M_c	1	Machzahl c/a
m	kg	Masse
$\dot{m}$	$kg s^{-1}$	Massenstrom
n	s^{-1}	Drehzahl
n	1	Polytropenexponent $\ln \frac{p_A}{p_E} / \ln \frac{\rho_A}{\rho_E}$

digkeit

windigkeit

rme bei kon-

rme bei kon-

sser

r

er

n bzw.

Erreger-
Rauschfunktion

uenz

uenz

gang

r Systemfre-

monischen

$f D_2/a = D_2/\lambda$

Zeichen:	Einheit:	Bedeutung:
P	W	Leistung des Ventilators
p	N m ⁻²	Schalldruck
p _b	N m ⁻²	Atmosphärendruck
Δp	N m ⁻²	Druckdifferenz
Δp _t	N m ⁻²	Gesamtdruckerhöhung
R	J kg ⁻¹ K ⁻¹	spezifische Gaskonstante
R	N m ⁻¹ s	Reibungsglied
R _T	kg m ⁻² s ⁻¹	Strahlungswiderstand
Re	1	Reynoldszahl cd/v
r	m	Radius
r	1	Reflexionsfaktor
Δr	m	Zungenabstand
S	m ²	Meßfläche
S	1	Störfunktion
s	m	Schaufeldicke
St	1	Strouhalzahl fD ₂ /u ₂
T	K	absolute Temperatur
Tu	1	Turbulenzgrad $\tilde{c}/c$
t	s	Zeit
t ₂	m	äußere Schaufelteilung
u	ms ⁻¹	Umfangsgeschwindigkeit
u	ms ⁻¹	Strömungsgeschwindigkeit
V	m ³	Raumvolumen
V	1	Übertragungsverhältnis
$\dot{V}$	m ³ s ⁻¹	Volumenstrom
W	W	Schalleistung

Zeichen:	Einheit:
x _i	m
γ	J kg ⁻¹
y	m
Z	1
z	1
α	1
α	1
α	1
β	1
β _s	1
δ	1
ε	1
ε	1
ζ	1
η	1
θ	1
θ ₀	Nm/mV
κ	1
λ	m
λ	1
μ	1
ν	1
ν	m ² s ⁻¹
ρ	kg m ⁻³

Zeichen:	Einheit:	Bedeutung:
x_i	m	Meßkoordinaten
Y	$J kg^{-1}$	spezifische Strömungsarbeit $\int \frac{dp}{\rho}$
y	m	Auslenkung
Z	1	Realgasfaktor
z	1	Schaufelzahl
α	1	Schallabsorptionsgrad
α	1	Reynoldszahl-Exponent
α	1	Durchflußbeiwert
β	1	Reibzahl-Exponent
β_s	1	Schaufelwinkel
δ	1	Durchmesserzahl $\phi^{1/4} \cdot \phi^{-1/2}$
ϵ	1	Expansionszahl
ϵ	1	Exponent des Schalltrichters
ζ	1	Widerstandsbeiwert
η	1	Wirkungsgrad
θ	1	Seitenwinkel
θ_0	Nm/mV	Drehmomentenfaktor
κ	1	Verhältnis der spezifischen Wärmen c_p/c_v
λ	m	Wellenlänge
λ	1	Leistungszahl $p/(\frac{\rho}{2} u_2^3 A_2)$
μ	1	Porosität der Stoffabdeckung
ν	1	Abkühlungsverhältnis ω/ω_0
ν	$m^2 s^{-1}$	Kinematische Zähigkeit
ρ	$kg m^{-3}$	Dichte

Zeichen:	Einheit:	Bedeutung:
σ	1	Schnellaufzahl $\varphi^{1/2} \cdot \psi^{-3/4}$
φ	1	Durchflußzahl $\dot{V}/(A_2 \cdot u_2)$
φ_r	1	Phasenwinkel
ψ	1	Druckzahl $2\gamma_t/u_2^2$
ω	s ⁻¹	Kreisfrequenz $2\pi n$
ω_0	s ⁻¹	Eigenfrequenz $\sqrt{C/m}$

I n d i z e s

Index:	Bedeutung:
A	Ventilatoraustritt
a	austretend
Bl	Blende
E	Ventilatoreintritt
e	einfallend; effektiv
i	innen
r	reflektierend
t	total
1	Schaufeleintritt
2	Schaufelaustritt
~	Kennzeichnung des Effektivwertes
^	Kennzeichnung des Spitzenwertes
-	unterstrichene Größen , komplexe Größen
Re	Realteil
Im	Imaginärteil

S C H R I F T T U M

- /1/ Allen, H.C.:
- /2/ Christie, D.:
- /3/ Baade, P.K.:
- /4/ Zeller, W.:
- /5/ VDI-Richtlin
- /6/ Muheim, J.A.:
- /7/ Neise, W.:
- /8/ Leidel, W.:
- /9/ Baron, P.:
- /10/ Piltz, E.:
- /11/ Mellin, R.C.:

S C H R I F T T U M

- /1/ Allen, H.C.: Noise Control in Ventilation Systems.
Chapter 21, Beranek: Noise Reduction.
Mc Graw-Hill 1960
- /2/ Christie, D.H. u. J.B. Graham:
Sound power level measurements of fan
noise. ASRAE 71st Annual-Meeting,
Cleveland, Ohio (29.6. - 1.7.1964)
- /3/ Baade, P.K.: Accuracy consideration in fan sound
measurement. ASRAE Journal 1967
- /4/ Zeller, W.: Lärmbwehr bei Lüftungsanlagen.
Forschungsbericht Nr. 1117
Westdeutscher Verlag Köln-Opladen
- /5/ VDI-Richtlinie-2081:
Lärminderung bei Raumlufthechnischen
Anlagen, Entwurf 1978.
- /6/ Muheim, J.A. u. E.J. Rathé:
Das Geräuschverhalten von Ventilatoren.
(Kritische Übersicht über bisherige
Erfahrungen und Erkenntnisse)
ETH Zürich (1968)
- /7/ Neise, W.: Geräuschminderung bei Radialventilatoren.
HLH 27 (1976)
- /8/ Leidel, W.: Einfluß von Zungenabstand und Zungen-
radius auf Kennlinie und Geräusch eines
Radialventilators. DLR FB 69-16 (1969)
- /9/ Baron, P.: La lutte contre le bruit dans les
installations électromécaniques.
Mém. Cos. Ing. Civ. France III (1958)
- /10/ Piltz, E.: Geräuschmessung von Radialventilatoren
bei unterschiedlicher Laufradbeschaufelung.
HLH 26 (1975) Nr. 5
- /11/ Mellin, R.C. u. G. Sovran:
Controlling the tonal characteristics of
the aerodynamic noise generated by fan
rotors. Journal of Basic Engineering
(1970)

- /12/ Lighthill, M.J.: On sound generated aerodynamically.
I. General theory.
A 211 (1952)
II. Turbulence as a source of sound.
A 222 (1954)
The Bakerian Lecture, 1961.
Sound generated aerodynamically.
A 267 (1962), Proc.Roy.Soc. (London)
- /13/ Curle, N.: The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proc. Roy. Soc. (London)
- /14/ Laufer, J., Ffowcs Williams, J.E., Childress, E.: Mechanism of noise generation in the turbulent boundary layer.
AGARDograph 90 (1964),
North Atlantic Treaty Organisation, Paris
- /15/ Neise, W.: Einfluß der Mikrofonumströmung bei der Messung von Ventilatorgeräusch im angeschlossenen Kanal.
DLR-FB 74-04
- /16/ Wikström, B.: Beitrag zur zweckmäßigen Bestimmung und Darstellung des Ventilatorgeräusches als Grundlage für akustische Berechnung von Lüftungsanlagen.
Dissertation TU-Berlin (1964)
- /17/ Grünewald, W.: Vorschlag für eine einheitliche Geräuschmessung an Ventilatoren. HlH 10 (1959) Nr. 6, S. 167-172
- /18/ Cordier, O.: Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. BWK 5 (1963) Nr. 10
- /19/ Sörensen, E. u. A. Garve: Dubbels Taschenbuch für Maschinenbau Bd. II, 12. Aufl. (1961) Springer-Verlag
- /20/ Pfeleiderer, C.: Die Kreiselpumpen 5. Aufl. (1961) Springer-Verlag
- /21/ Marcinowski, H.: Einstufige Turboverdichter. Chemie-Ingenieur-Technik 31 (1959) Nr. 4
- /22/ Bommes, L.:
- /23/ Schirmer, W. u.a.
- /24/ Wollherr, H.:
- /25/ Leist, H.:
- /26/ Brockmeyer, H.:
- /27/ Madison, R.D.:
- /28/ Maling, G.C.:
- /29/ Riолlett:
- /30/ Weidemann, J.:
- /31/ Agnon, R.:

erodynamically.

source of sound.

, 1961.

dynamically.

ty. Soc. (London)

and boundaries upon
Proc. Roy. Soc.

ldress, E.:

eneration in the
eyer.

Organisation, Paris

maströmung bei der
ergeräusch im ange-

gen Bestimmung und
latorgeräusches als
che Berechnung von

n (1964)

heitliche Geräusch-
en. HfH 10 (1959)

en für Strömungs-
3) Nr. 10

ür Maschinenbau
61) Springer-Verlag

ger-Verlag

chter.

nik 31 (1959) Nr. 4

- /22/ Bommes, L.: Anwendung des Ähnlichkeitsgrund-
satzes im Ventilatorenbau.
HfH Bd. 20 (1969) Nr. 2, VDI-Verlag
- /23/ Schirmer, W.
u.a. Lärmbekämpfung, Verlag Tribüne Berlin
(1974)
- /24/ Wollherr, H.: Akustische Untersuchungen an Radial-
ventilatoren unter Verwendung der
Vierpoltheorie. Dissertation TU-Berlin
(1973)
- /25/ Leist, H.: Experimentelle Untersuchungen von
Schallerzeugung und Stromfeldgrößen
bei Radialventilatoren mit unterschied-
licher Beschaufelung. Bericht zum
Forschungsvorhaben Ma 236/29.
Juni 1976, TH-Karlsruhe
- /26/ Brockmeyer, H.: Strömungsakustische Untersuchungen
an Kanalnetzsystemen von Hochgeschwin-
digkeits-Klimaanlagen. Dissertation
TU-Braunschweig (1968)
- /27/ Madison, R.D.: Fan Engineering (Handbook)
Scheffé, Buffalo, New York.
Buffalo Forge Company, 1949
- /28/ Maling, G.C.: Dimensional analysis of blower noise.
Journ. Acoust. Soc. Am. 35 (1963) Nr.10.
- /29/ Riollott: Les lois d'émission sonores d'un venti-
lateur géométrique à partir de l'analyse
dimensionnelle. 9th Cong. Intern. Mecan.
Appl. 2 (1969)
- /30/ Weidemann, J.: Beitrag zur Analyse der Beziehungen
zwischen den akustischen und strömungs-
technischen Parametern am Beispiel geo-
metrisch ähnlicher Radialventilator-
typen. Dissertation TU-Berlin (1970)
- /31/ Agnon, R.: Experimentelle Untersuchungen zum Ein-
fluß des Gehäuses auf die Schallab-
strahlung von Radialventilatoren.
Dissertation TU-Berlin (1975)

- /32/ Bartenwerfer, M.: Einige Aspekte der Lärmforschung an Radialventilatoren.
IB 357-75/2 DFVLR, Institut für Turbulenzforschung Berlin
- /33/ Holle, W. u. E. Lübcke:
Zur Schallstärke des von schnellbewegten Profilen erzeugten Schalls.
Luftfahrtforschung 7 (1939) S. 56-58
- /34/ Gikadi, T. u. M. Bartenwerfer:
Messung, Berechnung und Verringerung des Lärms von Radialventilatoren.
Klima + Kälte - Ingenieur 10/1977
- /35/ Wollherr, H. Akustische Untersuchungen an einem Axialventilator.
Techn. Bericht (1971) des Instituts für Techn. Akustik TU-Berlin
- /36/ Shenoda, F.B.: Reflexionsarme Abschlüsse für durchströmte Kanäle. Dissertation TU-Berlin (1973)
- /37/ Meyer, E. u. E.G. Neumann:
Physikalische und Technische Akustik.
2. Aufl. 1974, Verlag Vieweg + Sohn.
- /38/ DIN 45 635 Teil 9: Geräuschemessung an Maschinen.
Luftschallmessung, Kanal-Verfahren, Rahmenmeßverfahren. Entwurf Sept. 1977.
- /39/ Mechel, F., Schilz, W. und J. Dietz:
Akustische Impedanz einer luftdurchströmten Öffnung. Acustica, Vol. 15 (1965)
- /40/ DIN 1952 Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen
(VDI-Durchflußmeßregeln)
Neuentwurf zur 7. Auflage
- /41/ Friedrich, J.: Ein quasischallunempfindliches Mikrofon für Geräuschemessungen in turbulenten Luftströmungen. Techn. Mittl. RFZ 11 (1967)

/42/ Meyer, E. u. D.

/43/ Mode, F.W.:

/44/ Bommes, L.:

/45/ Heckl, M. u. H.

/46/ Hubert, M.:

Lärmforschung an
Institut für Turbu-
in

es von schnellbewegten
Schalls.
7 (1939) S. 56-58

g und Verringerung des
ntilatoren.
genieur 10/1977

chungen an einem

71) des Instituts für
Berlin

chlüsse für durch-
ssertation TU-Berlin

Technische Akustik.
ag Vieweg + Sohn.

Maschinen.
Kanal-Verfahren,
Entwurf Sept. 1977.

einer luftdurch-
ustica, Vol. 15

t genormten Düsen,
düsen
regeln)
auflage

ppfindliches Mikrofon
en in turbulenten
nn. Mittl. RFZ 11

/42/ Meyer, E. u. D. Quicking:
Schaingungslehre.
Vieweg-Verlag (1974)

/43/ Mode, F.W.: Ventilatorenlagen, 4. Aufl. 1972,
Verlag Walter de Gruyter, Berlin

/44/ Bommes, L.: Über den Einfluß der Schaufelzahl auf die
Kennlinie eines Radialventilators mit
rückwärts gekrümmten Schaufeln.
RLH, Bd. 14 (1963) Heft 5/6/7
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf

/45/ Heckl, M. u. H.R. Müller:
Lehrbuch der Technischen Akustik.
Springer-Verlag 1975

/46/ Hubert, M.: Untersuchungen über Geräusche durch-
strömter Gitter.
Dissertation TU Berlin (1969)

In der vorliegenden Arbeit wird über einen Ventilator-Geräuschmeßprüfstand, die einzelnen Meßmethoden und Versuchsergebnisse sowie die anzuwendenden Ähnlichkeitsgesetze im Hinblick auf die Analyse des Drehklang- und Rauschverhaltens berichtet. Insbesondere wurden die Minderung des Drehklanglärms durch Änderung von Zungenform, Zungenabstand und Schaufelzahl und der Einfluß dieser Konstruktionsmerkmale auf den Fluß- und Impulsquellenanteil und den spezifischen Schalleistungspegel des untersuchten Ventilators beschrieben.

ISBN 3-531-02895-2