

**UNIVERSITÄT  SIEGEN**

**Der Einfluss der Zuströmbedingungen auf das  
breitbandige Geräusch eines Axialventilators**

**Dissertation  
zur Erlangung des akademischen Grades  
DOKTOR-INGENIEUR**

**vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Marc Schneider  
aus Neunkirchen**

**genehmigt vom  
Fachbereich Maschinentechnik  
der Universität Siegen**

**Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Th. Carolus  
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. Költzsch**

**Tag der mündlichen Prüfung  
2. September 2005**

**urn:nbn:de:hbz:467-2136**

urn=nbn:de:hbz:467-2136

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluid- und Thermodynamik (IFT), Fachgebiet Strömungsmaschinen, der Universität Siegen.

An dieser Stelle bedanke ich mich sehr herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Th. Carolus. Er hat diese Arbeit angeregt und sie stets mit großem Engagement betreut und gefördert. Aus seiner reichen Erfahrung sowie den interessanten und kritischen Diskussionen habe ich wertvolle Anregungen erhalten, die zum Gelingen der Arbeit geführt haben.

Ganz besonders bedanke ich mich bei Herrn Prof. em. Dr.-Ing. habil. P. Költzsch von der Technischen Universität Dresden für die Übernahme des Korreferates.

Ganz herzlich danke ich meiner Kollegin Frau Christine Krause und den Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Hauke Reese, Herrn Dipl.-Ing. Daniel Wolfram, Herrn Dr.-Ing. Robert Basile und Herrn Dr.-Ing. Michael Stremel für die langjährige gute Zusammenarbeit und für die Unterstützung auch in nicht fachbezogenen Problemstellungen. Besonderer Dank gebührt Herrn Dipl.-Ing. Bernd Homrighausen, der durch die sorgfältige Konstruktion der Versuchseinheit wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Ebenfalls danken möchte ich allen studentischen Hilfskräften sowie Studien- und Diplomarbeitern des Instituts für Fluid- und Thermodynamik, die mich während meiner Zeit am Institut begleitet und unterstützt haben. Zu nennen sind vor allem Herr cand.-Ing. Martin Schmid und Herr cand.-Ing. Kai Witkow, die mich bei der Durchführung der umfangreichen Messungen unterstützt haben.

Danken möchte ich auch den Leitern der Werkstatt des Fachbereichs Maschinentechnik Herrn W. Schröder und Herrn F. Stahl sowie allen Mitarbeitern für ihre Mithilfe bei der Erstellung der Versuchseinrichtungen.

Ein großer Teil der durchgeführten Untersuchungen wurde im Rahmen des FLT-Forschungsvorhabens „Berechnung des breitbandigen aeroakustischen Geräuschkennlinien von Axialventilatorlaufrädern aus Stromfeldgrößen“ durchgeführt und aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) unter der Nummer 12379 N/1 gefördert. Ich danke für die finanzielle Unterstützung.

Schließlich möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir jederzeit die Möglichkeit und die Freiheit gaben, meinen eigenen Berufsweg zu wählen und ihn zu verfolgen. Diese Dissertation wäre ohne ihre Unterstützung nicht entstanden.

Mein besonderer Dank gilt meiner Freundin Stephanie Heider und meiner Tochter Anna für ihr Verständnis an manchen Abenden und Wochenenden, die der Arbeit zum Opfer gefallen sind.

>> Meinen Eltern Edeltraud und Karl-Heinrich Schneider,  
meiner Freundin Stephanie Heider  
und meiner Tochter Anna gewidmet <<

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b> .....	<b>VII</b>
Lateinische Formelzeichen .....	VII
Griechische Formelzeichen .....	X
Fußzeichen.....	XI
Abkürzungen .....	XII
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>XIII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation und Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung und Abgrenzung der eigenen Arbeit.....	2
1.3 Aufbau der Arbeit.....	2
<b>2 Schallentstehung bei Axialventilatoren – Mechanismen und Modelle (Literaturübersicht)</b> .....	<b>4</b>
2.1 Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz“ .....	5
2.2 Mechanismus „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“ und „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“ .....	8
2.3 Mechanismus „Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante (Turbulenter Nachlauf)“ .....	9
2.4 Mechanismus „Strömungsablösung und Strömungsabriss“ .....	10
2.5 Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand“ .....	10
<b>3 Verfahren zur Geräuschvorausberechnung</b> .....	<b>12</b>
3.1 Klassifikation der Verfahren .....	12
3.2 Geräuschberechnungsverfahren für axiale Strömungsmaschinen – Literaturübersicht .....	13
3.2.1 Verfahren von DOAK.....	13
3.2.2 Verfahren von GROSVELD .....	15
3.2.3 Verfahren von BROOKS, POPE & MARCOLINI.....	15
3.2.4 Verfahren von LOWSON .....	16
3.2.4.1 Geräusch durch Zuströmturbulenz .....	16
3.2.4.2 Schaufelhinterkantenschall.....	18
3.2.5 Verfahren von KÖLTZSCH .....	20
3.2.5.1 Geräusch durch Zuströmturbulenz .....	20
3.2.5.2 Schall durch die turbulente Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche.....	23
3.2.5.3 Schall durch die Nachlaufströmung hinter der Schaufel.....	26
3.2.6 Verfahren von FUEST .....	28
3.2.7 Verfahren von STREMEL .....	30
3.2.8 Weitere Verfahren.....	31
3.2.9 Akustische Kompaktheit .....	32
3.3 Implementierung ausgewählter akustischer Verfahren in einen PC-Programmcode.....	32
<b>4 Beispiel Niederdruckventilator</b> .....	<b>36</b>
4.1 Versuchsventilator.....	36
4.2 Experimentelle Untersuchungen .....	38
4.2.1 Prüfstände und Auswertung der Messdaten.....	38
4.2.2 Ergebnisse der Kennlinienmessungen .....	39
4.2.2.1 Aerodynamische Kennlinien .....	39
4.2.2.2 Akustische Kennlinien.....	40
4.2.2.3 Akustische Spektren .....	41

4.3	Geräuschvorhersage .....	42
4.3.1	Numerische Untersuchungen zur Bestimmung von Stromfeldgrößen und Grenzschichtparametern.....	42
4.3.1.1	Beschreibung der numerischen Untersuchungen .....	42
4.3.1.2	Numerische Ergebnisse .....	45
4.3.1.2.1	Aerodynamische Kennlinien (Vergleich mit Messungen).....	45
4.3.1.2.2	Details des Stromfeldes.....	46
4.3.2	Geräuschprognose für die Mechanismen „Turbulente Grenzschicht“ und „Turbulenter Nachlauf“.....	48
4.3.3	Einfluss von Turbulenzparametern .....	49
4.3.4	Ergebnisse mit Folgerungen .....	50
<b>5</b>	<b>Variation und Messung der Zuströmturbulenz.....</b>	<b>51</b>
5.1	Kontrolle und Beeinflussung der Zuströmung zum Laufrad.....	51
5.1.1	Messaufbau .....	51
5.1.2	Einbauten zur Turbulenzbeeinflussung.....	54
5.1.2.1	Grenzschichtabsaugung (GA) .....	54
5.1.2.2	Turbulenzерzeuger.....	55
5.1.2.3	Turbulenzschirm (TCS).....	56
5.1.3	Überblick über die untersuchten Messanordnungen.....	58
5.2	Auswertung .....	60
5.3	Ergebnisse .....	65
<b>6</b>	<b>Vergleich zwischen Geräuschmessung und Prognose.....</b>	<b>77</b>
6.1	Detaillierte Ergebnisse der Geräuschmessung .....	79
6.1.1	Akustische Kennlinien .....	79
6.1.2	Akustische Spektren.....	84
6.1.2.1	Einfluss der Zuströmkonfiguration.....	84
6.1.2.2	Einfluss des Betriebspunktes .....	88
6.2	Vergleich mit Geräuschvorhersage .....	91
6.2.1	Vergleich der Gesamtschallleistungspegel (Akustische Kennlinien) .....	92
6.2.2	Vergleich der Einzelspektren .....	94
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>97</b>
<b>Anhang .....</b>		<b>100</b>
<b>A</b>	<b>Messaufbau .....</b>	<b>100</b>
A.1	Akustische Messungen .....	100
A.2	Messung der Zuströmturbulenz (Hitzdrahtanemometrie) .....	101
A.3	Turbulence Control Screen (TCS).....	102
<b>B</b>	<b>Ergebnisse der Zuströmturbulenzmessung .....</b>	<b>103</b>
<b>C</b>	<b>Vergleich der Messung mit der Geräuschvorhersage.....</b>	<b>140</b>
C.1	Gesamtschallleistungspegel (Akustische Kennlinien) .....	140
C.2	Einzelspektren .....	148
<b>D</b>	<b>Messunsicherheit .....</b>	<b>158</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>		<b>161</b>

## Nomenklatur

Die folgende Liste enthält die wesentlichen Symbole und Abkürzungen, die in der Arbeit verwendet werden. Weitere oder von dieser Liste abweichende Bezeichnungen sind in den Kapiteln erläutert.

### Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$a$	m	Profilbreite, Rechteckprofilgitter
$A$	m <sup>2</sup>	Schaufelfläche, Fläche allgemein
$A_0$	m <sup>2</sup>	Bezugsfläche, $A_0 = 1 \text{ m}^2$
$A_c$	m <sup>2</sup>	Korrelationsfläche
$A_K$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Kanals, der Messkammer
$A_M$	m <sup>2</sup>	Hüllfläche nach [DI86]
$b$	m	Lichte Weite Rechteckprofilgitter
$BPF$	Hz	Blattpassierfrequenz, $BPF = n \cdot z$
$c$	m/s	Schallgeschwindigkeit
$c_A$	-	Auftriebsbeiwert
$c_m$	m/s	Meridiangeschwindigkeit
$c_W$	-	Widerstandsbeiwert
$c_x, c_y, c_z$	m/s	Geschwindigkeitskomponenten im Laborsystem
$c_x'$	m/s	Geschwindigkeitsschwankung, Hauptströmungsrichtung
$\overline{c_x}, \overline{c_x}^*$	m/s	zeitl. gemittelte Geschwindigkeit, *: umfänglich gemittelt
$c_0$	m/s	Normschallgeschwindigkeit, $c_0 = 340 \text{ m/s}$
$C$	-	Konstante (allgemein)
$C_{ges}$	dB	gesamte Frequenzgangkorrektur nach [DI00]
$d$	m	Durchmesser
$D_a$	m	Außendurchmesser des Laufrades
$D_i$	m	Innendurchmesser des Laufrades
$e$	-	Exponent der Proportionalität $S_F \sim f^e$
$f$	Hz	Frequenz

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\Delta f$	Hz	Frequenzbandweite
$f_G$	Hz	Grenzfrequenz (Lowson-Verfahren)
$F_A$	N	instationäre Auftriebskraft der Schaufel
$G_A$	dB	Skalierungsfunktion im BPM-Verfahren
$G_6$	dB	empirische Skalierungsfunktion
$h$	m	Schaufelhöhe
$h_c$	m	räumliche Korrelationslänge
$\Delta h$	m	Längenabmessung eines Schaufelsegments ( $\sum \Delta h = h$ )
$h_{rel}$	%	relative Schaufelhöhe, $h_{rel} = 100\% \cdot (R - R_i) / h$
$i$	-	Index, Zähler, CFD-Knoten (Umfangsrichtung)
$idel$	-	CFD-Gitterpunkt der Grenzschichtberandung
$j$	-	Index, Zähler, CFD-Knoten (radiale Richtung)
$k$	-	Zähler, CFD-Knoten (Richtung der Schaufelsehne)
$k_0$	1/m	akustische Wellenzahl, $k_0 = 2\pi/\lambda$
$k_1, k_2$	-	normalisierte Wellenzahlen im Lowson-Verfahren
$K$	-	Konstante, Anpassungsfaktor
$K_{lfc}$	-	Faktor für den Niederfrequenzbereich (Lowson-Mod.)
$K_2(f)$	dB	Frequenzbandskalierungsfunktion (HK-Geräusch)
$l$	m	Profilsehnenlänge
$l_c$	m	räumliche Korrelationslänge
$l_1$	m	longitudinale Korrelationslänge
$l_3$	m	transversale Korrelationslänge
$L$	dB	Pegel, Schallpegel (allg.)
$L_p$	dB	Schalldruckpegel (bezogen auf $p_0$ )
$L_{p4}$	dB	Ausblas-Kanalschalldruckpegel [DI86]
$L_{p5}$	dB	Freiansaug-Schalldruckpegel [DI86]
$L_{Sp}$	dB	Pegel der Wanddruckschwankungen
$L_{Ex}$	dB	Pegel der Anströmturbulenz
$L_W$	dB	Schallleistungspegel (bezogen auf $P_0$ )
$L_{W4}$	dB	Ausblas-Kanalschallleistungspegel [DI86]



Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$L_{W45}$	dB	Gesamtschalleistungspegel
$L_{W5}$	dB	Freiansaug-Schalleistungspegel [DI86]
$L_{\Theta}$	dB	Pegel der normierten Wanddruckleistungsdichte $S_p$
$M$	m	Maschenweite Rechteckprofilgitter
$Ma$	-	Machzahl, $Ma = u/c_0$
$M_d$	Nm	Drehmoment
$Ma_{ua}$	-	Machzahl, mit $u_a$ gebildet
$n$	1/s	Drehzahl
$p$	Pa	Druck
$p_0$	Pa	Bezugsschalldruck für Luftschall, $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa
$\Delta p$	Pa	Druckdifferenz
$\Delta p_0$	Pa	Bezugsdruckdifferenz, $\Delta p_0 = 1$ Pa
$P$	W	Schalleistung, Leistung allgemein
$P_f$	W/Hz	spektrale Schalleistungsdichte (mit $f$ gebildet)
$P_0$	W	Bezugsschalleistung für Luftschall, $P_0 = 10^{-12}$ W
$PSDL_W$	dB	Schalleistungsdichtespektrum, Pegel
$r$	m	Radius
$R_a$	m	Außenradius des Laufrades
$R_i$	m	Innenradius des Laufrades
$Re$	-	Reynoldszahl
$Re_l$	-	Reynoldszahl (mit $l$ gebildet), $Re_l = u \cdot l / \nu_{kin}$
$s$	m	Spaltweite
$S^2$	-	kompressible Sears-Funktion
$S_F$	N <sup>2</sup> /Hz	spektrale Leistungsdichte der inst. Auftriebskraft
$S_p$	Pa <sup>2</sup> /Hz	spektrale Leistungsdichte d. Wanddruckschwankungen
$E_x$	m <sup>2</sup> /s	spektrale Energiedichte der Anströmturbulenz
$Sr$	-	Strouhalzahl
$Sr_l$	-	Strouhalzahl (mit $l$ gebildet)
$Sr_{\delta^*}$	-	Strouhalzahl (mit $\delta^*$ gebildet)
$Sr_A$	-	Strouhalzahl (mit $A$ gebildet)

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$t$	s	Zeit
$Tu, Tu^*$	-	Turbulenzgrad, *: umfänglich gemittelt
$u$	m/s	Geschwindigkeit (allgemein)
$u'$	m/s	Geschwindigkeitsschwankungskomponente
$u_a$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser $D_a$
$u_c$	m/s	Konvektionsgeschwindigkeit
$u_F$	m/s	Freifeldgeschwindigkeit
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$\dot{V}_0$	m <sup>3</sup> /s	Bezugsvolumenstrom, $V_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$
$w$	m/s	Relativgeschwindigkeit im Schaufelgitter
$w'$	m/s	Geschwindigkeitsschwankungskomponente
$x$	m	allgemeine Raumkoordinate
$z$	-	Schaufelzahl

### Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	°	Anstellwinkel
$\beta_\infty$	°	mittlerer Strömungswinkel der Relativströmung
$\beta^2$	-	Kompressibilitätsfaktor, $\beta^2 = 1 - M^2$
$\delta$	m	Grenzschichtdicke
$\delta^*$	m	Grenzschichtverdrängungsdicke
$\varepsilon_1$	-	Abklingkonstante in longitudinaler Richtung
$\varepsilon_3$	-	Abklingkonstante in transversaler Richtung
$\phi_2$	-	normiertes Turbulenzspektrum
$\Phi$	°	umfänglicher Verstellwinkel bei Hitzdrahtmessungen
$\Phi_{ca}$	-	Steigung der Kurve $c_A = F(\alpha)$
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\Lambda, \Lambda^*$	m	Turbulentes Längenmaß, *: umfänglich gemittelt
$\eta$	-	Wirkungsgrad

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\nu$	-	Nabenverhältnis, $\nu = R_i / R_a$
$\nu_{kin}$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität, $\nu_{kin} = 1,5 \cdot 10^{-5}$ m <sup>2</sup> /s
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids
$\rho_0$	kg/m <sup>3</sup>	Normluftdichte, $\rho_0 = 1,2$ kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{xx}$	-	Autokorrelationskoeffizient
$\rho_{xy}$	-	Kreuzkorrelationskoeffizient
$\varphi$	-	Volumenzahl
$\xi_1$	m	Laufvariable (in Richtung der Schaufelsehne)
$\xi_2$	m	Laufvariable (senkrecht zur Schaufelsehne)
$\psi$	-	Druckzahl
$\Psi$	-	Strahlungsfunktion
$\omega$	rad/s	Kreisfrequenz, $\omega = 2\pi f$

## Fußzeichen

Zeichen	Bedeutung
<i>a</i>	außen
<i>A</i>	A-Bewertung eines Schallpegels
<i>fa</i>	freiausblasend
<i>ges</i>	gesamt
<i>hf</i>	Hochfrequenzbereich (high frequency)
<i>i</i>	Index, Zähler
<i>j</i>	Index, Zähler
<i>k</i>	Index, Zähler
<i>lfc</i>	Korrektur für Niederfrequenzbereich (low frequency correction)
<i>m</i>	gemittelter Wert, Durchschnittswert, Mittelschnitt (Schaufelgitter)
<i>okt</i>	Oktavband
<i>oT</i>	ohne Tonale
<i>peak</i>	Stelle des maximalen Wertes
<i>tot</i>	total, gesamt

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>x</i>	Hauptströmungsrichtung
<i>x</i>	Schaufelposition (von der Vorderkante gemessen)
<i>0</i>	Bezugsparameter

### **Abkürzungen**

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
CFD	Numerische Strömungsberechnung (Computational Fluid Dynamics)
DO	Geräuschvorhersageverfahren nach Doak
DS	Schaufeldruckseite
EK	Einlaufkonfiguration
FU	Geräuschvorhersageverfahren nach Fuest
GA	Grenzschichtabsaugung
HC	Honeycomb
HDA	Hitzdrahtanemometrie
HK	Schaufelhinterkante
KÖ	Geräuschvorhersageverfahren nach Költzsch
LO	Geräuschvorhersageverfahren nach Lawson
oT	ohne Tonale
OE	ohne Einbauten
RPG	Rechteckprofilgitter
SS	Schaufelsaugseite
ST	Geräuschvorhersageverfahren nach Stremel
TCS	Turbulenzschirm (Turbulence Control Screen)
TG	Schallquelle „Turbulente Grenzschicht“
TN	Schallquelle „Turbulenter Nachlauf“
VK	Schaufelvorderkante
ZT	Schallquelle „Zuströmturbulenz“

## Kurzfassung

Neben den aerodynamischen Daten ist die Schalleistung eine wichtige Kenngröße von Ventilatoren. Die Berechnung des Schalls unmittelbar aus den Grundgleichungen der Strömungsmechanik („Computational Aeroacoustic“) scheint für den praktischen Einsatz in den nächsten Jahren nicht möglich, obwohl in den vergangenen Jahren methodisch erhebliche Fortschritte erzielt wurden. In der industriellen Praxis wird daher das Ventilatorgeräusch bislang mit sehr einfachen Verfahren abgeschätzt, die nur grundlegende Maschinengrößen berücksichtigen. In der Literatur findet man allerdings eine Vielzahl fortgeschrittenerer Verfahren für die Schalleistungsberechnung von Ventilatoren, die von empirisch gestützten Modellen der verschiedenen, bei Axialventilatoren auftretenden Geräuschmechanismen ausgehen. In diesen Verfahren werden die Geräuschanteile der verschiedenen Quellen getrennt voneinander ermittelt und am Ende - auch spektral - zusammengesetzt. Sie erfordern detaillierte Eingangsparameter wie Turbulenzgrößen, das Geschwindigkeitsfeld um die Schaufeln, Grenzschichtparameter usw.

In der vorliegenden Arbeit werden zunächst einige dieser semiempirischen Geräuschberechnungsverfahren zusammengestellt. Ausgewählte Verfahren werden in ein eigens erstelltes Programm zur Schallprognose von Axialventilatoren implementiert. Mit diesem Programm wird dann das Geräusch eines Niederdruckaxialventilators vorherberechnet und mit Messungen verglichen. Die Parameter, die für die Schallberechnungsverfahren relevant sind, werden abgeschätzt oder durch eine numerische Stromfeldberechnung ermittelt. Eine Sensitivitätsanalyse der wesentlichen Eingangsparameter für die Berechnung der verschiedenen Einzelschallquellen zeigt, dass der Geräuschmechanismus „Interaktion der Ventilatorschaufeln mit der Zuströmturbulenz“ schon für relativ geringe Turbulenzgrade in der Einlaufströmung einen dominierenden Anteil am Gesamtspektrum des Ventilators hat. Deshalb werden dann in einem zweiten Schwerpunkt der Arbeit umfangreiche experimentelle Untersuchungen zu diesem Geräuschmechanismus durchgeführt. Mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen werden charakteristische Turbulenzparameter der Zuströmung zum Ventilator ermittelt. Die Verwendung einer radial und einer sowohl radial als auch umfänglich verstellbaren 1-D-Hitzdrahtsonde erlaubt die Messung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit, des lokalen Turbulenzgrades und des lokalen axialen Längenmaßes der Turbulenz im Zuströmquerschnitt des Ventilators. Die zeitsynchrone Datenerfassung der beiden Hitzdrahtsignale ermöglicht außerdem die Ermittlung des umfänglichen Längenmaßes der Turbulenz quer zur Hauptströmungsrichtung durch Anwendung der Kreuzkorrelationsmethode. Unterschiedliche turbulenzbeeinflussende Einbauten in der Zuströmung des Ventilators werden untersucht: Zur Erzeugung höherer Turbulenzgrade werden zwei Rechteckprofilgitter unterschiedlicher Geometrie verwendet; eine turbulenzarme Zuströmung wird durch ein Wabenprofil (Honeycomb) im Einlaufkanal erreicht; außerdem kann ein halbkugelförmiger Turbulenzschirm (aufgebaut aus einer Kombination von Honeycomb und Drahtgewebe) vor die Einlaufdüse montiert werden; schließlich wird wahlweise mit Hilfe einer Absaugeinrichtung die gehäusenah und turbulenzreiche Wandgrenzschicht unmittelbar vor der Messebene abgesaugt.

Insgesamt kann mit den unterschiedlichen Einbauten die Zuströmturbulenz so variiert werden, dass sich die gemessenen Gesamtschallleistungspegel des Ventilators bis zu 20 dB unterscheiden. Kombinationen verschiedener turbulenzvermindernder Maßnahmen führen zu sehr niedrigen Turbulenzgraden über den gesamten Zuströmquerschnitt des Ventilators und zu einer deutlichen Reduktion der Geräuschemission des Ventilators beispielsweise gegenüber der einfachen Zuströmung ohne jegliche Einbauten. Besonders der halbkugelförmige Turbulenzschirm sorgt für eine extrem turbulenzarme Zuströmung zum Ventilator, so dass hier der Geräuschmechanismus „Zuströmturbulenz“ praktisch ausgeschaltet werden kann.

Die - unter Verwendung der gemessenen Turbulenzparameter - vorherberechneten spektralen Schalleistungspegel sowie die Gesamtschallleistungspegel stimmen bei allen untersuchten Zuströmkonfigurationen befriedigend mit den Messungen überein.



# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation und Motivation

Neben den aerodynamischen Daten ist die Schalleistung eine wichtige Kenngröße von Ventilatoren. Sie entscheidet wesentlich über den Einsatz einer bestimmten Maschine und sekundärer evtl. erforderlicher Schallminderungsmaßnahmen.

Das Geräuschspektrum eines Ventilators enthält in der Regel tonale und breitbandige Komponenten. Ihre Entstehungsmechanismen sind völlig unterschiedlich. Ursache für die meisten tonalen Komponenten ist die Interaktion des rotierenden Laufrades mit Störungen im angrenzenden Stromfeld, die durch Streben, Leitschaufeln, asymmetrischen Einlauf usw. verursacht werden. Sie sind damit abhängig von der Einbausituation des Ventilatorlaufrades. Durch verbesserte Anordnung des Laufrads lassen sie sich oft reduzieren oder sogar vermeiden. Die meisten breitbandigen Geräuschkomponenten dagegen werden durch die unvermeidbare Turbulenz der Zuströmung und die prinzipbedingte Strömung um die Schaufeln verursacht (daher im englischen Sprachgebrauch auch „self-noise“-Quellen genannt). Die breitbandigen Anteile bestimmen das Grundniveau des Geräuschspektrums eines Ventilators. In der vorliegenden Arbeit liegt der Schwerpunkt auf der Berechnung des breitbandigen Spektrums.

In der industriellen Praxis wird die Schalleistung von Ventilatoren bislang mit sehr einfachen Verfahren abgeschätzt, z.B. nach VDI 3731, Blatt 2 [VDI90]. Die Daten in dieser Richtlinie sind aus einer Vielzahl von Messungen an vorhandenen Maschinen abgeleitet und in Abhängigkeit des Bautyps (axial, radial mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln usw.), der Daten des aerodynamischen Optimalpunkts, der Hauptabmessungen und der Drehzahl dargestellt. Allerdings erlauben solche Verfahren nur eine relativ ungenaue Abschätzung, da bereits die Datenbasis beträchtliche Streuung aufweist und die aeroakustischen Quellen nicht wirklich modelliert werden.

Wünschenswert ist ein Verfahren, bei dem „strömungsmechanisch exakt aus dem Strömungs geschehen heraus die akustischen Quellen definiert und deren Schallabstrahlung ... berechnet wird“ [KÖ94]. Wenn auch in den vergangenen Jahren erhebliche Fortschritte erzielt wurden, wird die Berechnung des Schalls unmittelbar aus den Grundgleichungen der Strömungsmechanik („Computational Aeroacoustic“) für den praktischen Einsatz in den nächsten Jahren nicht möglich sein. Allerdings findet man in der Literatur eine Vielzahl semiempirischer Modelle für viele der relevanten aeroakustischen Geräuschquellen bei Ventilatoren. Sie erfordern detaillierte Eingangsparameter wie Turbulenzgrößen, das Geschwindigkeitsfeld um die Schaufeln, Grenzschichtparameter usw. Dabei sind stationäre Größen wie das Druck- und Geschwindigkeitsfeld um die Schaufeln und daraus ableitbare Grenzschichtparameter heute auch in der industriellen Entwurfspraxis berechenbar, da für den aerodynamischen Neuentwurf von Ventilatoren vielfach komplexere Strömungsberechnungsprogramme eingesetzt werden (z.B. kommerzielle numerische 3-D Navier-Stokes-Codes wie beschrieben bei [BEI96] oder das Ventilatorentwicklungssystem VES von Schilling und Mitarbeiter [SCH96], [RI97], [SCH97]). Für die numerische Berechnung instationärer Stromfeldgrößen, wie sie z.B. die Turbulenzparameter darstellen, sind jedoch aufwendige instationäre Strömungssimulationen notwendig. Da eine direkte Berechnung der Strömung zur Zeit noch nicht möglich ist, muss zur Reduzierung des Diskretisierungsaufwandes in den Simulationen ein Teil der Strömung modelliert werden. So können beispielsweise in einer Large-Eddy-Simulation (LES) nur „grobe“ Strukturen in einer Strömung direkt

berechnet werden und der Einfluss kleiner stochastischer Schwankungen muss modelliert werden [RE04]. Da diese letztgenannten Verfahren sehr aufwendig sind und in der industriellen Praxis z. Zt. noch nicht eingesetzt werden, wird in der vorliegenden Arbeit der Schwerpunkt auf Verfahren gelegt, die zwischen der einfachen Korrelation von Maschinendaten und der genauen Modellbildung und Simulation der aeroakustischen Phänomene mittels der Grundgleichungen der Strömungsmechanik liegen. Solche Verfahren basieren im Allg. auf Modellen für die unterschiedlichen aeroakustischen Schallquellen, die im Ventilator eine Rolle spielen. Die Modelle können theoretischer, aber auch empirischer oder halbempirischer Natur sein. Die Berechnung des Schallspektrums mit solchen Verfahren, die auf der Modellierung der einzelnen Schallquellen beruhen, versprechen bereits

- Aufschlüsse über den Zusammenhang von Strömung und Geräusch im Ventilator
- eine befriedigende Vorhersage des Geräuschspektrums des Ventilators
- die Möglichkeit zur Geräuschoptimierung bereits in der Entwurfsphase eines Ventilators.

Solche Verfahren benötigen vergleichsweise immer noch wenige Eingangsgrößen und der Rechenaufwand ist begrenzt; daher sind sie für die industrielle Anwendung von großer Bedeutung.

## **1.2 Zielsetzung und Abgrenzung der eigenen Arbeit**

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur durchgängigen Berechnung des Breitbandschalls von Axialventilatoren liefern. Dazu soll unter Berücksichtigung der vorhandenen Literatur ein fundiertes Verfahren bereitgestellt werden, das auf der theoretischen, empirischen oder halbempirischen Modellierung wichtiger Schallentstehungsmechanismen im Ventilator basiert. Ziel ist auch die Bereitstellung verallgemeinerbarer experimenteller Korrelationen, sofern sie in den Modellen benötigt werden, entweder aus der Literatur oder aus neuen eigenen Messungen. Abschließendes Ziel ist die Bewertung der ausgewählten Verfahren, in dem die vorausberechnete Schallleistung – als Einzelwert und in ihrer spektralen Verteilung – mit Messungen verglichen wird. Berücksichtigt wird in dieser Arbeit ausschließlich der breitbandige Ventilatorerschall, keine etwaigen tonalen Komponenten. Es werden exemplarisch axiale Niederdruckventilatoren betrachtet, die üblicherweise ohne Leitrad betrieben werden. Die Schallerzeugung durch andere Bauelemente als die Schaufeln des Laufrades bleiben unberücksichtigt.

## **1.3 Aufbau der Arbeit**

Kapitel 2 dieser Arbeit gibt einen Überblick über Schallentstehungsmechanismen bei umströmten Tragflügelprofilen und daraus abgeleiteten Schaufeln axialer Strömungsmaschinen. Die relevante Literatur wird hierzu ausgewertet. In Kapitel 3 werden Verfahren zur Geräuschvorausberechnung zusammengestellt. Die entsprechenden Modellansätze werden dahingehend aufgearbeitet, dass sie auf einen typischen Ventilator angewendet werden können. Am Beispiel eines Niederdruckaxialventilators werden diese Verfahren getestet und bewertet. In Kapitel 4 wird zunächst der untersuchte Ventilator genau beschrieben. Wichtige Eigenschaften dieser Maschine (aerodynamische und akustische Kennlinien mit Messungen, Stromfelddetails mit einer numerischen CFD (= Computational Fluid Dynamics)-Analyse) werden erarbeitet und dargestellt. Erste Ergebnisse einer Vorherberechnung des Geräuschs zeigen, dass die Turbulenz der Zuströmung zum Ventilatorrad eine entscheidende Rolle spielt. Da in der Literatur kaum nutzbare quantitati-



ve Angaben für diesen Mechanismus vorliegen, wird in Kapitel 5 die Zuströmung zum untersuchten Ventilator experimentell variiert und mit Hitzdrahtanemometrie vermessen. Mit Korrelationsmethoden werden daraus die statistischen Parameter der Zuströmturbulenz abgeleitet. In Kapitel 6 erfolgt ein Vergleich zwischen Geräuschemessung und Prognose. Dabei werden sowohl Gesamtschallleistungspegel als auch Einzelspektren betrachtet. Kapitel 7 enthält die Zusammenfassung und die Schlussfolgerungen aus den Untersuchungen. Im Anhang sind Zeichnungen des Messaufbaus, Ergebnisse der Zuströmturbulenzmessung und des Vergleichs der akustischen Messung mit der Geräuschvorhersage sowie Betrachtungen zur Messunsicherheit dargestellt.

## 2 Schallentstehung bei Axialventilatoren – Mechanismen und Modelle (Literaturübersicht)

Tabelle 2.1 zeigt die bei Axialventilatoren auftretenden Schallquellen mit ihren Geräuschenentstehungsmechanismen und ihren charakteristischen Eigenschaften.

Tabelle 2.1: Aeroakustische Geräuschenentstehungsmechanismen bei Axialventilatoren (nach [MU72], [BR89], [LO92])

Nr.	Schallquelle	Mechanismus	Charakteristik
a)	instationäre Schaufelbelastung	örtlich gestörte Zuströmung durch Streben, Vorleitrad, asymmetrischen Einlauf, Interaktion von Laufrad mit Nachleitrad	tonales Geräusch, dreh- und schaufelzahlabhängig, abhängig von der Einbausituation, weniger wichtig bei leitradlosen Ventilatoren
b)	zeitlich gestörte Zuströmung	Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz	Breitbandgeräusch
c)	turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche	instationäre Schaufelkräfte	nur wichtig in Verbindung mit Hinterkantengeräusch
d)	laminare Grenzschicht	Interaktion einer instabilen Grenzschicht mit der Schaufeloberfläche	tonales Geräusch, nicht drehtonbezogen, kann vermieden werden
e)	Strömungsablösung an der Schaufeloberfläche, Strömungsabriss	instationäre Schaufelkräfte durch lokal stark erhöhte Turbulenz	Breitbandgeräusch, sehr effektiv, besonders wichtig bei Teil- und Überlast des Ventilators
f)	scharfe Schaufelhinterkante	Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante	Breitbandgeräusch, effektive Geräuschquelle
g)	stumpfe Schaufelhinterkante	Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante	im Ansatz tonales Geräusch, nicht drehtonbezogen
h)	überströmte Bohrungen, Schlitze usw.	Instabile Scherströmungen über Bohrungen und Schlitze, Wirbelablösungen	tonale Geräusche, nicht drehtonbezogen, kann vermieden werden
i)	Kopfspalt	Interaktion des Wirbels am Kopfspalt mit den Schaufeln	tonal/breitbandig, nicht drehtonbezogen

Als sehr wichtige Teilschallquellen haben sich die Mechanismen „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz“, „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“, „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“, „Turbulenter Nachlauf“ (Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante), „Strömungsablösung und Strömungsabriss“ und „Interaktion der Schaufel mit der Gehäusewand“ herausgestellt. Auf diese Mechanismen wird daher im Folgenden näher eingegangen.

## 2.1 Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz“

Die wichtigsten und für die akustischen Modelle relevanten Parameter zur Beschreibung der Zuströmturbulenz sind neben der Strömungsgeschwindigkeit  $u$  der Turbulenzgrad  $Tu$  und der so genannte integrale Längenmaßstab der Turbulenz  $\Lambda$ . Der Turbulenzgrad ist ein Maß für die Intensität der turbulenten Schwankungsbewegungen. Der integrale Längenmaßstab ist ein Maß für die Größe einer kohärenten turbulenten Struktur, also eines so genannten Turbulenzballens (oder auch „eddy“ genannt). Er kann z.B. durch die sog. Autokorrelationsmethode ermittelt werden. Die mit der Turbulenz einhergehenden Geschwindigkeitsschwankungen verursachen eine stochastische Änderung des Profilanstellwinkels  $\alpha$  (s. Bild 2.1). Die daraus resultierenden instationären Wechselkräfte auf der Schaufeloberfläche sind Ursache einer sehr effektiven breitbandigen Schallabstrahlung.

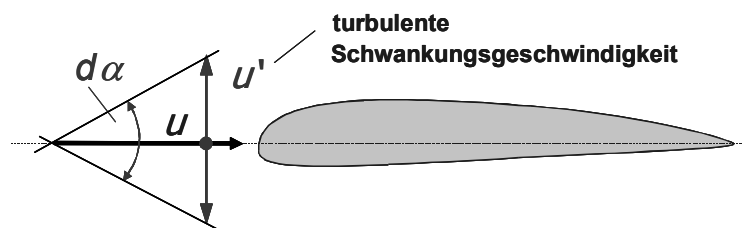


Bild 2.1: Mechanismus „Interaktion einer Schaufel mit der Zuströmturbulenz“

Nach WAGNER et al. [WA96] müssen grundsätzlich zwei Fälle unterschieden werden. Wenn der integrale Längenmaßstab  $\Lambda$  größer oder in der gleichen Größenordnung wie das angeströmte Schaufelprofil ist, kommt es zu einer Veränderung der gesamten Schaufelbelastung und zur Schallemission im Niederfrequenzbereich. Wenn der Turbulenzballen kleiner als das Schaufelprofil ist, kommt es zu einer Deformation des Ballens an der Vorderkante und zu einer lokalen Veränderung der Schaufelbelastung (s. Bild 2.2). Damit verbunden ist eine Schallemission im Bereich höherer Frequenzen.

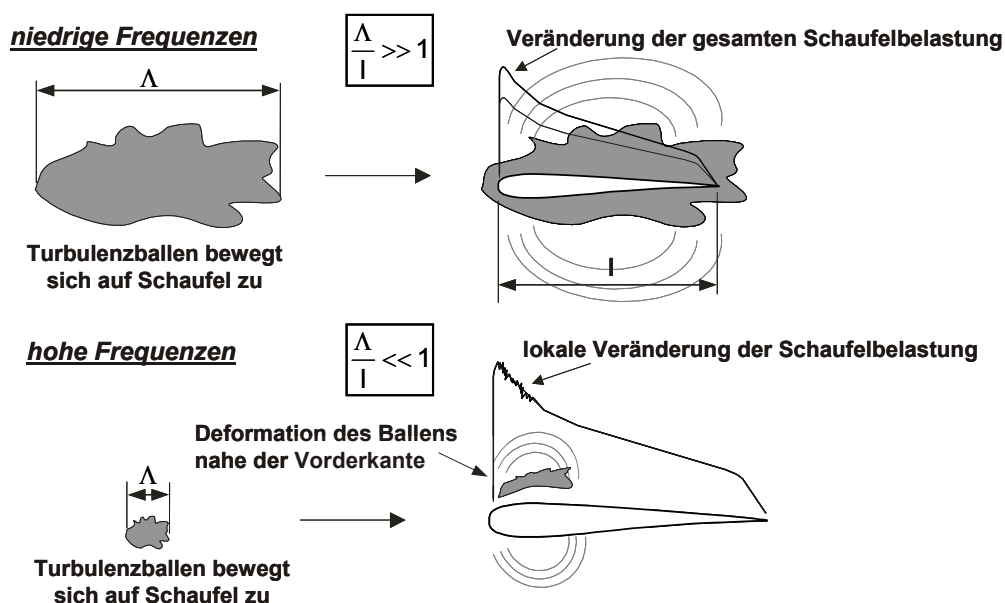


Bild 2.2: Mechanismus „Interaktion einer Schaufel mit der Zuströmturbulenz“, unterschiedliche Turbulenzballengröße (nach [WA96])

Der Einfluss der Turbulenz auf das abgestrahlte Geräusch umströmter feststehender einzelner Profile wurde früh von CURLE [CU55] und SHARLAND [SH64] untersucht. Weitere experimentelle Untersuchungen führten PATERSON & AMIET [PA76], [PA77] und BLAKE [BL86] an Tragflügelprofilen in Windkanälen durch. Die Turbulenz wurde durch Rechteckprofilgitter erzeugt. Sekundärströmungen an den Profilrändern konnten durch seitlich an den Profilen angebrachte Platten vernachlässigt werden. In Anlehnung an die instationäre Tragflügeltheorie wurde in den Untersuchungen eine instationäre Auftriebskraft ermittelt - in Abhängigkeit der Zuströmerturbulenz, des integralen Längenmaßes der Turbulenz und des Energiespektrums der Turbulenz. Basis vieler Modelle ist die grundlegende Gleichung von FLOWCS WILLIAMS & HAWKINGS [FWHK69] und deren allgemeinen Lösung (siehe z.B. [WA96]). Sie beschreibt das Schallfeld, das von einer Strömung in einem Raum mit Oberflächen, die sich beliebig bewegen können, ausgeht. Wie auch bei der Lighthill'schen Theorie<sup>1</sup> besteht die Schwierigkeit der Auswertung darin, Quellterme wie z.B. instationäre Schaufelkräfte für jeden Geräuschmechanismus zu identifizieren und zu modellieren.

Basierend auf der Gleichung von FLOWCS WILLIAMS & HAWKINGS hat AMIET [AM75] ein Modell für die Schallabstrahlung eines Tragflügels unter turbulenter Zuströmung entwickelt. Eingangsgrößen sind die Frequenz und Amplitude der Geschwindigkeitsschwankungen der Zuströmung und die Abmessungen des Tragflügels. Ein weiteres Verfahren entwickelte KÖLTZSCH [KÖ94] auf der Basis von SHARLAND [SH64]. Eingangsgröße ist hier eine empirisch ermittelte spektrale Energiedichte der Zuströmerturbulenz.

Untersuchungen zur Schallerzeugung durch turbulenzreiche Zuströmung an Propellern und Ventilatoren wurden u.a. von MANI [MA71], HANSON [HA74], SCHARPF & MUELLER [SC95] sowie MINNITI, BLAKE & MUELLER [MI98] durchgeführt. MANI untersuchte, ausgehend von der instationären Tragflügeltheorie, analytisch die Schallerzeugung des Laufrads und des Leitrad eines Axialventilators in turbulenter Strömung. Das Schaufelprofil des Laufrads wird dabei als dünne Platte angenommen. HANSON führte Untersuchungen an einem Axialventilator mit einem Laufraddurchmesser von  $d = 520$  mm durch. Die Zuströmerturbulenz wird nicht gezielt beeinflusst, da der Ventilator im Freien getestet wird. Die Zuströmung ist sehr inhomogen und der Axialventilator erzeugt ein Schalldruckspektrum mit tonalen Komponenten, die mit der Drehfrequenz und den Harmonischen auftreten. MINNITI et al. [MI98] führten sowohl experimentelle als auch analytische Untersuchungen an einem Propeller durch. Sie haben einen Modellpropeller mit vier Schaufeln in räumlich gestörter Zuströmung untersucht. Turbulenzerzeuger waren dabei Rechteckprofilgitter mit drei unterschiedlichen Maschenweiten. Sie haben aus instationären Druckmessungen auf einer Schaufel und dem emittierten akustischen Feld auf Zuströmeigenschaften (Energiedichte, Längenmassstab) zur Schaufel rückgeschlossen und gute Übereinstimmungen mit Messungen des Turbulenzspektrums erzielt. Die durchgeführten Turbulenzmessungen werden von SCHARPF & MUELLER [SC95] näher beschrieben. Danach können mit den verwendeten Rechteckprofilgittern Turbulenzgrade von 0,2 bis 5,5 % erreicht werden. Es wird ein Zusammenhang zwischen Turbulenzgrad und emittiertem Schall angegeben, wobei eine Aufschlüsselung nach Frequenzbändern erfolgt.

BÖTTCHER et al. [BÖ93] führten umfangreiche Turbulenzuntersuchungen an zwei weitmaschigen Rechteckprofilgittern und einem Rundprofil durch. Dabei haben sie Turbulenzgrade und

---

<sup>1</sup> Die Gleichung von FLOWCS WILLIAMS & HAWKINGS ist eine Erweiterung der Lighthill-Gleichung zur Berücksichtigung von bewegten umströmten Oberflächen.

Längenmassstäbe der Turbulenz über dem Kanalquerschnitt für alle drei Raumrichtungen bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt. Sie konnten zeigen, dass mit ihren Einbauten hohe Turbulenzgrade und eine nahezu isotrope Turbulenz zu erreichen ist. Außerdem haben sie Schallspektren zur Bestimmung der Eigengeräuschemission der Turbulenzerzeuger gemessen.

ACHENBACH [AC78] hat durch theoretische Überlegungen einen Zusammenhang zwischen Wanddruckschwankungen und Geschwindigkeitsschwankungen in Wandnähe (gültig bis zu einem Abstand von etwa einem Viertel des Kanaldurchmessers) aufgestellt. Es wurden Wanddruckschwankungen an verschiedenen axialen Positionen in geraden Rohren und hinter unterschiedlichen Rohrkrümmern gemessen. Basierend auf diesen Messungen und unter Berücksichtigung von Korrelationsfunktionen zwischen den Geschwindigkeitsschwankungskomponenten leitet er einen Parameter ab, der für eine betrachtete Geometrie - Krümmer oder gerades Rohr - einen konstanten von der REYNOLDSzahl unabhängigen Wert annimmt. Die entsprechenden Werte werden experimentell bestimmt.

STAHL [ST86] führte Untersuchungen zur Turbulenz in einem luftdurchströmten runden Rohr hinter unstetigen Querschnittserweiterungen (drei verschiedene Querschnittsverhältnisse) und in einer gewöhnlichen Rohreinlaufströmung durch. Er ermittelte Geschwindigkeitsschwankungen durch Hitzdrahtmessungen sowie Wanddruckschwankungen durch Mikrofonmessungen, die er Leistungsspektral- und Kreuzspektralanalysen unterzog. Das Ergebnis sind Geschwindigkeitsprofile und Turbulenzgradverteilungen über dem Rohrquerschnitt an verschiedenen axialen Positionen hinter der Sprungstelle. In [ST86a] werden weitere Untersuchungen zur Schallerzeugung durch die Turbulenz hinter unstetigen Querschnittserweiterungen durchgeführt. Das Ergebnis sind Druckschwankungsprofile über dem Kanalquerschnitt für verschiedene axiale Positionen hinter einem Querschnittssprung. Es werden außerdem die Leistungsspektren der Druckschwankungen für unterschiedliche radiale und axiale Positionen angegeben. Weiterhin werden Untersuchungen an zwei unterschiedlichen Diffusoren (Öffnungswinkel:  $2\alpha = 6^\circ$  bzw.  $14^\circ$ ), die unmittelbar an die Düse vor dem Querschnittssprung angeschlossen sind, sowie an einem Sieb durchgeführt. Es werden jeweils die Leistungsspektren der Wanddruckschwankungen bei einer axialen Position hinter der Störstelle aufgenommen.

RUSCHEWEYH & DIELEN [RU91] haben Messungen der Wanddruckschwankungen an verschiedenen axialen Positionen hinter Störstellen wie Krümmer, unstetige Sprungstellen (Erweiterung/Verengung), Gitter, Gleichrichter, Streben und Klappen durchgeführt und normiert dargestellt.

HUANG & LEE [HU00] haben für Untersuchungen an einem NACA 0012-Profil vier verschiedene feine Gitter verwendet, die Turbulenzgrade von 0,4 bis 0,65 % erzeugten. Sie geben Turbulenzgradverläufe in axialer Richtung hinter den Gittern sowie die REYNOLDSzahlabhängigkeit der Turbulenzgrade an.

NEISE [NE90] zeigt Messungen von Schalldruckspektren eines Axialventilators, der an verschiedenen axialen Positionen hinter einem  $90^\circ$ -Krümmer montiert ist. Außerdem werden Schallleistungsspektren eines Axialventilators mit und ohne stromaufwärts montiertem Diffusor (Öffnungswinkel:  $2\alpha = 8,8^\circ$ ) verglichen.

In SPENCER et al. [SP95] werden die Ergebnisse von an insgesamt 11 europäischen Instituten durchgeführten Untersuchungen der Geschwindigkeitsprofile und Turbulenzgrade hinter einer Querschnittsverengung (Düse mit  $2\alpha = 40^\circ$ ) und einem Diffusor (Öffnungswinkel:  $2\alpha = 10^\circ$ )

dargestellt. Ein Vergleich mit numerischen Simulationen (Turbulenzmodellierung durch Standard  $k$ - $\varepsilon$ -Modell) ergibt vor allem für den Diffusor große Unterschiede. Das unterstreicht die Notwendigkeit, experimentelle Untersuchungen durchzuführen - auch wenn in den letzten Jahren die Turbulenzmodellierung der numerischen Simulation weiter verbessert wurde.

LEWY [LE00] hat Turbulenzuntersuchungen an einem Axialventilator mit und ohne Turbulenzkontrollschirm bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Dabei hat er die Auswirkung der Turbulenz auf die emittierte Schallleistung bestimmt.

Bei KARFALK [KA01] werden Schalldruckspektren eines Axialventilators mit einer Einlaufdüse und einem konischen Einlauf miteinander verglichen. Außerdem findet man Richtlinien für günstige Ventilatoreinbaupositionen hinter einer Einlaufstrecke, um Resonanzen am offenen Rohrende zu vermeiden.

Basierend auf SEVIK [SE74] entwickeln ABOM & BODEN [AB00] ein Modell, das eine schnittweise Berechnung der Schaufelkräfte erlaubt. Diese Kräfte resultieren aus Zuströmstörungen, die als Schwankungen des Schaufelanstellwinkels modelliert werden. Dabei kann die Turbulenz auch anisotrop sein. Es wird ein Ventilator in einem kurzen Rohrstück modelliert, der als 1-D-Dipol an der Stelle des Laufradquerschnitts aufgefasst wird. Sie führten eine Rechnung für einen Ventilator unter isotroper Turbulenz mit unterschiedlichen integralen Längenmaßstäben durch. Außerdem konnten durch Autokorrelationsmessungen mit verschiedenen stromaufwärts montierten Gittern und ohne Gitter integrale Längenmaßstäbe der Turbulenz bestimmt werden.

## 2.2 Mechanismus „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“ und „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“

Durch die Umströmung der Schaufel entsteht auf der Schaufeloberfläche ein turbulentes Wechselfeld (turbulente Grenzschicht), was instationäre Kräfte zur Folge hat. Auf der Schaufel bildet sich eine turbulente Grenzschicht aus (s. Bild 2.3). Turbulenz bei niedrigen Mach-Zahlen ist im Grunde genommen eine relativ ineffiziente Schallquelle, erst bei Interaktion mit einer in der Strömung befindlichen Kante - wie der Schaufelhinterkante - wo eine Schallstreuung stattfindet, kommt es zur Umwandlung in eine sehr effiziente Schallquelle [WA96].

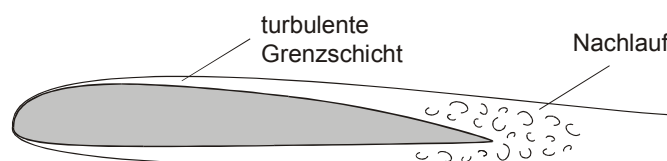


Bild 2.3: Mechanismus „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“ und „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“

KÖLTZSCH [KÖ94] nutzt die Schallabstrahlung von einer turbulent umströmten ebenen Platte zur Modellierung der Schallquelle „Turbulente Grenzschicht“ bei einer Ventilatorschaukel. Eingangsgrößen sind die Spektren der Druckschwankungen und die Korrelationsflächen auf der Oberfläche, die u.a. aus grundlegenden Ergebnissen von MUGRIDGE [MU71], [MU72], [MU73] stammen. In einer Arbeit an der eigenen Forschungsstelle haben FUEST & CAROLUS [FU96] versucht, Oberflächenwechseldrücke auf einer rotierenden Ventilatorschaukel zu messen

und durch Skalieren mit Stromfeldgrößen eine allgemeingültige Gesetzmäßigkeit zu finden. Diese grundlegenden Untersuchungen wurden von STREMEL & CAROLUS [ST99], [CA02] fortgesetzt. Ein sehr verbreitetes Modell für die Geräuschquelle „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Hinterkante“ stammt von FLOWERS WILLIAMS & HALL [FWHL70]. Sie berechneten den Schall, der von einem turbulenten Eddy, der über die Kante einer Platte strömt, erzeugt wird. Sie konnten zeigen, dass hierdurch sehr effektiv Schall abgestrahlt wird. Dieser theoretische Ansatz wurde von vielen Autoren genutzt und weiterentwickelt, z.B. von BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89], die damit aus ihren umfangreichen Messergebnissen ein semiempirisches Gesetz ableiteten, oder von LOWSON [LO95]. Eingangsgrößen sind hierbei immer strömungsmechanische Größen wie die Grenzschicht(verdrängungs)dicke an der Kante, Anströmwinkel sowie geometrische Größen. Ein weiteres Modell stammt von AMIET [AM76], [AM78], das Spektrum und Korrelationslänge der Oberflächenwechseldrücke in der Wandgrenzschicht als Eingangsgrößen benötigt. SCHLINKER & AMIET [SLR81] untersuchten das Geräusch von der Hinterkante eines Helikopterblatts und entwickelten ein Modell mit der Machzahl, Grenzschichtdicke und Länge des betrachteten Blattsegments als Eingangsgrößen.

### 2.3 Mechanismus „Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante (Turbulenter Nachlauf)“

Abhängig von der geometrischen Hinterkantengestaltung (Stumpfheit, Kontur) und der REYNOLDS-Zahl können Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante auftreten. Die sich ändernden Verwirbelungen im Nachlauf produzieren höhere Oberflächenwechseldrücke in Hinterkantennähe. Der prinzipielle Mechanismus dieser Schallquelle wird in Bild 2.4 dargestellt. Wenn die Hinterkantendicke eines Profils einen bestimmten Wert übersteigt, tritt nach [WA96] im Geräuschspektrum des Ventilators ein ausgeprägtes zweites Maximum mit tonalem Charakter auf, dessen Frequenz von der Form der Hinterkante, der REYNOLDS-Zahl und dem so genannten Stumpfheitsparameter [GR85] abhängt.

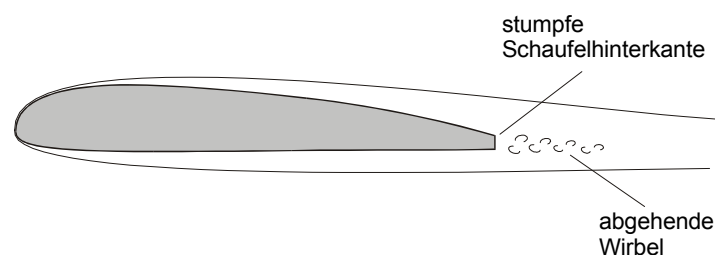


Bild 2.4: Mechanismus „Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante“

KÖLTZSCH [KÖ94] modifizierte ein altes Dipolmodell von SHARLAND [SHA64] und erhielt ein Modell für die Geräuschquelle „Wirbelablösungen an der Hinterkante“ mit einer REYNOLDS-Zahl als Eingangsgröße. Allerdings basieren beide Modelle auf der Annahme engbandiger periodischer Wirbelablösungen, die so nicht beobachtet werden. BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] geben für den Tragflügel eine empirisch gefundene Gesetzmäßigkeit in Abhängigkeit von Strömungs- und Geometrieparametern an, die diesen Mangel nicht besitzt.

## 2.4 Mechanismus „Strömungsablösung und Strömungsabriss“

Dieser Schallmechanismus, der besonders bei Teil- und Überlast des Ventilators eine wichtige Rolle spielt, verursacht vornehmlich Breitbandgeräusch (s. Tabelle 2.1, Quelle e)).

Wenn man den Anstellwinkel der Schaufel vergrößert, treten ab einem bestimmten Punkt Abrisserscheinungen auf, welche eine extrem ungleichmäßige Strömung um das Schaufelprofil verursachen. In Bild 2.5 ist der prinzipielle Mechanismus dieser Schallquelle dargestellt. BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] geben einen Überblick der für diesen Mechanismus relevanten Veröffentlichungen. Darin wird nach WAGNER et al. [WA96] unter anderem eine Erhöhung von mehr als 10 dB bei abgerissener Strömung im Vergleich zu Schaufelhinterkantengeräusch bei geringeren Anstellwinkeln festgestellt. Des Weiteren wurde beobachtet, dass eine wenig abgelöste Strömung Schallabstrahlung von der Hinterkante, während eine vollständig abgerissene Strömung eine Abstrahlung von der gesamten Schaufel verursacht.

Der von einer abgerissenen Strömung verursachte Schall hat Breitbandcharakter und ist nach BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] der einzige relevante Geräuschmechanismus, der jenseits des Grenzanstellwinkels einen Beitrag zum Gesamtpegel leistet. Diese Quelle kann nach [BR89] nur durch das Vermeiden von Abrissbedingungen an der Schaufel reduziert werden.

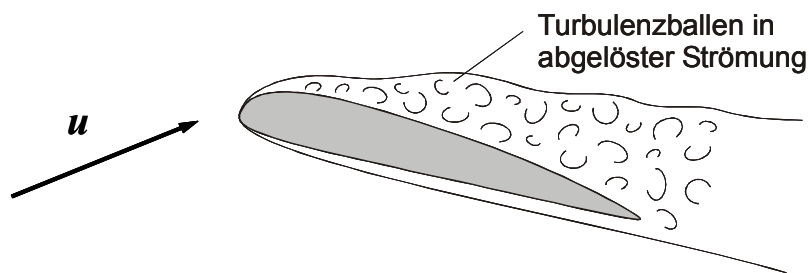


Bild 2.5: Mechanismus „Strömungsablösung und Strömungsabriss“

Obwohl die Mechanismen „Strömungsablösung und Strömungsabriss“ sehr effektive Geräuschquellen sind, ist ihre Modellierung schwierig. BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] haben systematisch das Geräusch einer abgelösten Strömung am ruhenden umströmten Tragflügel gemessen und eine empirische Gesetzmäßigkeit aufgestellt.

## 2.5 Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand“

Der abgestrahlte Schall durch Interaktion der Schaufel mit der Gehäusewand und Sekundärströmungen im Bereich der Schaufelspitze wird durch verschiedene Parameter bestimmt. Entscheidende Größen scheinen dabei das Kopfspaltverhältnis<sup>2</sup>, der Betriebspunkt des Ventilators und die turbulente Gehäusegrenzschicht zu sein. Aufgrund der in der Literatur beschriebenen Untersuchungen kann davon ausgegangen werden, dass die Gehäusegrenzschicht die Strömung in den wandnahen Schaufelschnitten beeinflusst.

Experimentelle Untersuchungen zu Sekundärströmungen und den Einfluss des Kopfspaltes auf den abgestrahlten Schall wurden z.B. von KAMEIER [KA94] durchgeführt. Er konnte durch Korrelationen der Messsignale von Miniaturdrucksensoren, die auf den rotierenden Schaufeln

<sup>2</sup> Der Kopfspalt ist der Abstand zwischen Schaufelspitze und Gehäusewand



und in der stehenden Gehäusewand appliziert waren, entsprechende Sekundärströmungen nachweisen. Weitere experimentelle Untersuchungen findet man bei LONGHOUSE [LO77], [LO78] und QUINLAN & BENT [QU98]. DUNNE & HOWE [DU97] untersuchten den Einfluss des Kopfspalts analytisch.

Den Einfluss einer turbulenten Gehäusegrenzschicht und einer Grenzschichtabsaugung auf das abgestrahlte Geräusch eines Axialventilators wurde unter anderem von GANZ, GLEGG & JOPPA [GA98], GINDER, KENISON & SMITH [GI79] und MOORE [MO75] untersucht. GINDER, KENISON & SMITH [GI79] führten Untersuchungen zur Reduzierung des Drehklangs an einem Ventilator durch. Aus den Experimenten der Grenzschichtabsaugung geben sie ein Verhältnis von abgesaugtem zu gefördertem Massenstrom von 8 % an, bei dem das abgestrahlte Ventilatorgeräusch minimal wird. MOORE [MO75] zeigte in Untersuchungen, dass je nach abgesaugtem Volumenstrom, wobei der Betriebspunkt konstant gehalten wurde, sich das abgestrahlte Geräusch des Ventilators verringerte bzw. verstärkte. Bei einem Verhältnis von abgesaugtem zu gefördertem Volumenstrom von 4-5 % ergibt sich nach MOORE [MO75] ein Minimum des emittierten Ventilatorgeräuschs.

## 3 Verfahren zur Geräuschvorausberechnung

### 3.1 Klassifikation der Verfahren

Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Verfahren<sup>3</sup> zur Bestimmung des Ventilatorschalls. LOWSON [LO92] schlägt vor, die Verfahren zur Berechnung des Breitbandschalls von Strömungsmaschinen in drei Klassen einzuteilen (s. Tabelle 3.1):

*Klasse I:* Verfahren, mit denen die Gesamtschallleistung anhand einfacher algebraischer Beziehungen unter Berücksichtigung grundlegender Maschinengrößen wie Laufraddurchmesser oder Leistung abgeschätzt werden kann. Hierzu zählen beispielsweise die bekannten Formeln von MADISON [MA49] und REGENSCHHEIT (in ECK [EC91]), mit denen sich u.a. aus der Totaldruckerhöhung und dem Volumenstrom die Gesamtschallleistung eines Ventilators bestimmen lässt. Auch die in der VDI-Richtlinie 3731 [VDI90] angegebenen Beziehungen lassen sich dieser Klasse zuordnen.

*Klasse II:* Verfahren, welche die einzelnen in Kapitel 2 beschriebenen Geräuschmechanismen in der Regel separat modellieren, d.h. eine mögliche gegenseitige Beeinflussung ausschließen. Dabei werden allerdings gewisse Vereinfachungen wie z.B. der Ersatz der tatsächlichen Profilgeometrie durch eine ebene Platte oder die Annahme einer zweidimensionalen Strömung sowie einer ungestörten Zuströmung vorgenommen. Diese Verfahren sind die am häufigsten verwendeten Modelle zur Schallvorausberechnung und stellen den derzeitigen Stand der Forschung dar. Die meisten dieser akustischen Verfahren, welche in Abschnitt 3.2 näher beschrieben werden, basieren auf den Arbeiten von GROSVELD [GR85], BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] und GLEGG [GL87], die wiederum auf den theoretischen Überlegungen von AMIET [AM75], [AM76], FFOWCES-WILLIAMS & HALL [FWHL70] und HOWE [HO78] beruhen. Die Verfahren enthalten Modelle aus theoretischen Betrachtungen, die anhand von Ergebnissen aerodynamischer und aeroakustischer Messungen modifiziert werden. Beispielsweise werden in [BR89] akustische Messungen an einem NACA 0012-Profil in Beziehung zu Grenzschichtparametern der Schaufelhinterkante gesetzt.

*Klasse III:* Verfahren, die auf Modellen mit sehr detaillierten Eingangsparametern wie z.B. der exakten Schaufelgeometrie, der genauen Charakteristik der Zuströmung oder der tatsächlichen Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche beruhen. Diese Voraussetzungen werden von einigen der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Verfahren ansatzweise erfüllt, allerdings ist bis heute noch kein durchgängiges Verfahren bis zur Anwendungsreife entwickelt worden. Verschiedene, darauf abzielende Arbeiten werden von WAGNER et al. [WA96] genannt.

Nicht betrachtet werden in dieser Arbeit Modelle und Verfahren, die heute unter dem Stichwort ‘Computational Aeroacoustic’ Gegenstand der Forschung sind. Dort wird versucht, den Schall einer Strömung unmittelbar aus den strömungsmechanischen Grundgleichungen zu berechnen. Diese Verfahren sind allerdings weit entfernt von einer Anwendbarkeit in der industriellen Praxis.

---

<sup>3</sup> Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln wird in der gesamten Arbeit unter dem Begriff ‘Verfahren’ eine Methodik zur Vorhersage des Geräuschs verstanden, die im wesentlichen auf Modellen wichtiger einzelner Schallentstehungsmechanismen beruht. Dabei können diese Modelle theoretisch, empirisch oder halbempirisch sein.

Tabelle 3.1: Klassifikation der Schallberechnungsverfahren nach LOWSON [LO92]

Verfahren	Beschreibung
Klasse I	Abschätzung des Gesamtschalleistungspegels anhand von Faustformeln, die nur grundlegende Maschinengrößen berücksichtigen
Klasse II	Schallvorausberechnung aufgrund der separaten Betrachtung der verschiedenen Geräuschmechanismen unter Berücksichtigung ausgewählter Ventilatorparameter
Klasse III	Schallvorausberechnung aufgrund detaillierter geometrischer und aerodynamischer Eingangsparameter

### 3.2 Geräuschberechnungsverfahren für axiale Strömungsmaschinen – Literaturübersicht

In diesem Kapitel werden die bei der Literatursichtung der vorliegenden Arbeit am häufigsten zitierten und verwendeten Geräuschvorhersageverfahren der Klasse II für axiale Strömungsmaschinen (s. Abschnitt 3.1) beschrieben. Die fünf Verfahren, die später in einem Schallberechnungsprogramm (‘SIBNOISE-AX’, [CA02a]) Berücksichtigung finden, werden besonders ausführlich dargestellt.

#### 3.2.1 Verfahren von DOAK

DOAK [DO60] betrachtet auf der Grundlage der Lighthill-Gleichung eine ebene, unendlich große Platte in einer turbulenten Strömung mit geringer Machzahl. Die durch die turbulente Grenzschicht auf der Oberfläche hervorgerufenen Wechseldrücke werden als Quellen für die Schallabstrahlung angesehen. Jedoch werden akustische Reflexionen und Streuungen nicht berücksichtigt. Die Größe der Turbulenzballen wird klein gegenüber der akustischen Wellenlänge angenommen. Aufgrund dieser Voraussetzungen entwickelt DOAK für die abgestrahlte Schallleistung einer ebenen Platte in Form von örtlich verteilten Oberflächenwechseldrücken die Gleichung

$$P = \frac{1}{6\pi\rho_0 c_0^3} \iint_A \overline{\frac{\partial p}{\partial t}(\vec{x}_1, t) \frac{\partial p}{\partial t}(\vec{x}_2, t)} dA_2 dA_1 . \quad (3.1)$$

Der zeitliche Mittelwert des Produktes benachbarter Wechseldrücke wird mit Hilfe einer Korrelationsfläche  $A_c$  ersetzt durch

$$\int_A \overline{\frac{\partial p}{\partial t}(\vec{x}_1, t) \frac{\partial p}{\partial t}(\vec{x}_2, t)} dA_2 = \left[ \overline{\frac{\partial p}{\partial t}(\vec{x}_1, t)} \right]^2 \cdot A_c(f) . \quad (3.2)$$

Die Korrelationsfläche  $A_c$  wird als ein lokaler Bereich definiert, in dem die turbulenten Wechseldrücke benachbarter Quellpunkte vollständig korreliert sind. Nach [DO60] kann der Mittelwert der quadrierten Zeitableitung der Wechseldrücke für ein schmales Frequenzband  $df$  durch die spektrale Dichte des mittleren quadratischen Wechseldrucks

$$S_p(f) = \frac{\overline{dp^2}}{df} \quad (3.3)$$

in der Form

$$\left[ \frac{\partial p}{\partial t} \right]^2 = (2\pi f)^2 S_p(f) df \quad (3.4)$$

dargestellt werden. Setzt man die Gleichungen (3.2) und (3.4) in Gleichung (3.1) ein, folgt aus der spektralen Schalleistung  $dP$  im Frequenzband  $df$  der gesamten abstrahlenden Plattenoberfläche  $A$  die Schalleistungsdichte

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{2\pi f^2}{3\rho_0 c_0^3} \int_A S_p(f) A_c(f) dA \quad (3.5)$$

Diese Gleichung von DOAK [DO60] stellt einen Zusammenhang zwischen der Schalleistung und den turbulenten Wechseldrücken auf der Oberfläche eines umströmten Körpers her und dient als Grundlage des in Abschnitt 3.2.6 beschriebenen Berechnungsverfahrens von FUEST [FU96]. Damit ist es bei Kenntnis der turbulenten Wechseldrücke und der zugehörigen Korrelationsfläche prinzipiell möglich, die abgestrahlte Schalleistung zu berechnen.

Für die Korrelationsfläche  $A_c(f)$  gibt DOAK [DO60] die empirische Gleichung

$$A_c(f) = 1,6 \left( \frac{u}{f} \right)^2 \quad (3.6)$$

an, für das Integral der spektralen Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen findet man

$$\int_0^\infty S_p(f) df = \left( 9,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \right)^2 \quad (3.7)$$

DOAK gibt an, dass die dimensionslose spektrale Dichte  $S_p(f)/(\rho^2 u^3 \delta^*)$  bis zu einer STROUHAL-Zahl (vgl. Gl. (3.46)) von  $Sr_{\delta^*} = 0,2$  näherungsweise konstant verläuft und danach mit einem Faktor von  $10^{-4}$  pro Verzehnfachung der Frequenz abnimmt.

Führt man die Funktion

$$F(Sr_{\delta^*}) = \frac{S_p(f)}{K \cdot \rho^2 u^3 \delta^*} \quad (3.8)$$

ein, kann man mit der Angabe über den spektralen Verlauf (s.o.)  $F(Sr_{\delta^*})$  mit dem Polynom

$$F(Sr_{\delta^*}) = \left( 1 + Sr_{\delta^*} + 400 \cdot Sr_{\delta^*}^4 \right)^{-1} \quad (3.9)$$

erfassen. Damit lässt sich unter Berücksichtigung der Gleichung (3.7) der Faktor  $K$  in Gleichung (3.8) mit  $K = 10^{-4}$  abschätzen.

### 3.2.2 Verfahren von GROSVELD

Das 1985 veröffentlichte akustische Verfahren von GROSVELD [GR85], welches zur Berechnung des Breitbandschalls von Windturbinen entwickelt wurde, berücksichtigt die drei Schallentstehungsmechanismen ‘Zuströmturbulenz’, ‘Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante’ und ‘stumpfe Schaufelhinterkante’ (siehe Kapitel 2).

Es wird an dieser Stelle nicht näher beschrieben, da es zur Anwendung bei Windturbinen entwickelt wurde und auf diese Maschinen abgestimmt wurde. Die benutzten Gleichungen für den Mechanismus ‘Zuströmturbulenz’ sind nur im niederfrequenten Bereich gültig. Außerdem müsste das Spektrum der Anströmturbulenz für die Anwendung des Verfahrens auf einen Axialventilator durch zusätzliche Untersuchungen ermittelt werden, da in die Formelsätze der Originalarbeit [GR85] windturbinentypische Parameter wie Nabenhöhe und Windgeschwindigkeit eingehen. Der Berechnungsalgorithmus für die Schallquelle ‘Schaufelhinterkante’ weist große Ähnlichkeit mit den entsprechenden Gleichungen des BPM-Verfahrens (siehe Abschnitt 3.2.3) und des LOWSON-Verfahrens (siehe Abschnitt 3.2.4) auf.

### 3.2.3 Verfahren von BROOKS, POPE & MARCOLINI

In den 1989 veröffentlichten Untersuchungen von BROOKS, POPE & MARCOLINI (= BPM) [BR89] werden fünf Geräuschenstehungsmechanismen betrachtet. Das akustische Verfahren berücksichtigt die Schallquellen ‘Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante’, ‘Strömungsablösung/Abriss’, ‘Laminare Grenzschicht in Verbindung mit Wirbelbildungen’, ‘Schaufelspitze’ und ‘stumpfe Schaufelhinterkante’. Ergebnis der Untersuchungen ist ein empirisch gut fundiertes Verfahren zur Berechnung der Schallabstrahlung eines umströmten Tragflügels und damit auch einer rotierenden Schaufel einer Strömungsmaschine. Das entwickelte Schallvorhersageverfahren ist als halbempirisch zu bezeichnen, da es zum einen auf bereits vorhandenen theoretischen Überlegungen, zum anderen auf der Auswertung umfangreicher Messdaten beruht. BPM haben eine Vielzahl aerodynamischer und akustischer Messungen an einem Satz von sechs 2D-NACA 0012 und fünf 3D-NACA 0012-Profilen mit Sehnenlängen von  $l = 2,54 \div 30,48$  cm und einer Schaufelhöhe von  $h = 45,72$  cm durchgeführt. Sie ermittelten Grenzschichtdicke, Grenzschichtverdrängungsdicke und Schalldruckpegel bei ‘getrippten’ (bei 20% Sehnenlänge künstlich erzeugte Turbulenz) und ‘ungetrippten’ Bedingungen für Freifeldgeschwindigkeiten bis zu 71,3 m/s (entsprechend einer Machzahl  $Ma = 0,21$ ) und Anstellwinkel im Bereich von  $0 \div 25^\circ$ . Die Abmessungen und REYNOLDS-Zahlen entsprechen denen bei Ventilatoren (es wurden mit der Sehnenlänge  $l$  gebildete REYNOLDS-Zahlen bis zu  $Re_l = 1,5 \cdot 10^6$  erreicht). Die Profile sind in einer Niedrig-Turbulenz-Kammer hinter einer rechteckigen Düse mit den Abmessungen 30,48 x 45,72 cm in einem schalltoten Raum untersucht worden. Die Interaktion des Flügels mit einer variierten Zuströmturbulenz wurde nicht untersucht. Zur Schalldruckmessung wurden acht Freifeld-Mikrofone mit einem Durchmesser von 1,27 cm (1/2-in.) in einer Ebene senkrecht zum Mittelschnitt eines 2D-Profiles angeordnet. Das Ergebnis dieses umfangreichen Messprogramms sind Formelsätze für die spektralen Schalldruckpegel, abhängig von den vorhandenen Strömungsverhältnissen. Vergleiche der durch dieses Verfahren gewonnenen Ergebnisse mit anderen Veröffentlichungen – darunter die Untersuchungen von SCHLINKER & AMIET [SLR81] – zeigen recht gute Übereinstimmungen.

Das Verfahren findet keine Berücksichtigung bei der Schallvorhersage dieser Arbeit, da das im nächsten Abschnitt beschriebene Verfahren von LOWSON eine vereinfachte und damit besser in das verwendete Berechnungsprogramm zu implementierende Version der BPM-Algorithmen darstellt.

### 3.2.4 Verfahren von LOWSON

Das 1992 von LOWSON [LO92], [LO93], [LO94] veröffentlichte akustische Verfahren berücksichtigt die beiden Geräuschenstehungsmechanismen ‘Zuströmturbulenz’ (siehe Abschnitt 2.1) und ‘Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante’ (siehe Abschnitt 2.2). Es ist zwar mit der Intention der Schallemissionsvorhersage von Windturbinen entwickelt worden, basiert aber auf Untersuchungen an wesentlich kleineren Schaufelprofilen.

#### 3.2.4.1 Geräusch durch Zuströmturbulenz

Das Verfahren zur Bestimmung der aus einer zeitlich gestörten Zuströmung resultierenden Geräuschabstrahlung beruht auf den Untersuchungen von AMIET [AM75]. Darin sind Formeln für ein turbulent angeströmtes Tragflügelprofil abgeleitet und mit Windkanalmessungen verglichen worden. Die Schaufel wird in mehrere Elemente (engl. strips) entlang ihrer Höhe unterteilt. Anhand der von AMIET entwickelten Formeln können die Schalldruckpegel für jedes dieser Elemente berechnet und zum Gesamtpegel aufaddiert werden.

Im Modell von AMIET [AM75] wird eine Unterteilung des Frequenzbandes in zwei Bereiche vorgenommen. Eine Grenzfrequenz  $f_G$  trennt den Niederfrequenz- vom Hochfrequenzbereich. Der auf [AM75] basierenden Veröffentlichung von PATERSON & AMIET [PA76] kann die Gleichung

$$f_G = \frac{\beta^2 \cdot c_0}{8 \cdot l} \quad (3.10)$$

für diese Frequenz  $f_G$  entnommen werden. Bei LOWSON [LO92] und WAGNER et al. [WA96] findet man anstatt der Normschallgeschwindigkeit  $c_0$  die Strömungsgeschwindigkeit  $u$  als Faktor im Zähler der Gleichung (3.10).

Im Unterschied zum AMIET-Modell gibt LOWSON [LO92] eine Formel an, die einen stetigen Übergang zwischen den beiden Frequenzbereichen leistet. Für den Schalldruckpegel (Terzband) gilt die Gleichung

$$L_{p,ZT} = L_{p,hf} + 10 \lg \left( \frac{K_{lfc}}{1 + K_{lfc}} \right) \quad (3.11)$$

mit der bereits von AMIET [AM75] angegebenen Lösung für den Hochfrequenzbereich

$$L_{p,hf} = 10 \lg \left[ \frac{A \Delta h}{r^2} Ma^5 Tu^2 \frac{k_1^3}{(1 + k_1^2)^{7/3}} \right] + 181,3 . \quad (3.12)$$

Darin ist  $A$  das integrale Längenmaß der Zuströmturbulenz

$$A = \int_0^{\infty} \rho_{xy}(x) dx, \quad (3.13)$$

das nach AMIET [AM75] mit dem Kreuzkorrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}(x)$  der Strömungsgeschwindigkeit  $u$  gebildet wird. Für den Turbulenzgrad  $Tu$  gibt AMIET [AM75] den empirischen Zusammenhang

$$Tu = C \cdot u[m/s]^{-0,2} \quad (3.14)$$

an. Die Konstante  $C$  ist anhand von Messungen des Turbulenzgrades bei mindestens einer Geschwindigkeit  $u$  zu bestimmen. Die normalisierte Wellenzahl  $k_1$  ergibt sich nach PATERSON & AMIET [PA76] bzw. nach LOWSON [LO94] aus

$$k_1 = \frac{8 \cdot \pi f A}{3 \cdot u}. \quad (3.15)$$

Für den Faktor des Niederfrequenzbereichs  $K_{lfc}$  gilt

$$K_{lfc} = 10 \cdot S^2 Ma \frac{k_2^2}{\beta^2}. \quad (3.16)$$

Für die kompressible SEARS-Funktion findet man in [PA76] und [LO92] die Approximation

$$S^2 = \left( \frac{2\pi k_2}{\beta^2} + \frac{1}{1 + 2,4 k_2 / \beta^2} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

mit dem Kompressibilitätsfaktor

$$\beta^2 = 1 - Ma^2 \quad (3.18)$$

und der normalisierten Wellenzahl  $k_2$  nach LOWSON [LO92]

$$k_2 = \frac{\pi f l}{u}. \quad (3.19)$$

Für große Frequenzen  $f$  wird  $k_2$  und damit auch der Faktor  $K_{lfc}$  ebenfalls groß. Für  $K_{lfc} \gg 1$  nähert sich der zweite, den Niederfrequenzbereich charakterisierende Summand in Gleichung (3.11) dem Wert Null, so dass der Schalldruckpegel nur noch von  $L_{p,hf}$  bestimmt wird. Für kleine Frequenzen gilt  $K_{lfc} \ll 1$ . Dann nähert sich der Bruch  $K_{lfc}/(1+K_{lfc})$  dem Wert  $K_{lfc}$  und Gleichung (3.11) geht in die von PATERSON & AMIET [PA76] angegebene Lösung für den Niederfrequenzbereich über.

AMIET [AM75] hat Messungen an einem Schaufelprofil der Abmessungen  $l = 0,4572$  m (18 in) und  $\Delta h = 0,2667$  m (10,5 in, halbe Schaufelhöhe) durchgeführt. Das integrale Längenmaß der von einem stromaufwärts angebrachten Gitter erzeugten Turbulenz konnte mittels Gleichung (3.13) zu  $A = 0,03175$  m (= 1,25 in) bestimmt werden. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde im Bereich  $u = 31,4 \div 177,0$  m/s ( $Ma = 0,091 \div 0,513$ ) variiert. Für  $u = 31,4$  m/s konnte ein Turbu-

lenzgrad von  $Tu = 4,4\%$  ermittelt werden. Die Konstante  $C$  in Gleichung (3.14) ergibt sich somit zu  $C = 0,0877$ . AMIET [AM75] führt Berechnungen mit diesen Werten für den Frequenzbereich  $f = 200 \div 5000$  Hz durch und stellt bei dem Vergleich mit entsprechenden Messungen eine gute Übereinstimmung fest, besonders im Hinblick auf die Tatsache, dass in der Formel keine an die Messungen anzupassenden Parameter auftreten.

### 3.2.4.2 Schaufelhinterkantenschall

Die Modellierung dieses Geräuschmechanismus basiert auf theoretischen Überlegungen von FFOWCS WILLIAMS & HALL [FWHL70] und experimentellen Untersuchungen von BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89]. LOWSON [LO92] präsentiert eine vereinfachte Version des relativ komplexen BPM-Verfahrens, die seiner Aussage nach trotzdem eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messdaten liefert.

Für den Schalldruckpegel (Terzband) gibt LOWSON [LO92] die Gleichung

$$L_{p,HK} = 10 \lg \left( \frac{\delta^* Ma^5 h}{r^2} \right) + G_6(f) + 128,5 \quad (3.20)$$

an, die der entsprechenden Formel bei der Modellierung in [BR89] stark ähnelt. Für die Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  verwendet LOWSON [LO92] den bereits von GROSVELD [GR85] zitierten Zusammenhang

$$\delta^* = \frac{\delta}{8} \quad (3.21)$$

für eine turbulent umströmte Platte. Zur Bestimmung der Grenzschichtdicke  $\delta$  verwendet er die bekannte empirische Gleichung

$$\delta/l = 0,37 \cdot Re_l^{-0,2}, \quad (3.22)$$

die an einer ebenen Platte mit turbulenter Grenzschicht ermittelt wurde. Der entsprechende Graph ist in Bild 3.1 als untere Kurve eingezeichnet. Zum Vergleich sind die von BROOKS, POPE & MARCOLINI [BR89] an einem NACA 0012-Profil gemessenen Werte bei einer getrippten und einer ungetrippten Grenzschicht (siehe Abschnitt 3.2.3) dargestellt. Man erkennt, dass Gleichung (3.22) eine gute Übereinstimmung mit den BPM-Daten bei der ungetrippten Grenzschicht, besonders im REYNOLDS-Zahlenbereich  $Re_l > 2 \cdot 10^5$ , liefert. Die beiden an der ebenen Platte ermittelten Gleichungen (3.21) und (3.22) ergeben bezüglich der Grenzschichtparameter eines Schaufelprofils zu geringe Werte. Zur Anpassung an Schaufelprofile sind die beiden Dicken mit einem empirischen Faktor zu multiplizieren, der üblicherweise im Bereich 2-4 liegt [LO92].



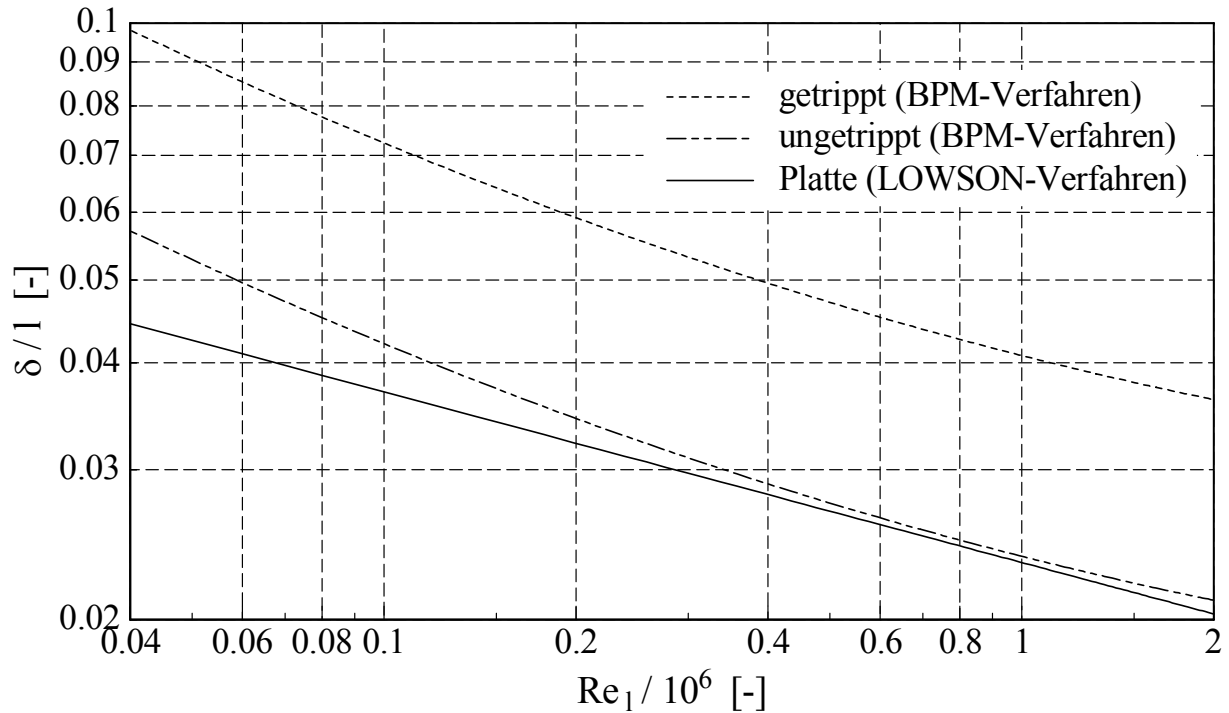


Bild 3.1: Verhältnis Grenzschichtdicke zu Sehnenlänge  $\delta/l$  in Abhängigkeit der REYNOLDS-Zahl  $Re_l$  für die ebene Platte (LOWSON-Verfahren [LO92]); Vergleich mit dem BPM-Verfahren [BR89]

Zur Berechnung der spektralen Verteilung des Schalldruckpegels wird im BPM-Verfahren [BR89] ein umfangreicher Formelsatz verwendet. LOWSON [LO92] gibt hierfür die vereinfachte Gleichung

$$G_6(f) = 10 \lg \left[ \frac{4 \cdot \left( f / f_{peak} \right)^{2,5}}{\left( 1 + \left( f / f_{peak} \right)^{2,5} \right)^2} \right] \quad (3.23)$$

an, welche eine gute Approximation der BPM-Daten darstellt. Die entsprechende Kurve ist in Bild 3.2 eingezeichnet. Er weist eine recht gute Näherung zur Spektralverteilung des BPM-Verfahrens für große REYNOLDS-Zahlen  $Re_l$  auf. Ebenfalls eingezeichnet ist die entsprechende Skalierungsfunktion  $K_2(f)$  für den Schaufelhinterkantengeräusch aus dem GROSVELD-Verfahren.

Für die Frequenz des Maximums der Skalierungsfunktion  $G_6(f)$  gibt LOWSON [LO92] die dem BPM-Verfahren entnommene Gleichung

$$f_{peak} = \frac{0,02 \cdot u \cdot Ma^{-0,6}}{\delta^*} \quad (3.24)$$

an. Die in Gleichung (3.20) auftretende Konstante mit einem Wert von 128,5 ist identisch dem entsprechenden Parameter des BPM-Verfahrens für REYNOLDS-Zahlen  $Re_l > 8 \cdot 10^5$ .

Im Unterschied zum BPM-Verfahren tritt in den Berechnungsgleichungen von LOWSON keine Richtcharakteristik auf. LOWSON modelliert die Geräuschmechanismen demzufolge als richtungsunabhängig abstrahlende Schallquellen.

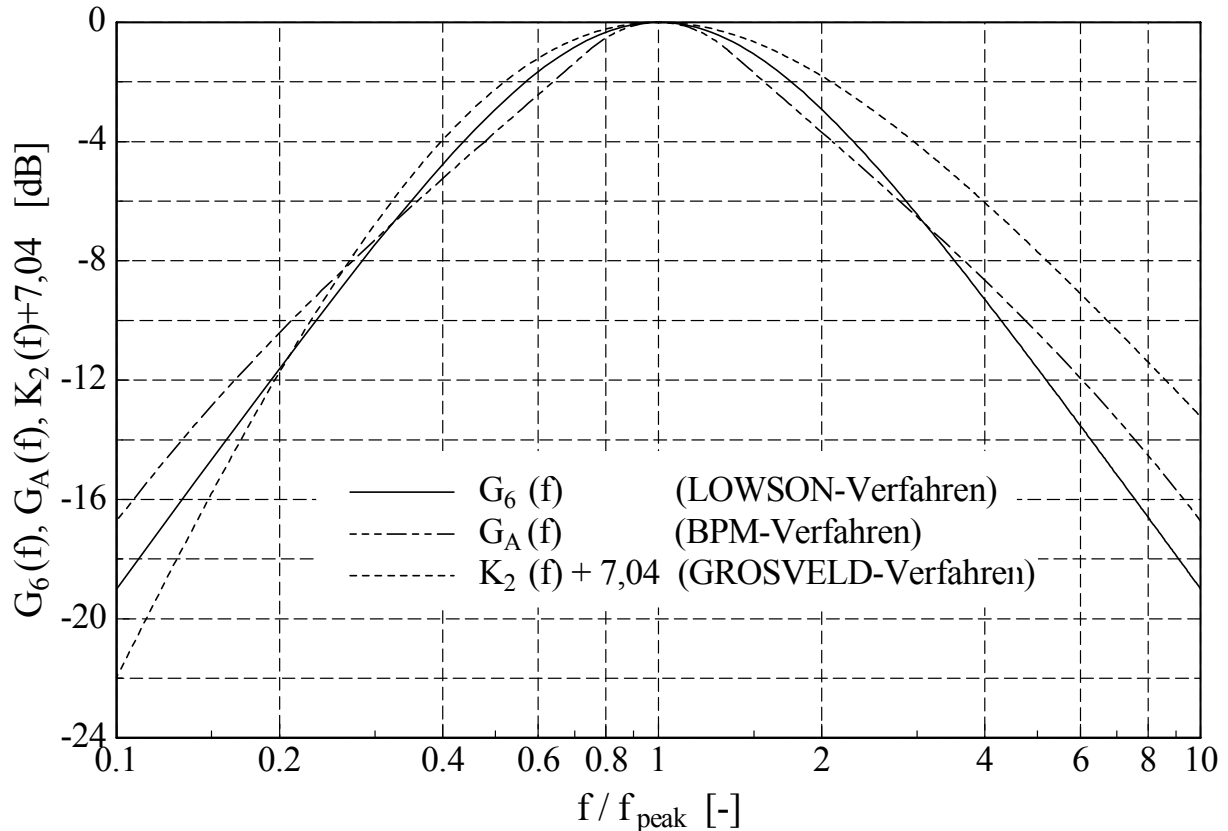


Bild 3.2: Spektrale Schalldruckverteilung verschiedener akustischer Verfahren im Vergleich (LOWSON-Verfahren [LO92], BPM-Verfahren [BR89], GROSVELD-Verfahren [GR85])

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Berechnung des Schaufelhinterkantengeräuschs nach LOWSON [LO92] eine Vereinfachung des entsprechenden relativ komplexen BPM-Verfahrens für den Bereich größerer REYNOLDS-Zahlen darstellt.

### 3.2.5 Verfahren von KÖLTZSCH

Das 1994 veröffentlichte Verfahren von KÖLTZSCH [KÖ94] berücksichtigt ausschließlich axiale Schaufelgitter mit relativ geringer Schaufelbelastung (Ventilatoren). Das hauptsächlich auf den Untersuchungen von SHARLAND [SH64] basierende Verfahren berücksichtigt die drei Schallentstehungsmechanismen ‘Zuströmturbulenz’, ‘Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante’ und ‘verwirbelte Nachlaufströmung hinter der Schaufel’.

#### 3.2.5.1 Geräusch durch Zuströmturbulenz

Auf der Grundlage eines Dipolmodells hat SHARLAND [SH64] für die Schalleistung dieses Geräuschmechanismus die Gleichung

$$P = \frac{1}{48 \cdot \pi} \frac{z \rho_0}{c_0^3} \int_0^h l u^4 \overline{u'^2} \Phi_{ca}^2 dh \quad (3.25)$$

entwickelt. Dabei bezeichnet  $\Phi_{ca}$  den Anstieg der Kurve  $c_A = f(\alpha)$ . Der Auftriebsbeiwert  $c_A$  ist in einen relativ großen Bereich dem Anstellwinkel  $\alpha$  direkt proportional. Für kleine Winkel  $\alpha$  gilt die Proportionalität

$$c_A \sim \alpha \sim \tan \alpha, \quad \tan \alpha = \frac{u'}{u}. \quad (3.26)$$

Darin ist  $u'$  die Geschwindigkeitsschwankungskomponente senkrecht zur Anströmung  $u$  des als Platte idealisierten Schaufelprofils. Mit diesen Voraussetzungen gilt

$$c_A = \Phi_{ca} \cdot \frac{u'}{u}. \quad (3.27)$$

SHARLAND [SH64] gibt für den Steigungsfaktor die Abschätzung  $\Phi_{ca} \approx 0,9 \cdot \pi$  an.

Unbefriedigend an der Gleichung (3.25) ist die fehlende Frequenzabhängigkeit der Schalleistung vom Spektrum der Anströmturbulenz. Deshalb formuliert KÖLTZSCH [KÖ94] diese Gleichung so um, dass die spektrale Schalleistungsdichte

$$P_f = \frac{dP}{df} \quad (3.28)$$

in Abhängigkeit von der spektralen Energiedichte der Anströmturbulenz

$$E_x = \frac{d\overline{c_x'^2}}{df} \quad (3.29)$$

dargestellt wird. Damit folgt aus Gleichung (3.25) mit der Annahme isotroper Turbulenz ( $u' \approx c_x'$ ) näherungsweise

$$P_f = \frac{0,81 \cdot \pi}{48} \frac{\rho_0}{c_0^3} z h l u^4 E_x. \quad (3.30)$$

Die spektrale Schalleistungsdichte des Schallerzeugungsmechanismus 'Turbulente Zuströmung' bzw. die Schalleistung je Frequenzbandbreite (Terz, Oktave) kann mit Gleichung (3.30) berechnet werden, wenn das Energiespektrum der Anströmturbulenz  $E_x$  bekannt ist. KÖLTZSCH [KÖ94] gibt dazu ein aus vorangegangenen Untersuchungen zur künstlichen Erzeugung von Turbulenz gewonnenes dimensionsloses Energiespektrum an (siehe Bild 3.3).

Der an der Ordinate aufgetragene Pegel der dimensionslosen spektralen Energiedichte der Anströmturbulenz  $L_{Ex}$  wird durch

$$L_{Ex} = 10 \lg \frac{E_x u}{c_x'^2 \Lambda} = F(Sr_\Lambda) \quad (3.31)$$

definiert. Die an der Abszisse mit dem Makromaßstab der Turbulenz  $\Lambda$  gebildete STROUHAL-Zahl  $Sr_\Lambda$  erhält man aus

$$Sr_\Lambda = \frac{f \cdot \Lambda}{u}. \quad (3.32)$$

In Bild 3.3 sind die Ausgleichskurven durch Messwerte für unterschiedliche turbulenzerzeugende Einbauten und Maßnahmen eingezeichnet. Diese Darstellung zeigt deutlich die Charakteristi-

ka der Turbulenzspektren (logarithmische Achsenmaßstäbe), und zwar den konstanten Spektrumsanteil bei tiefen Frequenzen, den Bereich proportional  $f^{-5/3}$ , der nach KOLMOGOROV/ v. WEIZSÄCKER den Gleichgewichtsbereich im Energiespektrum der Turbulenz charakterisiert, sowie den Bereich proportional  $f^{-7}$ , der nach HEISENBERG/KOLMOGOROV den Übergang in den Dissipationsbereich darstellt [GO58].

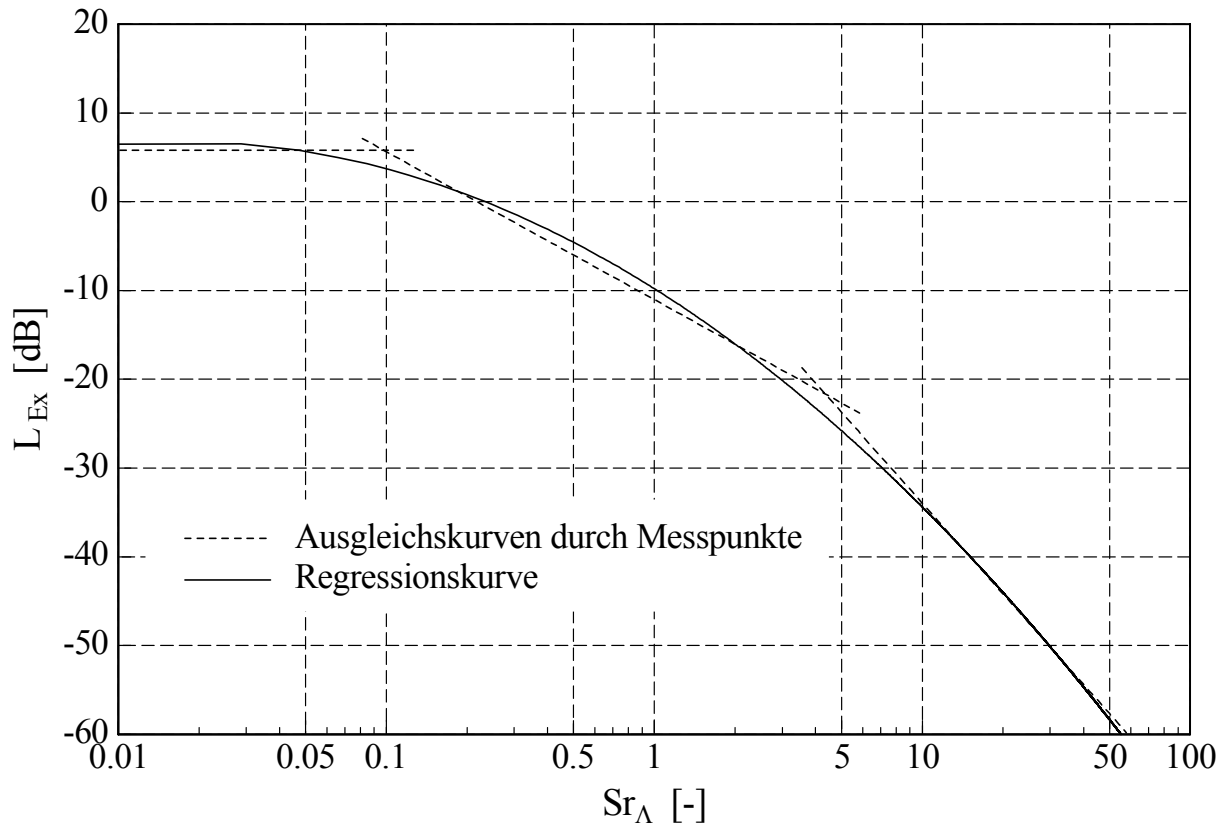


Bild 3.3: Dimensionslose Darstellung der spektralen Energiedichte der Anströmturbulenz [KÖ94]

Für die rechnerische Abschätzung der spektralen Schalleistungsdichte dieses Schallerzeugungsmechanismus wird das dimensionslose Energiespektrum durch ein in Bild 3.3 ebenfalls eingetragenes Regressionspolynom erfasst, welches unmittelbar in Gleichung (3.30) eingesetzt werden kann:

$$E_x = c_m Tu^2 A \cdot 10^{\frac{1}{10}F(Sr_\Lambda)}, \quad (3.33)$$

mit

$$F(Sr_\Lambda) = \sum_{k=1}^4 a_k (\lg(Sr_\Lambda))^{k-1} \quad a_k = \begin{cases} -9,784 \\ -19,001 \\ -5,548 \\ -0,060 \end{cases} \quad (3.34)$$

Für Beispielrechnungen zur Schallerzeugung von Axialventilatoren wird in [KÖ94] ein bestimmter Turbulenzgrad für die Zuströmung zu den einzelnen Laufrädern angenommen.

### 3.2.5.2 Schall durch die turbulente Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche

Bei der Behandlung dieses Schallerzeugungsmechanismus verwendet KÖLTZSCH [KÖ94] Ergebnisse seiner früheren Veröffentlichungen ([KÖ84], [KÖ86]). Bei der Modellierung berücksichtigt er im so genannten Kanalmodell das Rohrgehäuse um einen Ventilator. Nach [KÖ86] ergibt sich für die spektrale Schallleistungsdichte  $P_f$  infolge stochastisch zeitveränderlicher Schaufelkräfte (Schallabstrahlung vom Laufrad) die zentrale Beziehung

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{\pi}{4} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{1}{R_a (1-\nu^2)^2} f S_F \Psi, \quad (3.35)$$

die ursprünglich von MORFEY [MO72] für den Ventilator als Schallquelle

- in einem schallharten Kanal
- mit vernachlässigbarer Reflexion an den offenen Enden, also mit unendlicher Länge
- ohne Radialmoden, d.h. zweidimensional

abgeleitet wurde. Darin bezeichnet  $z$  die Schaufelzahl,  $R_a$  den Außenradius des Laufrades und  $\nu$  das Nabenverhältnis ( $\nu = R_i/R_a$ ). Die machzahlabhängige Strahlungsfunktion

$$\Psi = 1 \pm \frac{8}{3\pi} \sin^2 \beta_\infty M \left[ 1 - (e+2) \cot \beta_\infty \frac{Ma_{ua}}{Ma} \right] \quad (3.36)$$

kann für niedrige Strömungsgeschwindigkeiten ( $Ma < 0,5$ ) näherungsweise  $\Psi \approx 1$  gesetzt werden. Die spektrale Leistungsdichte  $S_F$  der instationären Auftriebskraft  $F_A$  der Schaufel wird durch

$$S_F = \frac{\overline{dF_A^2}}{df} \quad (3.37)$$

definiert. Das Kanalmodell nach Gleichung (3.35) gestattet die Berechnung dieser Schallquelle, wenn für das zugrunde liegende Dipolmodell die spektrale Leistungsdichte der instationären Schaufelkraft aus den Charakteristiken der turbulenten Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche ermittelt wird. Das bedeutet, dass zunächst der Zusammenhang zwischen der spektralen Leistungsdichte der Schaufelkraft  $S_F$  und der Leistungsdichte der Druckschwankungen  $S_p$  auf der Schaufeloberfläche ermittelt werden muss.

Prinzipiell kann die instationäre Dipolkraft durch Integration der Druckschwankungen unter der turbulenten Grenzschicht über die Schaufeloberfläche berechnet werden. Von Bedeutung dabei ist die Ermittlung der Korrelationsflächen für diesen frequenzabhängigen Zusammenhang zwischen  $S_F$  und  $S_p$ .

Aus den umfangreichen Untersuchungen zu dieser Problematik, die u.a. in [KÖ86] dargestellt sind, verwendet KÖLTZSCH [KÖ94] die Gleichungen (ursprünglich von MUGRIDGE [MU73])

$$S_F = \frac{1}{5\pi} h l^2 u \frac{1}{f} S_p \quad \text{für} \quad \pi Sr_l \leq 2, \quad (3.38)$$

$$S_F = \frac{2}{5\pi^2} h l u^2 \frac{1}{f^2} S_p \quad \text{für} \quad 2 \leq \pi Sr_l \leq \frac{15}{\pi}, \quad (3.39)$$

$$S_F = \frac{6}{\pi^4} h u^3 \frac{1}{f^3} S_p \quad \text{für} \quad \frac{15}{\pi} \leq \pi S r_l, \quad (3.40)$$

die für jeweils unterschiedliche Frequenzbereiche gültig sind. Dabei ist  $S r_l$  die mit der Schaufel-sehnenlänge  $l$  gebildete STROUHAL-Zahl

$$S r_l = \frac{f \cdot l}{u}. \quad (3.41)$$

Die spektrale Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen  $S_p$  war

$$S_p = \frac{\overline{dp'^2}}{df}. \quad (3.3)$$

Die starke direkte Frequenzabhängigkeit der spektralen Leistungsdichte der Schaufelkraft lässt den großen Einfluss der Korrelationsflächen auf der Schaufeloberfläche erkennen. Außerdem ist im Frequenzverlauf der spektralen Leistungsdichte der Druckschwankungen ein weiterer deutlicher Einfluss der Frequenz auf die Leistungsdichte der instationären Schaufelkraft gegeben. Mit den Gleichungen (3.35) sowie (3.38) bis (3.40) kann aus den folgenden Formeln die Schallleistungsdichte des Mechanismus 'Turbulente Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche' berechnet werden, sofern das Spektrum der turbulenten Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche  $S_p$  bekannt ist:

$$P_f = \frac{1}{20} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{h l^2}{R_a (1-v^2)^2} u S_p \quad \text{für} \quad \pi S r_l \leq 2, \quad (3.42)$$

$$P_f = \frac{1}{10\pi} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{h l}{R_a (1-v^2)^2} u^2 \frac{1}{f} S_p \quad \text{für} \quad 2 \leq \pi S r_l \leq \frac{15}{\pi}, \quad (3.43)$$

$$P_f = \frac{3}{2\pi^3} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{h}{R_a (1-v^2)^2} u^3 \frac{1}{f^2} S_p \quad \text{für} \quad \frac{15}{\pi} \leq \pi S r_l, \quad (3.44)$$

Aus diesen Gleichungen sind die unterschiedlichen Frequenzabhängigkeiten deutlich erkennbar. SHARLAND [SH64] gibt für diesen Schallerzeugungsmechanismus die Gleichung

$$P = \frac{1}{24\pi} \frac{z}{\rho_0 c_0^3} \int_A u^2 S_p \, dl \, dh \quad (3.45)$$

an. Dabei wird für die spektrale Leistungsdichte der Druckschwankungen  $S_p$  ein konstanter, frequenzunabhängiger Wert verwendet.

In Bild 3.4 findet man eine Darstellung des von KÖLTZSCH [KÖ94] zusammengestellten umfangreichen Messmaterials aus zahlreichen Literaturstellen zum Thema Wanddruckspektren. Der schraffierte Bereich kennzeichnet Messwerte verschiedener Untersuchungen von Wechseldruck-

feldern, die an ruhenden Platten und Einzelprofilen ermittelt wurden. Dabei ist auf der Abszisse die mit der Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  gebildete STROUHAL-Zahl

$$Sr_{\delta^*} = \frac{f \cdot \delta^*}{u} \quad (3.46)$$

angetragen. Der Pegel der normierten spektralen Leistungsdichte der Wechseldrücke ergibt sich aus

$$L_{\Theta}(f) = 10 \lg \left[ \frac{S_p(f)}{\rho_0^2 u^3 \delta^*} \right]. \quad (3.47)$$

Die verschiedenen Messkurven der Druckschwankungen aus der Literatur zeigen als charakteristische Merkmale, dass das Spektrum im Bereich  $Sr_{\delta^*} < 0,1$  näherungsweise konstant ist, während es für  $Sr_{\delta^*} > 0,1$  zunächst schwach und für  $Sr_{\delta^*} > 1$  relativ stark abfällt.

Zur Berechnung der spektralen Schallleistungsdichte  $P_f$  anhand der Gleichungen (3.42) bis (3.44) führt KÖLTZSCH [KÖ94] analog zur Verfahrensweise beim Energiespektrum der Anströmturbulenz das Regressionspolynom

$$S_p(f) = K \cdot \rho_0^2 u^3 \delta^* \cdot F(Sr_{\delta^*}) \quad (3.48)$$

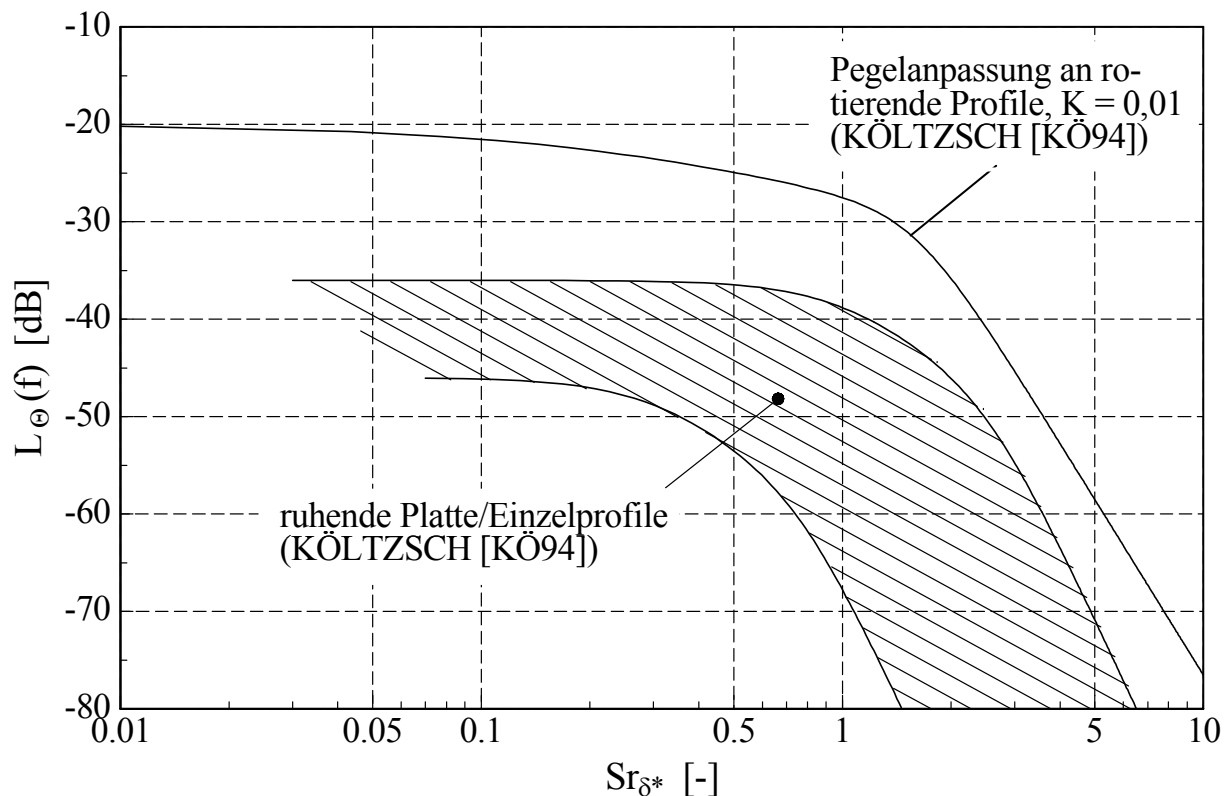


Bild 3.4: Dimensionslose Darstellung der Wanddruckspektren (nach KÖLTZSCH [KÖ94]), der Parameter  $K$  ist in Gl. (3.48) definiert

mit

$$F(Sr_{\delta^*}) = (1 + 4,1985 \cdot Sr_{\delta^*} + 0,454 \cdot Sr_{\delta^*}^6)^{-1} \quad (3.49)$$

zur Erfassung der Wanddruckspektren ein. Die STROUHAL-Zahl  $Sr_{\delta^*}$  kann anhand von Gleichung (3.46) ermittelt werden. Für die darin auftretende Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  verwendet KÖLTZSCH [KÖ94]

$$\frac{\delta^*}{l} = 0,0518 \cdot Re_l^{-0,2} . \quad (3.50)$$

Die Konstante  $K$  in Gleichung (3.48) dient zur Pegelanpassung der an ruhenden Oberflächen gemessenen Wechseldrücke an die Wechseldrücke rotierender Tragflügelprofile<sup>4</sup>. Unter Berücksichtigung verschiedener Gesichtspunkte sowie anhand akustischer Messungen an einem Axialventilator (siehe [KÖ86]) schätzt KÖLTZSCH [KÖ94] diesen Faktor mit  $K = 0,01$  ab. Die sich damit aus den Gleichungen (3.47) bis (3.49) ergebende Funktion für den Pegel der spektralen Leistungsdichte der Wechseldrücke

$$L_{\ominus}(f) = 10 \lg [0,01 \cdot F(Sr_{\delta^*})] \quad (3.51)$$

ist in Bild 3.4 dargestellt.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass im entsprechenden Diagramm von KÖLTZSCH [KÖ94] an den Koordinatenachsen Funktionen der Kreisfrequenz  $\omega$  ( $\omega = 2\pi f$ ) aufgetragen sind. In Bild 3.4 ist allerdings die Darstellung in Funktionen von  $f$  gewählt worden, weil auch das Regressionspolynom von der mit  $f$  gebildeten STROUHAL-Zahl abhängt. Für die Umrechnung der spektralen Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen gilt der Zusammenhang

$$S_p(\omega) = \frac{S_p(f)}{2\pi} . \quad (3.52)$$

### 3.2.5.3 Schall durch die Nachlaufströmung hinter der Schaufel

SHARLAND [SH64] entwickelt für diesen Schallerzeugungsmechanismus auf der Grundlage des Dipolmodells die Beziehung

$$P = \frac{1}{120\pi} \frac{z\rho_0}{c_0^3} \int_0^h lu^6 Re_l^{-0,4} dh . \quad (3.53)$$

Diese Gleichung wird von KÖLTZSCH [KÖ94] modifiziert. Aus dem Dipolmodell erhält man in einer Vorstufe der Entwicklung von Gl. (3.53)

$$P = \frac{1}{48\pi} \frac{z\rho_0}{c_0^3} \int_0^h lu^4 \omega^2 c_A^2 A_c dh . \quad (3.54)$$

<sup>4</sup> Dieser Anpassungsfaktor ist sicher der Schwachpunkt an der Vorgehensweise von KÖLTZSCH!



Darin ist  $\sqrt{c_A^2}$  der Effektivwert des instationären Auftriebsbeiwertes  $c_A$  und  $A_c$  die Korrelationsfläche. Für die Frequenz der Wirbelablösungen gibt KÖLTZSCH [KÖ94] die für den REYNOLDS-Zahlenbereich  $Re_l \leq 2 \cdot 10^6$  gültige Gleichung

$$Sr_l = \frac{l \cdot f}{u} = 0,011 \cdot Re_l^{0,5} \quad (3.55)$$

an. Der Zusammenhang zwischen Kreisfrequenz  $\omega$  (Gl.(3.54)) und Frequenz  $f$  (Gl.(3.55)) besteht in der Beziehung  $\omega^2 = 4\pi^2 f^2$ .

Die Auftriebsschwankungen der Schaufel infolge der Wirbelablösungen können aufgrund eines in [KÖ94] zitierten Nachlaufmodells abgeschätzt werden. Danach führt der vorticity-Abfluss im Nachlauf zu einer mittleren quadratischen Auftriebsschwankung von

$$\overline{c_A^2} = 0,00573 \cdot c_A^2 c_W \quad (3.56)$$

Der Auftriebsbeiwert  $c_A$  kann nach [KÖ94] für Schaufelprofile näherungsweise  $c_A \approx 1$  gesetzt und der Widerstandsbeiwert  $c_W$  über die Gleichung

$$c_W = 0,074 \cdot Re_l^{-0,2} \quad (3.57)$$

abgeschätzt werden. Die Korrelationsfläche  $A_c$  erhält man aus der Gleichung

$$A_c = l_c \cdot h_c \quad (3.58)$$

Für die räumlichen Korrelationslängen wird näherungsweise  $l_c = l$  und  $h_c = 0,025 \cdot l$  verwendet. Damit ergibt sich mit Gleichung (3.58)  $A_c = 0,025 \cdot l^2$ .

Mit diesen Voraussetzungen folgt aus Gleichung (3.54) für die Schalleistung des verwirbelten Nachlaufes

$$P = \frac{5 \cdot 10^{-9}}{48\pi} \frac{\rho_0}{c_0^3} z h l u^6 Re_l^{0,8} \quad (3.59)$$

Gleichung (3.59) unterscheidet sich von der SHARLAND-Formel (3.53) insbesondere durch den Zahlenfaktor und den Einfluss der REYNOLDS-Zahl. Während aus der KÖLTZSCH-Gleichung eine Proportionalität  $P \sim u^{6,8}$  folgt, ergibt sich aus Gleichung (3.53)  $P \sim u^{5,6}$ .

Aus beiden Gleichungen ist ein Mangel in der Geräuschvorausberechnung dieses Schallerzeugungsmechanismus erkennbar: Das Dipolmodell gestattet nur die Berechnung einer Gesamtschalleistung, jedoch keine Berechnung der spektralen Schalleistungsdichte in Abhängigkeit von einer stochastisch zeitveränderlichen Dipolquellstärke. Dieses Problem wird in Beispielrechnungen von KÖLTZSCH [KÖ94] durch ‘Verschmieren’ der nach Gleichung (3.59) ermittelten Gesamtschalleistung über den betrachteten Frequenzbereich gelöst. Das bedeutet, dass bei gleicher Gesamtschalleistung  $P$  konstante Oktavband-Schalleistungspegel  $P_{okt}$  eingeführt werden. Für die acht betrachteten Frequenzbänder gilt

$$L_{W,ges} = 10 \cdot \lg \left( \frac{P}{P_0} \right) = 10 \cdot \lg \left( 8 \cdot \frac{P_{okt}}{P_0} \right) \approx 9 + L_{W,okt} \quad (3.60)$$

### 3.2.6 Verfahren von FUEST

Ähnlich wie das Verfahren von KÖLTZSCH [KÖ94] (s. Abschnitt 3.2.5) soll die 1996 veröffentlichte Arbeit von FUEST [FU96] einen Beitrag zur durchgängigen Berechnung des Breitbandschalls leitradloser Niederdruckaxialventilatoren leisten. Als vorrangiges Ziel wird die Berechnung der spektralen Leistung des Breitbandschalls aus den Stromfeldgrößen angegeben. Hierzu entwickelt FUEST ein einfaches, auf den Veröffentlichungen von DOAK [DO60] und SHARLAND [SH64] basierendes, akustisches Verfahren. Die wesentlichen Eingangsgrößen, nämlich die Wechseldruckspektren und ihre räumliche Korrelation, werden unmittelbar auf den Oberflächen der rotierenden Schaufeln zweier Prüflaufräder gemessen. Dabei wird auch untersucht, ob die Wechseldruckspektren Ähnlichkeitsgesetzen gehorchen.

FUEST [FU96] führt die Näherung

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{2\pi f^2}{3\rho_0 c_0^3} \sum_A S_p(f) A_c(f) dA \quad (3.61)$$

für das Integral in Gleichung (3.5) ein. Für  $S_p(f)$  ermittelt er aus eigenen Messungen eine Näherungsfunktion für rotierende Schaufelprofile. Dazu beschreibt er den Streubereich gemessener, dimensionslos gemachter Wechseldrücke auf der Saugseite der Laufschaufeln eines Prüfventilators durch die Näherungsgleichung

$$S_p(f) = 3,024 \cdot 10^{-6} \cdot (\rho_0^2 u^3 \delta^*) \cdot Sr_{\delta^*}^{-1,3}(f) \quad \text{für} \quad 8 \cdot 10^{-5} \leq Sr_{\delta^*}(f) \leq 0,048 . \quad (3.62)$$

Dabei ist  $Sr_{\delta^*}$  nach Gleichung (3.46) definiert. Unter Berücksichtigung der Gleichung (3.47) folgt aus Gleichung (3.62) für den Pegel der spektralen Leistungsdichte der Wechseldrücke

$$L_\phi(f) = 10 \lg(3,024 \cdot 10^{-6} \cdot Sr_{\delta^*}^{-1,3}(f)) . \quad (3.63)$$

Diese Näherungsfunktion ist in Bild 3.5 dargestellt. Zum Vergleich ist der Bereich für ruhende Einzelprofile sowie die Pegelanpassung an rotierende Profile nach KÖLTZSCH [KÖ94] (siehe Abschnitt 3.2.5) ebenfalls eingezeichnet.

Die Korrelationsfläche berechnet sich aus den gemessenen Korrelationslängen  $l_1$  und  $l_3$  in longitudinaler bzw. transversaler Richtung. Zu ihrer Bestimmung verwendet FUEST [FU96] die Flächengleichung einer Ellipse

$$A_c = \frac{\pi}{4} l_1 l_3 . \quad (3.64)$$

Die Korrelationslängen

$$l_i = \frac{u_c}{\varepsilon_i \omega} \quad (3.65)$$

werden mit den Abklingkoeffizienten  $\varepsilon_i$  und der konstant angenommenen Konvektionsgeschwindigkeit  $u_c$  gebildet. Mit experimentell ermittelten Werten der Abklingkoeffizienten  $\varepsilon_1 = 0,06$  und  $\varepsilon_3 = 0,16$  sowie der Konvektionsgeschwindigkeit  $u_c = 0,75 \cdot u$  ergibt sich für die Korrelationsfläche

$$A_c(f) = \frac{(0,75)^2}{16\pi \cdot 0,06 \cdot 0,16} \left(\frac{u}{f}\right)^2 = 1,166 \cdot \left(\frac{u}{f}\right)^2. \quad (3.66)$$

Damit kann die Berechnung der spektralen Schalleistung nach Gleichung (3.61) unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.62) und (3.66) für die Oberfläche einer Schaufelseite erfolgen, die durch Teilflächen  $dA = dr \cdot dl$  angenähert wird. Dazu benötigt man den Flächeninhalt jedes diskreten Flächenelements  $dA$  sowie die zugehörige lokale Strömungsgeschwindigkeit  $u$  außerhalb der Grenzschicht (Freifeldgeschwindigkeit) und die Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$ . Diese drei Parameter können entweder aus einer numerischen Berechnung des Stromfeldes im Laufrad (CFD-Analyse) oder durch entsprechende Bestimmungsgleichungen ermittelt werden.

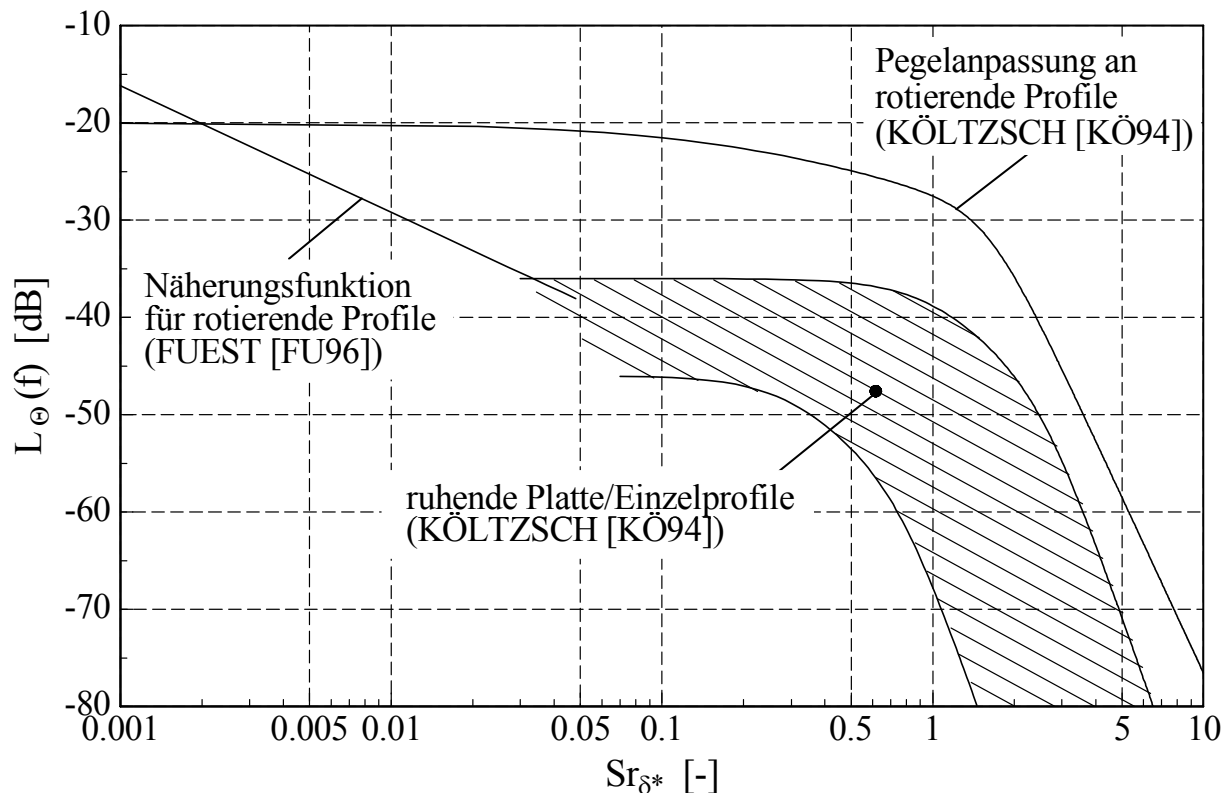


Bild 3.5: Näherungsfunktion der Wechseldrücke auf rotierenden Profilen (nach [FU96])

FUEST [FU96] führt eine Diskretisierung einer Schaufelseite in je 15 Längenabschnitte  $dr$  und  $dl$ , also eine Unterteilung in insgesamt 225 Teilflächen, durch. Dazu teilt er die Schaufelhöhe  $h$  und die Sehnenlänge  $l$  in gleiche Abschnitte ein. Die lokale Strömungsgeschwindigkeit  $u$  für jede Teilfläche berechnet sich aus einer linearen Verteilung der Relativgeschwindigkeit am Schaufel Eintritt und -austritt sowie an der Laufradnabe und am Außendurchmesser. Zur Berechnung der Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  verwendet FUEST [FU96]

$$\delta^* = 0,018 \cdot l_x \cdot Re_{l_x}^{-1/7}. \quad (3.67)$$

Darin bezeichnet  $l_x$  die Lauflänge von der Schaufelvorderkante und  $Re_{l_x}$  die mit dieser Größe sowie der lokalen Strömungsgeschwindigkeit gebildete REYNOLDS-Zahl. Sollte die nach Gleichung (3.66) ermittelte Korrelationsfläche größer sein als die Oberfläche einer Schaufelseite, so

wird die Größe von  $A_c$  bei der Berechnung der Schallleistung durch die Fläche einer Schaufelseite begrenzt.

Bei der Berechnung ist zu beachten, dass das oben dargestellte Verfahren für die Schallabstrahlung einer Ventilatorschaukel gilt. Zur Ermittlung des Gesamtschallpegels ist daher noch der Faktor  $z$  zur Berücksichtigung der Schaufelzahl in Gleichung (3.61) einzusetzen.

Bei der akustischen Modellbildung und den damit in Verbindung stehenden experimentellen Untersuchungen in [FU96] werden nur die stochastischen Wechseldrücke auf der Schaufeloberfläche betrachtet. Dabei wird im Gegensatz zum KÖLTZSCH-Verfahren (siehe Abschnitt 3.2.5) nicht unterschieden, welche der drei nach FUEST [FU96] charakteristischen Mechanismen 'turbulente Anströmung', 'turbulente Grenzschicht' und 'turbulenter Nachlauf' für die Wechseldrücke verantwortlich sind. Es findet also keine getrennte Behandlung dieser drei auch von KÖLTZSCH [KÖ94] berücksichtigten Geräuschmechanismen statt.

### 3.2.7 Verfahren von STREMEL

Das 1999 entwickelte Verfahren von STREMEL [ST99] basiert auf dem Kanalmodell von KÖLTZSCH [KÖ94] (siehe Abschnitt 3.2.5), den Untersuchungen von DOAK [DO60] und dem daraus abgeleiteten Verfahren von FUEST [FU96] (siehe Abschnitt 3.2.6). Dabei werden für die Größen der entsprechenden Gleichungen Ergebnisse aus eigenen experimentellen und numerischen Untersuchungen [CA02] eingesetzt.

In seinen Untersuchungen hat STREMEL [ST99] Messungen der Wechseldrücke auf einer rotierenden Axialventilatorschaukel bei drei unterschiedlichen Betriebspunkten (Nennlast:  $\varphi = 0,179$ , Leichte Teillast:  $\varphi = 0,168$  und Überlast:  $\varphi = 0,200$ ) durchgeführt. Außerdem hat er die Zuströmerturbulenz durch Verwendung ausgewählter Turbulenzerzeuger variiert [ST02], [CA02].

Bei der Untersuchung des Mechanismus 'Interaktion einer Schaufel mit der Zuströmerturbulenz' findet man bei BLAKE [BL86] für die spektrale Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen

$$\frac{S_p(\omega)}{\left(\frac{\rho}{2}u^2\right)^2 \cdot \frac{c_m^2}{u^2} \cdot \phi_2(\omega l / u) \cdot \left|S\left(\frac{\omega l}{2u}\right)\right|^2} = F\left(\frac{\omega l}{u}\right) \cdot 4 \left(\frac{l/2 - \xi_1}{l/2 + \xi_1}\right) \cdot \frac{\Lambda(\omega)}{l} . \quad (3.68)$$

Mit der STROUHAL-Zahl

$$Sr_l = \frac{\omega l}{u} = \frac{2\pi fl}{u} , \quad (3.69)$$

der zweidimensionalen SEARS-Funktion

$$\left|S\left(\frac{Sr_l}{2}\right)\right|^2 = \frac{1}{1 + \pi Sr_l} , \quad (3.70)$$

der spektralen Energiedichte der Geschwindigkeitsschwankungen der Zuströmerturbulenz (vgl. Gl. (3.29))

$$E_x = \frac{d\overline{c_m^2}}{df} = \overline{c_m^2} \cdot \phi_2(Sr_l) \quad (3.71)$$

und der Einführung des Pegels der spektralen Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen  $L_{Sp(Sr)}$  erhält man

$$L_{S_p(Sr_l)} = 10 \lg \frac{S_p(Sr_l)}{\rho^2 u^2 E_x \frac{1}{1 + \pi Sr_l} \left( \frac{l/2 - \xi_l}{l/2 + \xi_l} \right) \cdot \frac{\Lambda(\omega)}{l}} \quad (3.72)$$

Für die spektrale Energiedichte der Zuströmturbulenz  $E_x$  können die Gleichungen (3.32) und (3.33) aus den Untersuchungen von KÖLTZSCH verwendet werden, wobei der Turbulenzgrad  $Tu$  und das integrale Längenmaß der Turbulenz  $\Lambda$  bekannt sein müssen.

CAROLUS & STREMEL [CA02] geben für den Pegel der spektralen Leistungsdichte das aus den Turbulenzmessungen gewonnene universelle Polynom

$$L_{S_p(Sr_l)} = 3,396 \cdot (\lg Sr_l)^2 + 11,595 \cdot (\lg Sr_l) + 5,294 \quad (3.73)$$

an, das die Messwerte (mit einer erheblichen Streubreite) repräsentiert. Als charakteristische Position auf der Schaufel wird speziell für die Untersuchungen in dieser Arbeit eine relative Lauflänge von der Schaufelvorderkante von 20 % gewählt, wiederum ein relativ willkürlicher Zahlenwert zur Anpassung des Modells an Messergebnisse. Damit ist für die ab der Schaufelmitte laufende Variable  $\xi_l$  in Gl. (3.72) ein Wert von  $\xi_l = -0,3 \cdot l$  einzusetzen (vgl. Bild 4.2, rechts).

### 3.2.8 Weitere Verfahren

Der Vollständigkeit seien hier noch drei weitere Verfahren kurz erwähnt.

GLEGG et al. [GL87] geben ein Verfahren zur Berechnung des Breitbandschalls von Windturbinen an. In unterschiedlichen Kombinationen und Verfeinerungen werden die Modelle für die Einzelschallquellen eingesetzt. In allen Verfahren spielen die Zuströmturbulenz und der Hinterkantenschall eine wichtige Rolle. Im Verfahren von GLEGG wurde explizit die Rotation der Schallquellen mitberücksichtigt.

WAGNER et al. [WA96] geben einen umfassenden Überblick über den Stand der Geräuschberechnung von Windturbinen. U.a. verglichen sie die gängigen Modelle untereinander. Es wurde deutlich, dass die Verfahren nicht jedes Detail des Spektrums im Vergleich zu Messungen wiedergeben, die Ergebnisse der Rechnungen aber um so besser sind, je realistischer die Eingangsgrößen gewählt wurden (z.B. die Grenzschichtdicke, die wirklich am Blatt vorliegt, und nicht die von einer ebenen Platte oder einem willkürlichen Tragflügelprofil).

1996 veröffentlichten SU et al. [SU96] ein weiteres Verfahren für Axialventilatoren. Ausgehend von der FFOVCS WILLIAMS & HAWKINGS-Gleichung für Dipolschallquellen modellierten sie die instationären Schaufelkräfte auf Schaufelsegmenten durch einzelne harmonische und normalverteilte harmonische Druckimpulse, die exponentiell in Raum und Zeit abnehmen. Auch dieses Verfahren ist halbempirisch. Das Spektrum von spezifisch langsamläufigen Ventilatoren konnte im Vergleich zu Messungen nur bereichsweise befriedigend vorhergesagt werden.

Eine weitere Arbeit stammt von GANZ, GLEGG & JOPPA [GA98]. Sie messen und berechnen das Breitbandgeräuschs eines Flugzeugtriebwerkfans bei geringen Machzahlen. Sie verwenden analytische und empirische Teilmodelle und konnten relativ gute Übereinstimmung mit den Messungen erzielen.

### 3.2.9 Akustische Kompaktheit

In allen oben beschriebenen Verfahren bzw. in den diesen Verfahren zugrunde liegenden Untersuchungen - mit Ausnahme des Verfahrens von LOWSON - wird so genannte „akustische Kompaktheit“ vorausgesetzt, d.h. die Schaufelsehnenlänge  $l$  sollte deutlich kleiner als die Wellenlänge  $\lambda$  des abgestrahlten Schalls sein ( $l \ll \lambda$ ,  $\lambda = c/f$ ). Trotz dieser Voraussetzung zeigen die späteren Vergleiche mit Messungen, dass die Schalleistungsberechnung auf der Grundlage der akustischen Verfahren auch im Bereich höherer Frequenzen - zumindest für den in der vorliegenden Arbeit untersuchten Ventilator - gute Ergebnisse liefert (s. Abschnitt 6.2.2).

## 3.3 Implementierung ausgewählter akustischer Verfahren in einen PC-Programmcode

In diesem Abschnitt wird zusammengefasst, welche der in Abschnitt 3.2 dargestellten akustischen Verfahren der Klasse II (s. Tabelle 3.1) in Programmcode zur Berechnung des breitbandigen Schalleistungsspektrums von Axialventilatoren umgesetzt werden und wie dies geschieht. Als wichtigste Teilschallquellen haben sich in den meisten dieser Verfahren die Mechanismen „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz“, „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“ und „Turbulenter Nachlauf“ (Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante) herausgestellt (s. Kapitel 2). In dem eigens erstellten Programm zur Schallprognose von Axialventilatoren (genannt ‚SIBNOISE-AX‘, [CA02a]) sind Einzelmechanismus-Modelle, wie sie in den Verfahren von DOAK, LOWSON, KÖLTZSCH und STREMEL in Abschnitt 3.2 beschrieben werden, und ein Kombiverfahren (FUEST) implementiert. Sie können mit Einschränkungen miteinander kombiniert werden. Tabelle 3.2 gibt eine Übersicht über die im Programm berücksichtigten Einzelmechanismus-Modelle (grau unterlegt) und die Nummern der zugehörigen Berechnungsgleichungen.

Tabelle 3.2: Berücksichtigte Einzelmechanismus-Modelle im Schallberechnungsprogramm und zugehörige Berechnungsgleichungen

Verfahren nach	Modell für		
	Zuströmturbulenz	Turbulente Grenzschicht	Turbulenten Nachlauf
DOAK	-	Gln. (3.5) bis (3.9)	-
LOWSON	Gln. (3.11) bis (3.19)	-	Gln. (3.20) bis (3.24)
KÖLTZSCH	Gln. (3.30) bis (3.34)	Gln. (3.42) bis (3.50)	Gln. (3.59), (3.60)
FUEST	-	Gln. (3.61), (3.62), (3.66)	
STREMEL	Gln. (3.72), (3.73)	-	-

Das in Abschnitt 3.2.2 beschriebene GROVELD-Verfahren findet keine Berücksichtigung im Berechnungsprogramm, weil es für die Schallvorhersage von Windturbinen entwickelt wurde und nicht ohne weiteres auf Axialventilatoren übertragen werden kann.

Ebenfalls unberücksichtigt bleibt das in Abschnitt 3.2.3 beschriebene BPM-Verfahren, weil das LOWSON-Verfahren (s. Abschnitt 3.2.4) eine vereinfachte Form zumindest eines wichtigen BPM-Algorithmus (Schaufelhinterkantengeräusch) darstellt und darüber hinaus noch den im BPM-Verfahren nicht enthaltenen Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmerturbulenz“ berücksichtigt. Außerdem können beispielsweise die Ergebnisse für die von BPM untersuchte Schallquelle „Schaufelspitze“ nicht unmittelbar auf einen Rohrventilator angewendet werden, weil sie auf der Grundlage von Messungen an einzelstehenden Schaufelprofilen ermittelt wurden.

Von dem in Abschnitt 3.2.5 beschriebenen KÖLTZSCH-Verfahren sind die Ergebnisse der Untersuchungen aller drei Schallquellen „Zuströmerturbulenz“, „Turbulente Grenzschicht“ und „Turbulenter Nachlauf“ im Berechnungsprogramm implementiert.

Das in Abschnitt 3.2.6 dargestellte FUEST-Verfahren findet Berücksichtigung als sog. Kombiverfahren, weil von den auf der Schaufeloberfläche gemessenen stochastischen Wechseldrücken nicht mehr auf die Einzelmechanismen geschlossen werden kann, welche die Druckschwankungen hervorgerufen haben. Weil bei den experimentellen Untersuchungen von FUEST [FU96] allerdings eine relativ turbulenzarme Zuströmung vorlag und auch keine die Turbulenz charakterisierenden Parameter in die Berechnungsgleichungen eingehen, wird der Mechanismus „Zuströmerturbulenz“ nicht in das Kombiverfahren mit aufgenommen.

Von dem in Abschnitt 3.2.7 beschriebenen STREMELE-Verfahren werden die Ergebnisse der Untersuchungen des Geräuschmechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmerturbulenz“ im Programm implementiert, weil sie auf der Grundlage von Wechseldruckmessungen auf der rotierenden Ventilatorschaufel entstanden sind.

Das Schallberechnungsprogramm bietet die Möglichkeit, den Einbaufall des Ventilators auszuwählen. Wenn der Ventilator in einer längeren Rohrstrecke eingebaut ist, wird als grundlegende Gleichung für die Berechnung der spektralen Schalleistungsdichte  $P_f$  die des Kanalmodells von KÖLTZSCH (s. Abschnitt 3.2.5.2) verwendet (vgl. Gl. (3.35)):

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{\pi}{4} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{1}{R_a (1-v^2)^2} f \sum_A S_p(f) A_c(f) dA . \quad (3.74)$$

Handelt es sich um einen Ventilator ohne Gehäuse bzw. um einen Ventilator in einer kurzen Rohrstrecke, wird als grundlegende Gleichung die des DOAK-Verfahrens (s. Abschnitt 3.2.1) verwendet, weil es eher einen freien Rotor beschreibt (vgl. Gl. (3.5)):

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{2\pi \cdot z}{3\rho_0 c_0^3} f^2 \sum_A S_p(f) A_c(f) dA . \quad (3.75)$$

Diese beiden Gleichungen unterscheiden sich im Vorfaktor und in der Frequenzabhängigkeit. Zur praktischen Auswertung werden in beiden Gleichungen die Flächenintegrale in den ursprünglichen Gleichungen (Gln. (3.35) und (3.5)) durch Summen ersetzt, so dass für die Berechnung des Gesamtventilatorgeräuschs Schallanteile von diskreten Schaufelschnitten - Streifen bei einer Mehrschnittrechnung oder Teilflächen bei der Berücksichtigung von CFD-Daten - aufad-

diert werden können. Dabei ist es notwendig, für jedes Flächenelement  $dA$  das Spektrum der spektralen Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen  $S_p(f)$  und die zugehörigen frequenzabhängigen Korrelationsflächen  $A_c(f)$  zu kennen. Programmtechnisch wird dazu eine geschachtelte Aufsummierung sowohl über den betrachteten Frequenzbereich in einer äußeren Schleife als auch über die einzelnen Schaufelteilflächen in einer inneren Programmschleife durchgeführt.

Im Programm kann man wählen, welche Teilschallquellen bei der Berechnung des Gesamtventilatorgeräuschs berücksichtigt werden sollen. Je nach Auswahl werden die entsprechenden Gleichungen der akustischen Verfahren nach Abschnitt 3.2 für die spektrale Schalleistungsberechnung verwendet. In einigen Verfahren werden Formeln für die direkte Berechnung des spektralen Schalleistungspegels bzw. der Schalleistungsdichte angegeben. In diesem Fall fließen die Gleichungen entweder direkt in den Programmcode ein oder es werden - wenn noch an anderer Stelle im Programm benötigt - unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.74) bzw. (3.75) Formeln für bestimmte Größen abgeleitet und in dieser Form in den Rechencode implementiert. So können beispielsweise aus den Gln. (3.38) bis (3.40) des KÖLTZSCH-Verfahrens mit Berücksichtigung der Formel

$$S_F(f) = h \cdot l \cdot A_c(f) \quad (3.76)$$

frequenzabhängige Gleichungen für die Korrelationsfläche abgeleitet werden. Für die Zuström-turbulenzberechnung im KÖLTZSCH- und im STREMEL-Verfahren wird die Korrelationsfläche

$$A_c(f) = \frac{u^2}{(2\pi f)^2} \quad (3.77)$$

nach SHARLAND [SH64] verwendet. Das LOWSON-Teilmodell für diese Schallquelle kann sinnvoll nur auf freie Rotoren angewendet werden und ist deshalb nur bei entsprechender Auswahl verwendbar.

Während beim Modell der Schallquelle „Turbulente Grenzschicht“ die entsprechenden Größen je nach angewähltem Einbaufall in Gl. (3.74) bzw. Gl. (3.75) eingesetzt werden, wird bei der Schallquelle „Turbulenter Nachlauf“ keine Unterscheidung zwischen den beiden möglichen Ventilatoreinbaufällen getroffen. Hier werden entweder die Gln. (3.59) und (3.60) - bei Anwahl des KÖLTZSCH-Verfahrens - oder die Gl. (3.20) - bei der Wahl des LOWSON-Verfahrens - verwendet. Dabei wird bei dem LOWSON-Verfahren der empirisch zu bestimmende Grenzschichtfaktor (s. Abschnitt 3.2.4.2) der Gln. (3.21) und (3.22) gleich vier gesetzt. Dieser Wert resultiert aus einem Vergleich mit dem Energieinhalt der Schallquelle „Turbulenter Nachlauf“ des KÖLTZSCH-Verfahrens (s. Gl. (3.59)).

Weiterhin bietet das Programm die Möglichkeit, eine Einschnitt- oder eine Mehrschnittrechnung durchzuführen. Bei einer Einschnittrechnung sind notwendige Eingangsparameter an einem repräsentativen Schaufelschnitt anzugeben, der vorzugsweise bei einer relativen Schaufelhöhe von  $h_{rel} = 70\%$  ( $r = R_i + 0,7 \cdot h$ ) liegen sollte. Die Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  wird dann nach Gl. (3.50) berechnet. Bei einer Mehrschnittrechnung werden die Default-Werte der Schaufelschnitttradien so gesetzt, dass flächengleiche Teilfluträder entstehen, wobei sich in Naben- und Gehäusenähe jeweils ein halbes Teilflutrad ergibt. Die Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  wird wiederum mit den entsprechenden Werten für die Sehnenlänge  $l$  und die Relativgeschwindigkeit



$w$  nach Gl. (3.50) berechnet. Außerdem hat man an dieser Stelle die Möglichkeit, Stromfeldparameter aus einer CFD-Berechnung zu verwenden. Dazu müssen Dateien eingeladen werden, die vor allem die für die Berechnung wichtigen Parameter Freifeldgeschwindigkeit und Grenzschichtverdrängungsdicke für jedes Flächenelement der Schaufeloberfläche enthalten.

Die durchgeführten Berechnungen werden auf „akustische Kompaktheit“ hin untersucht (s. Abschnitt 3.2.9). Dabei wird die obere Grenzfrequenz für eine kritische Wellenlänge von  $\lambda = 4 \cdot l$  angegeben. Wenn die Schallquelle „Zuströmturbulenz“ in die Berechnung einfließt, wird außerdem überprüft, ob die durch die Relativgeschwindigkeit  $w$  und das turbulente Längenmaß  $\Lambda$  des repräsentativen Schaufelschnitts festgelegte charakteristische Frequenz im akustisch kompakten Bereich

$$f = \frac{w}{\Lambda} \leq \frac{c}{4 \cdot l} \quad (3.78)$$

liegt.

## 4 Beispiel Niederdruckventilator

### 4.1 Versuchsventilator

Als Fallbeispiel wird in der vorliegenden Arbeit das Laufrad des Niederdruckaxialventilators von Beiler [BE96] untersucht. Die aerodynamischen Entwurfsdaten und Hauptabmessungen sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Bild 4.1 und Bild 4.2 zeigen das Laufrad des Ventilators.

Um den Geräuschmechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand“ und hier speziell die Sekundärströmung im Bereich des Schaufelkopfes (s. Abschnitt 2.5) so weit wie möglich auszuschalten, wird der Kopfspalt mit  $s/D_a = 0,17\%$  so klein wie möglich ausgeführt.

Tabelle 4.1: Aerodynamische Entwurfsdaten und Hauptabmessungen des Versuchsventilators

Bezeichnung			
Volumenzahl	$\varphi$	-	0.179
Wirkungsgrad (total)	$\eta_{tot}$	-	0.80
Wirkungsgrad (statisch)	$\eta_{fa}$	-	0.45
Drehzahl	$n$	$\text{min}^{-1}$	3000
Laufradaußendurchmesser	$D_a$	m	0.299
Nabenverhältnis	$v$	-	0.45
Spaltverhältnis	$s/D_a$	%	0.17
Schaufelzahl	$z$	-	6
Sehnenlänge (halbe Schaufelhöhe)	$l$	mm	63.9

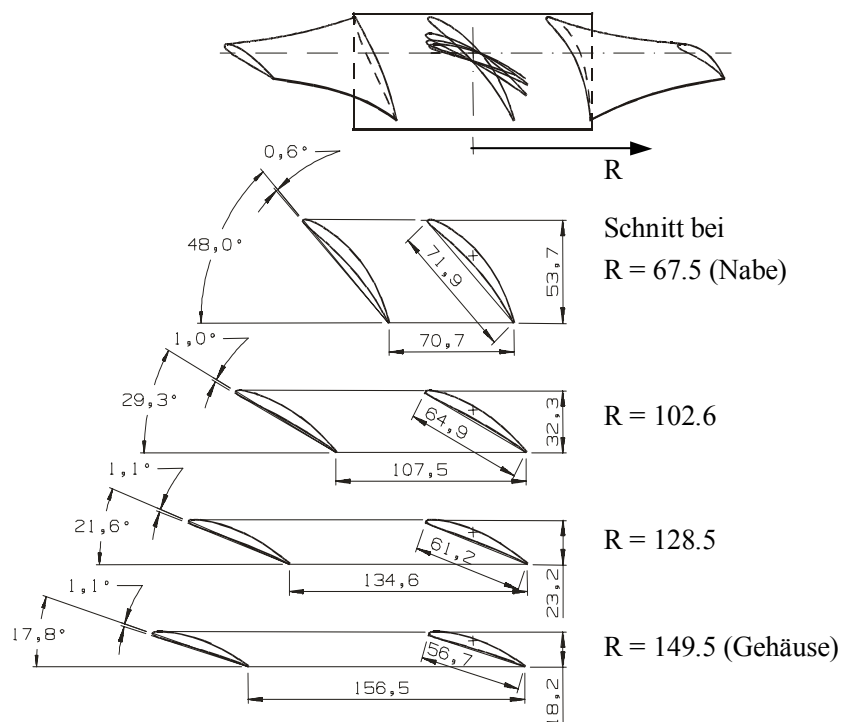


Bild 4.1: Schaufelschnitte des Niederdruckaxialventilators (Maße in mm)

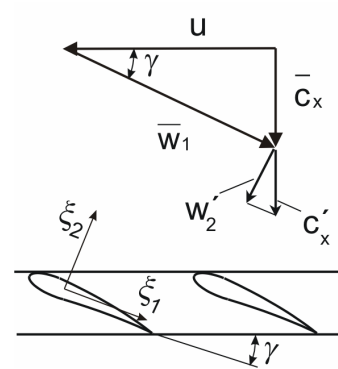
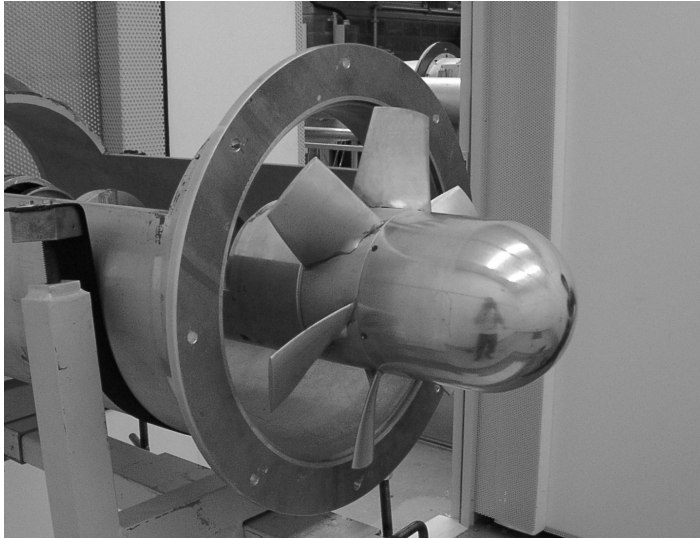


Bild 4.2: Links: Untersuchter Niederdruckaxialventilator; rechts: Geschwindigkeitsdreieck und Größen im Schaufelgitter des Versuchsventilators

Die verwendeten dimensionslosen Kennzahlen zur Beschreibung der aerodynamischen Eigenschaften sind (wie üblich) die Volumenzahl

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{1}{4} \pi^2 D_a^3 n} \quad , \quad (4.1)$$

die Druckzahl

$$\psi_{fa} = \frac{\Delta p_{fa}}{\frac{\rho}{2} (\pi D_a n)^2} \quad (4.2)$$

gebildet mit der freiausblasenden Druckdifferenz

$$\Delta p_{fa} = \left( \Delta p_{tot} - \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{V}}{A_k} \right)^2 \right) \quad (4.3)$$

und die entsprechenden Wirkungsgrade

$$\eta_{tot/fa} = \frac{\dot{V} \Delta p_{tot/fa}}{M_d 2\pi n} \quad (4.4)$$

## 4.2 Experimentelle Untersuchungen

### 4.2.1 Prüfstände und Auswertung der Messdaten

Die strömungstechnischen Kennlinien des Versuchsventilators werden auf dem Kammerprüfstand nach DIN 24163 [DI85] des Instituts für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen gemessen. Dazu wird der Ventilator saugseitig an den Prüfstand montiert und fördert Luft über eine genormte Einlaufdüse zur Volumenstrombestimmung (DIN 1952 [DI82]) in eine große Kammer (Querschnittsfläche  $A_K = 0,95 \text{ m}^2$ , s. Gl. (4.3)) mit Brems- und Beruhigungssieben, an der mittels Druckbohrungen die Druckdifferenz  $\Delta p_{tot}$  des Ventilators gemessen werden kann. Das Drehmoment  $M_d$  und die Drehzahl  $n$  können über eine Drehmomentmesswelle bestimmt werden. Der Volumenstrom wird über eine verstellbare Drossel zwischen Einlaufstrecke und Messkammer variiert.

Die schalltechnischen Untersuchungen werden auf einem Kanalprüfstand durchgeführt, der aus einem reflexionsarmen Raum ansaugt (s. Bild 4.3). Damit ist es möglich, sowohl aerodynamische als auch akustische Kenngrößen zu erfassen. Der Kanalprüfstand entspricht den Anforderungen der DIN ISO 5136 [DI00] zur Bestimmung der von Ventilatoren in angeschlossene Kanäle abgestrahlten Schalleistung. Die Gesamtlänge beträgt knapp 10 m. Der Messkanal besteht aus schallharten Stahlrohren mit einem Durchmesser von 300 mm und einem reflexionsarmen Abschluss. Der reflexionsarme Raum erfüllt die Anforderungen der DIN 45635 [DI86] mit der Genauigkeitsklasse 1 zur Geräuschmessung an Maschinen nach dem Hüllflächenverfahren. Die Zuströmung zum Ventilator erfolgt aus diesem reflexionsarmen Raum heraus über eine Einlaufdüse mit Volumenstrommessung. Der Volumenstrom kann über eine verstellbare Drossel am Ende des Prüfstands variiert werden. Die vom Prüfventilator erzeugte Druckdifferenz wird über vier Wandbohrungen, die über eine Schlauchleitung miteinander verbunden sind, an einen Differenzdruckaufnehmer weitergeleitet. Der leichte Unterdruck im Raum, der sich trotz groß bemessener Zuluftöffnungen (in Bild 4.3 nicht dargestellt) einstellt, wird mit berücksichtigt. Außerdem wird die Drehzahl des Ventilators gemessen. Der Schalldruckpegel wird sowohl in der Rohr-

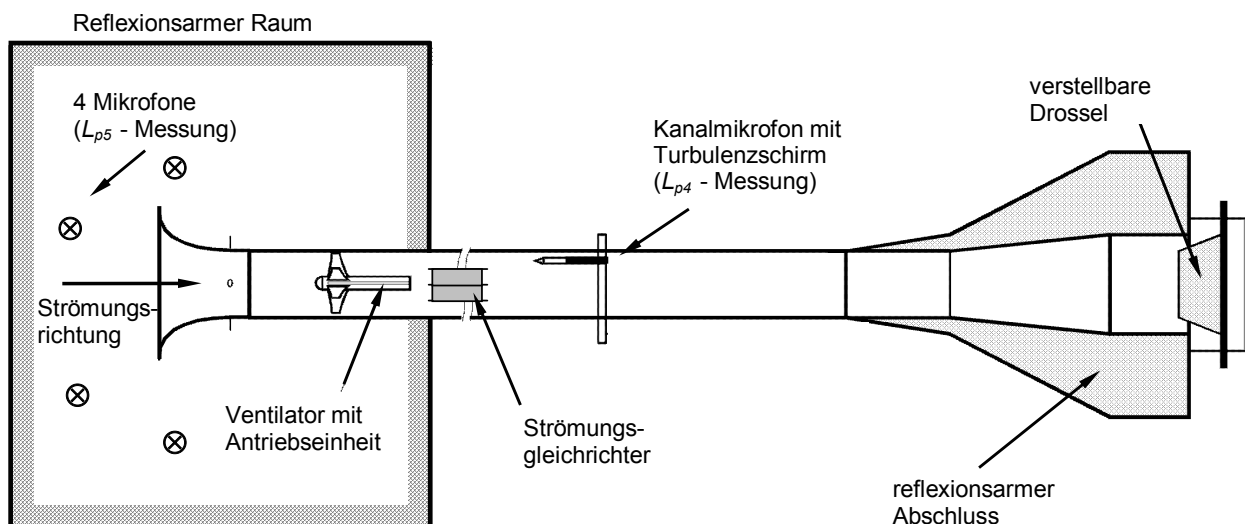


Bild 4.3: Aeroakustikprüfstand nach DIN ISO 5136 [DI00], reflexionsarmer Raum nach DIN 45635 [DI86]

messstrecke ( $L_{p4}$ ) als auch im Freifeld (reflexionsarmer Raum,  $L_{p5}$ ) gemessen. Für die  $L_{p4}$  - Messungen ist ein  $\frac{1}{2}$ " Kondensatormikrofon mit einem Turbulenzschirm vier Meter stromabwärts des Ventilators und einen Meter stromabwärts des Strömungsgleichrichters montiert. Der frequenzabhängige Schalldruckpegel  $L_{p4}(f)$  wird auf der stromabwärts liegenden Seite des Ventilators gemessen und mit der Frequenzgangkorrektur  $C_{ges}(f)$  nach DIN ISO 5136 [DI00] korrigiert. Der spektrale Ausblas-Kanalschalleistungspegel ist

$$L_{W4}(f) = L_{p4}(f) + C_{ges}(f) + 10 \log \frac{A_K}{A_0} - 10 \log \frac{\rho a}{(\rho a)_0} \quad \text{dB} . \quad (4.5)$$

Im reflexionsarmen Raum (Freifeld) wird der frequenzabhängige Freiansaug-Schalldruckpegel  $L_{p5}(f)$  stromaufwärts des Ventilators gemessen. Vorausgehende Untersuchungen haben gezeigt, dass ein vernachlässigbarer Fehler auftritt, wenn anstatt der 15 nach DIN 45635 [DI86] geforderten Mikrofonpositionen lediglich vier ausgewählte Positionen verwendet werden, um den spektralen Freiansaug-Schalleistungspegel

$$L_{W5}(f) = 10 \log \left( \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 10^{0.1 L_{p5,i}(f)} \right) + 10 \log \frac{A_M}{A_0} \quad \text{dB} \quad (4.6)$$

zu berechnen. Den spektralen Gesamtschalleistungspegel des Ventilators erhält man durch Addition der stromaufwärts und stromabwärts bestimmten Schalleistungspegel:

$$L_{W45}(f) = 10 \log \left( 10^{0.1 L_{W4}(f)} + 10^{0.1 L_{W5}(f)} \right) \quad \text{dB} \quad (4.7)$$

In Kapitel 6 und Anhang C wird immer die so gebildete spektrale Gesamtschalleistung  $L_{W45}(f)$  in Form von Schalleistungsdichtespektren  $PSDL_{W45}$  bzw. der daraus ermittelte Gesamtschalleistungspegel  $L_{W45,ges}$  (Einzahlenwert) mit Rechenergebnissen verglichen.

## 4.2.2 Ergebnisse der Kennlinienmessungen

### 4.2.2.1 Aerodynamische Kennlinien

In Bild 4.4 sind die gemessenen aerodynamischen Kennlinien des Niederdruckaxialventilators dargestellt. Dabei sind die dimensionslosen Kennzahlen  $\psi_{fa}$  und  $\eta_{fa}$  als Funktion der Volumenzahl  $\varphi$  unter Anwendung der Gleichungen (4.1) bis (4.4) bei einer dargestellt. Gemessen wurden alle Kennlinien bei einer Drehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ . Die freiausblasende Druckkennlinie ( $\psi_{fa}$ ) des Ventilators zeigt einen typischen Verlauf mit einem ausgeprägten Sattelpunkt. Man erkennt, dass die Abrissgrenze des Ventilators bei einer Volumenzahl von etwa  $\varphi = 0,155$  liegt. Der maximale freiausblasende Wirkungsgrad von  $\eta_{fa} = 0,56$  wird bei einer Volumenzahl von  $\varphi = 0,175$  erreicht.

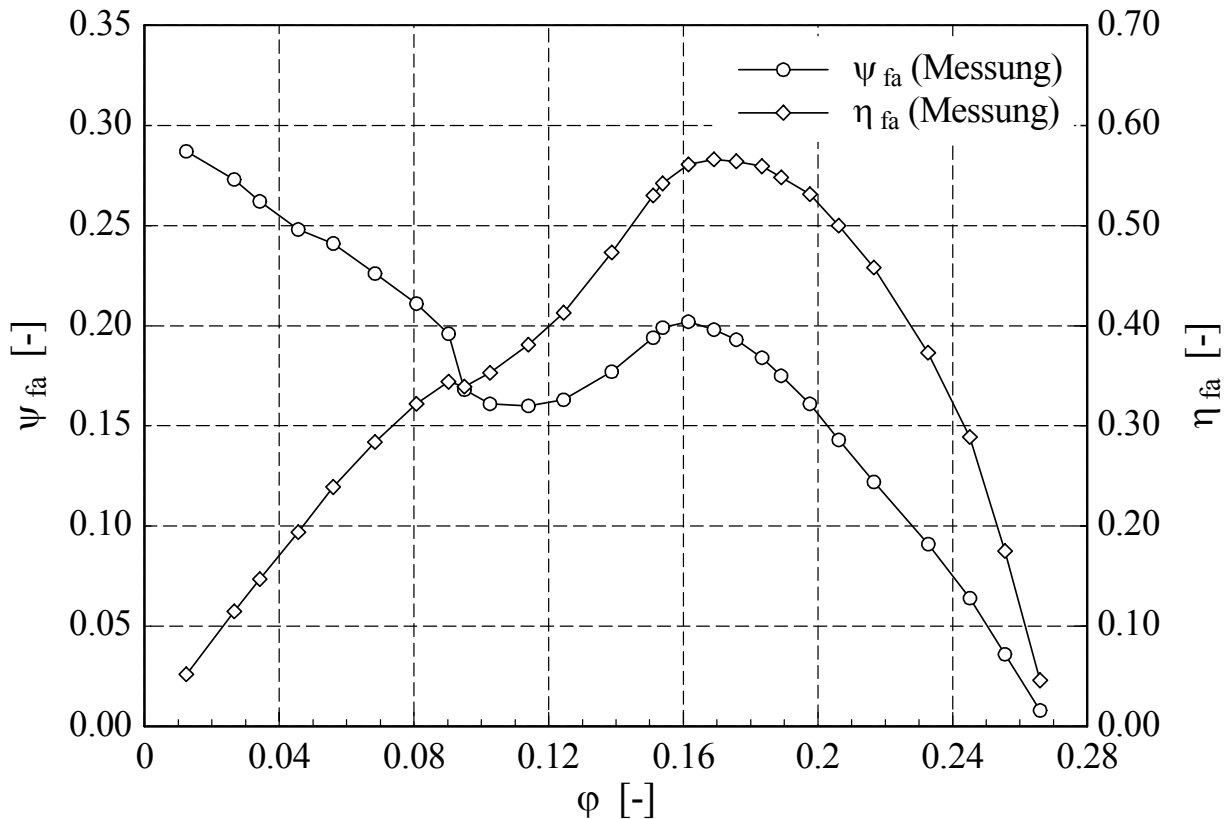


Bild 4.4: Dimensionslose gemessene aerodynamische Kennlinien des Versuchsventilators

#### 4.2.2.2 Akustische Kennlinien

In Bild 4.5 sind die gemessenen Ausblas-Kanalschallleistungspegel  $L_{W4,ges}$  und Freiansaug-Schallleistungspegel  $L_{W5,ges}$  als Funktion der Volumenzahl  $\varphi$  bei einer Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  dargestellt. Außerdem ist der nach Gl. (4.7) berechnete Gesamtschallleistungspegel  $L_{W45,ges}$  eingezeichnet. Die beiden akustischen Kennlinien sind ab einer Volumenzahl von  $\varphi = 0,165$  nahezu parallel, wobei die  $L_{W4,ges}$ -Kurve um etwa 2 bis 3 dB über der  $L_{W5,ges}$ -Kurve liegt. Bei kleineren Volumenströmen ( $\varphi < 0,155$ ) verläuft die  $L_{W4,ges}$ -Kurve allerdings deutlich über der  $L_{W5,ges}$ -Kurve. Im vorhergehenden Abschnitt konnte der gemessenen Druckkennlinie (s. Bild 4.4) entnommen werden, dass die Abrissgrenze des Ventilators bei einer Volumenzahl von etwa  $\varphi = 0,155$  liegt. Unterhalb dieses Wertes treten deutlich höhere Schallpegelwerte auf. Dass die  $L_{W,ges}$ -Kurven auch oberhalb dieses Wertes schon ansteigen, deutet darauf hin, dass im Bereich  $0,155 < \varphi < 0,185$  bereits Teilbereiche der Strömung abgelöst sind. Bei einer Volumenzahl von etwa  $\varphi = 0,200$  haben die Schallleistungskennlinien ein Minimum.

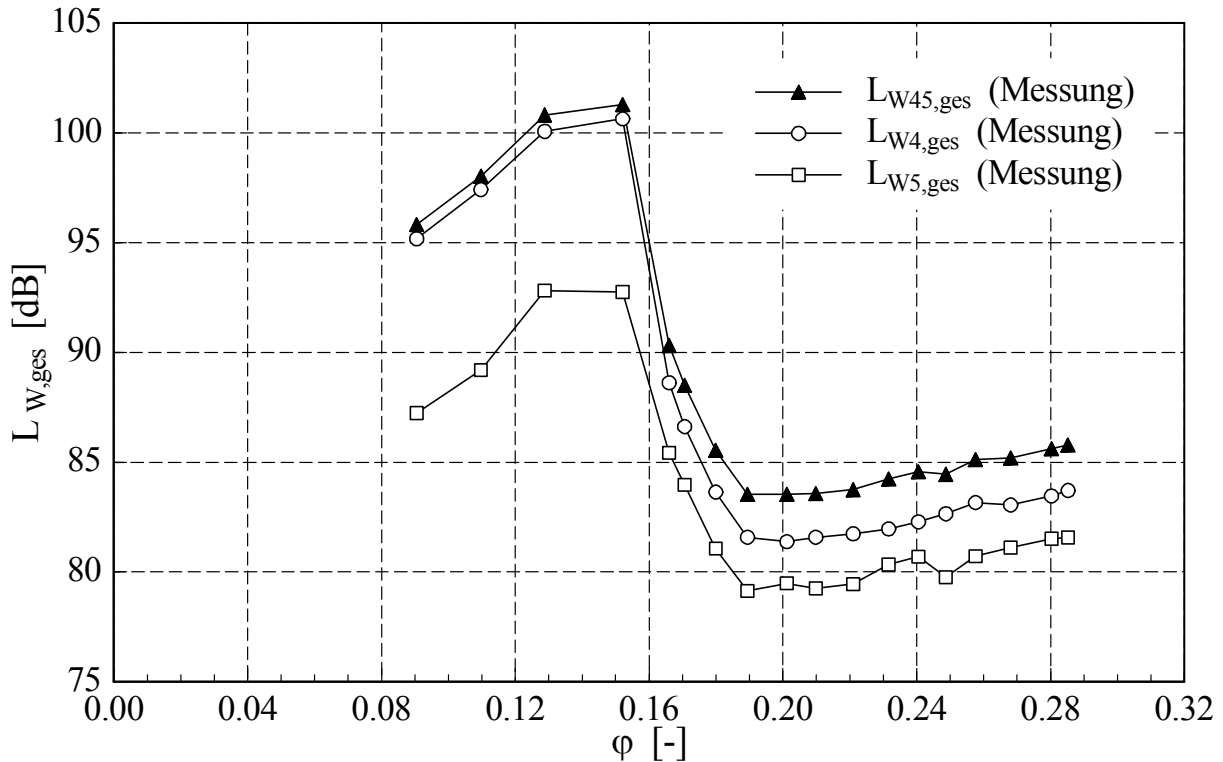


Bild 4.5: Gemessene akustische Kennlinien des Versuchsventilators bei einer Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  ( $L_{W4,ges}$ : Ausblas-Kanalschallleistungspegel (gesamt),  $L_{W5,ges}$ : Freiansaug-Schallleistungspegel (gesamt),  $L_{W45,ges}$ : Gesamtschallleistungspegel nach Gl. (4.7))

#### 4.2.2.3 Akustische Spektren

In Bild 4.6 sind die aus den entsprechenden gemessenen Schalldruckspektren nach den Gln. (4.5) bzw. (4.6) ermittelten Ausblas-Kanalschallleistungsspektren  $L_{W4}(f)$  und Freiansaug-Schallleistungsspektren  $L_{W5}(f)$  exemplarisch für den Betriebspunkt  $\varphi = 0,200$  des Versuchsventilators dargestellt. Dieser Betriebspunkt wurde ausgewählt, weil die Schallleistungskennlinien hier ein Minimum aufweisen (s. Bild 4.5). Ebenfalls eingetragen ist das nach Gl. (4.7) berechnete Gesamtschallleistungsspektrum  $L_{W45}(f)$  des Ventilators. Die Spektren sind mit einer Auflösung von  $\Delta f = 3,125 \text{ Hz}$  Bandweite gemessen und im Hinblick auf spätere Vergleiche mit Rechnungen in Schallleistungsdichtespektren  $PSDL_W$  ( $PSDL_W = 10 \log(P \cdot 1 \text{ Hz}/P_0 \cdot \Delta f)$ ) umgerechnet worden. Die angegebenen Gesamtpegel  $L_{W,ges}$  beziehen sich auf den dargestellten Frequenzbereich von 100 bis 10 000 Hz.

Bei den tonalen Anteilen, die dem breitbandigen Spektrum des Ventilators überlagert sind, handelt es sich um die Blattpassierfrequenz ( $BPF = n \cdot z = 50 \cdot 6 \text{ Hz} = 300 \text{ Hz}$ ) und deren Harmonische. Im Niederfrequenzbereich ( $f < 250 \text{ Hz}$ ) liegt das Freiansaug-Schallleistungsspektrum  $PSDL_{W5}$  deutlich unter dem Kanalspektrum  $PSDL_{W4}$ . Dies ist auf Reflexionen am offenen Rohrende (Einlaufdüse) in diesem Frequenzbereich zurückzuführen. Das Absinken des  $PSDL_{W4}$ -Spektrums gegenüber dem  $PSDL_{W5}$ -Spektrum bei höheren Frequenzen ( $f > 7000 \text{ Hz}$ ) ist vermutlich mit den durchgeführten Korrekturen nach DIN ISO 5136 [DI00] zu erklären, die bei höheren Frequenzen eine deutliche Pegelabsenkung bewirken. Die hier exemplarisch dargestellten Spektren zeigen auch für andere Betriebspunkte im Bereich nicht abgelöster Strömung und für andere untersuchte Einlaufkonfigurationen (s. Kapitel 5) typische Verläufe.

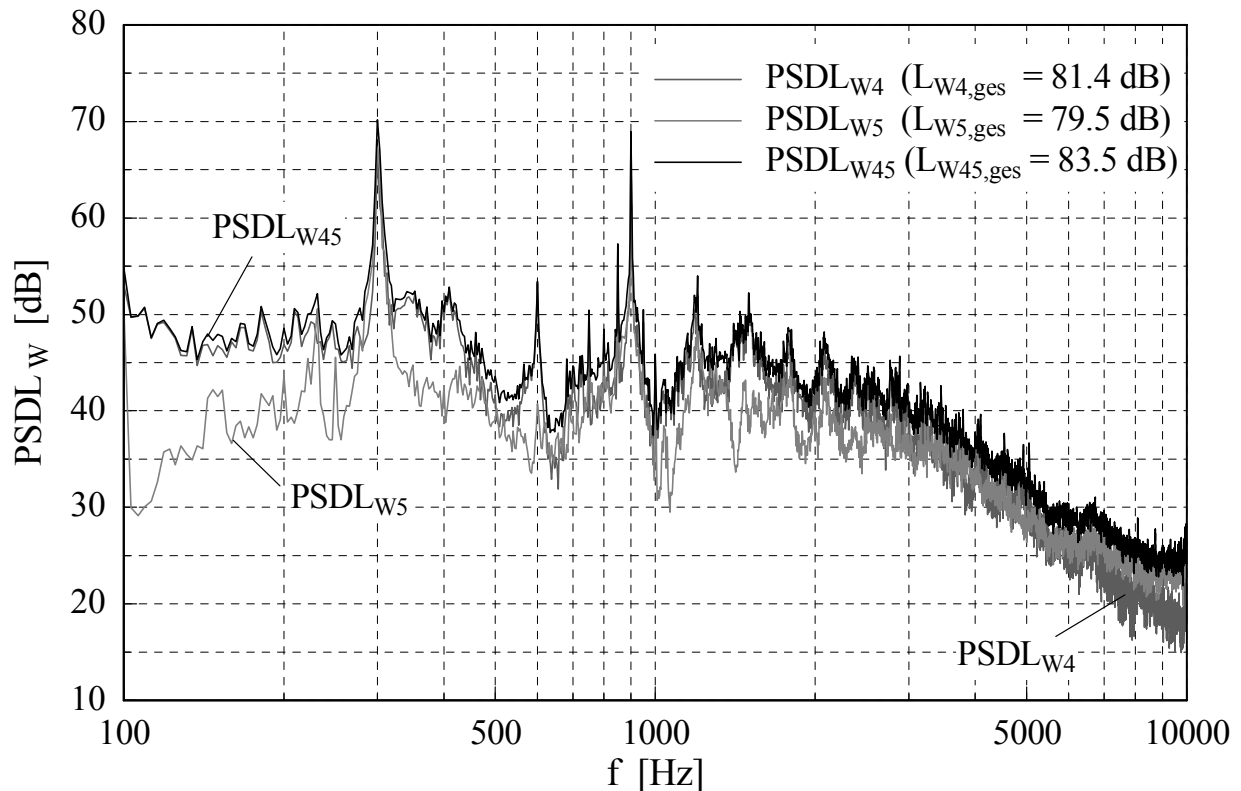


Bild 4.6: Gemessene Spektren  $PSDL_{W4}$  (Ausblas-Kanalschalleistungspegel) und  $PSDL_{W5}$  (Freiansaug-Schalleistungspegel) und daraus nach Gl. (4.7) berechnetes Gesamtspektrum  $PSDL_{W45}$  ( $\varphi = 0,200$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ )

### 4.3 Geräuschvorhersage

#### 4.3.1 Numerische Untersuchungen zur Bestimmung von Stromfeldgrößen und Grenzschichtparametern

##### 4.3.1.1 Beschreibung der numerischen Untersuchungen

Das stationäre Stromfeld im Laufrad des Versuchsventilators wird mit einem numerischen 3D-Strömungsberechnungsverfahren ermittelt. Zum Einsatz kommt der kommerzielle CFD-Code TASCFLOW 2.10 (Firma: AEA Technology). Dabei werden die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS-Gleichungen) gelöst. Zur Berechnung des Stromfeldes werden diese RANS-Gleichungen mit einem Finite-Volumen-Verfahren diskretisiert. Für die Turbulenzmodellierung wird das Standard- $k$ - $\varepsilon$ -Modell mit logarithmischem Wandgesetz verwendet. Das Rechenetz umfasst 220 000 Gitterpunkte. Die Rechnungen werden auf einem DEC Alpha Server (XP 1000) mit 1,5 GB Arbeitsspeicher durchgeführt. Die Berechnungen werden bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt und als konvergiert betrachtet, wenn die gemittelten Residuen einen Wert von  $1 \times 10^{-4}$  unterschreiten. Die Validierung der Rechnungen erfolgt durch einen Vergleich mit gemessenen Größen und Auslegungsdaten.

Aus den detaillierten Stromfelddaten werden globale Parameter wie Druck- und Volumenzahl, Wirkungsgrade sowie die Verteilung der Freifeldgeschwindigkeit und der Grenzschichtverdrän-



gungsdicke über der Schaufel abgeleitet. Bei der Bestimmung der Grenzschichtverdrängungsdicke

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left( 1 - \frac{u(x)}{u_F} \right) dx \quad (4.8)$$

aus diesen Stromfelddaten wird vorausgesetzt, dass die Strömung nur geringfügig von gedachten koaxialen Flächen im Laufrad abweicht. Das Rechengitter in der Nähe der Schaufeloberfläche wird exemplarisch in Bild 4.7 gezeigt. Wichtige CFD-Gitterparameter sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

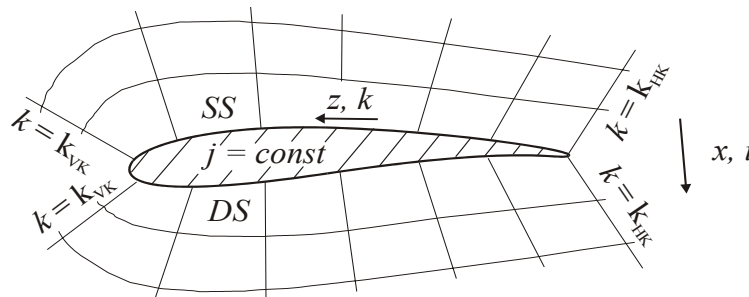


Bild 4.7: Rechengitter in der Nähe der Schaufeloberfläche (exemplarisch; SS: Saugseite, DS: Druckseite, VK: Schaufelvorderkante, HK: Schaufelhinterkante)

Tabelle 4.2: Parameter des CFD-Rechengitters für den Versuchsventilator

Vorderkanten-Gitterlinie $k_{VK} =$	Hinterkanten-Gitterlinie $k_{HK} =$	Anzahl der Gitterknoten in		
		Richtung der Schaufelsehne ( $k$ )	radialer Richtung, Schaufelhöhe ( $j$ )	Umfangsrichtung ( $i$ )
56	21	36	33	71

Zur Approximation der Grenzschichtverdrängungsdicke wird die Gleichung (vgl. Bild 4.8)

$$\delta^* = \sum_{i=2}^{idel} \left( 1 - \frac{u_i}{u_{idel}} \right) \Delta x_i \quad (4.9)$$

verwendet. Dabei bezeichnet *idel* entweder den Ort eines lokalen Maximums des Geschwindigkeitsprofils oder die Stelle, wo der Geschwindigkeitsgradient in Richtung der Schaufeloberfläche einen vordefinierten Wert überschreitet.

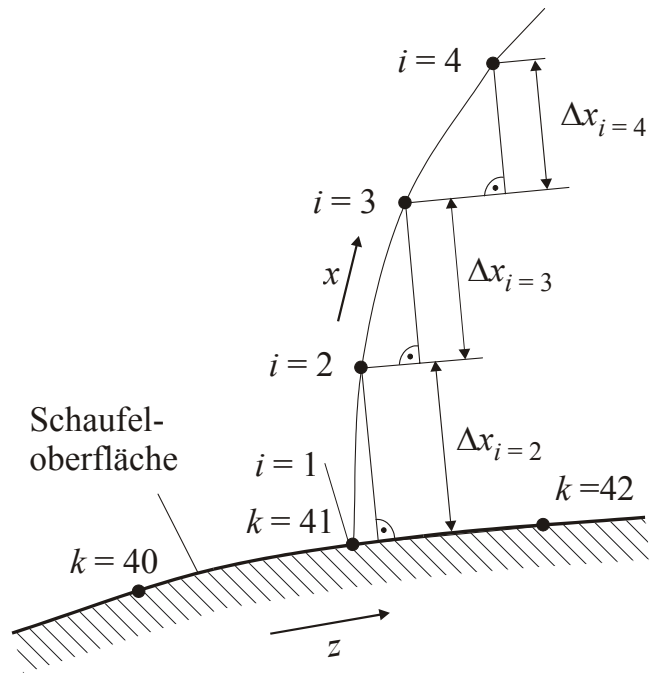


Bild 4.8: Geometrie zur Berechnung der Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$

Bild 4.9 veranschaulicht Gl. (4.9) für den Fall  $idel = 4$ . Die Summe der schraffierten Flächen entspricht der Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$ .

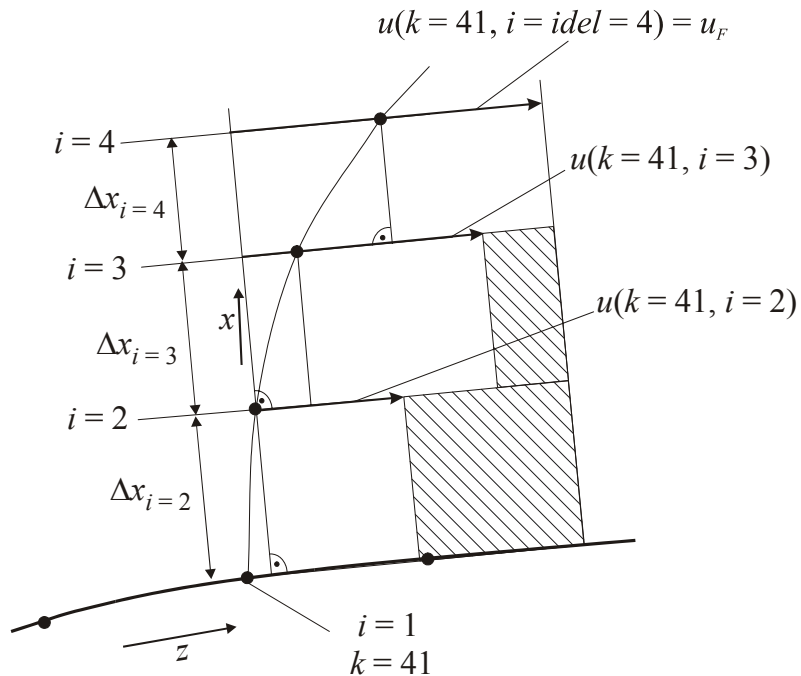


Bild 4.9: Geometrie zur Berechnung der Grenzschichtverdrängungsdicke  $\delta^*$  (Beispiel)

### 4.3.1.2 Numerische Ergebnisse

#### 4.3.1.2.1 Aerodynamische Kennlinien (Vergleich mit Messungen)

Ein Vergleich der berechneten (CFD) und gemessenen (M) Kennlinien des Versuchsventilators (s. Bild 4.10) zeigt, dass im Bereich des Betriebsbereichs des Ventilators ( $\varphi > 0,16$ ) die CFD-Rechnung zu niedrige Werte der freiausblasenden Druckerhöhung ( $\psi_{fa}$ ) und des entsprechenden Wirkungsgrades ( $\eta_{fa}$ ) liefert. Ebenfalls eingezeichnet ist der in der vorliegenden Arbeit numerisch untersuchte Betriebspunkt von  $\varphi = 0,203$ , bei dem der berechnete Totalwirkungsgrad ( $\eta_{tot}$ ) des Ventilators ein Maximum aufweist. Dafür, dass bei  $\varphi = 0,203$  der Optimalpunkt tatsächlich vorliegt, spricht die Tatsache, dass die gemessene Schalleistungskennlinien bei dieser Volumenzahl ein Minimum aufweisen (s. Bild 4.5).

Zusammenfassend kann man feststellen, dass die numerisch bestimmten Kenngrößen - die aus einer Integration der Stromfelddaten resultieren - nur befriedigend mit den Messungen übereinstimmen. Allerdings kann der Vergleich nur für die freiausblasenden Kennlinien erfolgen, weil nur diese messtechnisch erfasst wurden. Da bei den CFD-Rechnungen nur ein kleiner Ausschnitt aus dem Strömungskanal um den Ventilator modelliert und damit vor allem nicht die Abströmsituation des Kammerprüfstands erfasst wird, können sich Abweichungen bei den freiausblasenden Kennlinien ergeben. Besser geeignet für einen Vergleich zwischen Messung und CFD sind die Totalkennlinien. Das bestätigt sich bei der ebenfalls durchgeführten numerischen Simulation eines Hochdruckaxialventilators [CA02a], bei der die Abweichungen der berechneten zu den gemessenen Totalkennlinien ( $\psi_{tot-\varphi}$ ,  $\eta_{tot-\varphi}$ ) lediglich in der Größenordnung von 3 % liegen. Dies und die Tatsache, dass der maximale  $\eta_{tot}$ -Wert des hier untersuchten Ventilators mit dem Schalleistungminimum zusammenfällt, lässt vermuten, dass auch die detaillierten Strömungs-

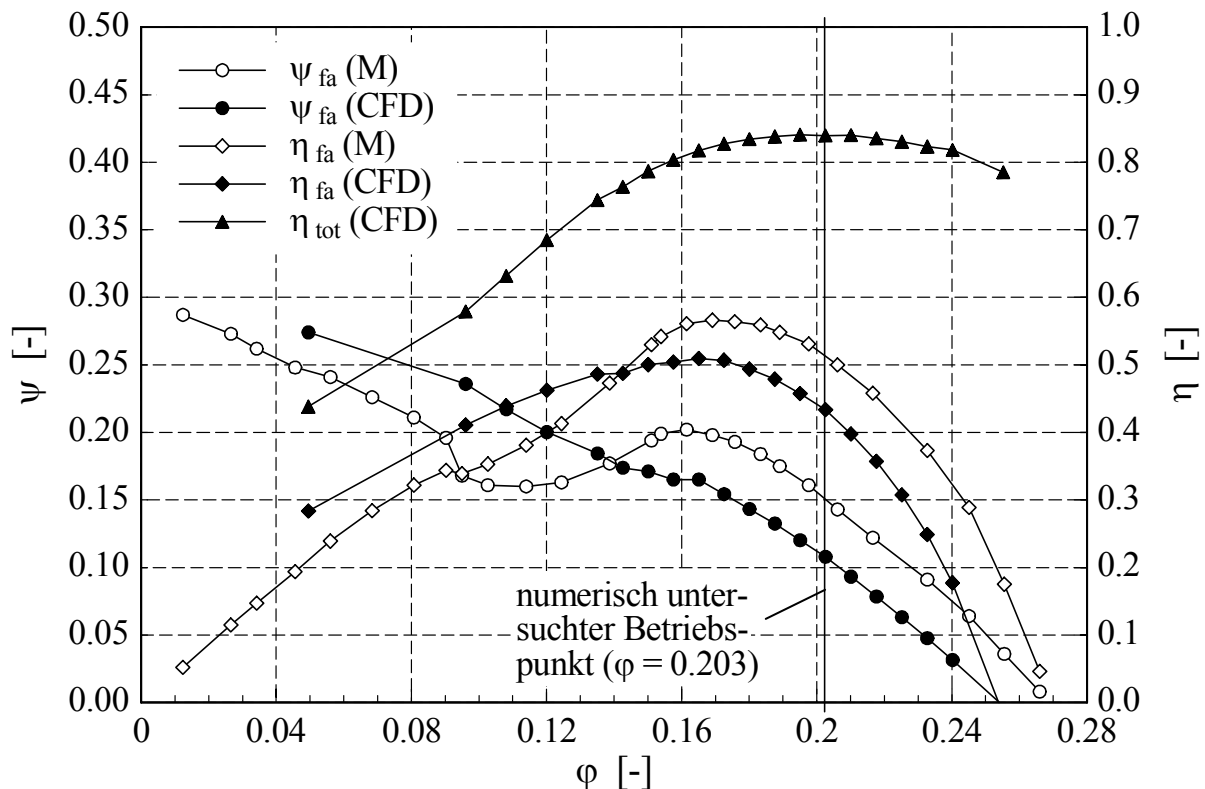


Bild 4.10: Vergleich zwischen gemessenen (M) und numerisch berechneten (CFD) Kennlinien des Versuchsventilators

parameter wie die Geschwindigkeitsverteilung und die daraus abgeleiteten Grenzschichtverdrängungsdicken auf der Schaufeloberfläche im Rahmen der für die Akustik erforderlichen Genauigkeit korrekt berechnet wurden.

#### 4.3.1.2.2 Details des Stromfeldes

In diesem Abschnitt wird das numerisch berechnete Relativgeschwindigkeitsfeld und die daraus abgeleitete Verteilung der Grenzschichtverdrängungsdicke auf der Schaufeloberfläche des Niederdruckaxialventilators für den betrachteten Betriebspunkt ( $\varphi = 0,203$ ) dargestellt.

Bild 4.11 zeigt die numerisch berechnete Geschwindigkeitsverteilung um die Schaufel des Niederdruckaxialventilators bei einer Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  und einer Volumenzahl von  $\varphi = 0,203$  an verschiedenen relativen Schaufelhöhen  $h_{rel}$ . Dabei zeigt das obere Bild einen nabennahen und das untere Bild einen gehäusenahen Schaufelschnitt. Man erkennt, dass die Grenzschicht auf der Saugseite im Schaufelhinterkantenbereich am deutlichsten ausgeprägt ist. Die größten Strömungsgeschwindigkeiten treten erwartungsgemäß auf der Saugseite in den äußeren Schaufelschnitten auf.

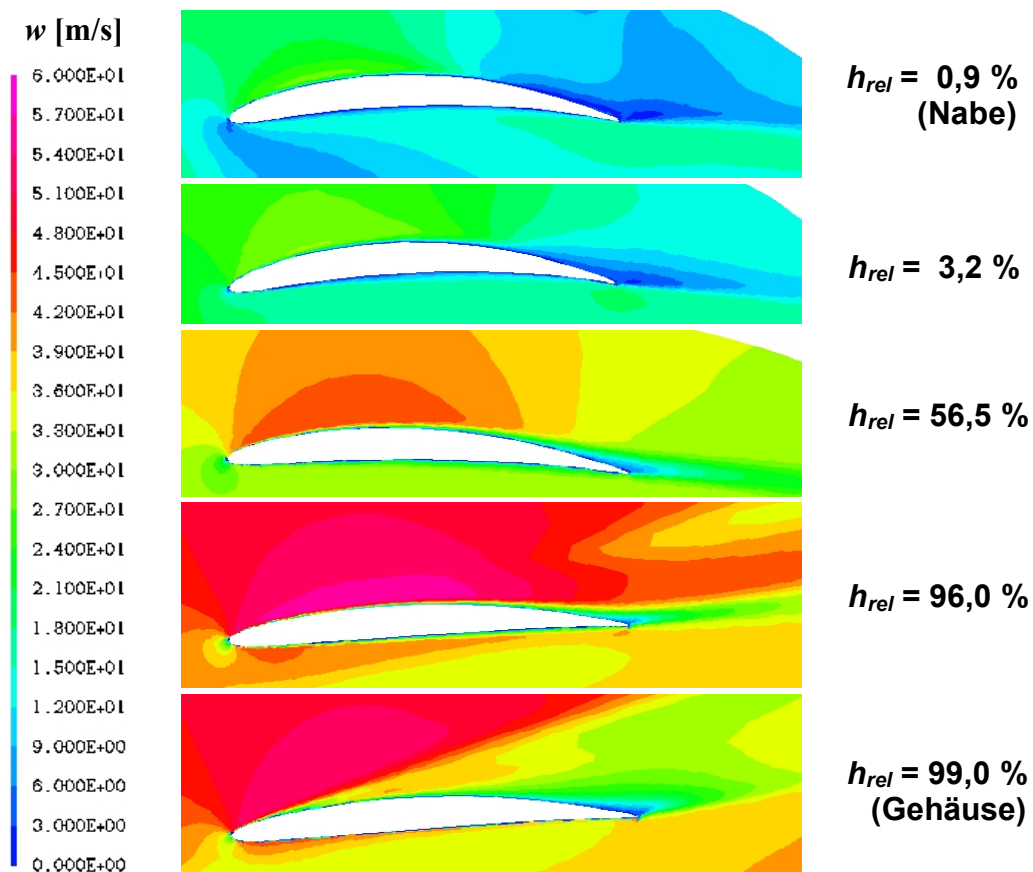


Bild 4.11: Numerisch berechnetes Relativgeschwindigkeitsfeld um die Schaufel des Ventilators an verschiedenen relativen Schaufelhöhen  $h_{rel}$  bei einer Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ; Betriebspunkt  $\varphi = 0,203$

In Bild 4.12 sind die numerisch berechneten Freifeldgeschwindigkeiten  $w$  und die Grenzschichtverdrängungsdicken  $\delta^*$  über der Schaufeloberfläche dargestellt. Dabei wird auf der linken Seite die Verteilung des entsprechenden Parameters auf der Schaufelsaugseite (SS) und auf der rechten Seite die Verteilung auf der Druckseite (DS) der Schaufel gezeigt. Zur Orientierung ist je-

weils der Ort der Nabe und der Schaufelvorderkante (VK) angegeben. Die  $k$ -Knoten sind entlang der Schaufelsehne und die  $j$ -Knoten entlang der Schaufelhöhe verteilt (vgl. Tabelle 4.2). Bei der Betrachtung der Bilder ist darauf zu achten, dass die ebenfalls angegebenen Längen- und Geschwindigkeitsbalken unterschiedlich skaliert sind. Außerdem sind die Knoten nicht äquidistant über der Schaufeloberfläche verteilt, so dass ein räumlich etwas verzerrtes Bild entsteht. Im Naben- und Gehäusebereich sowie an der Schaufelvorder- und -hinterkante ist das CFD-Rechengitter verdichtet, d.h. die Abstände zwischen den Knoten sind kleiner als in den mittleren Schaufelbereichen, um eine bessere Auflösung des Strömungsfeldes in den Schaufelrandregionen zu erreichen.

Die Verteilung der Freifeldgeschwindigkeit und Grenzschichtverdrängungsdicke kann zusammen mit anderen Schaufelparametern (Knoten-Nummern und Fläche des CFD-Schauflersegments, Radius des Schaufelschnitts usw.) in Form von Datendateien als Eingangsparameter in das Schallberechnungsprogramm eingeladen werden.

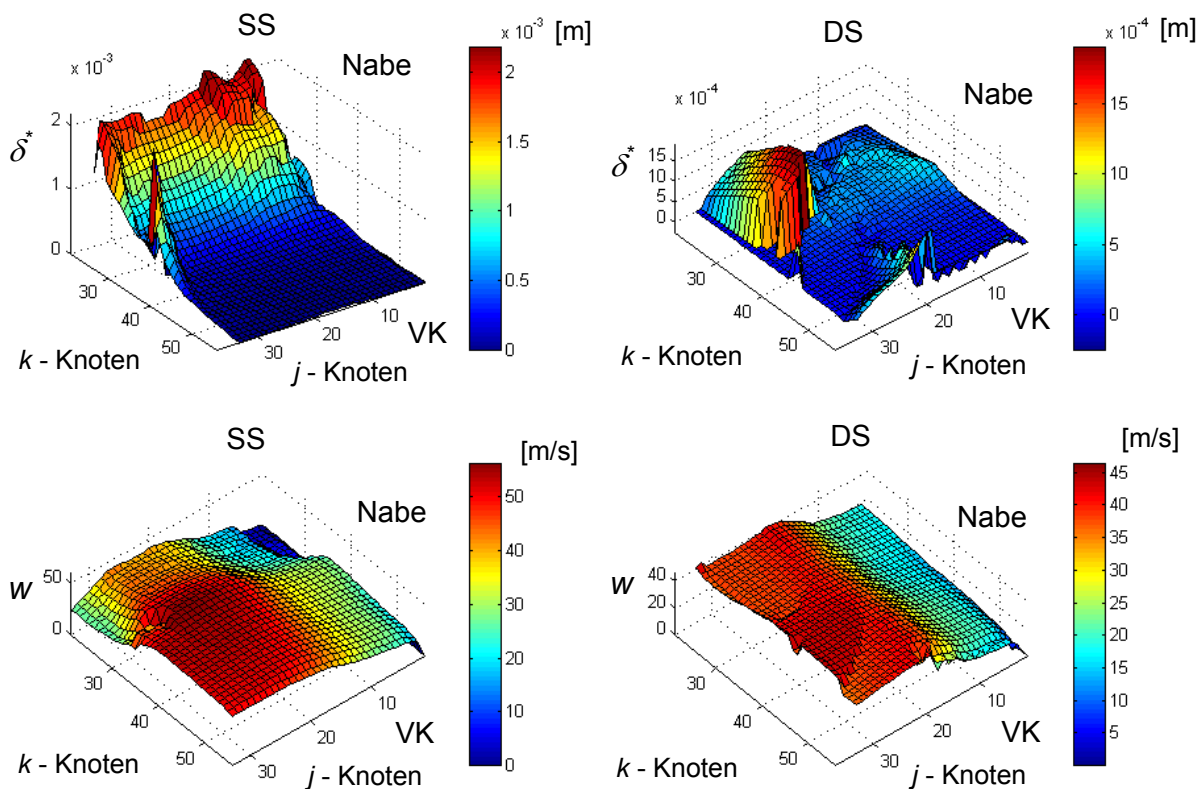


Bild 4.12: Berechnete  $\delta^*$  - und  $w$  -Verteilung auf der Schaufeloberfläche (SS: Saugseite, DS: Druckseite, VK: Schaufelvorderkante) des Versuchsventilators ( $\varphi = 0,203$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ )

#### 4.3.2 Geräuschprognose für die Mechanismen „Turbulente Grenzschicht“ und „Turbulenter Nachlauf“

Bild 4.13 zeigt einen Vergleich des gemessenen Spektrums  $PSDL_{W45}$  mit Berechnungen mit und ohne Verwendung numerisch berechneter Stromfeldparameter (CFD) exemplarisch für den Betriebspunkt  $\varphi = 0,200$  des Versuchsventilators. Alle Berechnungen sind nach dem Költzsch-Verfahren mit Berücksichtigung der Schallquellen „Turbulente Grenzschicht“ (TG) und „Turbulenter Nachlauf“ (TN) durchgeführt worden. Da die CFD-Parameter für die Schaufelsaugseite (SS) und -druckseite (DS) getrennt ermittelt worden sind (s. Abschnitt 4.3.1), werden die Einzelspektren der beiden Schaufelseiten berechnet (gestrichelte Linien) und daraus das Gesamtspektrum auf der Grundlage der CFD-Daten ermittelt (SS+DS). Man erkennt, dass die Schaufelsaugseite (SS) einen wesentlich größeren Anteil an diesem Gesamtspektrum als die Druckseite (DS) hat. Das hängt damit zusammen, dass auf der Saugseite der Schaufel deutlich größere Geschwindigkeiten und Grenzschichtverdrängungsdicken auftreten (s. Bild 4.12). Zum Vergleich wird eine Berechnung (Mehrschnittrechnung) ohne CFD-Daten durchgeführt. Die Strömungsgeschwindigkeiten an den vier betrachteten Schnitten werden aus den entsprechenden Geschwindigkeitsdreiecken, die dem Schaufelentwurf zugrunde gelegt wurden, abgeleitet; die Grenzschichtverdrängungsdicken  $\delta^*$  werden mit Gl. (3.50) der Plattengrenzschicht berechnet. Das auf CFD-Parametern beruhende Gesamtspektrum liegt über dem gesamten Frequenzbereich um etwa 2 dB höher als das ohne numerische Daten berechnete Spektrum. Beide Rechnungen geben den gemessenen spektralen Verlauf relativ gut wieder. Im Bereich von 1300 bis 5000 Hz werden etwas zu niedrige Pegel vorhergesagt.

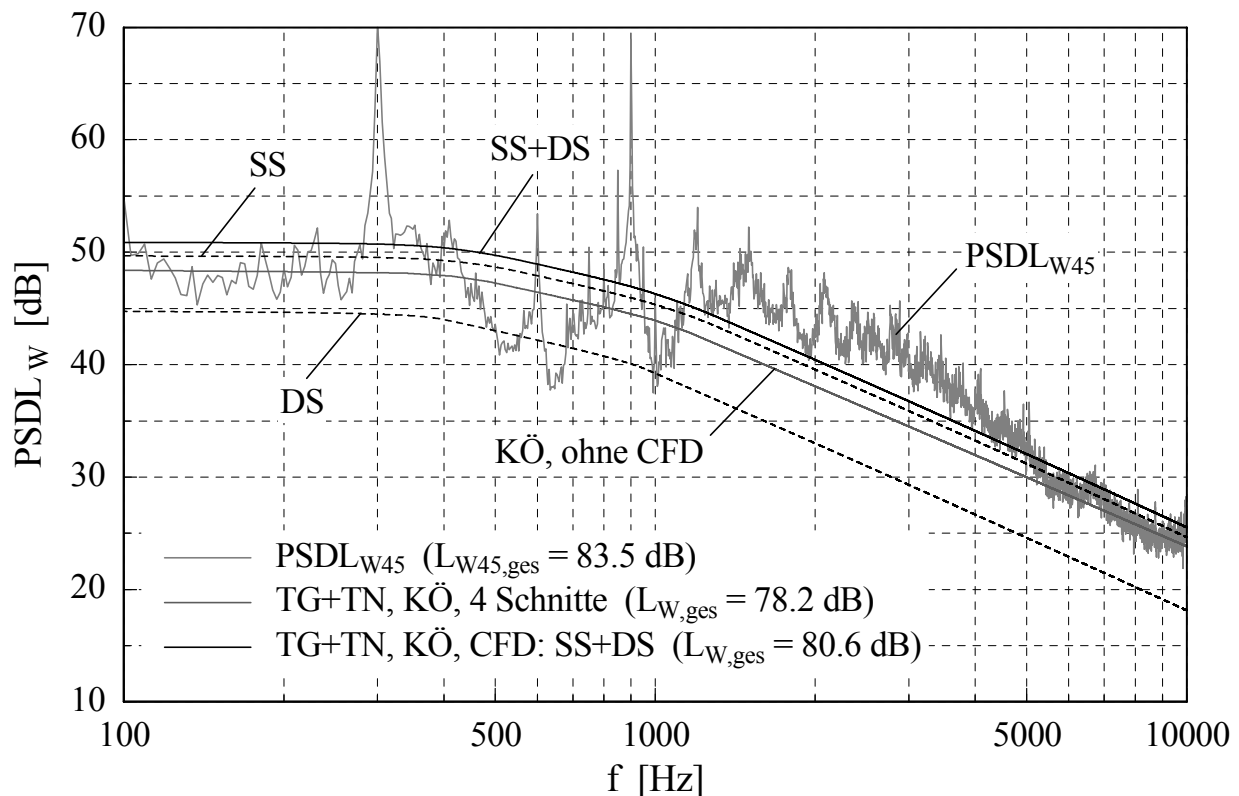


Bild 4.13: Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45}$  und Berechnungen mit und ohne Berücksichtigung von CFD-Daten (TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Verfahren von Költzsch, SS: Schaufelsaugseite, DS: Schaufeldruckseite);  $\varphi = 0,200$ ;  $n = 3000$  min<sup>-1</sup>

### 4.3.3 Einfluss von Turbulenzparametern

In Bild 4.14 sind berechnete Spektren der Schallquelle „Zuströmturbulenz“ (ZT) unter Variation des die Turbulenz charakterisierenden Turbulenzgrades  $Tu$  bei konstantem Längenmaß  $\lambda = 35$  mm dargestellt. Ebenfalls dargestellt ist das Ergebnis einer Mehrschnittrechnung (4 Schnitte) nach dem KÖLTZSCH-Verfahren unter Berücksichtigung der Schallquellen „Turbulente Grenzschicht“ (TG) und „Turbulenter Nachlauf“ (TN), (vgl. Abschnitt 4.3.2). Man erkennt, dass die berechneten Pegel des Einzelmechanismus „Zuströmturbulenz“ schon für einen relativ geringen Turbulenzgrad von  $Tu = 2$  % zumindest im niederfrequenten Bereich in der Größenordnung der prognostizierten Pegel der anderen betrachteten Geräuschmechanismen liegen. Eine Erhöhung des Turbulenzgrades unter Konstanthaltung des Längenmaßes ( $\lambda = 35$  mm) hat eine Anhebung des gesamten Spektrums für den Mechanismus ZT zur Folge, was durch die Abhängigkeit der spektralen Schalleistungsdichte  $P_f$  von der 2. Potenz des Turbulenzgrades (vgl. Gln. (3.30) u. (3.33)) zu erklären ist. Den Berechnungen zufolge wird das Gesamtspektrum des untersuchten Ventilators bei einem Turbulenzgrad von  $Tu = 2$  % bis etwa 200 Hz, bei  $Tu = 8$  % bis etwa 650 Hz und bei  $Tu = 20$  % bis etwa 1800 Hz von dem Mechanismus „Zuströmturbulenz“ geprägt. Der Gesamtschalleistungspegel nur für die Schallquelle ZT liegt schon bei einem Turbulenzgrad von 2 % mit 74,7 dB nur 3,5 dB unter dem Gesamtpegel der anderen Schallquellen. Bei  $Tu = 8$  % liegt der Gesamtpegel mit 86,8 dB deutlich über dem Summenpegel der Mechanismen TG+TN (78,2 dB), so dass das Ventilatorgeräusch von dem Mechanismus „Zuströmturbulenz“ dominiert wird.

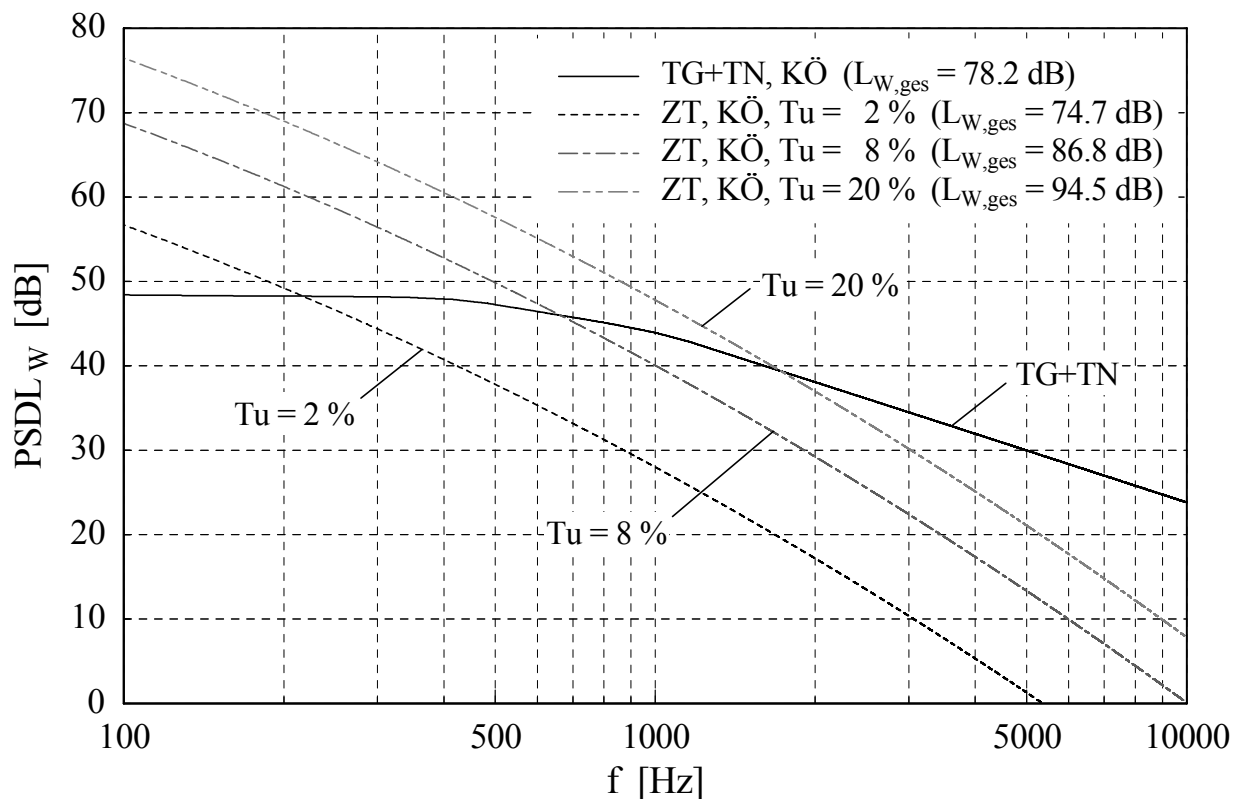


Bild 4.14: Sensitivitätsanalyse: Schallberechnungen unter Variation des Turbulenzgrades  $Tu$  bei einem konstanten turbulenten Längenmaß von  $\lambda = 35$  mm (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Verfahren von Költzsch)

#### 4.3.4 Ergebnisse mit Folgerungen

Aus dem Vergleich einer Schallberechnung mit numerisch ermittelten Parametern und einer auf der einfachen Plattengrenzschicht beruhenden Berechnung (s. Bild 4.13) mit einem gemessenen Schallspektrum wird deutlich, dass die Verwendung der detaillierten CFD-Daten nicht zu einer wesentlichen Verbesserung in der Vorhersagegenauigkeit des breitbandigen Ventilatorgeräuschs führt. Deshalb wird für die weiteren Schallberechnungen (s. Kapitel 6) in der vorliegenden Arbeit auf die Verwendung der numerisch bestimmten Parameter verzichtet. Stattdessen werden Schallprognosen auf der Grundlage des Plattengrenzschichtmodells in Form einer Mehrschnittrechnung durchgeführt.

Eine Sensitivitätsanalyse zeigt, dass der Geräuschmechanismus „Interaktion der Ventilatorschaufeln mit der Zuströmturbulenz“ schon für relativ geringe Turbulenzgrade in der Einlaufströmung einen dominierenden Anteil am Gesamtspektrum des Ventilators hat (s. Abschnitt 4.3.3). Allerdings liegen in der Literatur keine geeigneten Aussagen vor, mit denen der Turbulenzgrad und das turbulente Längenmaß allein aus der Geometrie der Zuströmung (Düsenform, Länge der vorgeschalteten Rohrleitung, Gitter usw.) für jeden Schaufelschnitt quantitativ abgeschätzt werden kann. Deshalb werden im folgenden Kapitel 5 umfangreiche experimentelle Untersuchungen der Turbulenzparameter bei unterschiedlich gestalteten Zuströmkonfigurationen durchgeführt.



## 5 Variation und Messung der Zuströmturbulenz

In diesem Kapitel wird die Turbulenz der Zuströmung zum Ventilatorrad durch verschiedene Einbauten in der Zuströmung variiert. Das Kapitel ist wie folgt aufgebaut: Die verwendeten Turbulenzerzeuger sind in Abschnitt 5.1.2 beschrieben. Einen Überblick über die untersuchten Messanordnungen findet man in Abschnitt 5.1.3. Die turbulente Zuströmung wird mit zwei verstellbaren 1D-Hitzdrahtsonden, wie in Abschnitt 5.1.1 dargestellt, vermessen. Aus den Hitzdrahtmessungen wird die zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\overline{c_x}$ , der lokale Turbulenzgrad  $Tu$ , das lokale axiale Längenmaß  $A_x$  in Richtung der Hauptströmung, die lokalen Kreuzkorrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$ , das daraus ermittelte umfängliche Längenmaß  $A_u$  senkrecht zur Hauptströmung und die spektrale Dichte der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen bestimmt, Abschnitt 5.2. Die Ergebnisse der Zuströmturbulenzuntersuchungen sind schließlich in Abschnitt 5.3 und Anhang B dargestellt.

### 5.1 Kontrolle und Beeinflussung der Zuströmung zum Laufrad

#### 5.1.1 Messaufbau

Der Versuchsaufbau zur Variation und Messung der Zuströmturbulenz ist schematisch in Bild 5.1 dargestellt. Der Versuchsventilator wird für diese Messungen durch einen feststehenden unbeschaukelten Nabenkörper ersetzt, der durch drei stromabwärts der Messebene angebrachte Streben mit der Gehäusewand verbunden ist. Um den geforderten Volumenstrom bereit zu stellen, wird ein Axialventilator mit einem ausreichenden Abstand zum Hitzdraht weiter stromabwärts positioniert. Der Ventilator (s. Anhang A, Bilder A.4 u. A.5) saugt Luft aus der Laborumgebung (reflexionsarmer Raum) über eine genormte Einlaufdüse (DIN 1952 [DI82]) an. In der Einlaufstrecke können unterschiedliche turbulenzbeeinflussende Einbauten montiert werden. Sowohl die Zuströmlänge zwischen Düse und Turbulenzerzeuger (Maß A) als auch der Abstand zwischen dem Einbau und der Messebene (Maß B) können variiert werden. Insgesamt werden drei unterschiedliche Einlaufkonfigurationen untersucht (EK 1: A = 905 mm, B = 168 mm, EK 2: A = 305 mm, B = 168 mm, EK 3: A = 905 mm, B = 363 mm). Durch das Zuschalten einer Absaugeinrichtung kann die gehäusenahere Grenzschicht unmittelbar vor der Messebene abgesaugt werden<sup>5</sup>. Die Messebene für die Hitzdrahtmessungen entspricht der Ebene der Schaufelvorderkante des Ventilators bei den akustischen Messungen. Zur Erzeugung einer sehr turbulenzarmen Zuströmung kann ein Turbulenzschirm an die Einlaufdüse des Prüfstands angeflanscht werden. Der Volumenstrom durch die Messeinrichtung wird durch eine druckseitig angeordnete Drossel eingestellt und variiert.

Unter der Voraussetzung, dass die Zuströmung zum Versuchsventilator durch den Ventilator selbst nicht beeinflusst wird, wird für die akustischen Untersuchungen der Versuchsventilator später dann unmittelbar hinter der Messebene positioniert.

---

<sup>5</sup> Diese Maßnahme zielt auf den Geräuschmechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand, s. Abschnitt 2.5).

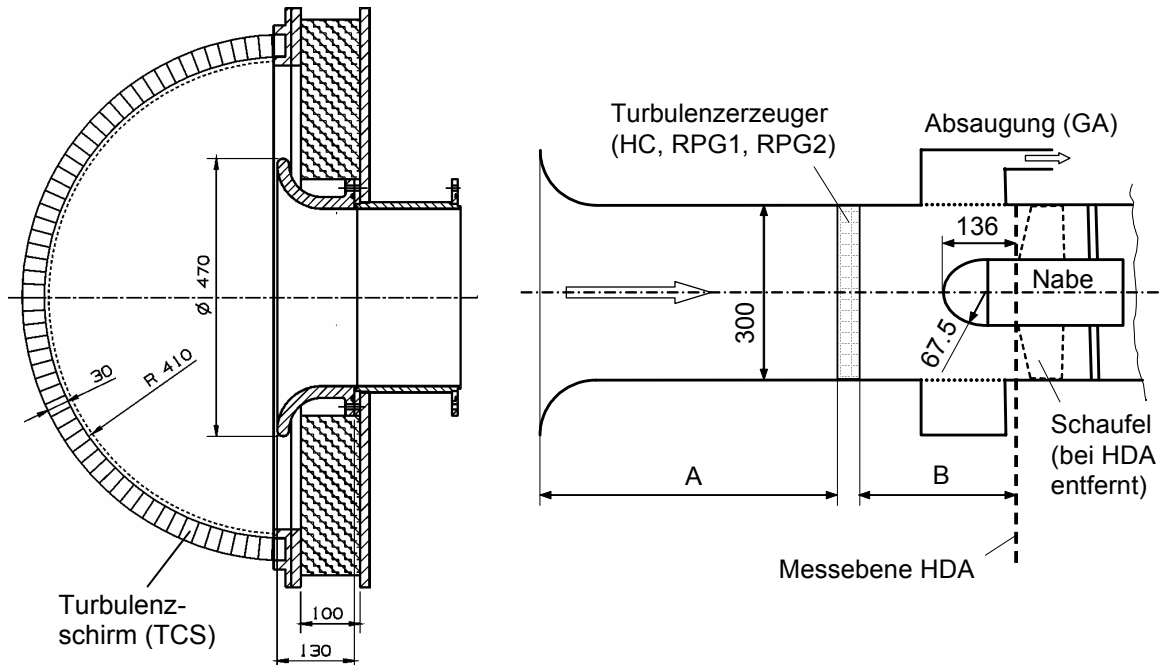


Bild 5.1: Versuchsaufbau zur Variation und Messung der Zuströmturbulenz (schematisch), Turbulenzschirm (TCS) kann alternativ vor die Einlaufdüse montiert werden; Einlaufkonfigurationen: 1)  $A = 905$  mm,  $B = 168$  mm, 2)  $A = 305$  mm,  $B = 168$  mm, 3)  $A = 905$  mm,  $B = 363$  mm

Die Messung der Strömungsgeschwindigkeit, des Turbulenzgrades und des integralen Längemaßes der Zuströmung erfolgt mit zwei 1-D-Hitzdrahtsonden. Die Sondenhalterung (1155AA, Firma TSI) der Sonde 1 (1210-T1.5, TSI) wird durch eine Bohrung in der Gehäusewand und in dem Nabenkörper in den Messbereich geführt und kann durch eine Verstelleinrichtung radial (horizontal,  $\Phi = 0^\circ$ ) verschoben werden. Die Sondenhalterung (DISA1D, Firma DISA) der Sonde 2 (DISAP15, DISA) kann durch eine Verstelleinheit radial und umfänglich in einem Winkelbereich von  $\Phi = 0^\circ$  bis  $54^\circ$  verstellt werden (s. Bild 5.2, Bild 5.3 und Bild 5.4). Die Hitzdrähte sind an ein universelles Anemometer (CTA StreamLine, Firma Dantec) angeschlossen, das die zeit-

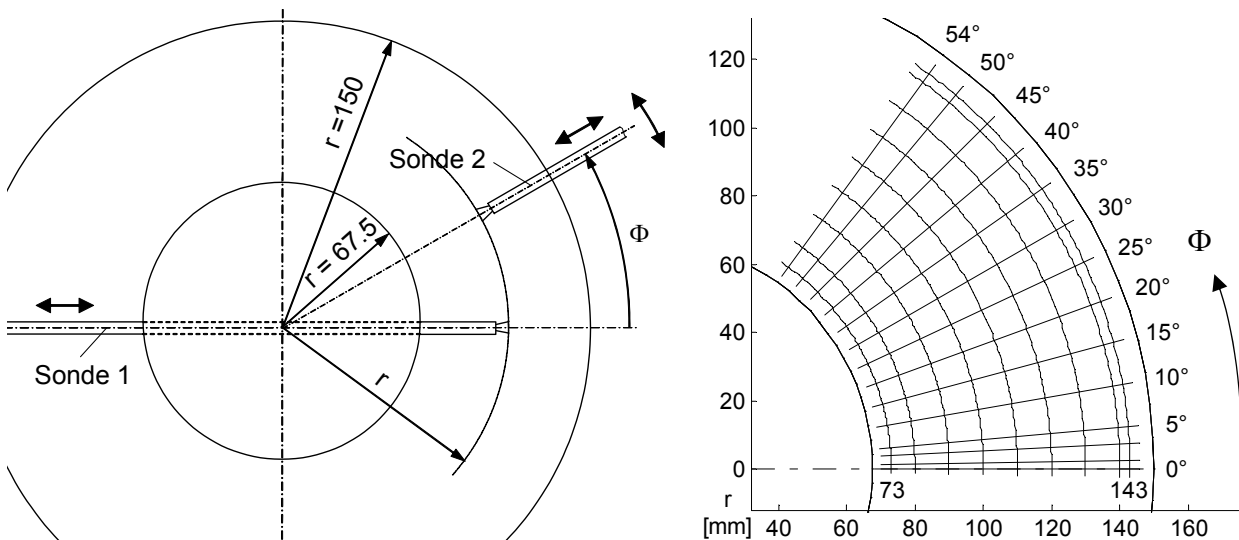


Bild 5.2: Links: Anordnung und Verstellmöglichkeit der beiden Hitzdrahtsonden; rechts: Messpunkte der radial ( $r$ ) und umfänglich ( $\Phi$ ) verstellbaren Hitzdrahtsonde 2 (Sonde 1 kann nur radial bei  $\Phi = 0^\circ$  verschoben werden)

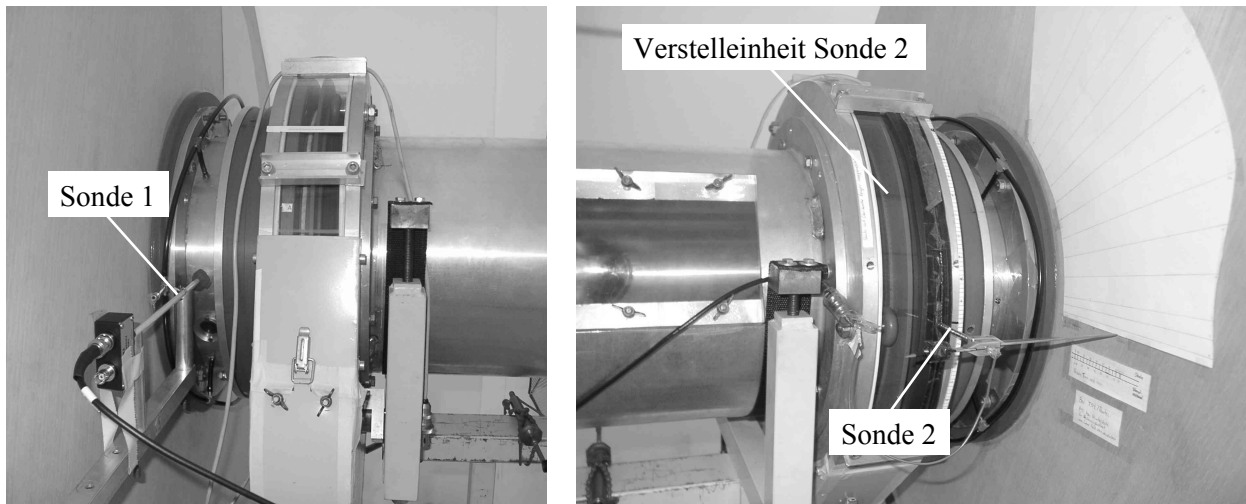


Bild 5.3: Versuchsaufbau zur Messung der Zuströmturbulenz; links: Sondenhalterung der radial verstellbaren Hitzdrahtsonde 1, rechts: Sondenhalterung der radial und umfänglich verstellbaren Hitzdrahtsonde 2, Verstellereinheit der Sonde 2, Winkelskala

synchrone Erfassung der beiden Hitzdrahtsignale (Abtastrate: 20 kHz, Messzeit: 6,5 s) erlaubt. Die Anemometerbrücke arbeitet nach der „Konstant-Temperatur-Methode“. Die Hitzdrähte sind aus Wolfram mit einem Durchmesser von 5  $\mu\text{m}$  und einer Länge von 2 mm. Der axiale Abstand der Sonde 1 von der Vorderkante des Nabenkörpers (Halbkugel) beträgt 136 mm, der axiale Abstand zur stromabwärts angebrachten Sonde 2 beträgt 5 mm, so dass eine Berührung der Hitzdrähte bei einem Winkel von  $\Phi = 0^\circ$  ausgeschlossen ist. Für die Messung werden beide Hitzdrähte auf die gleiche radiale Position eingestellt. Die Sonde 2 wird dann nacheinander auf 14 verschiedene umfängliche Positionen ( $\Phi = 0, 1, 3, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 54^\circ$ ) verschoben und jeweils eine Messung durchgeführt. Für jede untersuchte Einlaufkonfiguration werden insgesamt neun unterschiedliche radiale Positionen ( $r = 73, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 143$  mm) eingestellt, so dass pro Konfiguration 126 (14 x 9) Messungen durchgeführt werden.

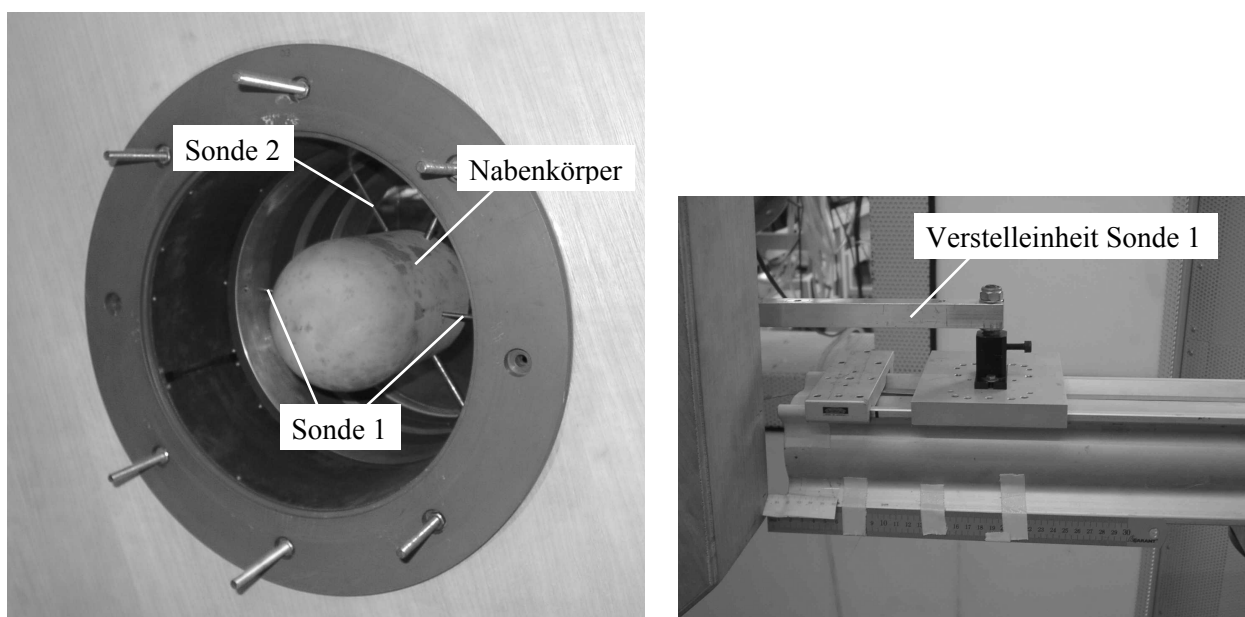
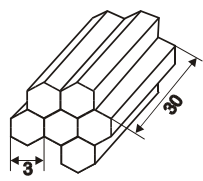

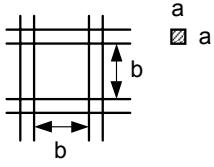
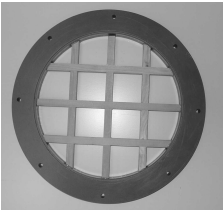


Bild 5.4: Versuchsaufbau zur Messung der Zuströmturbulenz; links: Sondenhalterung der horizontal durch den Nabenkörper geführten Hitzdrahtsonde 1, Halterung der Hitzdrahtsonde 2 in maximaler umfänglicher Auslenkung ( $\Phi = 54^\circ$ ); rechts: Verstellereinrichtung der radial verstellbaren Sonde 1

### 5.1.2 Einbauten zur Turbulenzbeeinflussung

Saugt der Ventilator aus dem reflexionsarmen Raum frei lediglich über die Einlaufdüse und eine Einlaufstrecke Fluid an, kann man feststellen, dass die Strömung über den Querschnitt unmittelbar vor dem Laufrad inhomogen, d.h. räumlich ungleichförmig ist und eine gewisse Grundturbulenz aufweist. Für die Untersuchung der Zuströmung wird daher die Turbulenz gezielt beeinflusst. In Tabelle 5.1 sind die verwendeten Einbauten sowie Kombinationen unterschiedlicher Einflussmaßnahmen auf die Turbulenz zusammengestellt. Insgesamt werden neun Anordnungen untersucht, bei denen später auch akustische Messungen durchgeführt werden.

Tabelle 5.1: Zusammenstellung der Einbauten in der Zuströmung zur Turbulenzbeeinflussung

Nr.	Bezeichnung	Einbauten in der Zuströmung	
1	OE	ohne, keine Absaugung	
2	GA	ohne, aber Absaugung der Gehäusegrenzschicht (Absaugungsvolumenstrom: ca. 4 % des Gesamtvolumenstroms)	
3	HC	Honeycomb, keine Absaugung	 
4	RPG1	feines Rechteckprofilgitter, keine Absaugung, $a \times a = 10 \times 10 \text{ mm}$ , $b \times b = 65 \times 65 \text{ mm}$	 
5	RPG2	grobes Rechteckprofilgitter, keine Absaugung, $a \times a = 15 \times 15 \text{ mm}$ , $b \times b = 60 \times 60 \text{ mm}$	
6	TCS	Turbulenzschirm, keine Absaugung	
7	TCS+GA	Turbulenzschirm + Absaugung	
8	TCS+HC	Turbulenzschirm + Honeycomb, keine Absaugung	
9	TCS+HC+GA	Turbulenzschirm + Honeycomb + Absaugung	

#### 5.1.2.1 Grenzschichtabsaugung (GA)

Eigene Messungen und Untersuchungen von STREMEL [ST02] zeigen, dass die turbulente Gehäusegrenzschicht, bedingt durch die Einlaufstrecke (Einlaufdüse mit anschließender Rohrstrecke), Turbulenzgrade von bis zu 20 % aufweist, während in der Kernströmung lediglich Turbulenzgrade von 1 bis 2 % gemessen werden. Zur Homogenisierung wird daher eine Absaugung der Wandgrenzschicht vorgenommen.

Die Absaugung erfolgt unmittelbar vor dem Laufrad (Abstand in Strömungsrichtung: 58 mm) durch ein feines Ringgitter in der Gehäusewand mit einer Länge in Strömungsrichtung von 90 mm. Der Lochdurchmesser der Bohrungen des Ringgitters beträgt 1 mm mit einem Lochabstand von 2 mm. Das Ringgitter wird von einem achteckigen Gehäuse mit einer lichten Weite von 90

mm und einer Höhe von 1120 mm luftdicht umschlossen. Die Luft wird über einen Stutzen abgesaugt (s. Bild 5.5; Anhang A, Bilder A.1 u. A.4). Messungen an verschiedenen Punkten des Ringgitters zeigten, dass der Druck über dem Umfang konstant ist und somit von einer gleichmäßigen Absaugung ausgegangen werden kann [ST02]. Der abgesaugte Volumenstrom wird über eine Blendenmessstrecke ermittelt. Als geeignet bezüglich des Geräusches geben STREMEEL [ST02] und MOORE [MO75] ein Verhältnis des abgesaugten zum Gesamtvolumenstrom von 4 bis 5 % an. Als Absauggebläse wird ein zweistufiger Seitenkanalverdichter verwendet. Das Ringgitter mit dem umgebenden Gehäuse wird in den Messanordnungen mit ausgeschalteter Grenzschichtabsaugung nicht entfernt. Durch die sehr kleinen Bohrungen im Ringgitter und ein Verschließen des Absaugstutzens sind Druckschwankungen im Gehäuse auszuschließen. Dies bestätigen Druckmessungen an verschiedenen Stellen des Gehäuses [ST02].

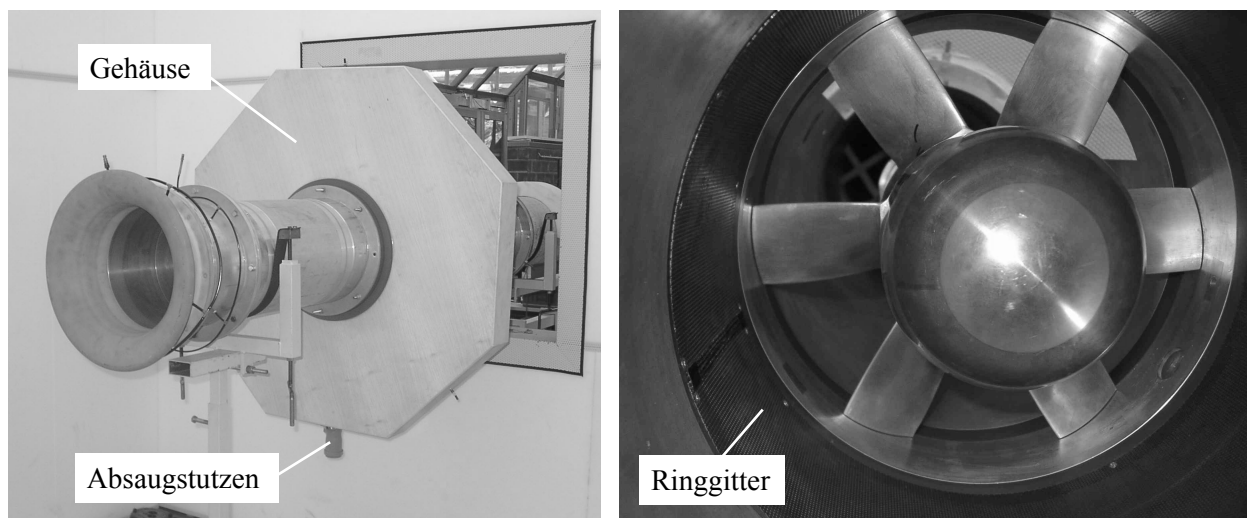


Bild 5.5: Versuchseinheit zur Absaugung der Gehäusegrenzschicht (GA); links: Gehäuse mit Absaugstutzen; rechts: Ringgitter im Gehäuse vor dem Versuchsventilator

### 5.1.2.2 Turbulenzerzeuger

Die Variation der Zuströmturbulenz erfolgt durch den Einbau unterschiedlicher Gitter im Strömungskanal entweder unmittelbar vor der Vorrichtung zur Grenzschichtabsaugung (Einlaufkonfigurationen 1 und 2, s. Bild 5.1) oder mit etwas größerem Abstand davor (EK 3, s. Bild 5.1). Tabelle 5.1 zeigt schematische Darstellungen und Bilder der Turbulenzerzeuger.

Eine turbulenzarme Zuströmung wird durch ein Honeycomb (HC) mit einem Verhältnis von Zellenlänge zu Zellendurchmesser von  $L/D = 10$  erreicht. Die Zellenlänge beträgt 30 mm. Umfangreiche Untersuchungen mit Honeycombs zur Reduzierung der Zuströmturbulenz wurden unter anderem von FARELL & YOUSSEF [FA96], LOEHRKE & NAGIB [LO76] und SCHEIMANN & BROOKS [SC81a] durchgeführt.

Zur Erzeugung höherer Turbulenzgrade in der Zuströmung werden zwei Rechteckprofilgitter (RPG1, RPG2) mit unterschiedlicher lichten Weite  $b$  und Profildicke  $a$  gewählt (gleiche Maschenweite  $M = a + b = 75$  mm). Für das Rechteckprofilgitter RPG1 ist  $M/a = 7,5$  mit  $a = 10$  mm und für das Rechteckprofilgitter RPG2 ist  $M/a = 5$  mit  $a = 15$  mm. Untersuchungen zu der Tur-

bulenzerzeugung durch Gitter mit Rechteck- und Rundprofilen liefern unter anderem BÖTTCHER, YIN, GU & BUCHHOLZ [BÖ93a], FARELL & YOUSSEF [FA96], LOEHRKE & NAGIB [LO76] und ROACH [RO87].

Die beiden Rechteckprofilgitter können grundsätzlich in zwei unterschiedlichen Positionen in den Strömungskanal eingebaut werden. Für die durchgeführten Messungen wurde die in Bild 5.6 (linke Seite) dargestellte Anordnung verwendet, weil dabei die radial verstellbare Hitzdrahtsonde 1 ( $\Phi = 0^\circ$ ) nicht ständig hinter einer Strebe des Turbulenzgitters verschoben wird. Lediglich für eine Konfiguration (RPG1, EK 1,  $\varphi = 0,179$ , s. Tabelle 5.2) werden beide möglichen Anordnungen untersucht.

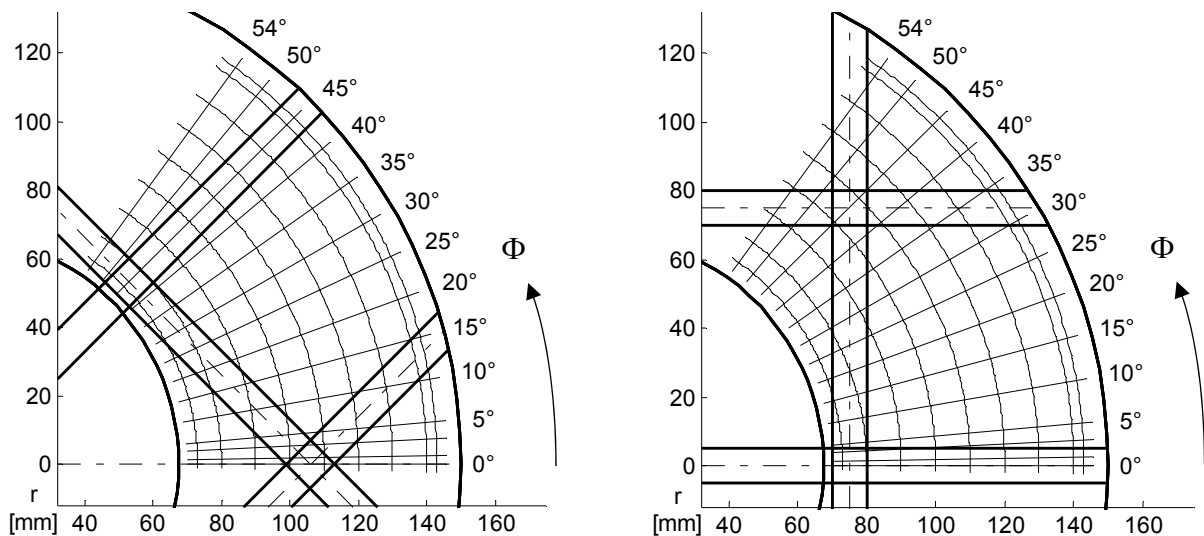


Bild 5.6: Messpunkte der radial ( $r$ ) und umfänglich ( $\Phi$ ) verstellbaren Hitzdrahtsonde 2 (Sonde 1 kann nur radial bei  $\Phi = 0^\circ$  verschoben werden); Darstellung der beiden möglichen und untersuchten (EK 1,  $\varphi = 0,179$ ) Einbaufälle der Konfiguration RPG1

### 5.1.2.3 Turbulenzschirm (TCS)

Zur Erzeugung einer nahezu turbulenzfreien Zuströmung verwenden Flugzeugtriebwerkshersteller so genannte Turbulenzschirme („Turbulence Control Screen“, TCS). Dabei werden durch eine Kombination aus Honeycomb (Wabenprofil) und einem stromabwärts folgenden Drahtgewebe die besten Ergebnisse hinsichtlich Turbulenzreduktion erzielt.

Den Einfluss verschiedener Einbauten auf die Turbulenz untersuchten SCHEIMANN & BROOKS [SC81a] und FARELL & YOUSSEF [FA96]. Als turbulenzvermindernde Einbauten verwendeten sie Drahtgewebe, Honeycombs und Kombinationen von beiden. LOEHRKE & NAGIB [LO76] untersuchten die Auswirkungen von Honeycombs verschiedener Länge auf die Turbulenz. GROTH & JOHANSSON [GR88] beschäftigten sich mit der Turbulenzunterdrückung durch Drahtgewebe unterschiedlicher Maschenweiten und Drahtdurchmesser. SCOLES & OLLERHEAD [SC81] führten Messungen an einem Windkanal durch, um die Auswirkungen der Einströmbedingungen auf den Ventilatorschall zu untersuchen. Dabei kam ein halbkugelförmiger Turbulenzschirm zum Einsatz, der aus einer Kombination aus Honeycombs und feinem Drahtgewebe aufgebaut war. Hinweise und Ratschläge zur Konstruktion des TCS wurden ange-

fügt. In dem Aerospace Information Report [SAE85] sind Abmessungen und Konstruktionshinweise sieben verschiedener Turbulenzschirme zusammengestellt, die für akustische Untersuchungen von Flugzeugtriebwerken eingesetzt werden. Dabei stellen die Turbulenzschirme an den Versuchsständen am Boden turbulenzarme Zuströmbedingungen her, wie sie während des Fluges auftreten. PERACCHIO [PE82] untersuchte die Leistungsfähigkeit von „Inflow control“-Einheiten und ihre Auswirkungen auf die erzeugten Schallpegel. Außerdem wird ein Entwurfsverfahren zur Auslegung einer solchen Einheit angegeben.

Der in dieser Arbeit verwendete Turbulenzschirm wurde von KOLB [KO05] auf der Grundlage der Entwurfshinweise aus der Literatur konstruiert und erprobt. Der Turbulenzschirm kann an die Einlaufdüse des Ventilatorprüfstandes des Instituts für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen angeflanscht werden. Er ist zweischichtig aus einer Kombination von Honeycomb und stromabwärts angeordnetem Drahtgewebe aufgebaut (s. Bild 5.7). Das flexible Wabenprofil (Flexcore) wird in Form von 12 so genannten halben sphärischen Zweiecken (s. Bild 5.8, links) zu einer Halbkugel zusammengesetzt. Das Wabenprofil hat eine Zellenlänge von 30 mm und einen mittleren Zeldurchmesser von etwa 3 mm (s. Bild 5.8, Mitte). Der Drahtdurchmesser des Turbulenzsiebes beträgt 0,36 mm bei einer Maschenweite von 1 mm (s. Bild 5.8, rechts). Mit dem äußeren Durchmesser des Schirms von  $D_S = 880$  mm und einem Kanaldurchmesser von  $D_K = 300$  mm ergibt sich ein Verhältnis  $D_S/D_K = 2,93$ . Dieser Quotient sollte nach [SAE85] zwischen 2 und 5 liegen und wird typischerweise auf einen Wert von etwa 3 gelegt.

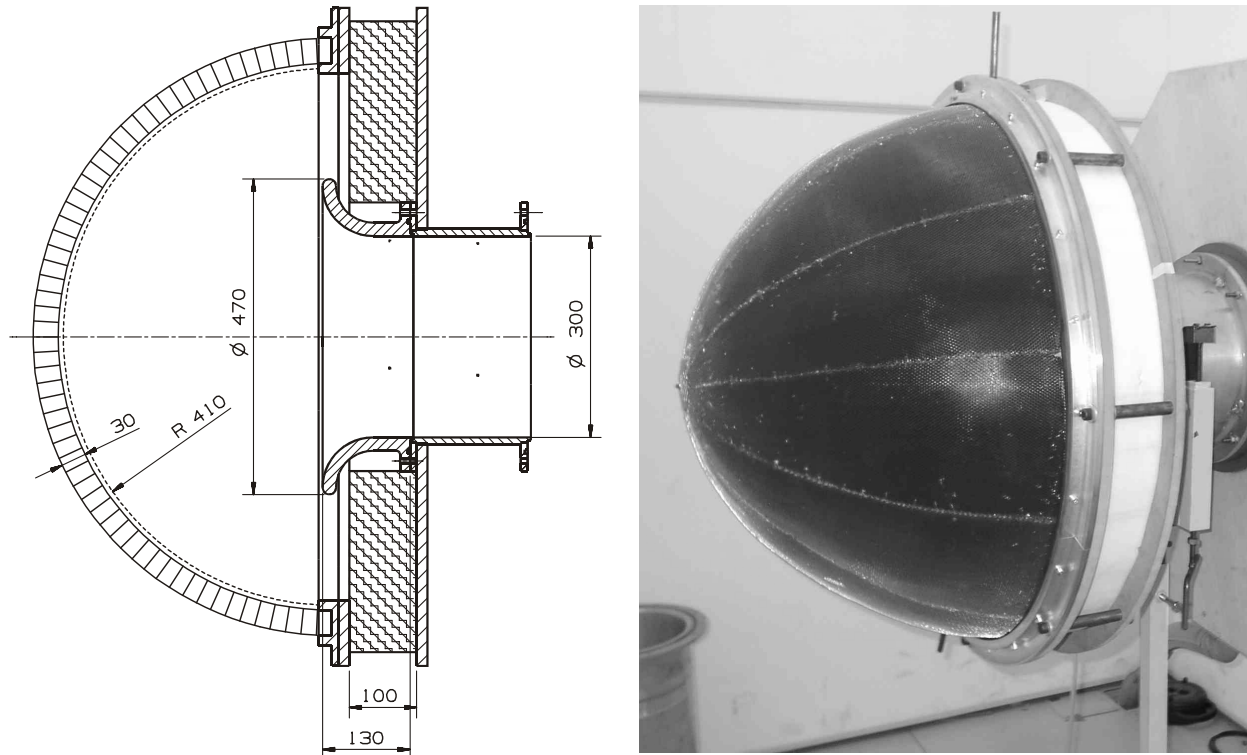


Bild 5.7: Turbulenzschirm (TCS): Abmessungen und Montage an der Einlaufdüse des Ventilatorprüfstandes

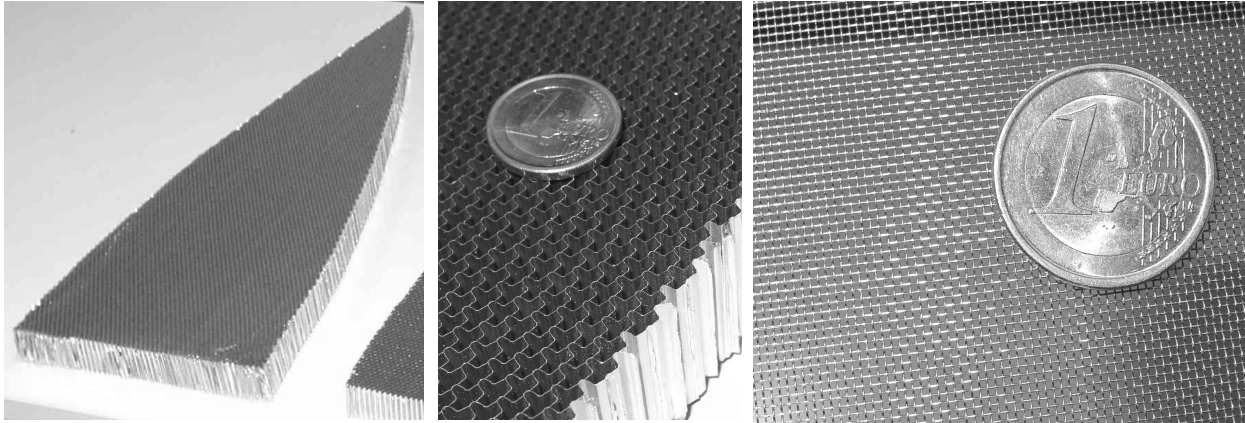


Bild 5.8: Bauteile des Turbulenzschirms (TCS); links: halbes sphärisches Zweieck (Flexcore), Mitte: Honeycomb (Flexcore), rechts: Drahtgewebe

Zur Untersuchung der akustischen Eigenschaften des Turbulenzschirms, die in Kapitel 6 bei den Geräuschmessungen relevant sind, wurden Schallsignale (Sinustöne, Rauschen), die von einem Lautsprecher im Einlaufkanal des Prüfstands ausgesendet wurden, jeweils mit und ohne montierten Schirm gemessen. Ein Vergleich der Schalldruckwerte zeigt, dass die Differenzen im betrachteten Frequenzbereich von 100 – 10000 Hz kleiner als die Messunsicherheit von 1,5 dB des reflexionsarmen Raumes sind (s. Anhang D). Damit kann eine Beeinflussung der akustischen Messungen durch den Turbulenzschirm ausgeschlossen werden.

### 5.1.3 Überblick über die untersuchten Messanordnungen

In Tabelle 5.2 sind alle mittels Hitzdrahtanemometrie untersuchten Messanordnungen zusammengestellt. Dabei wird für jede Konfiguration die Turbulenz der Zuströmung gemäß der Beschreibung in Abschnitt 5.1.1 vermessen. Die neun unterschiedlichen Anordnungen von turbulenzbeeinflussenden Einbauten können in drei Einlaufkonfigurationen untersucht werden. Es werden vier ausgewählte Betriebspunkte des Ventilators betrachtet. Insgesamt werden 36 Messreihen durchgeführt, die meisten davon bei einem Volumenstrom durch die Versuchseinrichtung, der dem Optimalpunkt des untersuchten Axialventilators ( $\varphi = 0,179$ ) entspricht. Außerdem werden Betriebspunkte bei leichter Teillast ( $\varphi = 0,170$ ), leichter Überlast ( $\varphi = 0,200$ ) und bei Überlast ( $\varphi = 0,220$ ) des Ventilators berücksichtigt. Während die Anordnungen ohne Turbulenzschirm (TCS) zumeist mit der Einlaufkonfiguration 1 (lange Einlaufstrecke) kombiniert werden, kommt bei montiertem Turbulenzschirm fast ausschließlich die Einlaufkonfiguration 2 (kurze Einlaufstrecke) zum Einsatz, da der TCS für eine turbulenzarme Zuströmung sorgen soll, und ein längerer Einlauf zu einer stärker ausgebildeten Gehäusegrenzschicht und damit zu höheren Turbulenzgraden in Wandnähe führt. Die Einlaufkonfiguration 3 wird nur in Verbindung mit dem groben Rechteckprofilgitter RPG2 im Optimalpunkt ( $\varphi = 0,179$ ) eingesetzt, um die Auswirkungen eines größeren Abstands zwischen Gitter und Messebene auf die Turbulenzparameter zu untersuchen. Das Rechteckprofilgitter RPG1 wird bei  $\varphi = 0,179$  in beiden möglichen Einbausituationen (s. Bild 5.6) vermessen, um den Einfluss der relativen Position zwischen Gitter und Hitzdrähten auf die Turbulenzparameter zu untersuchen.

Die besten Ergebnisse im Hinblick auf eine Turbulenzreduktion und damit auch auf eine Absenkung der Geräuschemission des Ventilators sind von den Kombinationen mehrerer Einbauten (Nr. 7-9, Tabelle 5.2) zu erwarten.



Tabelle 5.2: Zusammenstellung der untersuchten Konfigurationen zur Turbulenzbeeinflussung (X: mittels Hitzdrahtanemometrie untersuchte Konfiguration, -: nicht untersuchte Konfiguration)

Nr.	Bezeichnung	Betriebspunkt $\varphi$	Einlaufkonfiguration 1: A = 905 mm, B = 168 mm (s. Bild 5.1)	Einlaufkonfiguration 2: A = 305 mm, B = 168 mm (s. Bild 5.1)	Einlaufkonfiguration 3: A = 905 mm, B = 363 mm (s. Bild 5.1)
1	OE	0,170	X	-	-
		0,179	X	X	-
		0,200	X	-	-
		0,220	X	-	-
2	GA	0,170	X	-	-
		0,179	X	X	-
		0,200	X	-	-
		0,220	X	X	-
3	HC	0,170	X	-	-
		0,179	X	-	-
		0,200	X	-	-
		0,220	X	-	-
4	RPG1	0,170	X	-	-
		0,179	XX <sup>6</sup>	-	-
		0,200	X	-	-
		0,220	X	-	-
5	RPG2	0,170	X	-	-
		0,179	X	X	X
		0,200	X	-	-
		0,220	X	X	-
6	TCS	0,170	-	X	-
		0,179	X	X	-
		0,200	-	X	-
		0,220	-	X	-
7	TCS+GA	0,170	-	-	-
		0,179	-	X	-
		0,200	-	-	-
		0,220	-	-	-
8	TCS+HC	0,170	-	-	-
		0,179	-	X	-
		0,200	-	-	-
		0,220	-	-	-
9	TCS+HC+GA	0,170	-	-	-
		0,179	-	X	-
		0,200	-	-	-
		0,220	-	X	-

<sup>6</sup> Zusätzliche Untersuchung des um 45° verdrehten Turbulenzgitters RPG1 (s. Bild 5.6)

## 5.2 Auswertung

Der Turbulenzgrad ist ein Maß für die Intensität der turbulenten Schwankungsbewegungen [SC97] und definiert zu

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(\overline{c_x'^2} + \overline{c_y'^2} + \overline{c_z'^2})}}{\overline{C_\infty}}. \quad (5.1)$$

Die Turbulenz wird hinter den Turbulenzerzeugern als weitestgehend isotrop angenommen [HI75], [SC97]. Der Zusammenhang für den Turbulenzgrad vereinfacht sich unter dieser Annahme zu

$$Tu = \frac{\sqrt{\overline{c_x'^2}}}{\overline{C_\infty}}. \quad (5.2)$$

Bezieht man die turbulenten Schwankungsbewegungen auf die zeitlich gemittelte örtliche Strömungsgeschwindigkeit, so erhält man den lokalen Turbulenzgrad zu

$$Tu = \frac{\sqrt{\overline{c_x'^2}}}{\overline{c_x}}. \quad (5.3)$$

Die Bestimmung des Turbulenzgrads kann dann mit einer 1-D-Hitzdrahtsonde durchgeführt werden. Eine Korrektur des Fehlers der durch den Einfluss einer endlichen Hitzdrahtlänge entsteht, kann bei der verwendeten Hitzdrahtsonde aufgrund ihrer kleinen Abmessungen vernachlässigt werden [HI75].

Die integralen Längenmaße der Turbulenz werden durch Korrelation der Hitzdrahtsignale bestimmt. Für die Ermittlung des turbulenten Längenmaßes in Richtung der Hauptströmung kann grundsätzlich die Autokorrelations- und die Kreuzkorrelationsmethode verwendet werden. Ein Nachteil der Kreuzkorrelationsmethode ist, dass zwei Hitzdrahtsonden in die Strömung eingebracht werden müssen. Durch die stromaufwärts liegende Sonde ist eine Beeinflussung oder Störung der Strömung und damit eine fehlerhafte Messung der stromabwärts angebrachten Sonde nicht auszuschließen. Das integrale Längenmaß der Turbulenz in Richtung der Hauptströmung wird daher hier mit der Autokorrelationsmethode bestimmt. Dafür werden die Signale der umfänglich verstellbaren Hitzdrahtsonde 2 verwendet (s. Abschnitt 5.1.1). Das integrale Längenmaß der Turbulenz quer zur Hauptströmung wird durch die Kreuzkorrelation der beiden Hitzdrahtsignale bestimmt. Dabei ist eine Beeinflussung der zweiten Sonde durch die stromaufwärts angebrachte Sonde 1 bei Winkeln von  $\Phi = 0^\circ$  und  $1^\circ$  nicht auszuschließen (s. Abschnitt 5.1.1). Allerdings zeigt sich, dass die Autokorrelationsmethode bei einem Winkel von  $\Phi = 0^\circ$  für beide Sonden (die dann in Strömungsrichtung genau hintereinander stehen) nahezu gleiche Werte für das integrale Längenmaß in Richtung der Hauptströmung liefert (s. Bild 5.10). Da auch die mit beiden Sonden gemessenen Turbulenzgrade bei einem Winkel von  $\Phi = 0^\circ$  gut übereinstimmen, wird die gegenseitige Beeinflussung der Sonden als relativ gering angenommen. Dennoch werden für die umfängliche Mittelung der zeitlich gemittelten lokalen Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\overline{c_x}$ , des lokalen Turbulenzgrades  $Tu$  und des lokalen axiale Längenma-

bes  $A_x$  in Richtung der Hauptströmung lediglich die Signale der Sonde 2 bei Winkeln  $\Phi$  von  $5^\circ$  bis  $54^\circ$  verwendet (s. Anhang B, Bild B.1 bis Bild B.36, jeweils Diagramm unten links).

Da die Signale der beiden Hitzdrahtsonden trotz Abschirmung teilweise durch parasitäre Einstrahlungen überlagert sind, werden die Störpeaks in einer selbst programmierten Matlab® Vers. 6.1-Routine schmalbandig entfernt.

Die beiden Korrelationsmethoden werden im Folgenden kurz erläutert.

### Autokorrelationsmethode

Die Autokorrelationsfunktion berechnet sich z.B. nach BENDAT & PIERSOL [BE93] zu

$$\rho_{xx}(\tau) = \frac{\overline{c'_x(t)c'_x(t-\tau)}}{\overline{c_x'^2}}. \quad (5.4)$$

In der aufgeführten Gleichung ist  $c'_x$  die Geschwindigkeitsschwankung an einem festen Punkt in der Strömung und  $\tau$  die Zeitverschiebung des korrelierten Signals. Ein integrales Zeitmaß erhält man durch Integration der Autokorrelationsfunktion über die Zeitverschiebung

$$I = \int_0^{\infty} \rho_{xx}(\tau) d\tau. \quad (5.5)$$

Durch Multiplikation der integralen Zeitgröße mit der zeitlich gemittelten örtlichen Strömungsgeschwindigkeit  $\overline{c_x}$  erhält man das integrale Längenmaß in Richtung der Hauptströmung - der Index  $x$  kennzeichnet die Richtung der Hauptströmung -

$$A_x = I\overline{c_x}. \quad (5.6)$$

Voraussetzung hierfür ist allerdings die Annahme der „frozen turbulence“-Hypothese von TAYLOR. Diese Hypothese von TAYLOR wird durch

$$\frac{\partial}{\partial t} = -\overline{c_x} \frac{\partial}{\partial x} \quad (5.7)$$

beschrieben. Nähere Erläuterungen dazu findet man z.B. in HINZE [HI75].

Bild 5.9 zeigt exemplarisch die Autokorrelationsfunktion für die Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ . Dargestellt ist das ungefilterte und gefilterte Signal der Hitzdrahtsonde 1 für einen Radius von  $r = 110$  mm (Kanalmitte). Wenn die Hitzdrahtsignale wie in diesem Fall durch Einstrahlungen gestört sind, werden für die weitere Auswertung grundsätzlich die gefilterten Signale verwendet. Bild 5.10 zeigt die Autokorrelationsfunktion aus den Messungen beider Hitzdrahtsonden für die Radien  $r = 110$  mm (Kanalmitte) und  $r = 143$  mm (Nähe Kanalwand) der Konfiguration RPG2, EK1,  $\varphi = 0,179$ . Obwohl die Sonden in Strömungsrichtung genau hintereinander stehen ( $\Phi = 0^\circ$ ), stimmen die Verläufe der Autokorrelationsfunktion für die beiden dargestellten Radien gut überein.

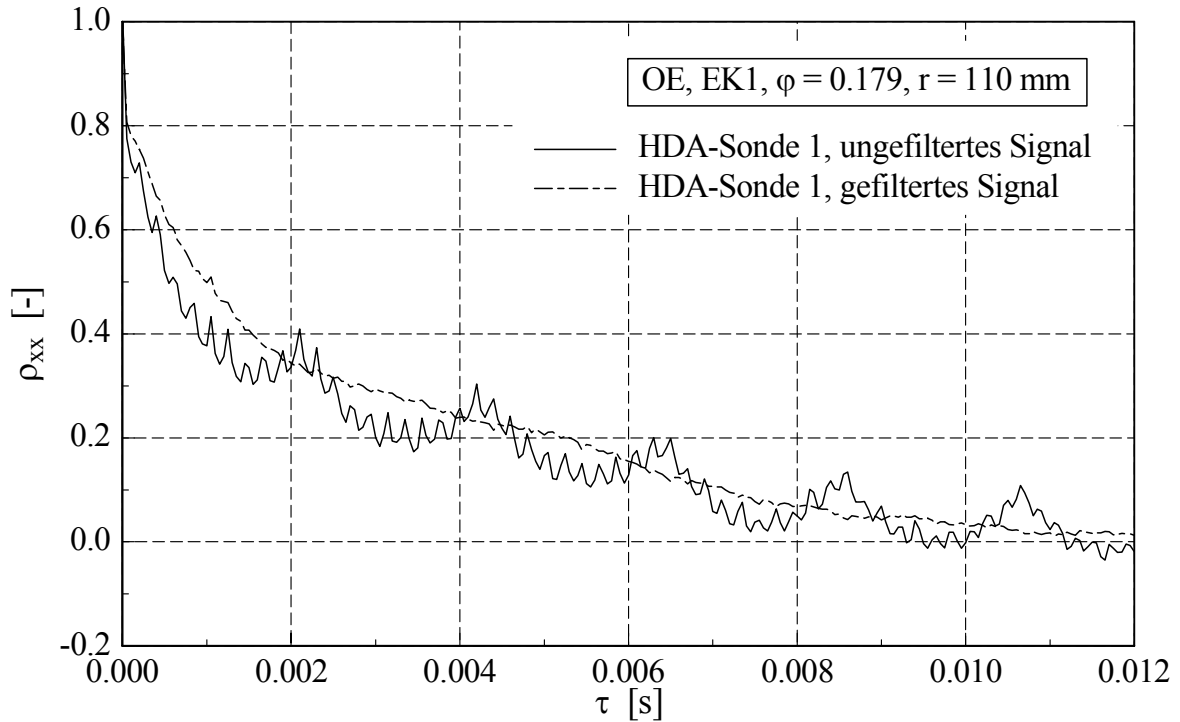


Bild 5.9: Autokorrelation der Strömungsgeschwindigkeit bei der Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xx}$  als Funktion der Zeitverschiebung  $\tau$  des korrelierten Signals; ungefiltertes und gefiltertes Signal der Hitzdrahtsonde 1 für  $r = 110$  mm (Kanalmitte)

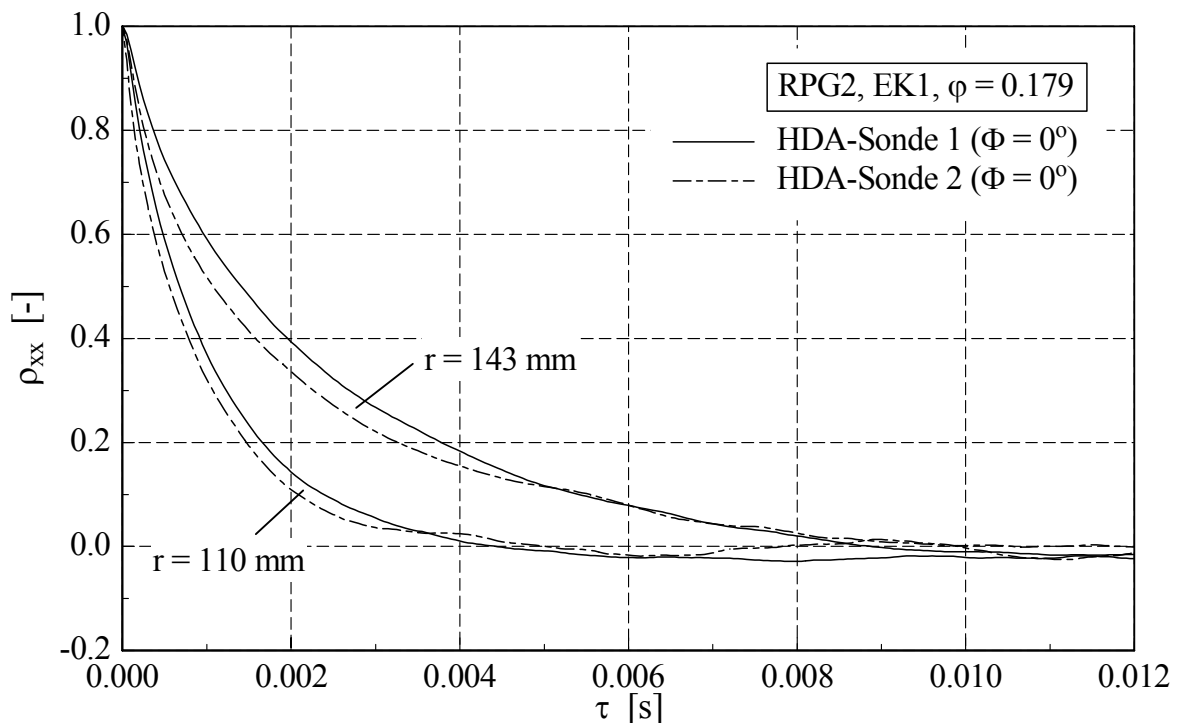


Bild 5.10: Autokorrelation der Strömungsgeschwindigkeit bei der Konfiguration RPG2, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xx}$  als Funktion der Zeitverschiebung  $\tau$  des korrelierten Signals; Signale der beiden Hitzdrahtsonden ( $\Phi = 0^\circ$ ) für  $r = 110$  mm (Kanalmitte) und  $r = 143$  mm (Nähe Kanalwand)

### Kreuzkorrelationsmethode

Bei der Kreuzkorrelationsmethode werden zwei Hitzdrähte, die einen Abstand von  $\Delta z$  zueinander haben, in der Strömung positioniert. Variiert wird der Abstand  $\Delta z$  der beiden Hitzdrähte. Der Kreuzkorrelationskoeffizient berechnet sich z.B. nach BENDAT & PIERSOL [BE93] zu

$$\rho_{xy}(\zeta_3) = \frac{\overline{c'_{x1} c'_{x2}}}{\sqrt{\overline{c'^2_{x1}}} \sqrt{\overline{c'^2_{x2}}}}, \quad (5.8)$$

mit  $c'_{x1} = c'_x(x_1, y_1, z_1)$

und  $c'_{x2} = c'_x(x_1, y_1, z_1 + \zeta_3)$ ,

wobei die Indizes 1 und 2 die unterschiedlichen Messpositionen der Hitzdrähte in der Strömung kennzeichnen. Das integrale Längenmaß mit dem Kreuzkorrelationskoeffizienten wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$A_z = \int_0^{\infty} \rho_{xy}(\zeta_3) d\zeta_3 \quad (5.9)$$

Da der Staffelungswinkel einer Schaufel des untersuchten Ventilators relativ klein ist, entspricht das turbulente Längenmaß in Richtung der Schaufelsehne  $\xi_1$  (s. Bild 4.2, rechts) näherungsweise dem umfänglichen Längenmaß  $A_u$  im stationären Koordinatensystem. Zur Bestimmung dieses Parameters wird der Abstand  $r\Phi$  der beiden Hitzdrähte von 0 mm bis zu einem maximalen Wert (bei  $54^\circ$ ) variiert. Für jede Position wird das Maximum der Korrelationskoeffizienten-Funktion  $\rho_{xy}(\tau)$  (unter Verwendung der Matlab® Vers. 6.1-Routine *xcorr*) aus den zeitsynchron aufgenommenen Hitzdrahtsignalen bestimmt. Bild 5.11 zeigt exemplarisch diese Funktion für verschiedene radiale Positionen  $r$  der Konfiguration RPG1, EK1,  $\varphi = 0,179$  (ausgezogene Linie). Für die Auswertung wird ein Ausgleichspolynom (gestrichelte Linie) durch die Messpunkte gelegt.

Ausgehend von Gleichung (5.9) ergibt sich das umfängliche integrale Längenmaß der Turbulenz zu

$$A_u = \int_0^{\infty} \max(\rho_{xy}(\tau, r\Phi)) r d\Phi, \quad (5.10)$$

wobei “ $\infty$ ” aus praktischen Gründen entweder durch die erste Nullstelle des Ausgleichspolynoms der Funktion  $\rho_{xy}(r\Phi)$  oder – wenn keine Nullstelle auftritt – durch den maximalen umfänglichen Abstand ( $r \cdot 54^\circ$ ) ersetzt wird [SM83].

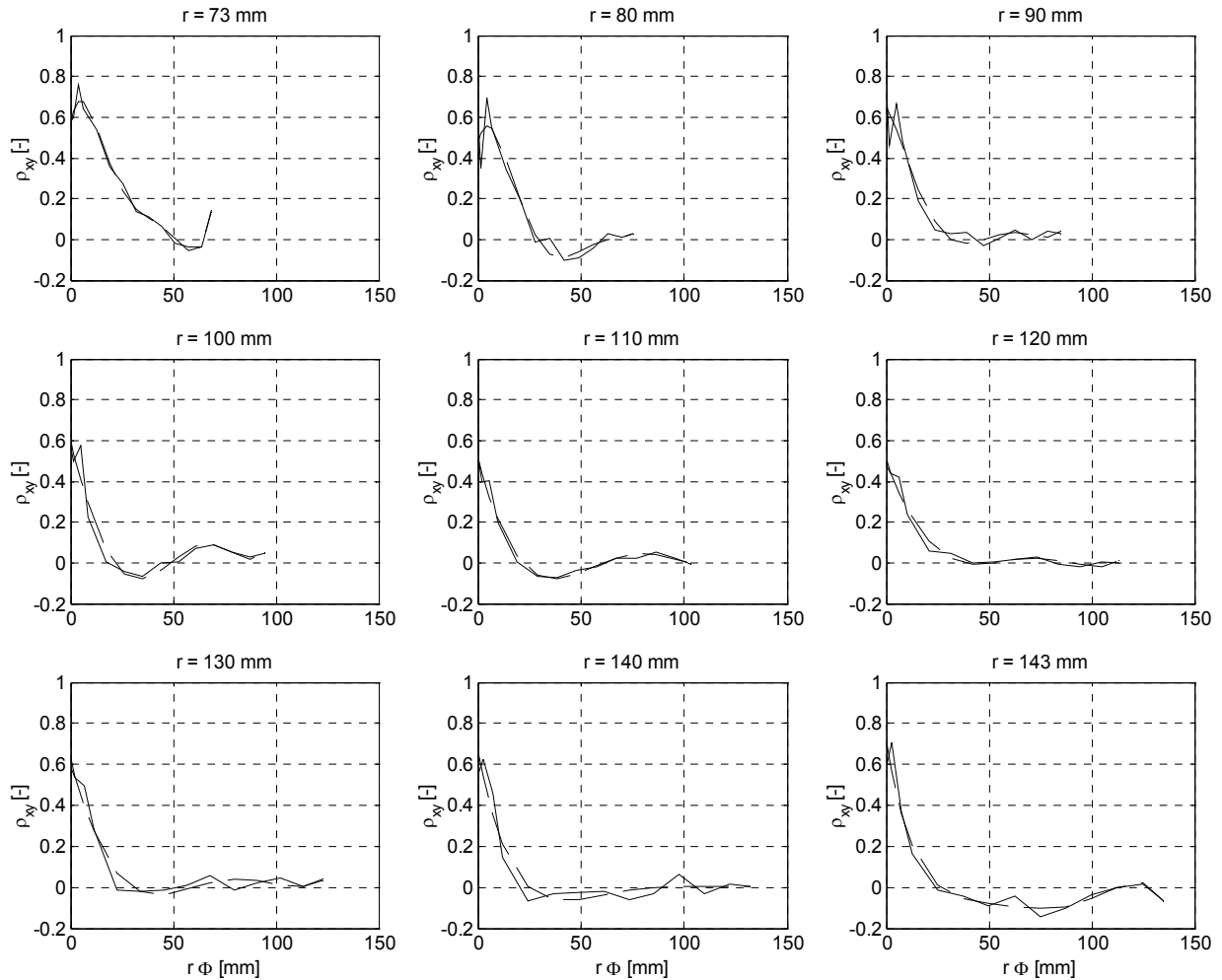


Bild 5.11: Kreuzkorrelation der Strömungsgeschwindigkeit bei der Konfiguration RPG1, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Maxima des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  als Funktion des umfänglichen Abstands  $r\Phi$  der beiden Hitzdrahtsonden für verschiedene radiale Positionen  $r$  (ausgezogene Linie) und Ausgleichspolynom (gestrichelte Linie)

Die spektrale Dichte der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen in Hauptströmungsrichtung beschreibt nur einen Anteil der gesamten kinetischen Energie  $k$  gemäß Gl. 5.1 der Turbulenz [SC97]. Hier interessiert aber vor allem das Energiespektrum der Geschwindigkeitsschwankungen  $\overline{c_x'}$ , das „eindimensionales Spektrum“ genannt wird:

$$E_x(f) = \frac{d\overline{c_x'^2}}{df} \quad (5.11)$$

Eine dimensionslose Darstellung des eindimensionalen Spektrums wird z.B. in HINZE [HI75] (Seite 67, Bild 1-18), PATERSON [PA76] und KÖLTZSCH [KÖ94] angegeben. Die zur dimensionslosen Darstellung des eindimensionalen Spektrums verwendeten Größen sind die zeitlich gemittelte örtliche Strömungsgeschwindigkeit  $\overline{c_x}$ , der quadratische Mittelwert der örtlichen Schwankungsgeschwindigkeit  $\overline{c_x'^2}$  und das integrale Längenmaß der Turbulenz in Richtung der Hauptströmung  $A_x$ :

$$L_{Ex} = 10 \log \frac{\overline{E_x c_x}}{c_x^2 A_x} \quad (5.12)$$

Das dimensionslose Spektrum wird über der STROUHAL-Zahl - der dimensionslosen Frequenz -

$$Sr_{A_x} = \frac{f A_x}{c_x} \quad (5.13)$$

aufgetragen.

Unter der Annahme der „frozen-turbulence“-Hypothese von TAYLOR und einem exponentiellen Abfall der Korrelationsfunktion gibt HINZE [HI75] eine Gleichung zur Berechnung des eindimensionalen Energiespektrums der Turbulenz in dimensionsloser Form an:

$$10 \log \frac{\overline{E_x c_x}}{c_x^2 A_x} = 10 \log \frac{4}{1 + (2\pi Sr_{A_x})^2} \quad (5.14)$$

KÖLTZSCH [KÖ94] schlägt für das dimensionslose Energiespektrum ein Regressionspolynom vor (s. Abschnitt 3.2.5.1, Gl. (3.34)).

### 5.3 Ergebnisse

Die Darstellung der Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen erfolgt für jede untersuchte Konfiguration in Form von Konturplots der zeitlich gemittelten lokalen Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\overline{c_x}$ , des lokalen Turbulenzgrades  $Tu$ , des lokalen axialen Längenmaßes  $A_x$  in Richtung der Hauptströmung und des lokalen Kreuzkorrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  sowie eines Diagramms der umfänglich gemittelten Werte (\*) für  $\overline{c_x}$ ,  $Tu$  und  $A_x$  (z.B.  $\overline{c_x}^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \overline{c_{x,i}} \Big|_{r=const}$ , etc.) und des aus  $\rho_{xy}$  ermittelten umfänglichen Längenmaßes  $A_u$  (s. Anhang B, Bild B.1 bis Bild B.36).

In diesem Abschnitt sind exemplarisch die Diagramme für die Anordnungen ohne Einbauten (OE), EK1 (Bild 5.21) und RPG2, EK1 (Bild 5.22) bei einem Volumenstrom, der dem Nennbetriebspunkt des Ventilators  $\varphi = 0,179$  entspricht, dargestellt. Die Diskussion der Ergebnisse beschränkt sich ebenfalls auf diesen Volumenstrom. Für die anderen Betriebspunkte ( $\varphi = 0,170$ ,  $\varphi = 0,200$  und  $\varphi = 0,220$ ) ergeben sich tendenziell ähnliche Ergebnisse. Dies ist durch die sich nur geringfügig ändernde REYNOLDS-Zahl, gebildet mit einer charakteristischen Länge (z.B. Durchmesser oder Breite einer Strebe) des Turbulenzerzeugers, begründet (ROACH [RO87]). Eine Zusammenfassung der Ergebnisse für  $\varphi = 0,179$  ist in Tabelle 5.3 dargestellt.

Bei der Anordnung OE (ohne Einbauten) werden die größten Werte des integralen Längenmaßes der Turbulenz in Hauptströmungsrichtung  $A_x$  im mittleren Bereich des Ringquerschnitts erreicht. Mit Werten von 12 bis 24 mm für EK1 (Bild 5.21, Bild B.1) und 12 bis 35 mm für EK2 (Bild B.5) variiert das Verhältnis von  $A_x$  zu  $A_u$  zwischen 1,2 und 2,4 (EK1) bzw. 1,2 und 3,3 (EK2). Die geringsten lokalen Turbulenzgrade von 0,6 % treten in Kanalmitte bei Radien von 90 bis 100 mm auf. Der Turbulenzgrad  $Tu$  steigt erwartungsgemäß in Richtung der Gehäusewand durch die turbulente Wandgrenzschicht bis auf Werte von 14 % und zum Nabenkörper hin auf etwa 4 %

an. Das Geschwindigkeitsprofil  $\overline{c_x}$  ist sehr homogen über den gesamten messtechnisch erfassten Querschnitt.

Durch die Grenzschichtabsaugung (GA) wird eine Reduzierung des Turbulenzgrades in der Nähe der Rohrwand auf Werte um 4 % erreicht (s. Bild B.7). Allerdings treten in der Nähe des Nabenkörpers erhöhte Turbulenzgrade in der Größenordnung von 10 % auf. Die größten integralen Längenmaße in Richtung der Hauptströmung werden in der Nähe der Gehäusewand gemessen. Das Geschwindigkeitsprofil ist wiederum sehr homogen und in Wandnähe durch die Grenzschichtabsaugung erhöht gegenüber der Anordnung OE.

LOEHRKE & NAGIB [LO76] führten umfangreiche Untersuchungen an Honeycombs mit Zellenlängen von  $L = 25, 75$  und  $250$  mm durch. Der Zellendurchmesser betrug jeweils  $D = 4,45$  mm. Die Untersuchungen wurden bei einer REYNOLDS-Zahl von  $Re_D = 1290$  durchgeführt. Bei einem Abstand zum Honeycomb von  $20D$  kann nach [LO76] von einer isotropen Strömung ausgegangen und der Turbulenzgrad mit

$$Tu = \sqrt{\frac{A}{x/D}} \quad (5.15)$$

berechnet werden. Abhängig von der Zellenlänge kann die Strömung im Honeycomb laminar oder turbulent sein, wobei nach [LO76] kurze Zellen zu einer turbulenten Zellenströmung führen. Für den laminaren bzw. turbulenten Fall ist nach LOEHRKE & NAGIB [LO76]  $A = 0,01$  bzw.  $0,0072$ . Für die eigene Messanordnung HC mit  $x = 168$  mm und  $D = 3$  mm ergibt sich für den turbulenten Fall ein berechneter Turbulenzgrad von  $Tu = 1,1$  %. Die gemessenen Werte liegen im mittleren Kanalbereich mit Turbulenzgraden um 1,8 % etwas höher (s. Bild B.13). Im wandnahen Bereich liegt der Turbulenzgrad mit 13,5 % vergleichbar mit der Anordnung OE. Die integralen Längenmaße der Turbulenz  $A_x$  und  $A_u$  werden gegenüber OE deutlich reduziert und liegen in Kanalmitte vergleichbar in der Größenordnung von 10 bis 15 mm, so dass das Verhältnis  $A_x$  zu  $A_u$  bei etwa 1,0 bis 1,3 liegt.

Eine wesentliche Erhöhung der Turbulenz in der Zuströmung zum Ventilator wird durch den Einsatz von Rechteckprofilgittern erreicht. Die Konturplots für die Einlaufkonfigurationen 1 und 2 (Bild B.16 bis Bild B.26) zeigen eine deutliche Beeinflussung des Strömungsfeldes durch die Streben der Gitter. Während hinter den Freiräumen zwischen den Streben relativ hohe lokale Strömungsgeschwindigkeiten  $\overline{c_x}$  („jets“) in Verbindung mit vergleichsweise niedrigen lokalen Turbulenzgraden auftreten, werden hinter den Streben hohe Turbulenzgrade und niedrige Geschwindigkeiten („wakes“) gemessen. Die umfänglich gemittelten Turbulenzgrade schwanken für RPG1 zwischen 12 und 21 % bzw. für RPG2 zwischen 15 und 22 %. Die Beeinflussung ist bei größerem Abstand zwischen Turbulenzerzeuger und Messebene (EK3, s. Bild B.27) kaum noch zu erkennen. Hier ergibt sich im mittleren Kanalbereich ein relativ konstanter Turbulenzgrad von etwa 12 %.

Das integrale Längenmaß der Turbulenz in Richtung der Hauptströmung reduziert sich auf Werte von 10 bis 18 mm, das Längenmaß in umfänglicher Richtung liegt im Bereich 6 bis 16 mm. Damit ergibt sich für das Verhältnis von  $A_x$  zu  $A_u$  ein Wert in der Größenordnung von 1,5. Im Gegensatz zur Anordnung ohne Einbauten (OE) treten die niedrigsten Werte der integralen Längenmaße in Kanalmitte auf, während zum Nabenkörper und zur Gehäusewand ein Anstieg festzustellen ist. Die umfänglich gemittelten Geschwindigkeitsprofile sind aufgrund der Beeinflus-



sung durch die Streben weniger homogen als in den Anordnungen OE und GA. Die höchsten gemittelten lokalen Strömungsgeschwindigkeiten ergeben sich im Bereich einer radialen Position von  $r = 130$  mm.

ROACH [RO87] führte umfangreiche Messungen mit Rechteckprofilgittern durch. Als wesentliche Faktoren, die die Turbulenzmessung beeinflussen können, findet er:

- die Turbulenzcharakteristik in der Zuströmung zum Turbulenzerzeuger, die auch als Hintergrundturbulenz bezeichnet wird,
- die Gitterdimensionen, bezogen auf z.B. den Kanaldurchmesser, wobei  $a/D \leq 0,1$  sein sollte,
- evtl. Druckgradienten,
- die Beeinflussung der Turbulenz durch die Wandgrenzschicht der Kanalströmung,
- die Toleranzen in der Gittergeometrie, Radien der Rechteckprofile (max. 5 % von  $a$ ),
- die Länge des verwendeten Hitzdrahtes,
- längs angeströmte Hitzdrähte,
- homogener bzw. inhomogener Bereich der Turbulenz, wobei ROACH [RO87] den Beginn des homogenen Bereichs der Turbulenz ab einem Abstand zum Turbulenzerzeuger von  $x \geq 10M$  angibt.

Bei den eigenen Messungen beträgt der Abstand zwischen der Hinterkante des Turbulenzerzeugers und der Messebene  $x = 2,2 \cdot M$  ( $x = 168$  mm, EK1 u. EK2) bzw.  $x = 4,8 \cdot M$  ( $x = 363$  mm, EK3).

Die von ROACH [RO87] aufgrund von Messungen ermittelten Zusammenhänge zwischen Turbulenzgrad bzw. integralem Längemaß der Turbulenz in Richtung der Hauptströmung und Lauflänge hinter dem Turbulenzerzeuger wird mit den eigenen Messwerten für die Anordnungen RPG1 und RPG2 in dem Bild 5.12 ( $Tu$ ) und dem Bild 5.13 ( $A_x$ ) verglichen. Wesentliche Größen, von denen der durch Rechteckprofilgitter erzeugte Turbulenzgrad abhängt, sind die Strebenbreite  $a$  und der Abstand  $x$  zwischen Turbulenzerzeuger und Messebene. ROACH konnte den Zusammenhang zwischen Turbulenzgrad und dem Verhältnis von Abstand  $x$  zu Strebenbreite  $a$

$$Tu \approx 1,13 \left( \frac{x}{a} \right)^{-5/7} \quad (5.16)$$

ermitteln. Das integrale Längemaßes der Turbulenz in Richtung der Hauptströmung kann mit

$$\frac{A_x}{a} \approx 0,2 \left( \frac{x}{a} \right)^{1/2} \quad (5.17)$$

abgeschätzt werden [RO87]. Sowohl der Turbulenzgrad (Bild 5.12) als auch das integrale Längemaß (Bild 5.13) der eigenen Messungen zeigt eine deutliche Abhängigkeit vom Radius  $r$ . Insgesamt können die approximierten Funktionen bestätigt werden, da die gemessenen um die von ROACH [RO87] aus zahlreichen Untersuchungen gemittelten Werte schwanken; lediglich bei der Konfiguration RPG2, EK1 liegen die gemessenen  $A_x/a$ -Werte über der Kurve von ROACH [RO87].

Für das integrale Längenmaß der Turbulenz quer zur Hauptströmung  $A_y$  gilt nach ROACH [RO87]:  $A_x \approx 1,9 A_y$ . Die Messungen in der vorliegenden Arbeit bestätigen dieses Ergebnis. Hier werden für die verschiedenen Anordnungen der Rechteckprofilgitter Verhältnisse von  $A_x \approx 1 \div 2 A_u$  gefunden (s. Bild B.16 bis Bild B.27).

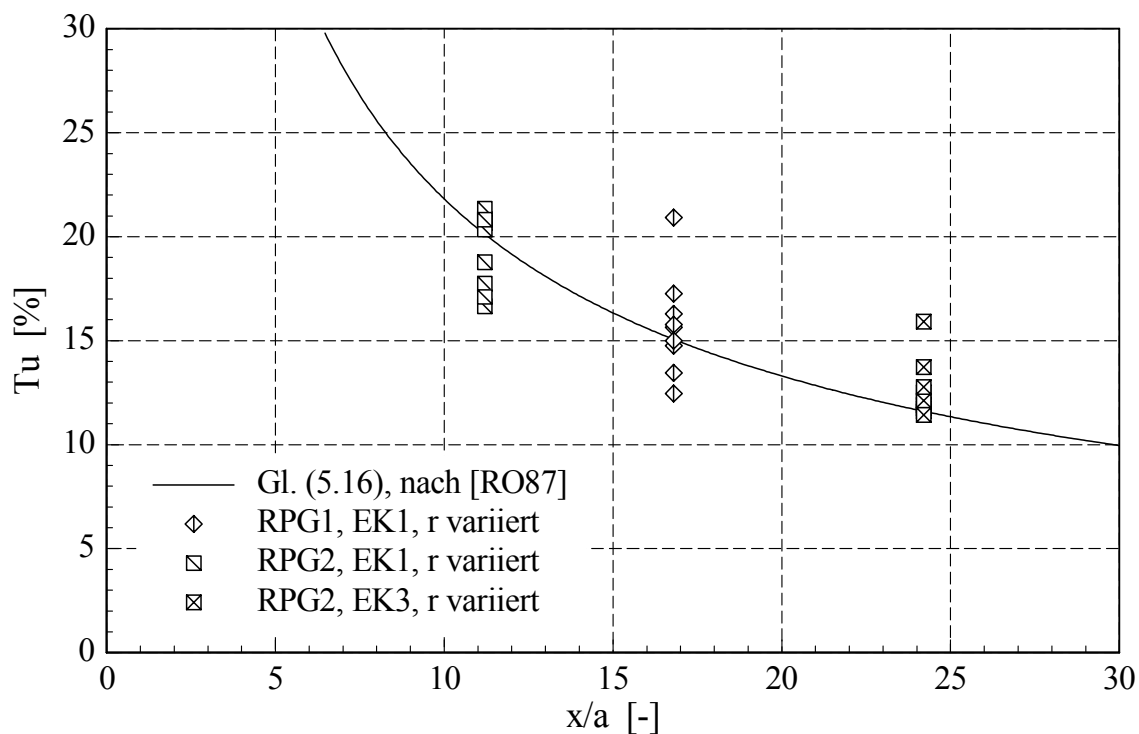


Bild 5.12: Turbulenzgrad als Funktion des normierten Abstands  $x$  zwischen Turbulenzerzeuger und Messebene;  $a$  ist die Profilbreite der Rechteckprofilgitter (RPG1:  $a = 10$  mm, RPG2:  $a = 15$  mm); Vergleich der eigenen Messungen mit [RO87]

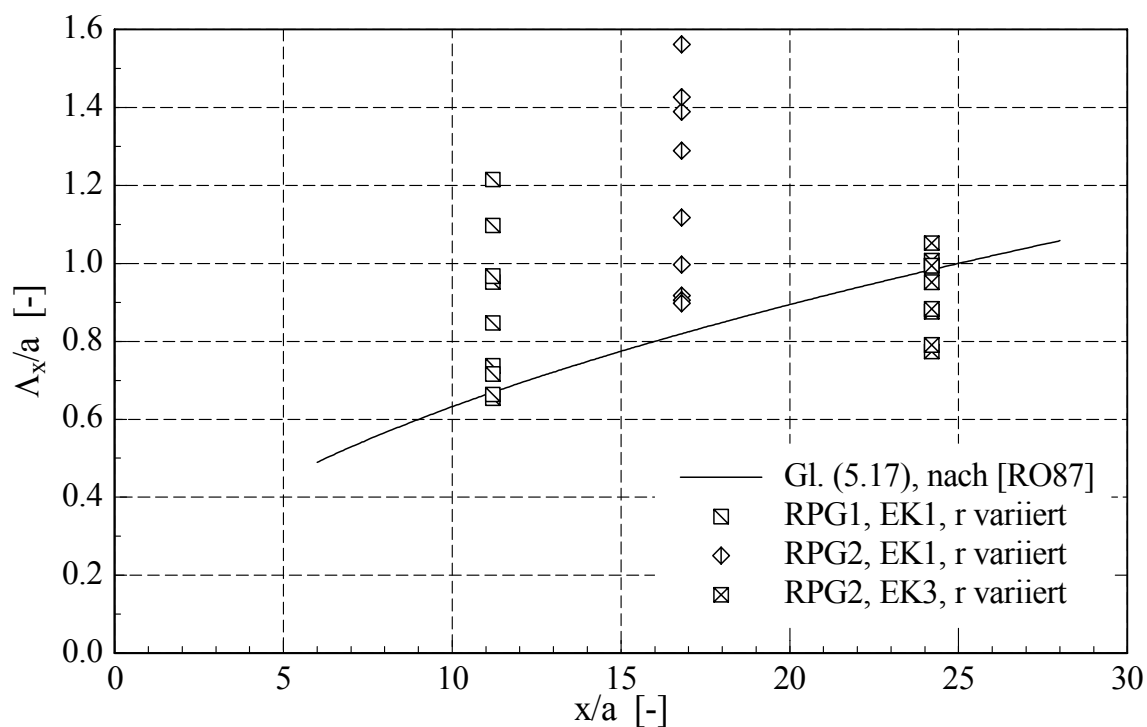


Bild 5.13: Normiertes integrales Längenmaß der Turbulenz in Hauptströmungsrichtung als Funktion des normierten Abstands  $x$  zwischen Turbulenzerzeuger und Messebene;  $a$  ist die Profilbreite der Rechteckprofilgitter (RPG1:  $a = 10$  mm, RPG2:  $a = 15$  mm); Vergleich der eigenen Messungen mit [RO87]

Die Montage des Turbulenzschirms (TCS) an die Einlaufdüse des Prüfstands führt zu sehr niedrigen lokalen Turbulenzgraden von 0,4 % im Kanalbereich von  $r = 80$  mm bis  $r = 120$  mm (s. Bild B.28 bis Bild B.32). Während die Turbulenzgrade im Bereich des Nabenkörpers mit Werten von 1,0 bis 1,5 % deutlich unter der Anordnung ohne Einbauten (OE) liegen, steigt der Turbulenzgrad bei langer Einlaufstrecke (EK1, Bild B.28) im gehäusenahen Bereich mit  $Tu = 14$  % vergleichbar zur Konfiguration OE an. Bei Verwendung eines kurzen Einlaufs (EK2, Bild B.30) tritt in Wandnähe ein niedrigerer Wert von 8 % auf. Hier wirkt sich der Aufbau einer Gehäusegrenzschicht mit zunehmender Lauflänge also deutlich auf den lokalen Turbulenzgrad aus. Die integralen Längemaße  $A_x$  und  $A_u$  schwanken deutlich über dem Kanalquerschnitt, liegen in großen Bereichen aber in der gleichen Größenordnung. Lediglich bei einer radialen Position von  $r = 120$  mm (EK1) bzw.  $r = 120 \div 130$  mm (EK2) werden deutlich höhere Werte des umfänglichen Längensmaßes ermittelt. In diesem Bereich des Strömungsquerschnitts, bei der die Konturplots des axialen Längensmaßes  $\overline{c_x}$  und des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  relativ große Gradienten aufweisen (was sich in deutlich ausgeprägten Trennungslinien bemerkbar macht), treten die größten Werte des umfänglichen Längensmaßes mit  $A_u = 31$  mm (EK1) bzw.  $A_u = 40$  mm (EK2) aller untersuchten Konfigurationen auf. Die zusätzliche Absaugung der Gehäusegrenzschicht (TCS+GA, Bild B.33) reduziert den Turbulenzgrad in Wandnähe auf 4 %, hebt aber das Niveau im mittleren Strömungsquerschnitt leicht von 0,4 % auf Werte um 0,7 % und in der Nähe des Nabenkörpers deutlich auf 5 % an. Die Verwendung eines Honeycombs (HC) in Verbindung mit dem Turbulenzschirm (s. Bild B.34 bis Bild B.36) führt zu einer Anhebung der Turbulenzgrade auf  $Tu = 1,3 \div 1,7$  % über den mittleren Strömungsquerschnitt. Durch die Konfiguration TCS+HC+GA (Bild B.35) wird mit  $Tu \approx 2$  % der niedrigste Wert in Wandnähe erreicht. Mit dieser Anordnung werden auch die kleinsten integralen Längensmaße von  $A_x \approx 3$  mm bzw.  $A_u \approx 6$  mm gemessen, so dass das Verhältnis  $A_x$  zu  $A_u$  bei etwa 0,5 liegt.

In den Verfahren zur Schallvorhersage von Ventilatoren (s. Abschnitt 3) wird bei der Berechnung des Geräuschmechanismus „Zuströmturbulenz“ das dimensionslose Energiespektrum der Geschwindigkeitsschwankungen in der Zuströmung (Gl. (5.11)) verwendet, welches als allgemeingültig für unterschiedliche Anströmkonfigurationen zum Ventilator angenommen wird. Um die gemessenen eindimensionalen Spektren der Turbulenz mit Literaturangaben vergleichen zu können, werden die Spektren dimensionslos gemacht (Gl. (5.12)) und über die STROUHAL-Zahl (Gl. (5.13)) aufgetragen.

In Bild 5.14 sind dimensionslose Spektren der Zuströmturbulenz bei einem Winkel von  $\Phi = 0^\circ$  (Messung mit HDA-Sonde 1) für verschiedene radiale Positionen der Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0.179$  dargestellt. Bild 5.15 zeigt die entsprechenden Kurven bei einem Winkel von  $\Phi = 25^\circ$  (Messung mit HDA-Sonde 2). Die Spektren für die radialen Positionen  $r = 73$  mm (Nähe Nabenkörper) und  $r = 143$  mm (Nähe Gehäusewand) stimmen gut mit den Literaturangaben ([HI75], [KÖ94]) überein. Die Abweichungen bei der radialen Position  $r = 110$  mm (Kanalmitte) - bei der verhältnismäßig kleine Werte des Energiespektrums auftreten - ab einer STROUHAL-Zahl von  $St_{Ax} \approx 6$  sind auf die begrenzte Auflösung der verwendeten Messkarte zurückzuführen. Bei der Konfiguration RPG1, EK1, die eine sehr turbulente Strömung erzeugt (s. Bild 5.16), stimmen die gemessenen Spektren für alle untersuchten radialen Positionen sehr gut mit den Literaturangaben, vor allem mit dem Regressionspolynom von KÖLTZSCH [KÖ94], überein.

In Bild 5.17 und Bild 5.18 sind die gemessenen dimensionsbehafteten Energiespektren der Zuströmturbulenz unterschiedlicher Konfigurationen (OE, GA, HC, RPG1, RPG2, TCS; EK1,  $\varphi = 0.179$ ) für die radialen Positionen  $r = 143$  mm und  $r = 110$  mm über der Frequenz  $f$  dargestellt.

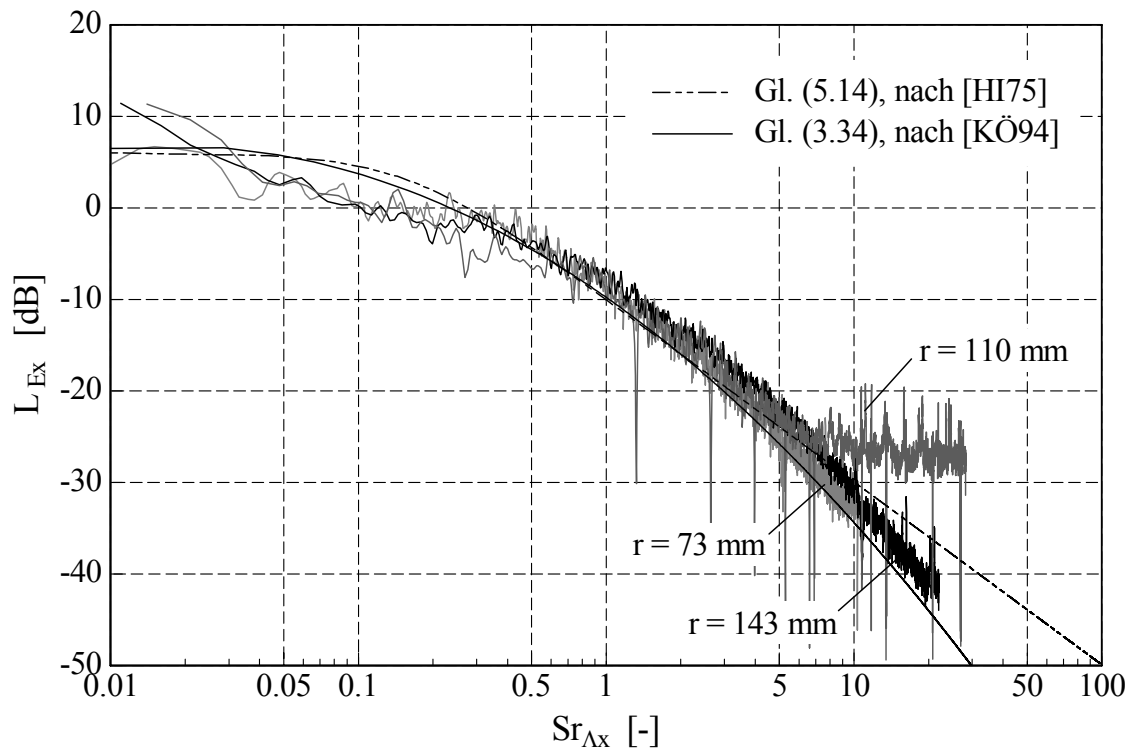


Bild 5.14: Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Dimensionslose eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz für verschiedene radiale Positionen (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ ) und Vergleich mit Literaturangaben

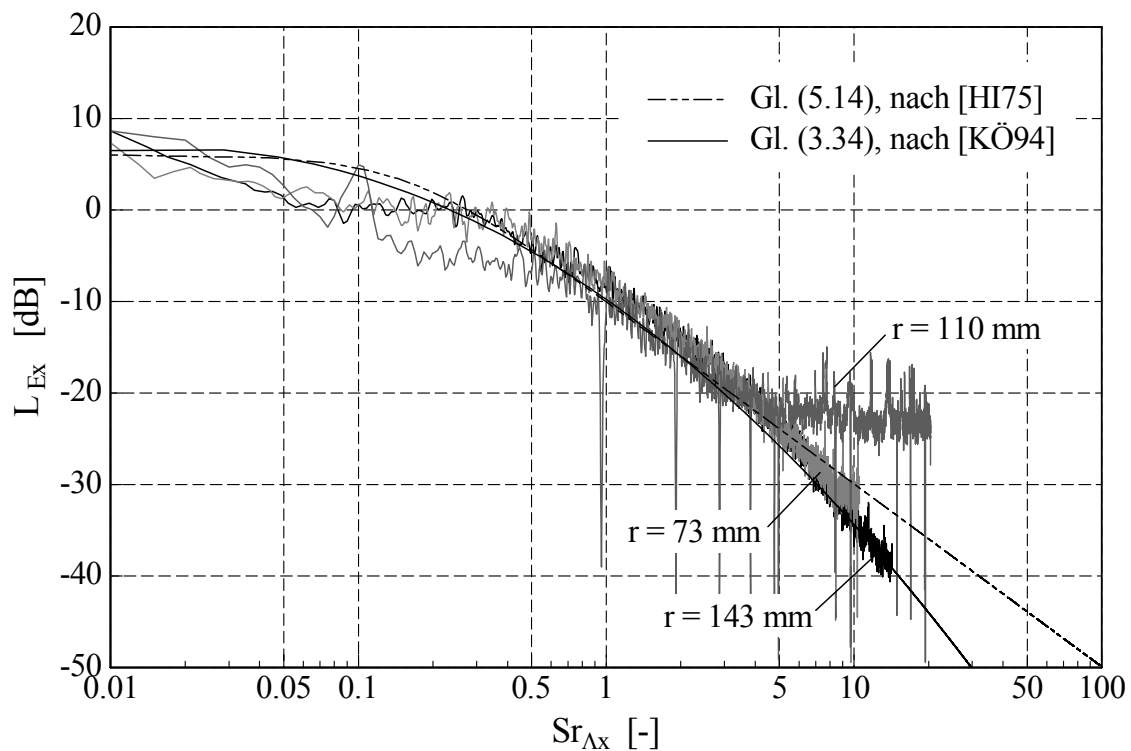


Bild 5.15: Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Dimensionslose eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz für verschiedene radiale Positionen (Messung mit HDA-Sonde 2,  $\Phi = 25^\circ$ ) und Vergleich mit Literaturangaben

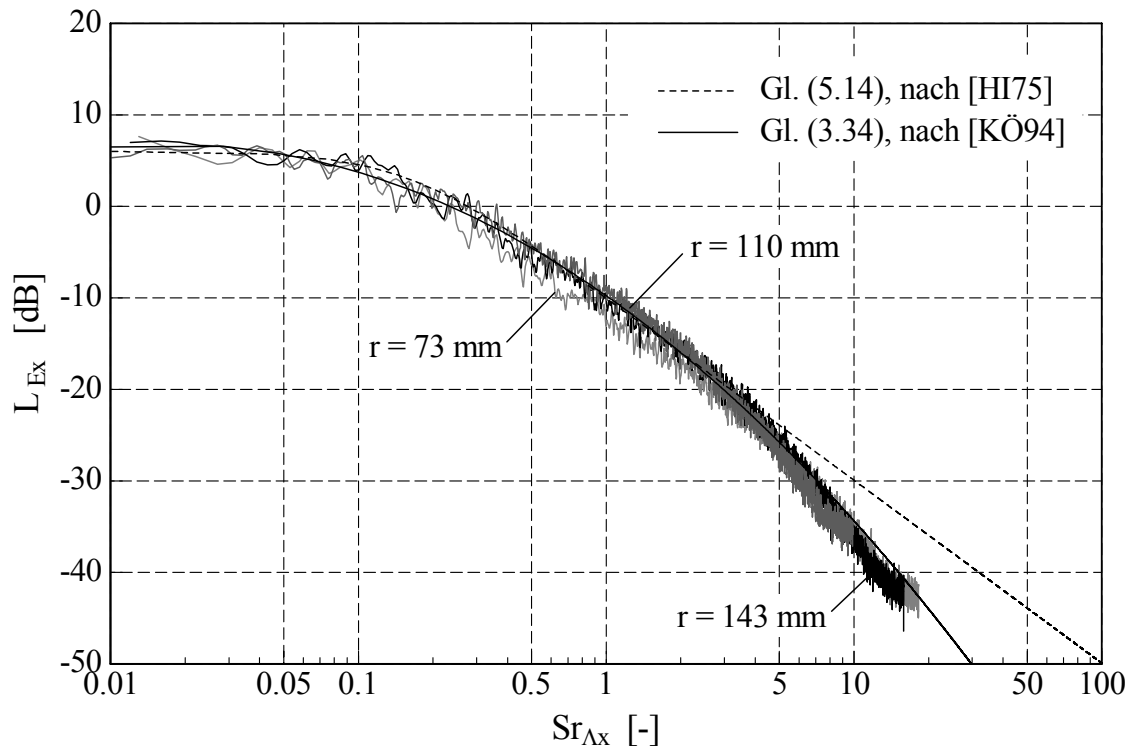


Bild 5.16: Konfiguration RPG1, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Dimensionslose eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz für verschiedene radiale Positionen (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ ) und Vergleich mit Literaturangaben

Bei der gehäusenahen Position  $r = 143$  mm (Bild 5.17) liegen alle Spektren bis auf das der Konfiguration GA ab einer Frequenz von  $f = 200$  Hz relativ nah beieinander. Die Absaugung der Gehäusegrenzschicht (GA) bewirkt eine Reduktion des gesamten spektralen Verlaufs um etwa eine Größenordnung (Faktor 10). Bei der radialen Position  $r = 110$  mm (Bild 5.18) sind deutliche Unterschiede in den spektralen Verläufen der untersuchten Konfigurationen zu erkennen. Gegenüber der Situation ohne Einbauten (OE) führen die Rechteckprofilgitter (RPG1, RPG2) zu einer Anhebung des gesamten Spektrums um etwa zwei Größenordnungen (Faktor 100). Die Absaugung der Gehäusegrenzschicht (GA) hat bei einem Wandabstand von 40 mm offensichtlich keinen Einfluss auf das Energiespektrum mehr. Der Einbau des Honeycombs (HC) führt zu einem höheren Energieinhalt ab  $f = 300$  Hz gegenüber der Konfiguration OE. Der Turbulenzschirm (TCS) bewirkt eine deutliche Reduktion des gesamten Energiespektrums. Ab Werten für die Energie der Zuströmung in der Größenordnung  $E_x = 3 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$  macht sich die bereits erwähnte begrenzte Auflösung der verwendeten Messkarte bemerkbar.

In Bild 5.19 und Bild 5.20 sind die entsprechenden dimensionslosen Spektren für die sechs unterschiedlichen Konfigurationen dargestellt. Bei der gehäusenahen Position  $r = 143$  mm (Bild 5.19) fallen alle Spektren gut mit denen in der Literatur angegebenen zusammen. Dahingegen sind die Übereinstimmungen für die Position  $r = 110$  mm in Kanalmitte (Bild 5.20) nur befriedigend. Neben den durch die Messkartenauflösung bedingten Fehlern ergeben sich deutliche Abweichungen vor allem für die turbulenzreduzierenden Einbauten HC und TCS. Bei Verwendung des Honeycombs (HC) liegt das dimensionslose Spektrum bis zu einer STROUHAL-Zahl von  $Sr_{Ax} = 0,5$  unterhalb und bei  $Sr_{Ax}$ -Werten größer 1 oberhalb der in der Literatur angegebenen Verläufe. Das Energiespektrum des Turbulenzschirms (TCS) verläuft bis  $Sr_{Ax} \approx 2$  unterhalb des universellen Spektrums.

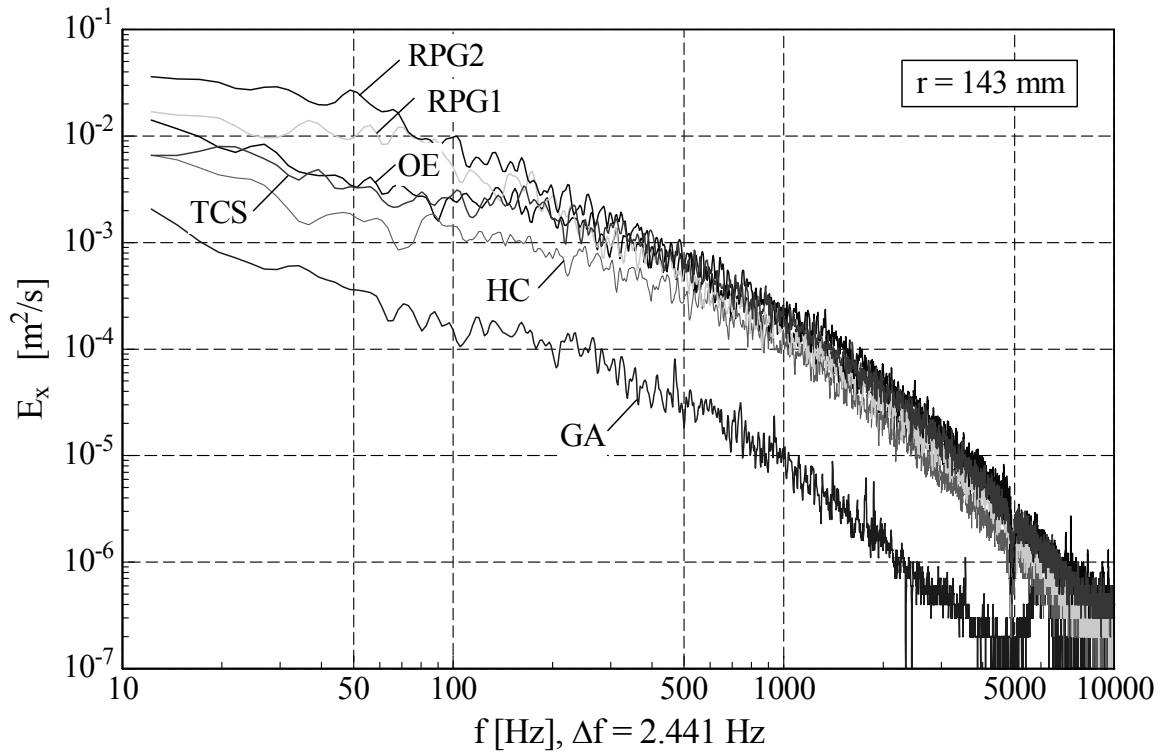


Bild 5.17: Gemessene eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz unterschiedlicher Konfigurationen (EK1,  $\varphi = 0,179$ ) für  $r = 143$  mm (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ )

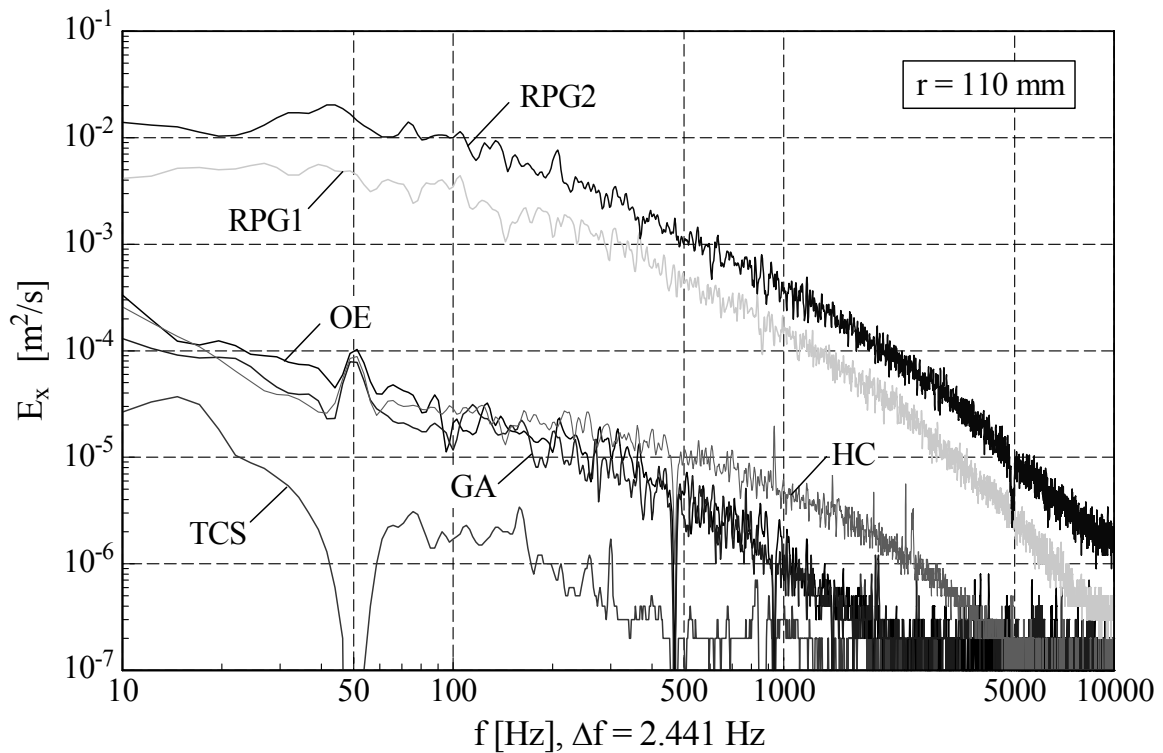


Bild 5.18: Gemessene eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz unterschiedlicher Konfigurationen (EK1,  $\varphi = 0,179$ ) für  $r = 110$  mm (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ )

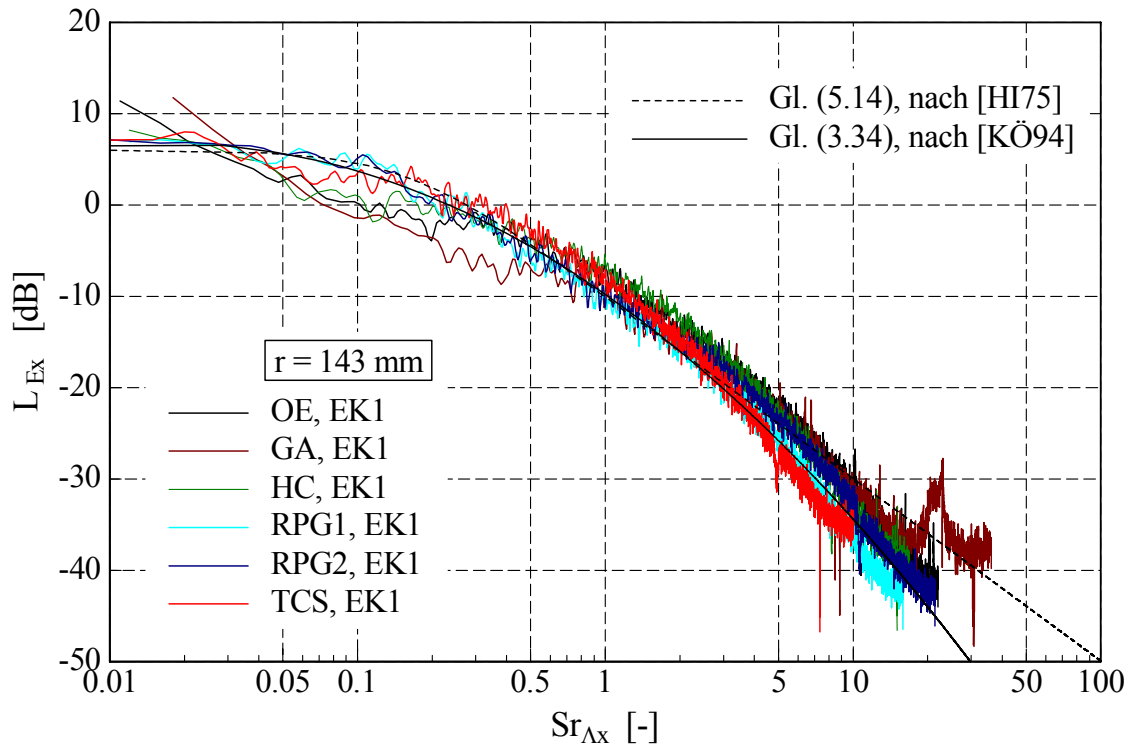


Bild 5.19: Dimensionslose eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz unterschiedlicher Konfigurationen (EK1,  $\varphi = 0,179$ ) für  $r = 143 \text{ mm}$  (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ ) und Vergleich mit Literaturangaben

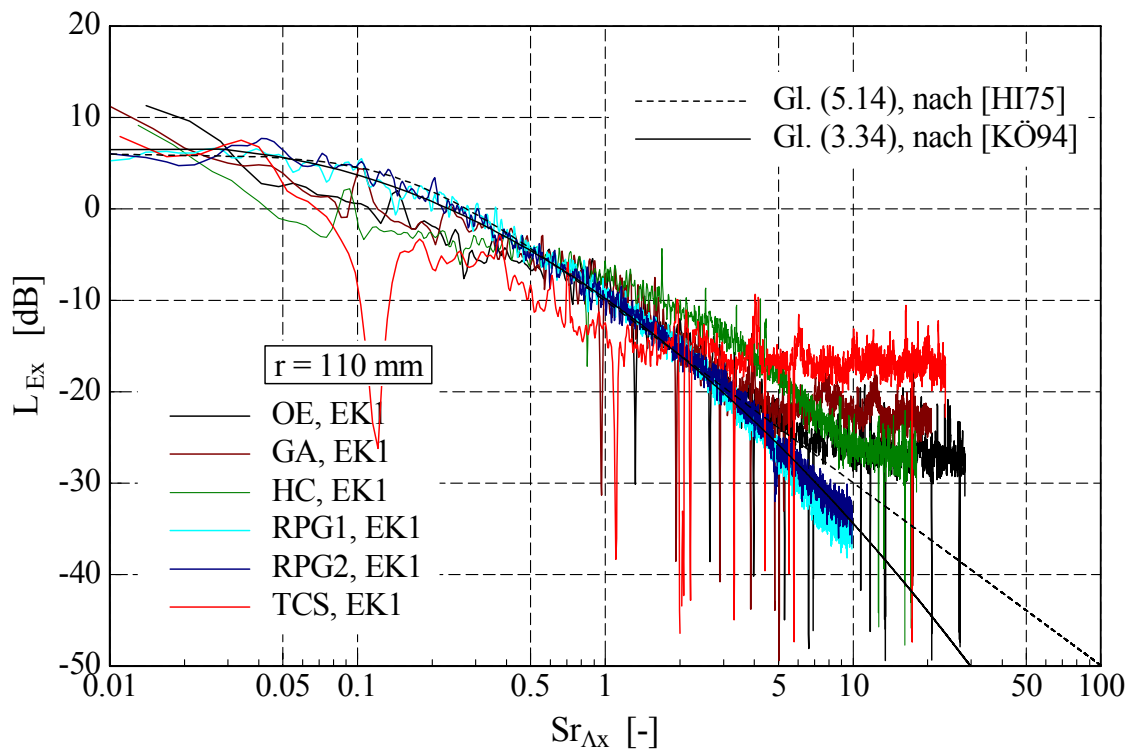


Bild 5.20: Dimensionslose eindimensionale Energiespektren der Zuströmturbulenz unterschiedlicher Konfigurationen (EK1,  $\varphi = 0,179$ ) für  $r = 110 \text{ mm}$  (Messung mit HDA-Sonde 1,  $\Phi = 0^\circ$ ) und Vergleich mit Literaturangaben

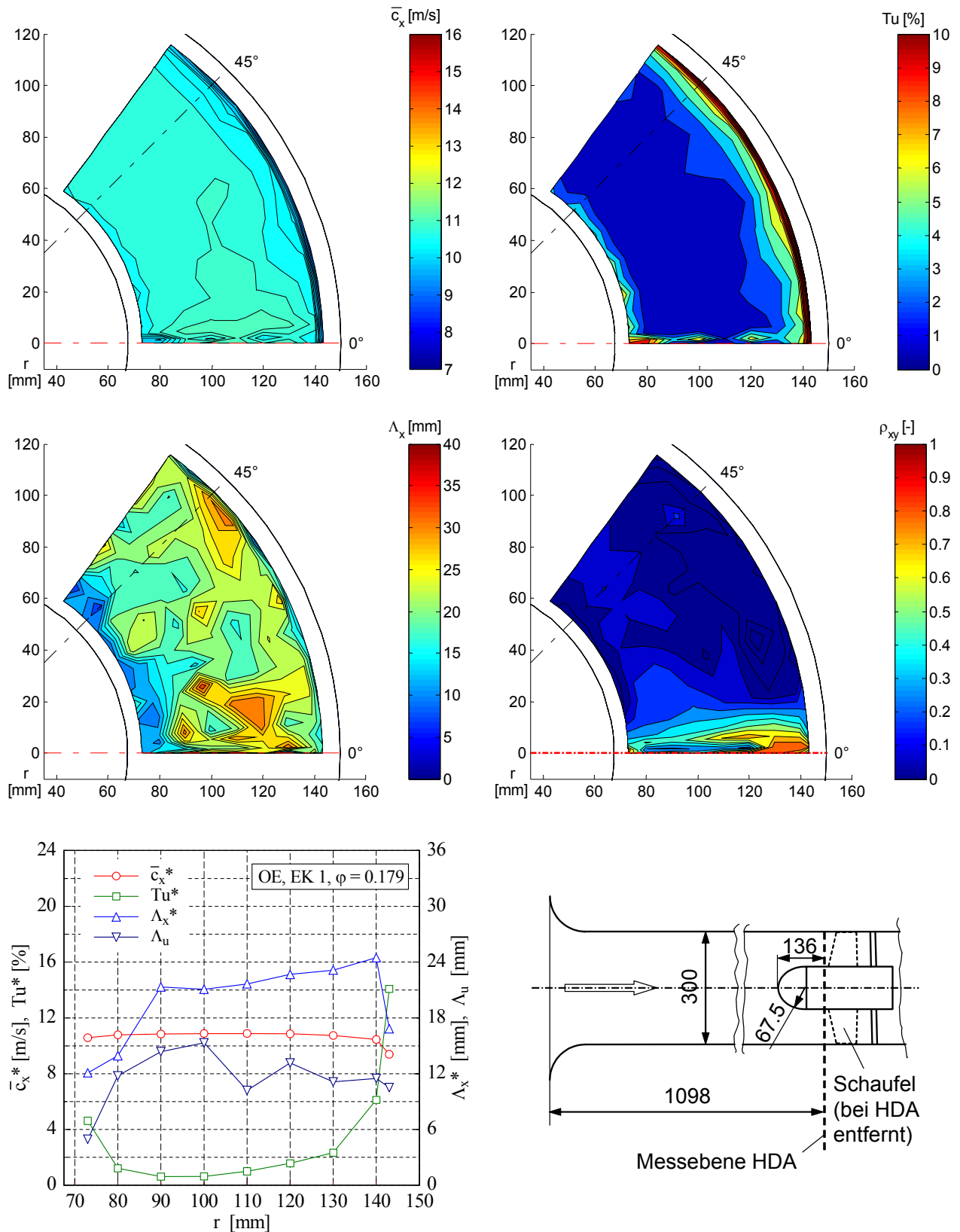


Bild 5.21: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



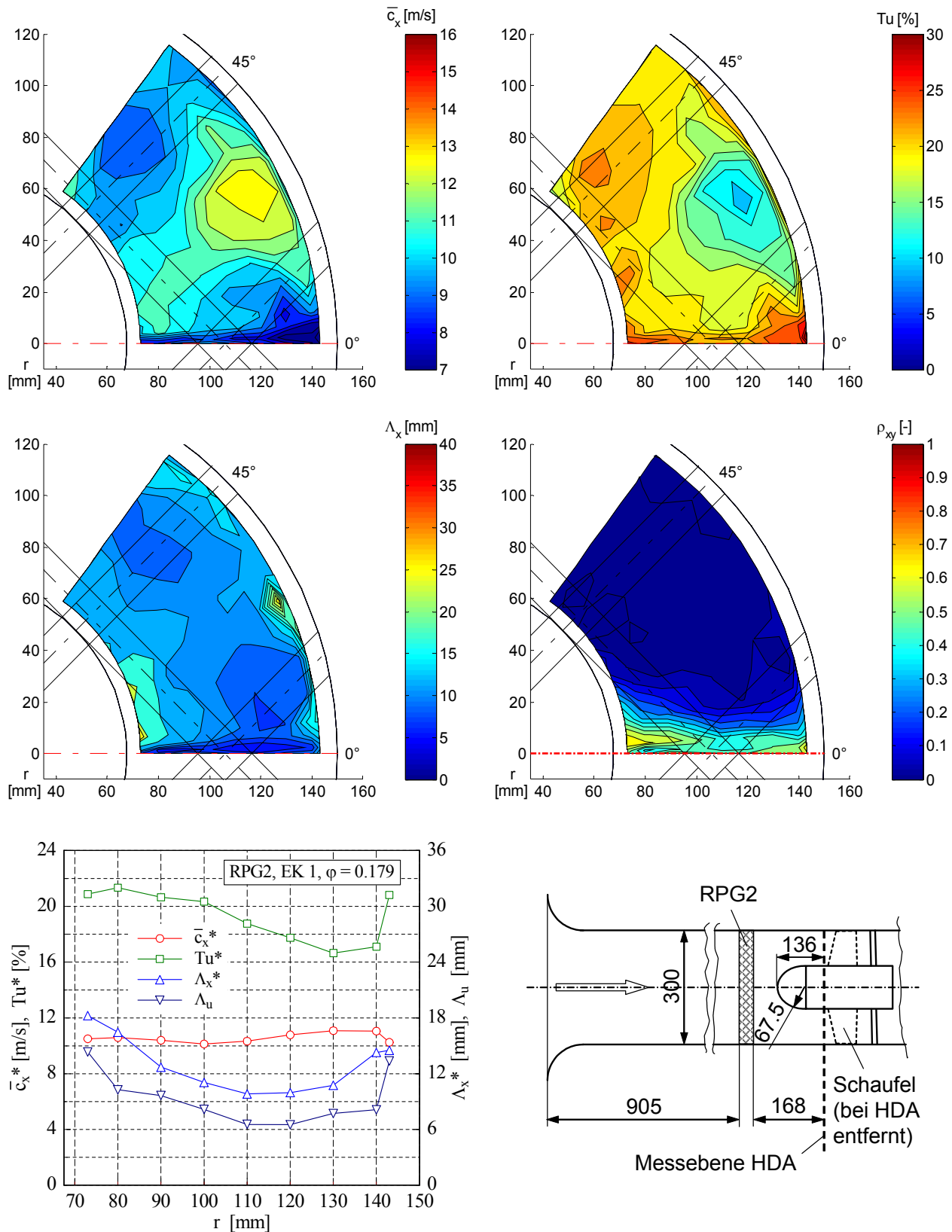


Bild 5.22: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte ( $*$ ) Werte für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

In Tabelle 5.3 sind für alle untersuchten Zuströmkonfigurationen des Nennbetriebspunkts  $\varphi = 0,179$  die entscheidenden Turbulenzparameter zahlenmäßig zusammengefasst. Es handelt sich dabei immer um die umfänglich gemittelten Werte (\*) bzw. das umfängliche Längenmaß  $A_u$ .

Tabelle 5.3: Zusammengefasste Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen ( $\varphi = 0,179$ )

Nr.	Bezeichnung	Einlaufkonfiguration	$A_x^*$ [mm]	$A_u$ [mm]	$A_x^*/A_u$ [-]	$Tu^*$ [%]
1	OE	EK1	12 ÷ 24	5 ÷ 15	1,2 ÷ 2,4	0,6 ÷ 14,1
		EK2	12 ÷ 35	5 ÷ 13	1,2 ÷ 3,3	0,6 ÷ 14,2
2	GA	EK1	9 ÷ 28	5 ÷ 13	1,2 ÷ 2,6	0,6 ÷ 9,4
		EK2	7 ÷ 28	4 ÷ 18	1,1 ÷ 3,4	1,0 ÷ 11,6
3	HC	EK1	3 ÷ 15	4 ÷ 12	0,7 ÷ 1,8	1,4 ÷ 13,5
4	RPG1	EK1	9 ÷ 16	5 ÷ 16	0,9 ÷ 2,2	12,5 ÷ 20,9
5	RPG2	EK1	10 ÷ 18	7 ÷ 14	1,1 ÷ 1,8	16,7 ÷ 21,3
		EK2	10 ÷ 16	6 ÷ 16	1,0 ÷ 1,8	15,1 ÷ 22,2
		EK3	12 ÷ 16	8 ÷ 15	0,9 ÷ 1,8	11,4 ÷ 15,9
6	TCS	EK1	3 ÷ 21	3 ÷ 31	0,3 ÷ 2,6	0,4 ÷ 13,8
		EK2	7 ÷ 28	3 ÷ 40	0,2 ÷ 2,0	0,4 ÷ 8,0
7	TCS+GA	EK2	1 ÷ 8	3 ÷ 24	0,1 ÷ 3,3	0,5 ÷ 5,0
8	TCS+HC	EK2	2 ÷ 7	2 ÷ 14	0,3 ÷ 2,1	1,3 ÷ 13,4
9	TCS+HC+GA	EK2	2 ÷ 7	2 ÷ 8	0,4 ÷ 1,2	1,4 ÷ 3,3

## 6 Vergleich zwischen Geräuschmessung und Prognose

In diesem Kapitel werden zunächst detaillierte Ergebnisse der in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Geräuschmessung dargestellt (Abschnitt 6.1). Dabei werden sowohl die akustischen Kennlinien als auch die Einzelspektren verschiedener Konfigurationen miteinander verglichen. Außerdem wird der Einfluss des Betriebspunktes auf den spektralen Verlauf der Schallleistung für ausgewählte Konfigurationen untersucht.

In Abschnitt 6.2 werden einige der im Schallberechnungsprogramm implementierten Verfahren zur Geräuschprognose auf den in Abschnitt 4.1 beschriebenen Niederdruckaxialventilator angewendet und anschließend bewertet. Dazu werden berechnete Schallleistungsspektren mit Messungen verglichen. Die entsprechenden Diagramme sind in Anhang C dargestellt. Da die Verfahren prinzipiell nur die Berechnung des breitbandigen Schallleistungsspektrums erlauben, werden bei den Messungen ergänzend auch die ausgeprägtesten tonalen Komponenten eliminiert. Die in die Berechnung einfließenden Entwurfsdaten und Hauptabmessungen des Versuchsventilators werden der Tabelle 4.1 entnommen. Insbesondere fließen natürlich die gemessenen Parameter der Zuströmturbulenz aus Kapitel 5 ein. Um die Messungen mit den Berechnungen der spektralen Schallleistungsdichte vergleichen zu können, werden die mit einer Bandweite von  $\Delta f = 3,125$  Hz aufgenommenen Spektren in entsprechende Schallleistungsdichtespektren  $PSDL_w$  umgerechnet. Sämtliche angegebenen Gesamtschallleistungspegel beziehen sich auf den Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz.

Der Versuchsaufbau für die akustischen Messungen unter Zuströmturbulenzvariation ist schematisch in Bild 6.1 dargestellt. Er entspricht exakt dem Versuchsaufbau für die Hitzdrahtmessungen (s. Bild 5.1) mit dem Unterschied, dass an Stelle des Nabenkörpers jetzt der Versuchsventilator montiert ist.

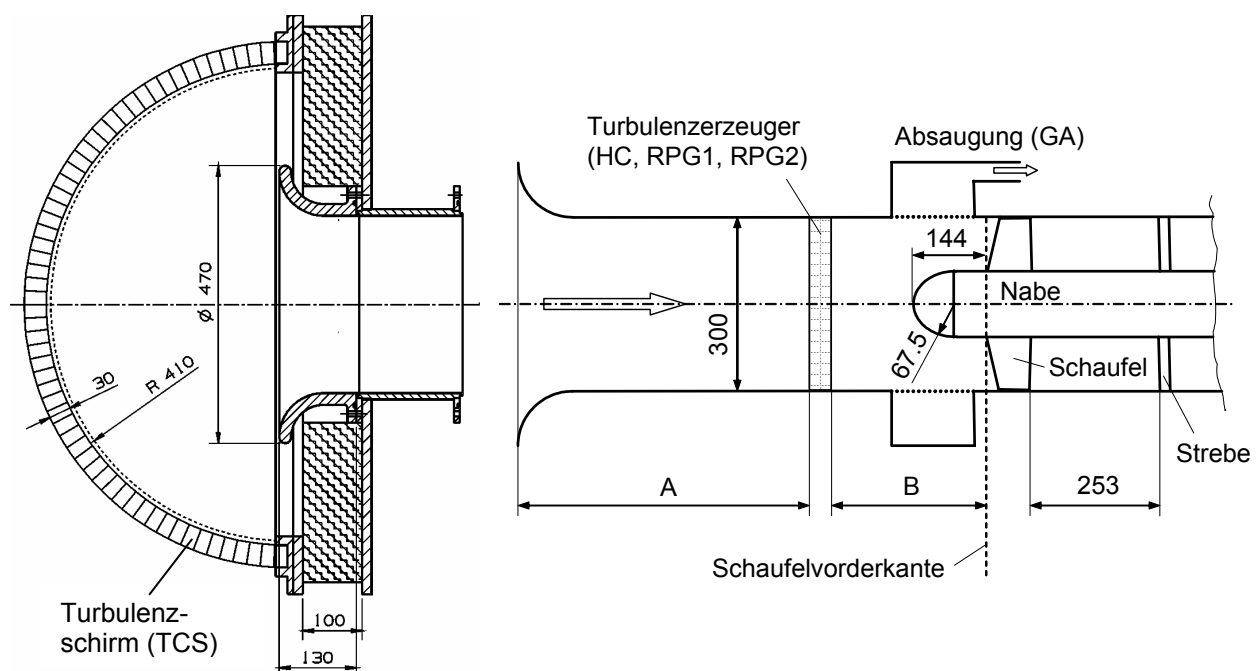


Bild 6.1: Versuchsaufbau für die akustischen Messungen unter Zuströmturbulenzvariation (schematisch), Turbulenzschirm (TCS) kann alternativ vor die Einlaufdüse montiert werden; Einlaufkonfigurationen: 1) A = 905 mm, B = 176 mm, 2) A = 305 mm, B = 176 mm, 3) A = 905 mm, B = 371 mm

Entsprechend der Hitzdrahtanemometrie kann sowohl die Zuströmlänge zwischen Düse und Turbulenzerzeuger (Maß A) als auch der Abstand zwischen dem Einbau und der Messebene (Maß B) variiert werden. Insgesamt werden drei unterschiedliche Einlaufkonfigurationen untersucht (EK 1: A = 905 mm, B = 176 mm, EK 2: A = 305 mm, B = 176 mm, EK 3: A = 905 mm, B = 371 mm). Damit liegt die Vorderkante des Ventilators 8 mm stromabwärts der Messebene der Hitzdrahtmessungen. Die Zuströmbedingungen zum Ventilator werden genau wie bei den Hitzdrahtmessungen durch unterschiedliche Einflussmaßnahmen sowie Kombinationen davon variiert (s. Tabelle 5.1).

In Tabelle 6.1 sind alle akustisch untersuchten Messanordnungen zusammengestellt. Dabei wird für jede Konfiguration eine akustische Kennlinie entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 4.2.2.2 ermittelt. Die neun unterschiedlichen Anordnungen von turbulenzbeeinflussenden Einbauten können in drei Einlaufkonfigurationen untersucht werden. Es werden alle 14 Konfigurationen akustisch vermessen, die auch durch bei den Hitzdrahtmessungen untersucht wurden (s. Kapitel 5). Zusätzlich wird der Aufbau RPG1, EK 3, bei dem keine Hitzdrahtmessungen vorliegen, schalltechnisch untersucht.

Tabelle 6.1: Zusammenstellung der untersuchten Konfigurationen zur Turbulenzbeeinflussung (X: akustisch untersuchte Konfiguration, -: nicht untersuchte Konfiguration)

Nr.	Bezeichnung	Einlaufkonfiguration 1: A = 905 mm, B = 176 mm (s. Bild 6.1)	Einlaufkonfiguration 2: A = 305 mm, B = 176 mm (s. Bild 6.1)	Einlaufkonfiguration 3: A = 905 mm, B = 371 mm (s. Bild 6.1)
1	OE	X	X	-
2	GA	X	X	-
3	HC	X	-	-
4	RPG1	X	-	X
5	RPG2	X	X	X
6	TCS	X	X	-
7	TCS+GA	-	X	-
8	TCS+HC	-	X	-
9	TCS+HC+GA	-	X	-

## 6.1 Detaillierte Ergebnisse der Geräuschmessung

In Bild 6.2 ist exemplarisch das gemessene Schallleistungsdichtespektrum des Versuchsventilators für die Konfiguration OE, EK1 ( $\varphi = 0,179$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ) dargestellt (grau gestrichelte Kurve). Bei dieser Konfiguration treten die höchsten Peaks bei 300 Hz (BPF =  $n \cdot z = 50 \cdot 6 \text{ Hz}$ ) und 900 Hz ( $3 \cdot \text{BPF}$ ) auf. Wenn man in diesem Spektrum diese am deutlichsten herausragenden drehtonbezogenen tonalen Anteile eliminiert<sup>7</sup>, erhält man das schwarz dargestellte Spektrum (oT: ohne Tonale). Der Gesamtschallleistungspegel reduziert sich nach Entfernung der tonalen Anteile von  $L_W = 85,5 \text{ dB}$  auf einen Wert von  $L_{W,oT} = 84,0 \text{ dB}$ .

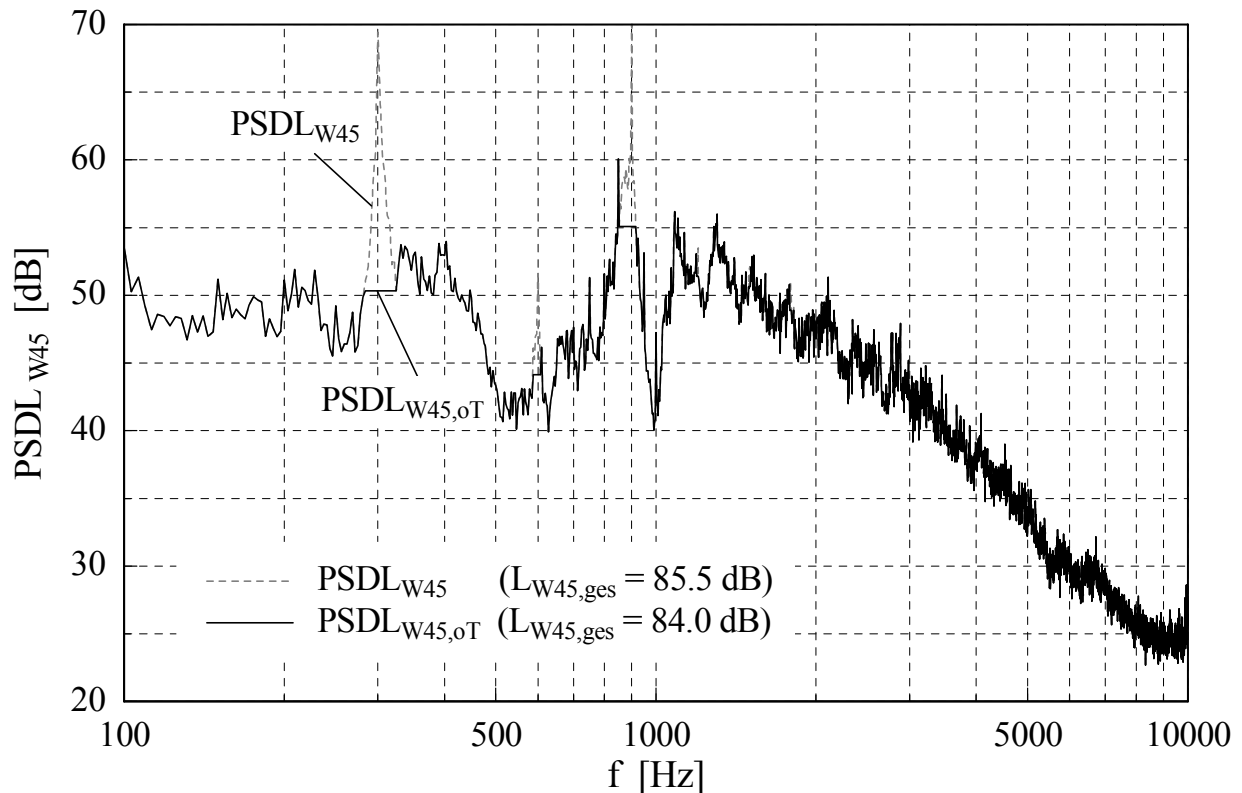


Bild 6.2: Exemplarischer Vergleich des originalen gemessenen Spektrums ( $PSDL_{W45}$ ) mit dem Spektrum ohne drehtonbezogene Töne ( $PSDL_{W45,oT}$ ); Konfiguration: OE, EK1;  $\varphi = 0,179$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

### 6.1.1 Akustische Kennlinien

In Bild 6.3 sind die gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges}$  aller untersuchten Konfigurationen dargestellt. Bild 6.4 zeigt die entsprechenden Kurven nach Entfernung der drehtonbezogenen tonalen Anteile in den Einzelspektren  $L_{W45,ges,oT}$ . Mit den unterschiedlichen Einbauten und Maßnahmen kann die Zuströmturbulenz so variiert werden, dass sich die gemessenen Gesamtschallleistungspegel des Ventilators bis zu 20 dB im nicht abgelösten Strömungsbereich ( $\varphi > 0,165$ ) unterscheiden. Die höchsten Pegel werden dabei von dem groben Rechteckprofilgitter RPG2, die niedrigsten Pegel von dem Turbulenzschirm (TCS) und Kombinationen mit TCS erreicht.

<sup>7</sup> Mittels einer selbst programmierten Matlab® Vers. 6.1-Routine.

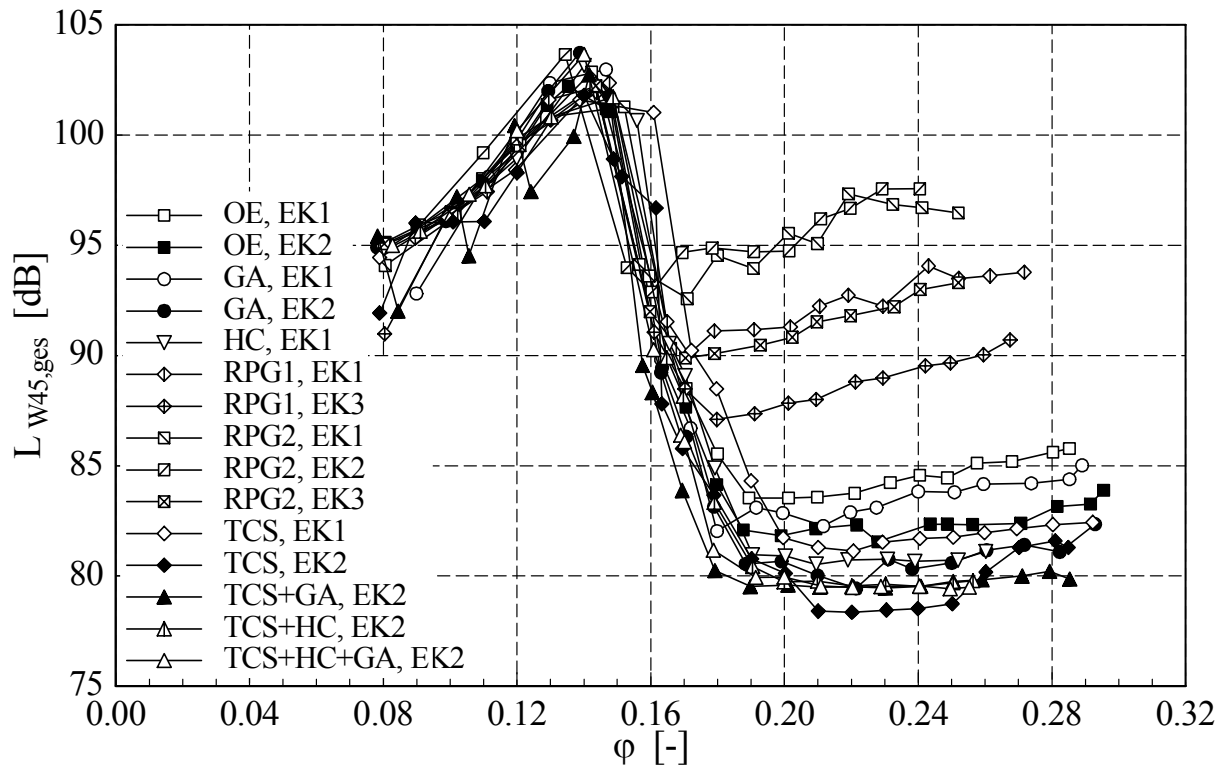


Bild 6.3: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges}$  aller akustisch untersuchten Konfigurationen;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

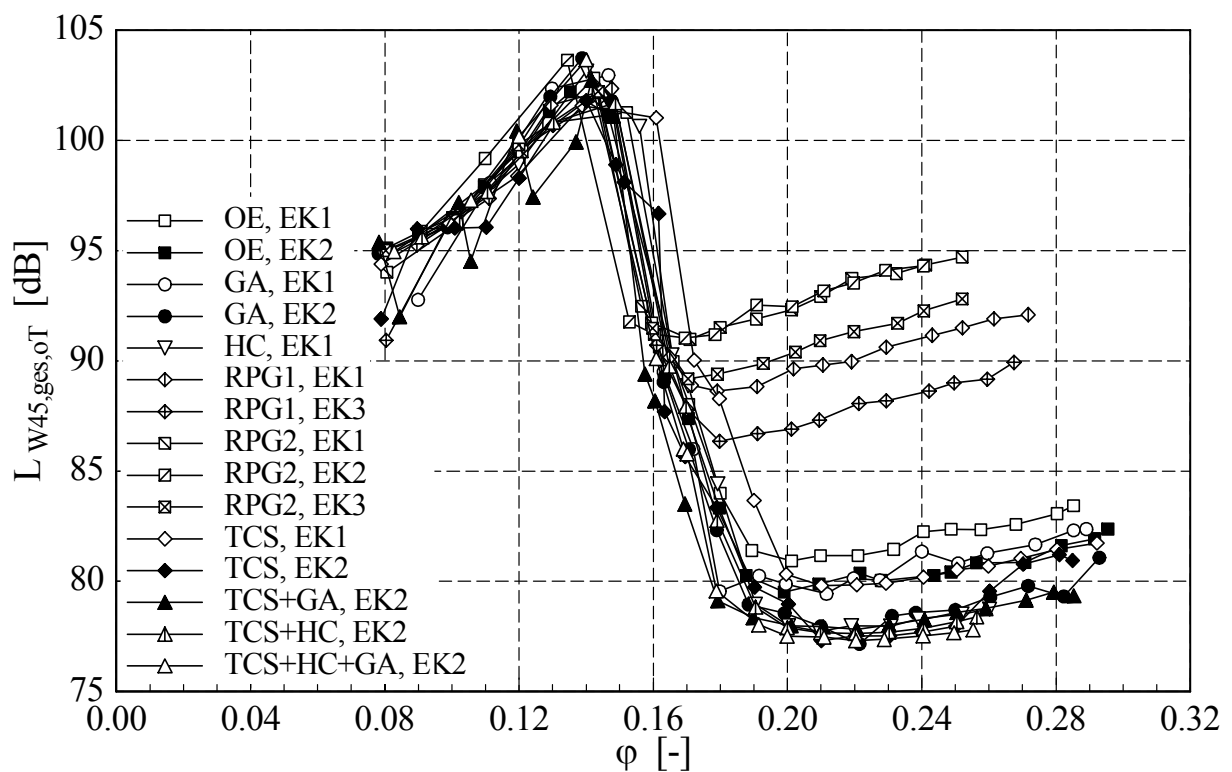


Bild 6.4: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  (oT: ohne drehtonbezogene Tonale) aller akustisch untersuchten Konfigurationen;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

In Bild 6.5 ist ein Vergleich der gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  der Konfigurationen OE, GA, HC und TCS dargestellt. Man erkennt sowohl bei dem Versuchsaufbau ohne Einbauten (OE) als auch bei der Grenzschichtabsaugung (GA), dass eine Verlängerung der Einlaufstrecke um 600 mm (von EK2 auf EK1) zu einer merklichen Erhöhung der Schallleistungspegel in der Größenordnung von 1 bis 3 dB führt. Das ist mit dem Ausbildung einer Gehäusegrenzschicht mit zunehmender Lauflänge zu erklären. Der Aufbau mit Honeycomb (HC), der nur in der Einlaufkonfiguration EK1 untersucht wurde, führt zu Schallpegeln, die vergleichbar mit denen der Anordnung GA, EK2 sind. Die niedrigsten Schallleistungspegel werden für Betriebspunkte von  $\varphi = 0,210$  bis  $0,250$  durch die Verwendung des Turbulenzschirms (TCS, EK2) erreicht. In diesem Bereich führt der Turbulenzschirm zu einer Pegelreduktion von 2 bis 3 dB gegenüber der entsprechenden Anordnung ohne Einbauten.

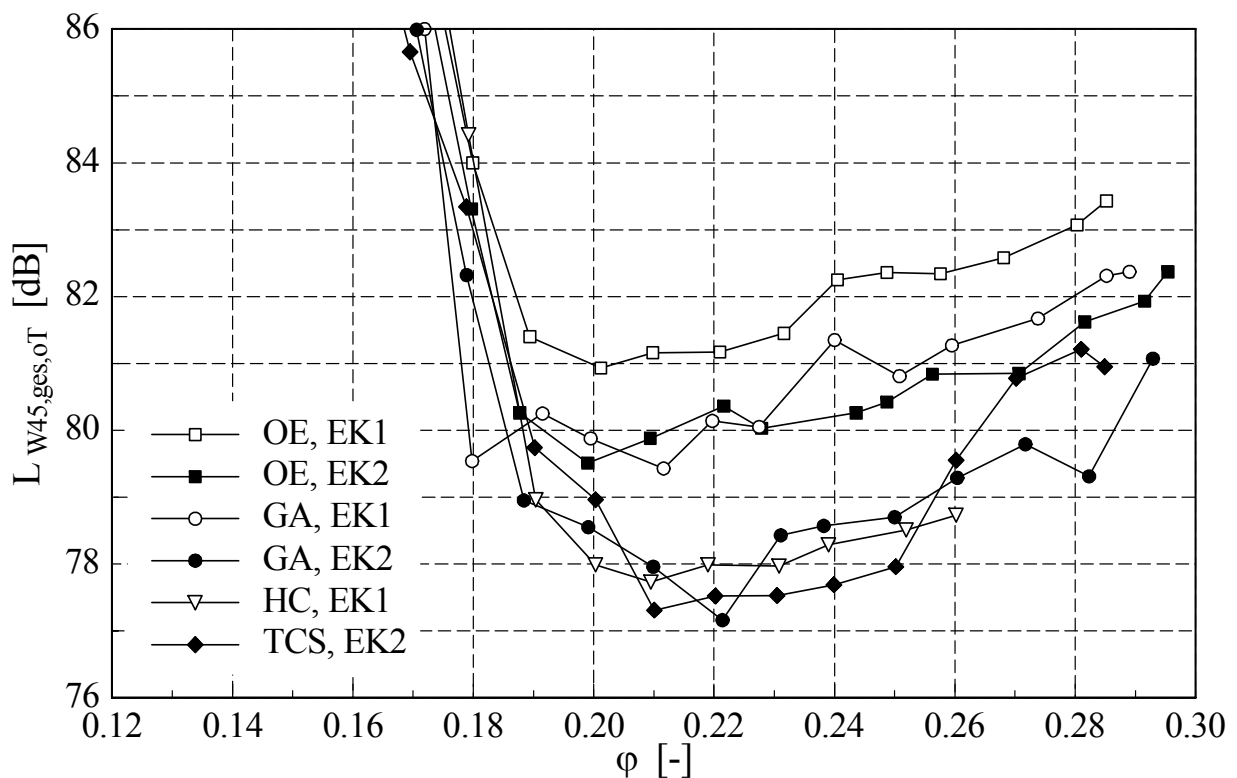


Bild 6.5: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  (oT: ohne drehtonbezogene Tonale) der Konfigurationen OE (EK1+2), GA (EK1+2), HC (EK1) und TCS (EK2);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Bild 6.6 zeigt einen Vergleich der gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  aller Konfigurationen mit Turbulenzschirm. Die Verwendung eines kurzen Einlaufs (EK2) reduziert die Schallleistungspegel bei montiertem TCS für Betriebspunkte von  $\varphi = 0,210$  bis  $0,250$  um knapp 3 dB gegenüber der langen Einlaufstrecke (EK1). In diesem Betriebsbereich des Ventilators liegen die akustischen Kennlinien aller TCS-Anordnungen mit kurzem Einlauf (EK2) sehr eng zusammen (innerhalb 1 dB). Die kleinsten Schallleistungspegel werden von der Kombination aus Turbulenzschirm, Honeycomb und Grenzschichtabsaugung (TCS+HC+GA) erreicht.

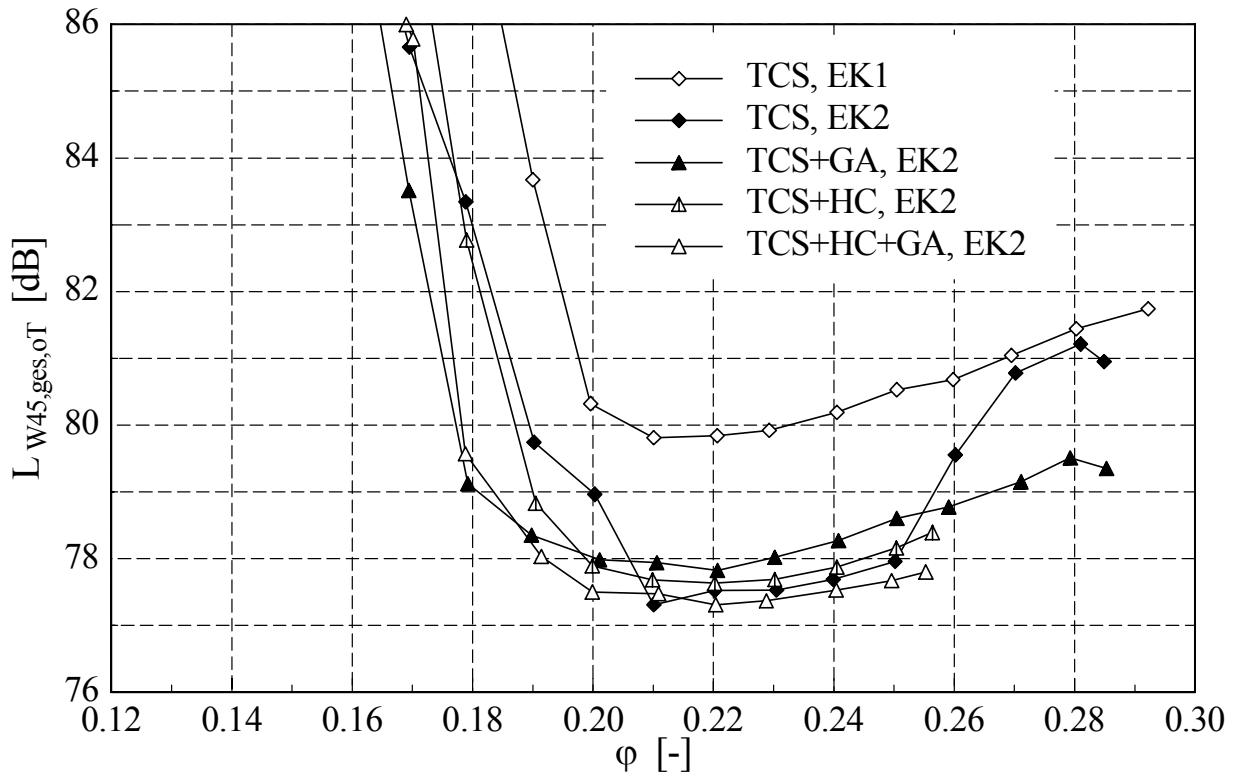


Bild 6.6: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  (oT: ohne drehtonbezogene Tonale) aller Konfigurationen mit Turbulenzschirm: TCS (EK1+EK2), TCS+GA (EK2), TCS+HC (EK2), TCS+HC+GA (EK2);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

In Bild 6.7 sind die gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  aller Konfigurationen mit Rechteckprofilgitter dargestellt. Die akustischen Kennlinien der Anordnungen RPG2 mit langem (EK1) und kurzem Einlauf (EK2) verlaufen nahezu identisch. Die Einlauflänge bis zum Turbulenzerzeuger hat hier also keinen Einfluss auf die Geräuschabstrahlung vom Ventilator. Das grobe Gitter verursacht dermaßen hohe Turbulenzgrade, dass der Schallmechanismus „Zuströmturbulenz“ offensichtlich das Spektrum dominiert und der Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand“ keinen Einfluss mehr hat. Die Vergrößerung des Abstandes zwischen Rechteckprofilgitter und Ventilator um 195 mm (von EK1 zu EK3) dagegen führt bei beiden Gittern (RPG1 und RPG2) zu einer Schallpegelreduktion von 2 bis 3 dB für den Betriebsbereich des Ventilators von  $\varphi > 0,170$ .

Mögliche Reflexionen und selbsterzeugter Schall durch die eingebauten Turbulenzerzeuger wurden dadurch überprüft, dass exemplarisch das Rechteckprofilgitter RPG2 einmal vor und einmal hinter dem Versuchsventilator in die Strömung eingebracht wurde. In Bild 6.8 sind die gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges}$  bei Montage des RPG1 stromaufwärts (EK1+EK3) und etwa einen Meter stromabwärts des Ventilators (und etwa 1,3 m stromaufwärts des Strömungsgleichrichters, s. Bild 4.3) dargestellt. Ein Vergleich mit der Konfiguration OE, EK1 zeigt, dass der selbsterzeugte Schall durch das Gitter vernachlässigt werden kann, weil die akustische Kennlinie des stromabwärts montierten RPG2 bis zu einem Betriebspunkt von  $\varphi = 0,190$  nahezu identisch mit der Kennlinie der Konfiguration OE (ohne Einbauten) verläuft, und sich bei größeren  $\varphi$  eine Abweichung von lediglich einem Dezibel ergibt.



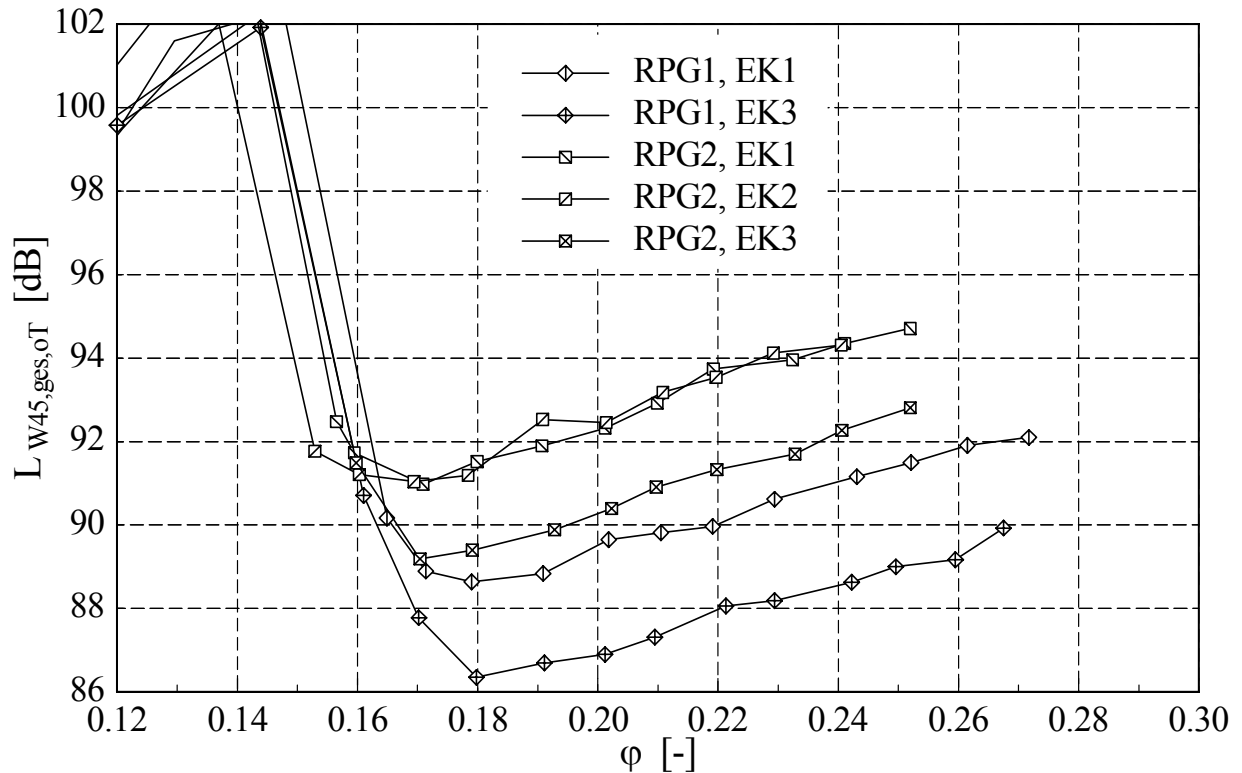


Bild 6.7: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$  (oT: ohne drehtonbezogene Tonale) aller Konfigurationen mit Rechteckprofilgitter: RPG1 (EK1+EK3), RPG2 (EK1+EK2+EK3);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

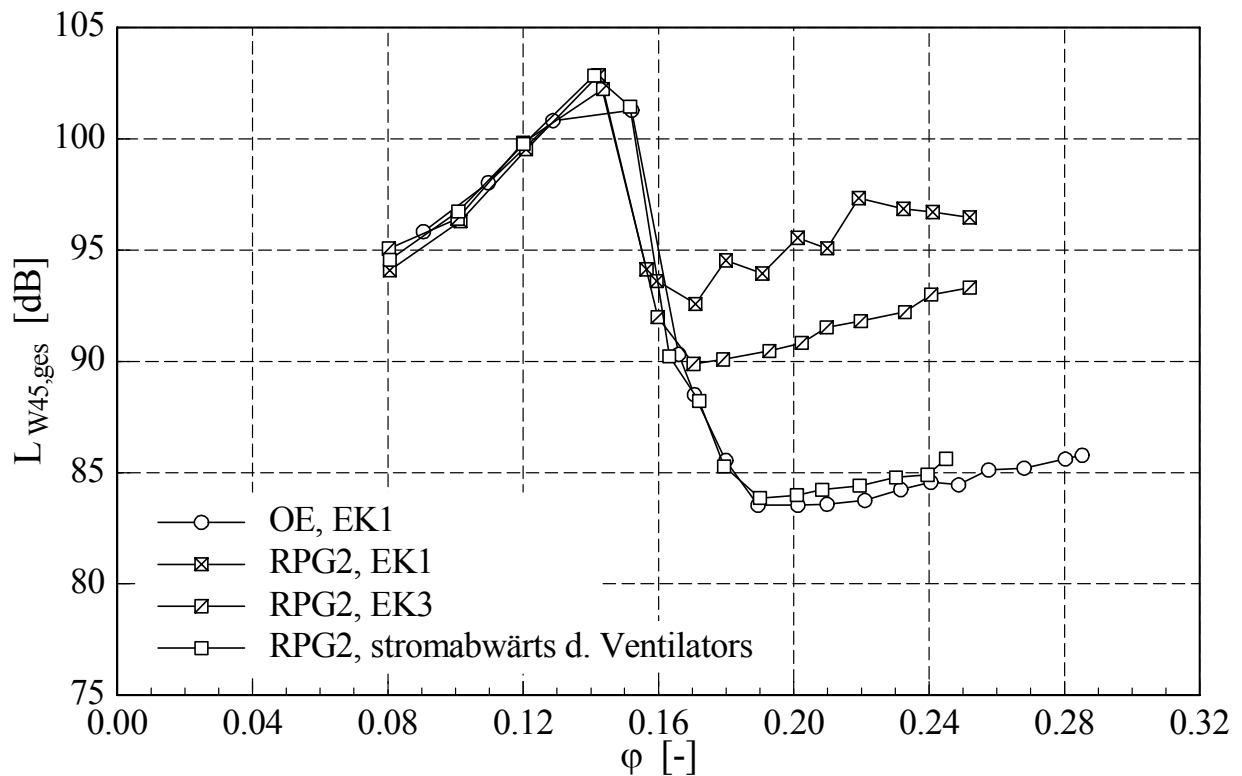


Bild 6.8: Gemessene akustische Kennlinien  $L_{W45,ges}$  bei Montage des Rechteckprofilgitters RPG2 stromaufwärts (EK1+EK3) und stromabwärts des Versuchsventilators; Vergleich mit der Konfiguration OE, EK1;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

## 6.1.2 Akustische Spektren

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Zuströmkonfiguration und des Betriebspunktes auf den Verlauf der akustischen Spektren untersucht. Dazu werden gemessene drehtonbereinigte Spektren ( $PSDL_{W45,oT}$ ) unterschiedlicher Konfigurationen miteinander verglichen. Die Drehzahl betrug bei allen Messungen  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

### 6.1.2.1 Einfluss der Zuströmkonfiguration

In Bild 6.9 bis Bild 6.14 sind gemessene akustische Spektren  $PSDL_{W45,oT}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) unter Variation der Zuströmkonfiguration dargestellt.

Bild 6.9 zeigt einen Vergleich der Konfigurationen OE, HC und GA mit langem Einlauf (EK1) bei einem Betriebspunkt von  $\varphi = 0,220$ . Während das Honeycomb (HC) im niederfrequenten Bereich bis 2000 Hz und bei höheren Frequenzen ab 7000 Hz die niedrigsten Schallpegel bewirkt, führt die Grenzschichtabsaugung im mittleren Frequenzbereich von 2000 bis 6000 Hz zu Pegelreduktionen gegenüber der Anordnung ohne Einbauten (OE). Dieser Frequenzbereich vergrößert sich bei Verwendung eines kurzen Einlaufs (EK2) auf  $f = 1300 \div 8000 \text{ Hz}$  (s. Bild 6.10). Durch die Verwendung des Turbulenzschirms (TCS) werden die Pegel für Frequenzen bis  $f = 600 \text{ Hz}$  deutlich, für den restlichen Bereich leicht gegenüber der Anordnung OE reduziert.

Bild 6.11 zeigt den Einfluss der Grenzschichtabsaugung (GA) bei Verwendung des Turbulenzschirms (TCS) und kurzem Einlauf (EK2) bei einem Betriebspunkt von  $\varphi = 0,220$ . Die Absaugung der Grenzschicht reduziert die Schallpegel im Frequenzbereich von etwa 1200 bis 4000 Hz, während in den übrigen Bereichen eine Pegelerhöhung festzustellen ist. Der zusätzliche Einbau eines Honeycombs (HC) reduziert die Pegel im mittleren Frequenzbereich ( $f = 1200 \div 3000 \text{ Hz}$ ) nochmals deutlich und im höherfrequenten Bereich ( $f > 4000 \text{ Hz}$ ) leicht (s. Bild 6.12).

In Bild 6.13 ist ein spektraler Vergleich der Konfigurationen mit Rechteckprofilgitter (RPG1 und RPG2) und der Anordnung ohne Einbauten (OE) bei langem Einlauf (EK1) und einem Betriebspunkt von  $\varphi = 0,200$  dargestellt. Die Beeinflussung der Zuströmturbulenz durch die Gitter macht sich akustisch vor allem bei Frequenzen bis  $f = 3000 \text{ Hz}$  bemerkbar. Im niederfrequenten Bereich kommt es zu Schallpegelanstiegen von bis zu 20 dB gegenüber der Anordnung OE. Die Spektren des Gitters RPG1 sowie der Konfiguration RPG2 mit größerem Abstand zwischen Turbulenzerzeuger und Ventilator (EK3) verlaufen leicht unterhalb des Spektrums der Anordnung RPG2, EK1 (s. Bild 6.14).

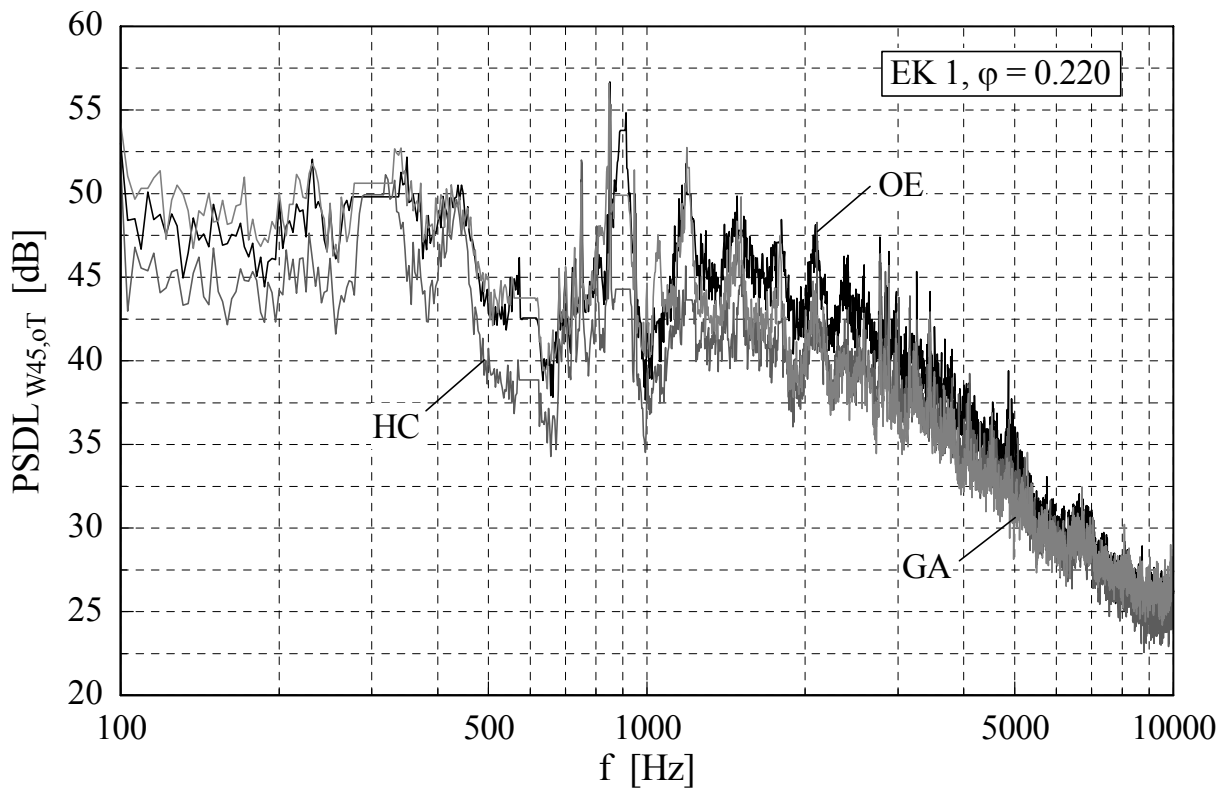


Bild 6.9: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Konfigurationen OE, HC und GA; EK1,  $\varphi = 0,220$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

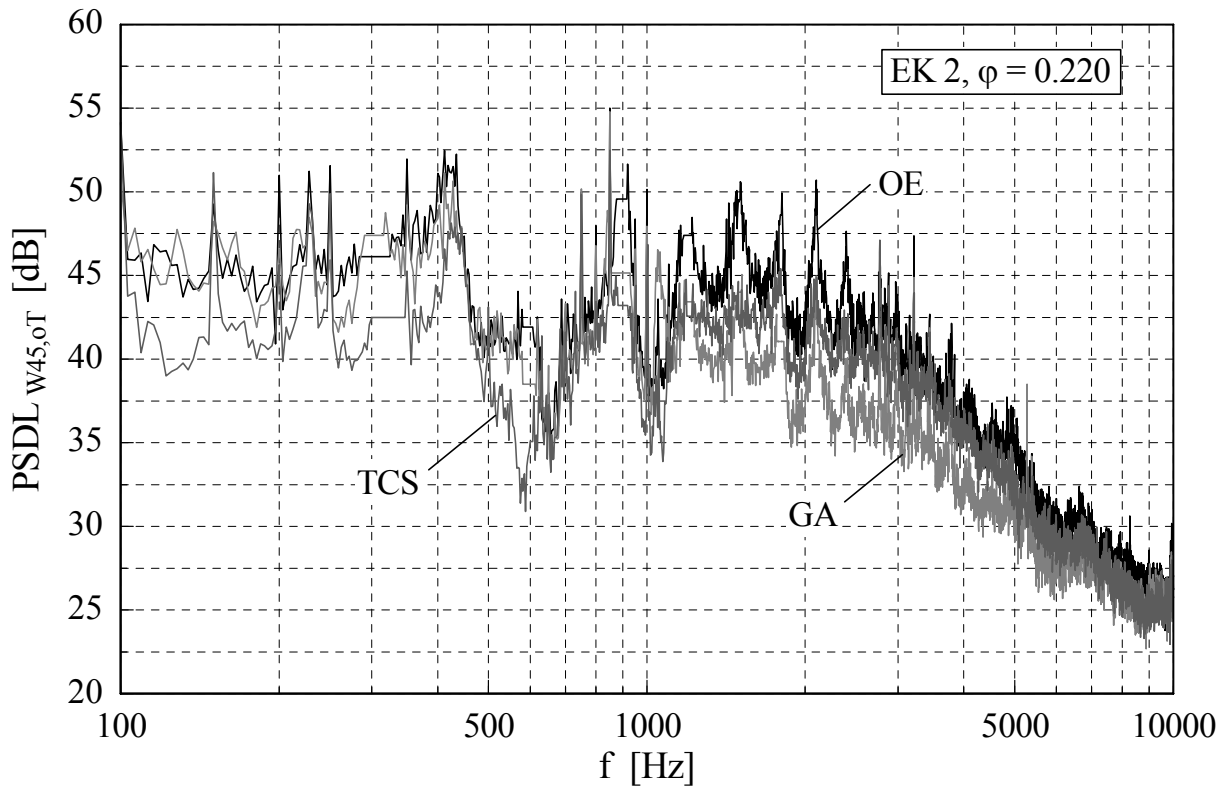


Bild 6.10: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Konfigurationen OE, GA und TCS; EK2,  $\varphi = 0,220$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

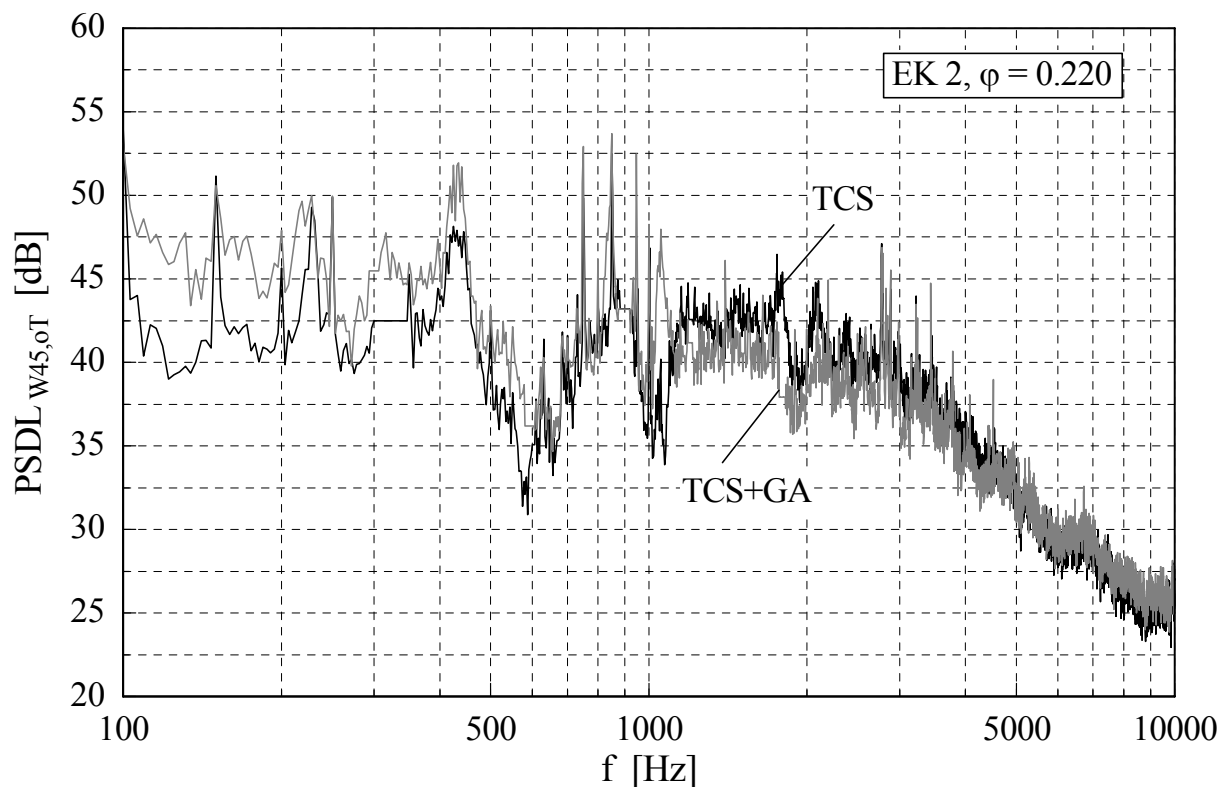


Bild 6.11: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Konfigurationen TCS und TCS+GA; EK2,  $\varphi = 0,220$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

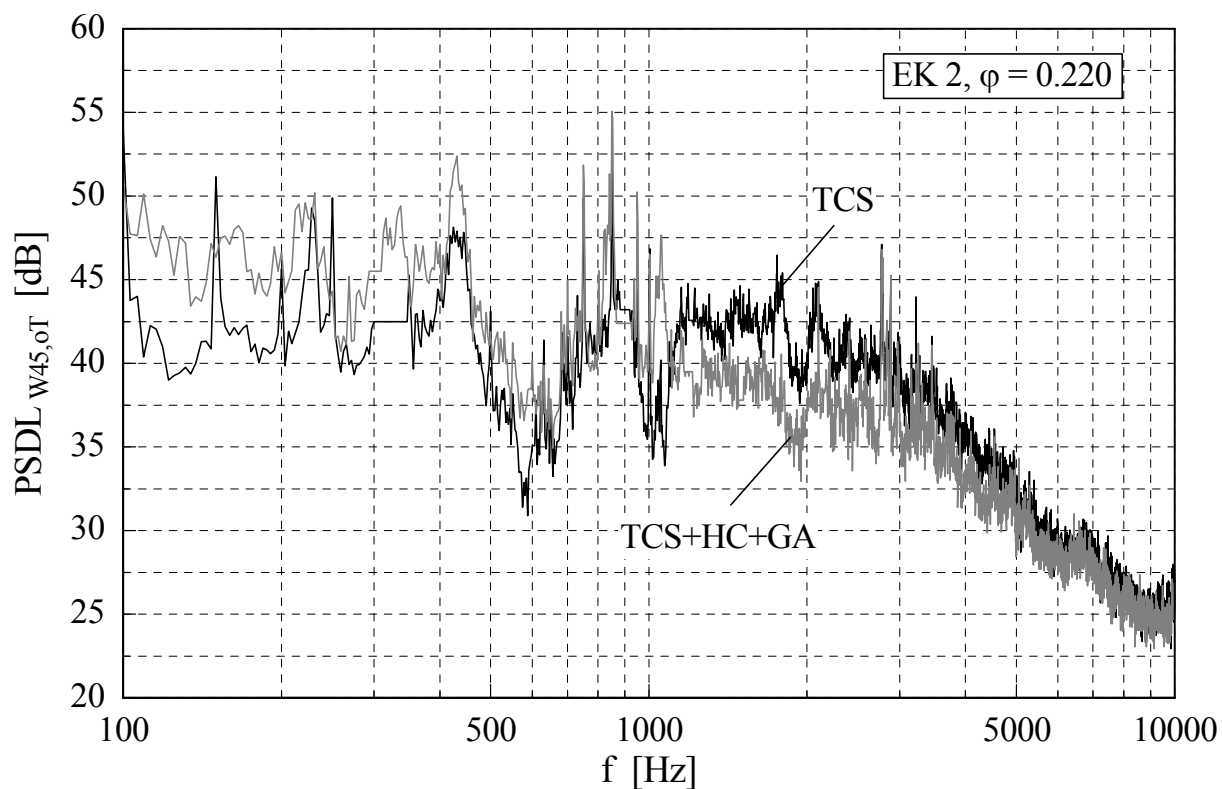


Bild 6.12: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Konfigurationen TCS und TCS+HC+GA; EK2,  $\varphi = 0,220$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

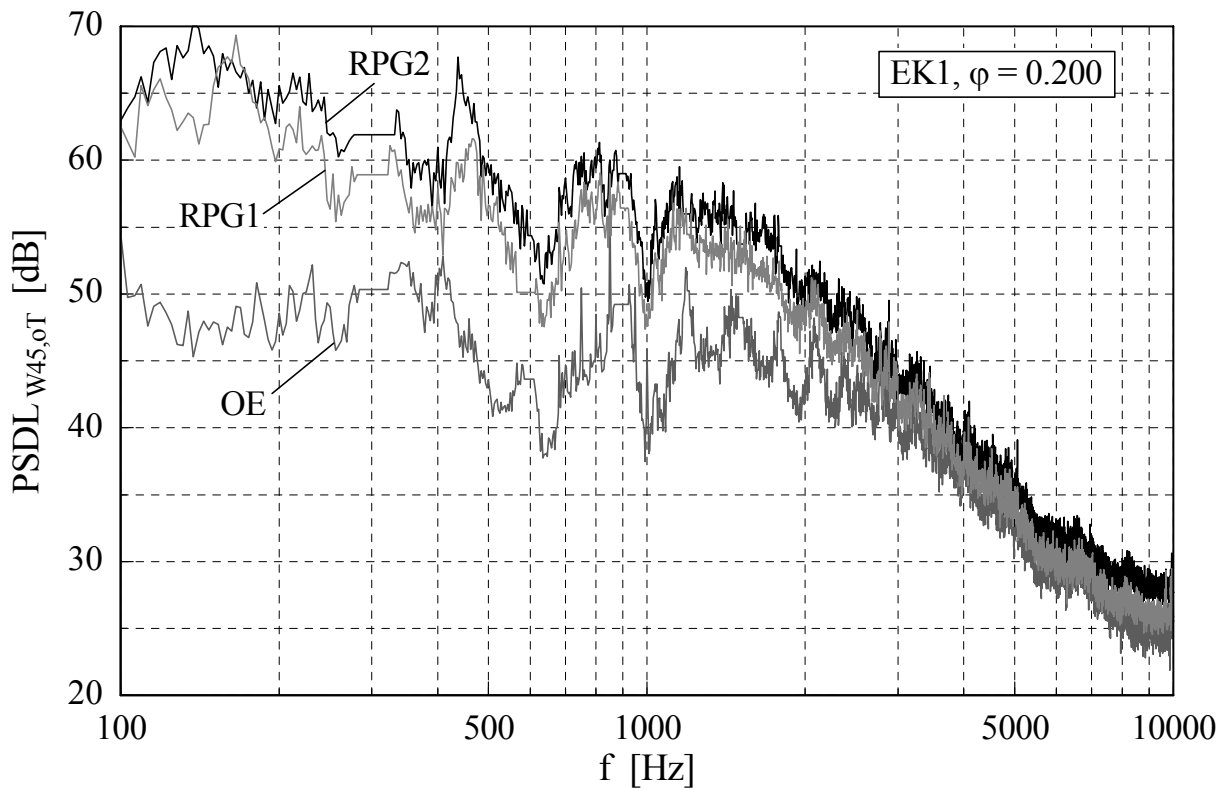


Bild 6.13: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Töne) für die Konfigurationen OE, RPG1 und RPG2; EK1,  $\varphi = 0,200$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

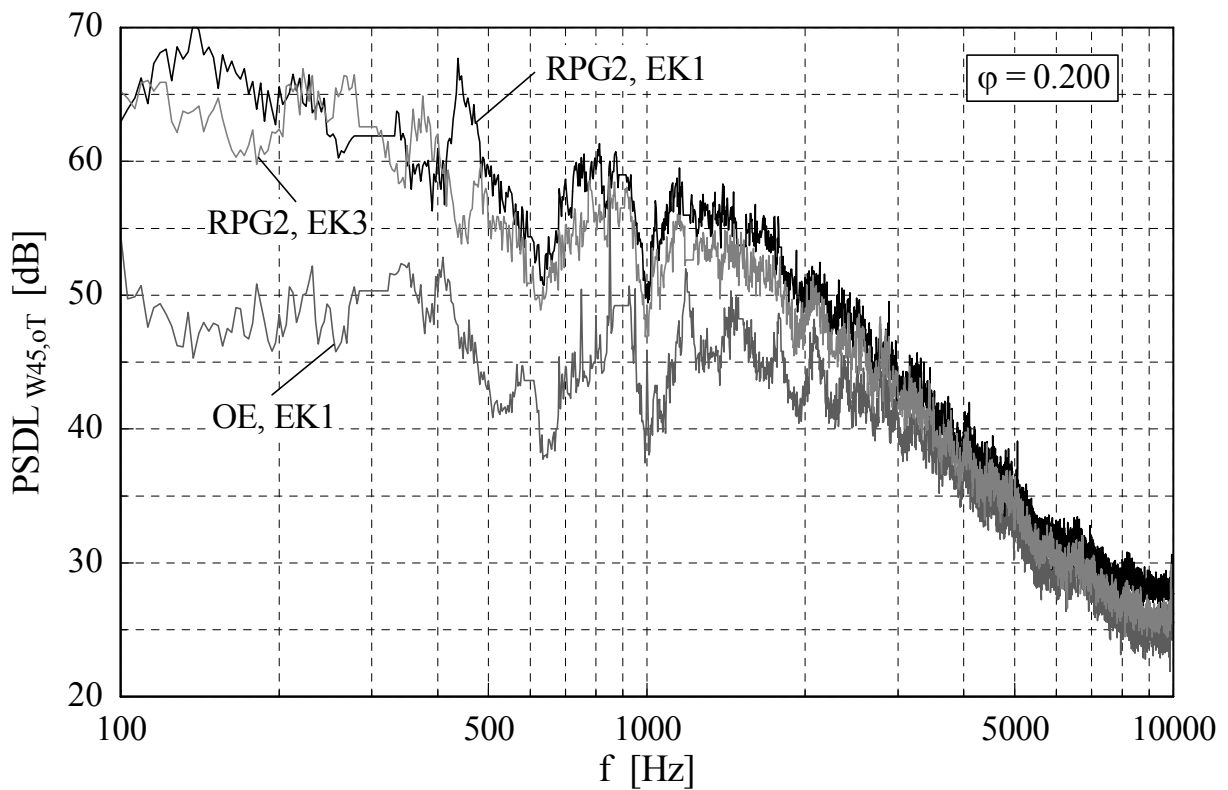


Bild 6.14: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Töne) für die Konfigurationen OE (EK1) und RPG2 (EK1+EK3);  $\varphi = 0,200$ ,  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

### 6.1.2.2 Einfluss des Betriebspunktes

In Bild 6.15 bis Bild 6.18 werden gemessene akustische Spektren  $PSDL_{W45,OT}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) unter Variation des Betriebspunktes miteinander verglichen.

Die akustische Kennlinie der Konfiguration ohne Einbauten (OE) und langem Einlauf (EK1) zeigt, dass bei den Betriebspunkten  $\varphi = 0,170$  und  $0,179$  die Strömung um die Ventilatorschaufel offensichtlich schon in Teilbereichen abgerissen ist (s. Bild 6.4 und Bild 6.5), weil die Schallleistungspegel deutlich höher liegen als für größere  $\varphi$ . In Bild 6.15 ist zu erkennen, dass die Gesamtpegelunterschiede hauptsächlich aus Abweichungen der spektralen Verläufe im Frequenzbereich von 800 bis 2500 Hz herrühren.

Bild 6.16 zeigt einen Vergleich der gemessenen Spektren für Betriebspunkte von  $\varphi = 0,170$ ,  $0,179$  und  $0,220$  der Konfiguration GA, EK1. Das Spektrum des teilweise abgelösten Betriebspunktes  $\varphi = 0,170$  liegt im gesamten Frequenzbereich über den anderen betrachteten Spektren, die deutlichsten Abweichungen sind für Frequenzen von 800 bis 3000 Hz festzustellen. Die Kurven der Betriebspunkte  $\varphi = 0,179$  und  $0,220$  verlaufen bis zu einer Frequenz von etwa 3000 Hz nahezu gleich, im höherfrequenten Bereich liegt das Spektrum des Punktes  $\varphi = 0,220$  um etwa 4 dB höher.

Die akustische Kennlinie der Konfiguration TCS, EK2 zeigt vor allem für den Betriebsbereich des Ventilators von  $\varphi = 0,210$  bis  $0,250$  sehr kleine Schallleistungspegel (s. Bild 6.4 und Bild 6.5). Bild 6.17 zeigt, dass die Pegelunterschiede des Betriebspunktes  $\varphi = 0,220$  gegenüber den beiden anderen betrachteten Betriebspunkten ( $\varphi = 0,170$  und  $0,179$ ) aus einem deutlich niedrigeren spektralen Verlauf bis etwa 2500 Hz resultieren.

In Bild 6.18 sind die spektralen Verläufe für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,179$  und  $0,220$  bei eingebautem Rechteckprofilgitter RPG2 und kurzer Einlaufstrecke (EK2) dargestellt. Das Spektrum des Betriebspunktes  $\varphi = 0,179$  verläuft im gesamten betrachteten Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz unter dem Spektrum des Punktes  $\varphi = 0,220$ .

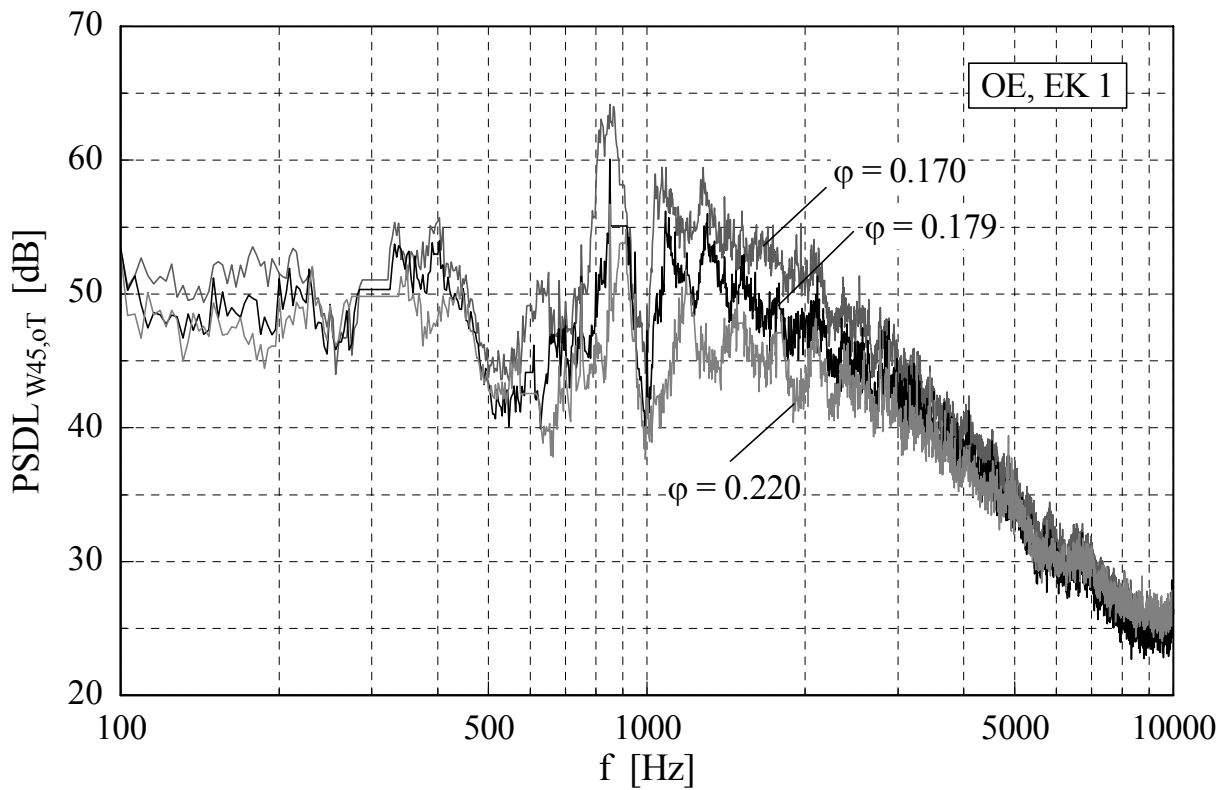


Bild 6.15: Konfiguration OE, EK1: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,oT}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,170, 0,179$  und  $0,220$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

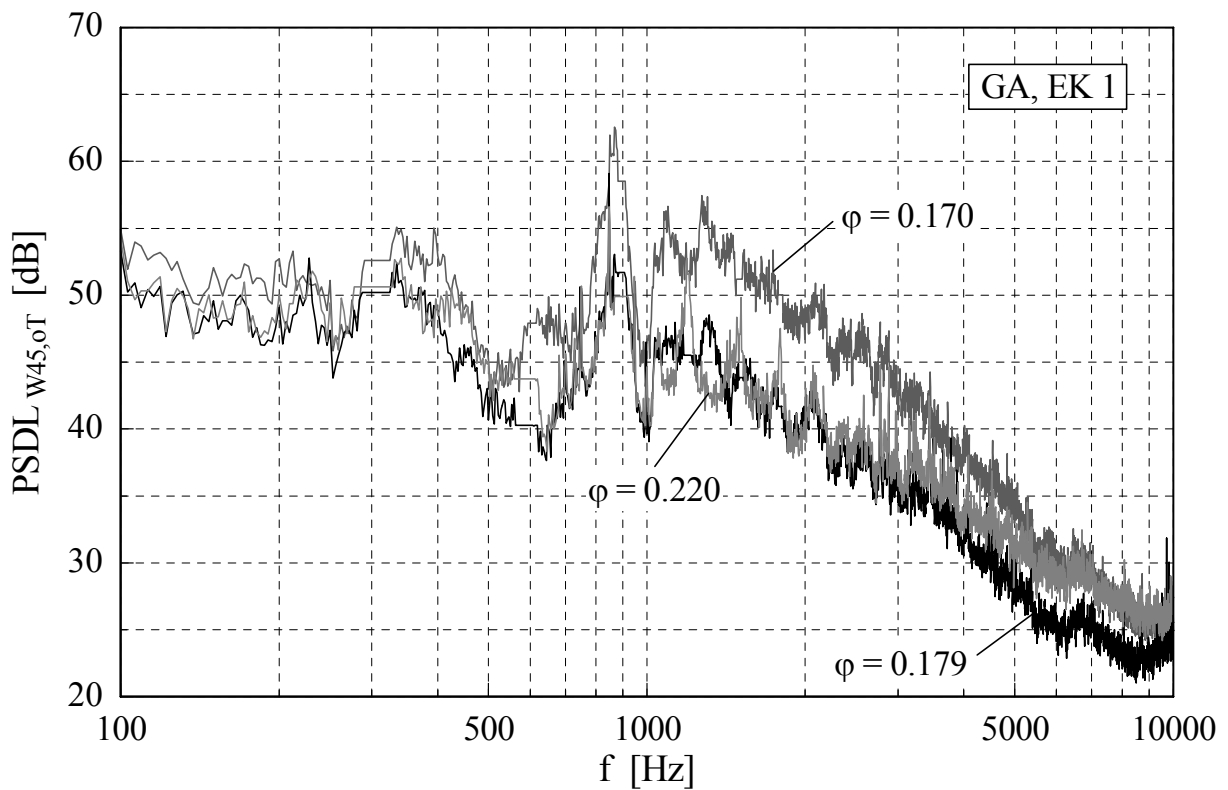


Bild 6.16: Konfiguration GA, EK1: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,oT}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,170, 0,179$  und  $0,220$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

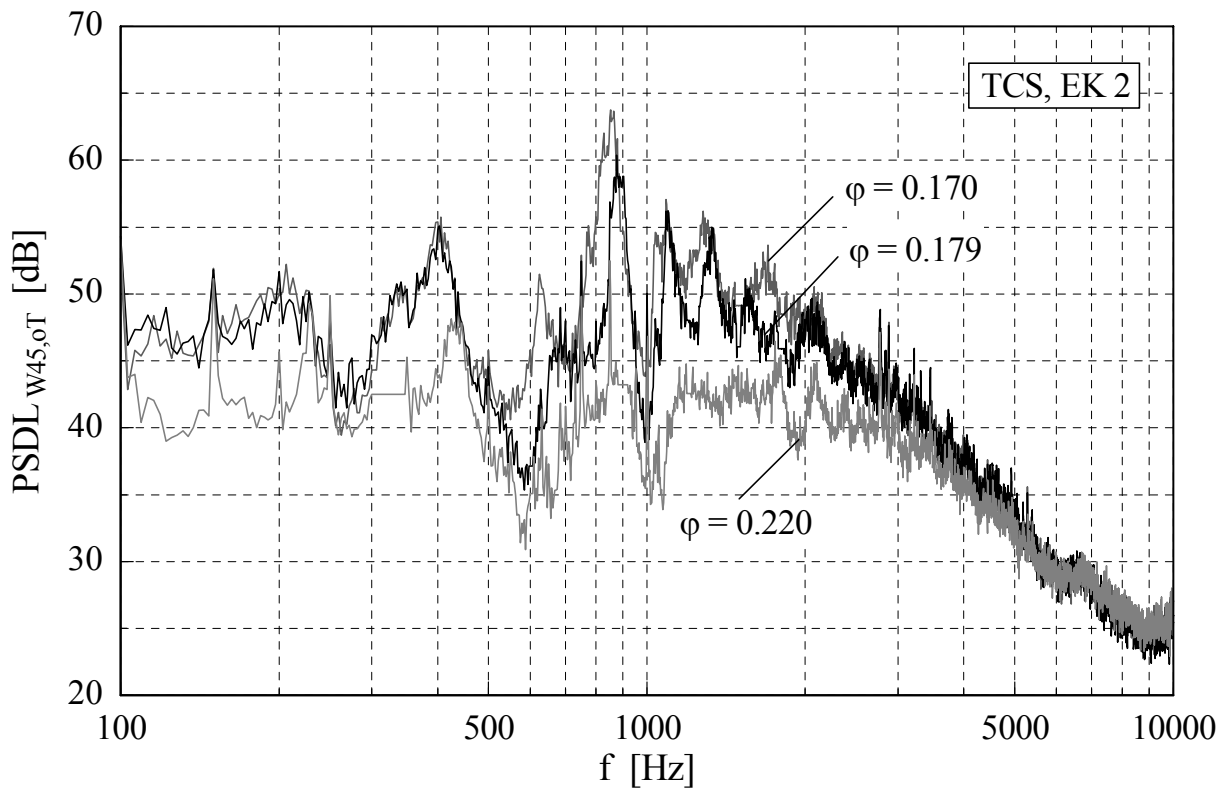


Bild 6.17: Konfiguration TCS, EK2: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,oT}$  (ohne drehtonbezogene Töne) für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,170, 0,179$  und  $0,220$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

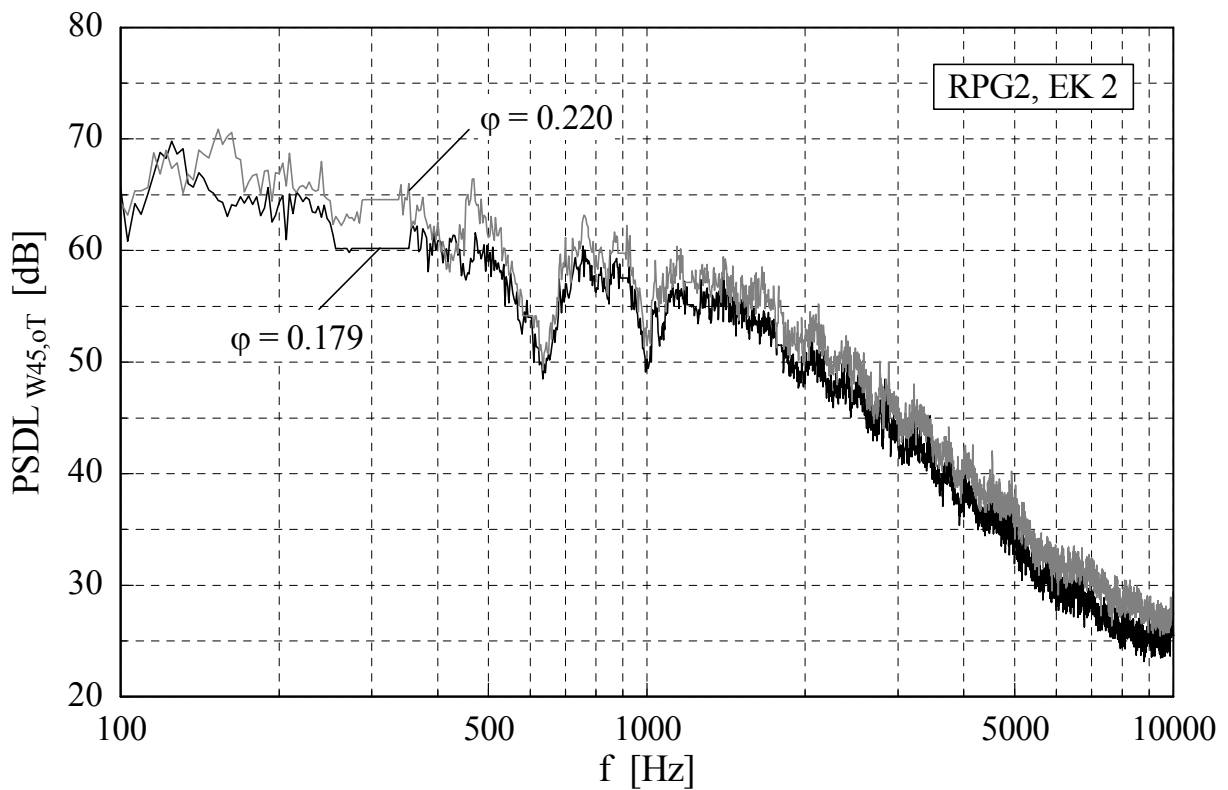


Bild 6.18: Konfiguration RPG2, EK2: Vergleich der gemessenen Spektren  $PSDL_{W45,oT}$  (ohne drehtonbezogene Töne) für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,179$  und  $0,220$ ;  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$



## 6.2 Vergleich mit Geräuschvorhersage

In diesem Abschnitt werden sowohl die gemessenen akustischen Kennlinien als auch die Spektren mit Berechnungen des Ventilatorschalls verglichen. In den entsprechenden Unterkapiteln werden exemplarisch jeweils zwei Diagramme (Anordnungen OE, EK1 und RPG2, EK1) dargestellt, alle Diagramme findet man zusammengefasst im Anhang C.

In [CA02a] konnte gezeigt werden, dass die beste Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung sowohl der Spektren als auch der Gesamtschalleistungspegel erzielt wird, wenn das Modell für den Schallmechanismus

- „Turbulente Grenzschicht“ aus dem Verfahren von KÖLTZSCH
- „Turbulenter Nachlauf“ aus dem Verfahren von LOWSON

gewählt wird. Deshalb werden diese Verfahren für alle folgenden Vergleiche zwischen gemessenen und berechneten Schallkennwerten für die Modellierung der beiden Schallmechanismen verwendet. Für die Geräuschprognose der Einzelschallquelle „Zuströmturbulenz“ stehen die Modelle aus den Verfahren von KÖLTZSCH und von STREMEL zur Verfügung (s. Abschnitt 3.3). Die Berechnung aller im Folgenden dargestellten Gesamtschalleistungspegel und spektralen Verläufe erfolgte sowohl unter Verwendung des Modells von KÖLTZSCH (KÖ) als auch des Modells von STREMEL (ST) für den Mechanismus „Zuströmturbulenz“ (s. Tabelle 3.2). Dabei wurde jeweils eine Mehrschnittrechnung mit den aus den Hitzdrahtuntersuchungen ermittelten Zuströmparameter der neun radialen Schaufelschnitte (s. Abschnitt 5.1.1) durchgeführt. Die spektrale Schalleistungsdichte wird für alle berücksichtigten Einzelmechanismen in Modifikation der Gl. (3.74) durch

$$P_f = \frac{dP}{df} = \frac{\pi}{4} \frac{z}{\rho_0 c_0^2} \frac{1}{R_a (1-v^2)^2} f \sum_{R_i}^{R_a} l(r) S_p(r, f) A_c(r, f) dh \quad (6.1)$$

berechnet. Dabei bezeichnet  $l$  die Sehnenlänge,  $S_p$  die spektrale Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen,  $A_c$  die Korrelationsfläche und  $dh$  die radiale Länge des jeweiligen Schaufelelementes. Die Berechnung von  $S_p$  und  $A_c$  erfolgt für die verschiedenen Schallmechanismen entsprechend der in Abschnitt 3.3 angegebenen Gleichungen.

Bei der Mehrschnittrechnung werden die radialen Schaufelsegmente zunächst als getrennte, voneinander unabhängige Schallstrahler betrachtet, d.h. es wird angenommen, dass keine Korrelationen der Strömungs- und Akustikgrößen zwischen den Schaufelabschnitten gegeben sind. Diese Vorgehensweise ist deshalb nur im Bereich höherer Frequenzen bzw. kleiner Wellenzahlen zulässig, nicht jedoch im niederfrequenten Bereich. Daher werden Korrelationen in Schaufellängsrichtung berücksichtigt, in dem die Korrelationsfläche  $A_c$  größer als die Fläche des jeweiligen Schaufelschnitts  $A = l(r) \cdot dh(r)$  werden kann.

Aufgrund relativ kleiner Staffelungswinkel des untersuchten Ventilators wird die Größe eines Turbulenzballens in Richtung der Schaufelsehne  $\xi_1$  (s. Bild 4.2, rechts) näherungsweise durch das umfängliche Längenmaß  $A_u$  im stationären Koordinatensystem repräsentiert. Deshalb wird dieses Längenmaß in den entsprechenden Gleichungen für die Geräuschprognose des Mechanismus „Zuströmturbulenz“ verwendet.

### 6.2.1 Vergleich der Gesamtschalleistungspegel (Akustische Kennlinien)

In Bild C.1 bis C.15 (Anhang C.1) und exemplarisch in Bild 6.19 (OE, EK1) und Bild 6.20 (RPG2, EK1) sind Vergleiche der gemessenen akustischen Kennlinien  $L_{W45,ges}$  sowie  $L_{W45,ges,oT}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) aller akustisch untersuchten Konfigurationen und Geräuschprognosen mit dem Schallberechnungsprogramm dargestellt. Die Berechnungen werden bei allen Betriebspunkten durchgeführt, bei denen aufgrund der Hitzdrahtmessungen detaillierte Zuströmparameter vorliegen (s. Tabelle 5.2). Sinnvollerweise sind die prognostizierten Pegel mit den drehtonbereinigten Messwerten  $L_{W45,ges,oT}$  zu vergleichen, da im Schallberechnungsprogramm nur breitbandige Geräuschmechanismen berücksichtigt werden.

Bild C.1 und Bild C.2 zeigen den Vergleich zwischen Messung und Rechnung für die Anordnung ohne Einbauten (OE) mit langem (EK1) bzw. kurzem (EK2) Einlauf. In Bild C.3 und Bild C.4 sind die entsprechenden Vergleiche bei zusätzlicher Absaugung der Gehäusegrenzschicht (GA) dargestellt. Insgesamt stimmen die berechneten Gesamtschalleistungspegel gut mit den gemessenen überein, insbesondere bei der Konfiguration GA. Die größten Abweichungen zwischen Messung und Rechnung treten bei dem Betriebspunkt  $\varphi = 0,170$  auf. Der deutliche Anstieg der akustischen Kennlinien lässt vermuten, dass hier Teilbereiche der Strömung bereits abgelöst sind.

Für das Honeycomb (HC) werden für die Betriebspunkte mit nicht abgerissener Strömung ( $\varphi = 0,200$  und  $0,220$ ) deutlich zu hohe Pegel vorhergesagt (Bild C.5). Hier liefert das STREMEL-Verfahren für den Mechanismus ZT noch die besten Ergebnisse mit einer Abweichung von etwa 5 dB zu den Messungen.

Die Berechnungen für die Anordnungen mit Rechteckprofilgitter (Bild C.6 bis Bild C.9) zeigen insgesamt gute Übereinstimmungen sowohl mit den gemessenen Gesamtschalleistungspegeln als auch mit dem Verlauf der akustischen Kennlinien. Dabei werden bei Verwendung des STREMEL-Verfahrens für den Mechanismus „Zuströmturbulenz“ immer etwas zu niedrige und bei Anwendung des KÖLTZSCH-Verfahrens für die Schallquelle ZT etwas zu hohe Gesamtpegel beim Vergleich mit den drehtonbereinigten ( $\sigma T$ ) Kennlinien vorhergesagt. In Bild C.10 sind der Vollständigkeit halber die akustischen Kennlinien der Konfiguration RPG1, EK3 angegeben, bei der keine Hitzdrahtmessung durchgeführt wurde und deshalb keine Berechnung des Mechanismus „Zuströmturbulenz“ möglich ist.

Auch die Vergleiche der Schallberechnungen mit den akustischen Messungen der Anordnungen mit Turbulenzschirm (Bild C.11 bis Bild C.15) zeigen gute Übereinstimmungen. Insgesamt liefert hier das Verfahren von STREMEL für den Mechanismus ZT die besten Ergebnisse beim Vergleich mit den um die drehtonbezogenen tonalen Schallanteile reduzierten Kennlinien  $L_{W45,ges,oT}$ .

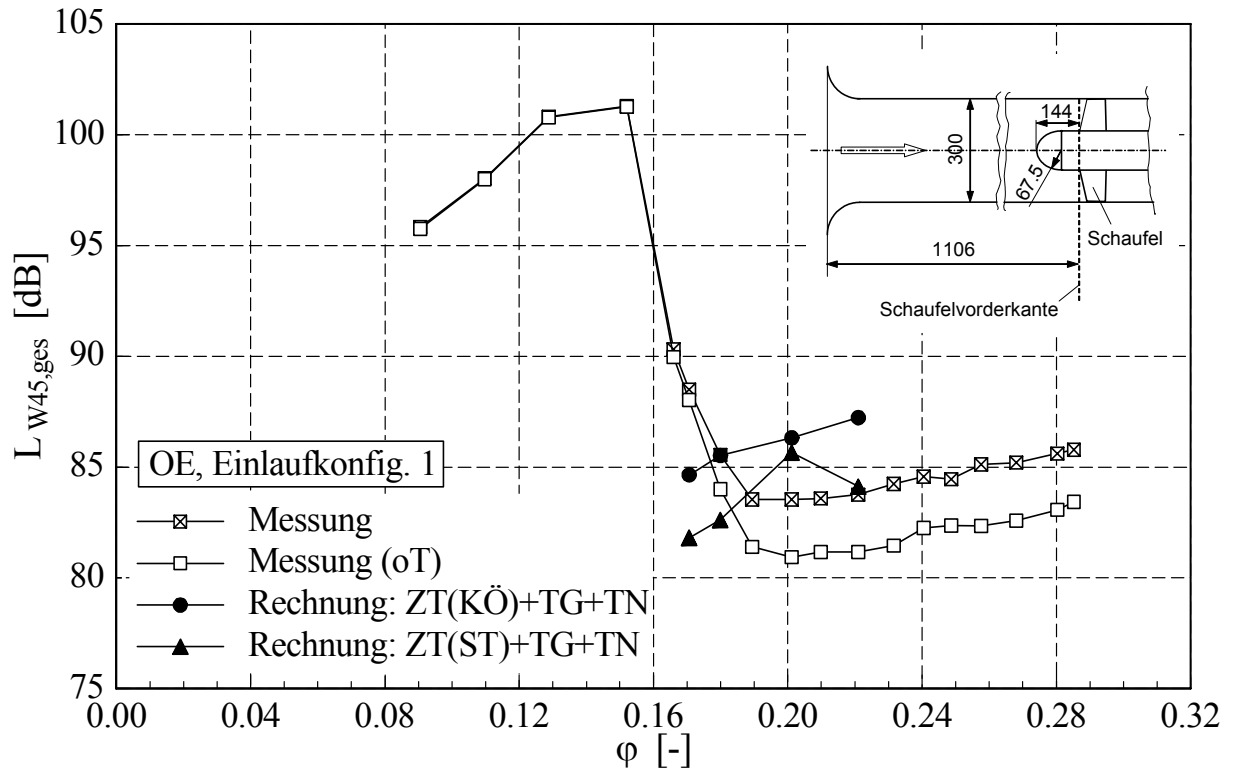


Bild 6.19: Konfiguration OE, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

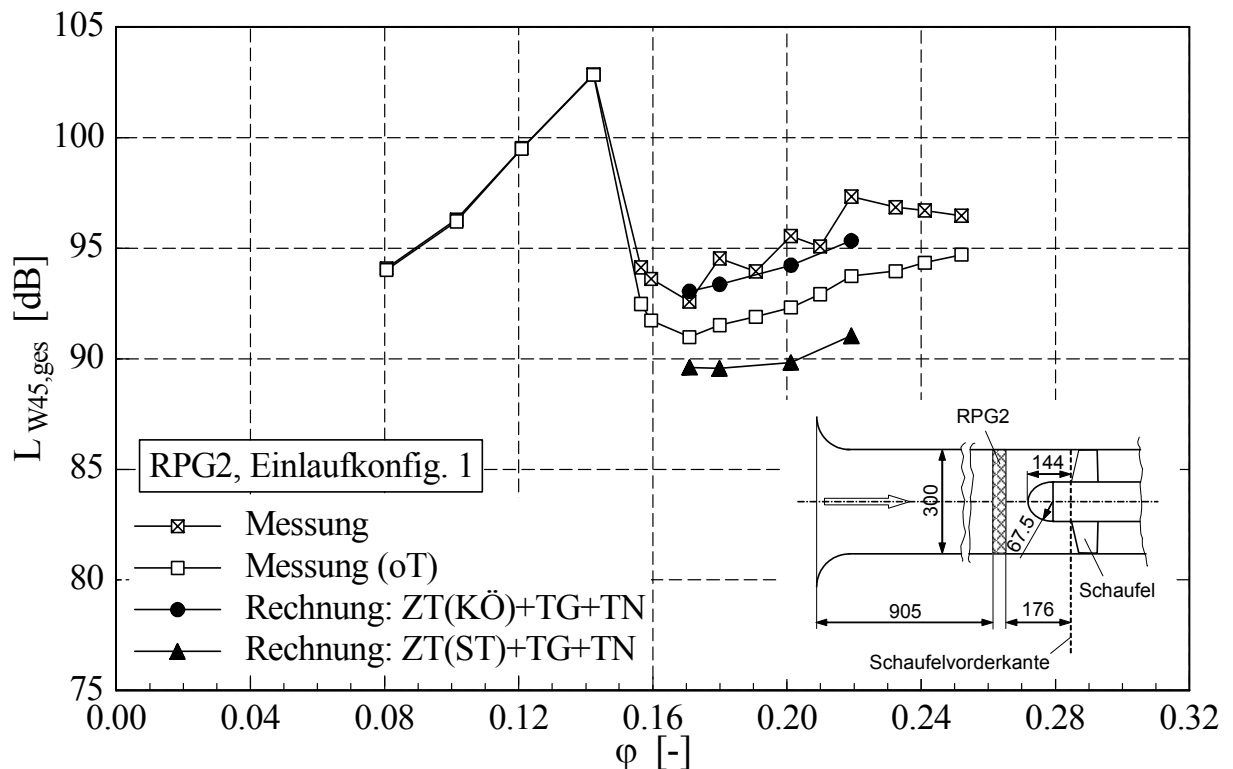


Bild 6.20: Konfiguration RPG2, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turb. Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

### 6.2.2 Vergleich der Einzelspektren

In Bild 6.21 ist exemplarisch für die Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$  die Zusammensetzung des berechneten Gesamtspektrums aus den Spektren der Einzelmechanismen „Zuströmturbulenz“ (ZT), „Turbulente Grenzschicht“ (TG) und „Turbulenter Nachlauf“ (TN) dargestellt. Dabei ist für die Berechnung des Schallmechanismus TG das Verfahren von KÖLTZSCH und für den Mechanismus TN das Verfahren von LOWSON verwendet worden. Da diese beiden Einzelschallquellen für alle folgenden spektralen Geräuschvorhersagen mit den genannten Verfahren berechnet werden und sich die Einzelspektren nur geringfügig aufgrund der Betriebspunktvariation von den in Bild 6.21 gezeigten unterscheiden, werden ihre Verläufe in den Diagrammen nicht mehr gezeigt. Darstellt werden dann nur noch die berechneten Gesamtspektren (ZT+TG+TN). Wie schon bei den Berechnungen der Gesamtschallleistungspegel (und dem Vergleich mit den akustischen Kennlinien) wird jeweils ein Spektrum unter Verwendung des Verfahrens von KÖLTZSCH (KÖ) und eins mit dem Verfahrens von STREMEL (ST) für den Mechanismus „Zuströmturbulenz“ (ZT) berechnet, so dass für jeden Vergleich zwei berechnete Schallspektren zur Verfügung stehen.

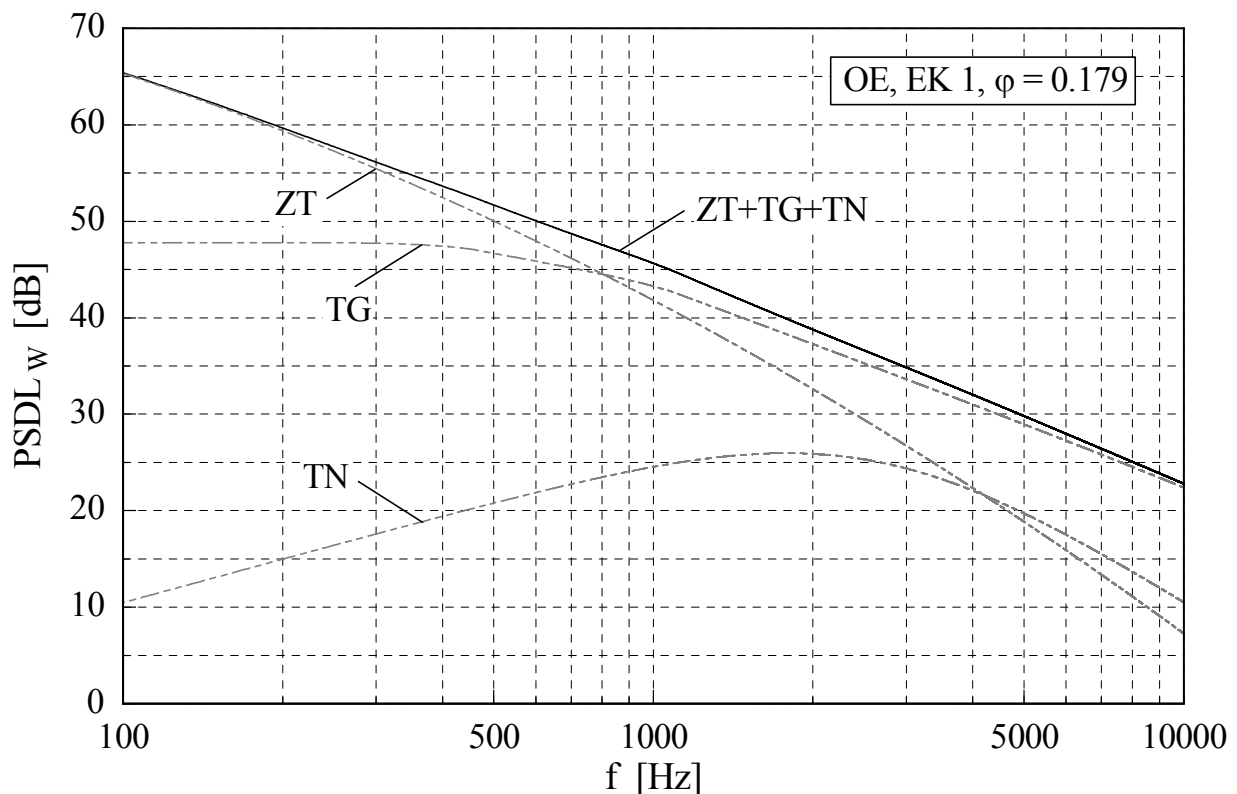


Bild 6.21: Zusammensetzung des berechneten Gesamtspektrums (ZT+TG+TN) aus den Spektren der Einzelschallquellen (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf); exemplarisch für die Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$  bei einer Drehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  dargestellt

In Bild C.16 bis C.32 (Anhang C.2) und exemplarisch in Bild 6.22 (OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ ) und Bild 6.23 (RPG2, EK1,  $\varphi = 0,179$ ) sind Vergleiche der gemessenen akustischen Spektren  $PSDL_{W45,0T}$  (ohne drehtonbezogene Tonale) aller akustisch untersuchten Konfigurationen und Geräuschprognosen des spektralen Schallverlaufs dargestellt. Dabei wird jeweils der Auslegungspunkt des Ventilators  $\varphi = 0,179$  untersucht. Bei einigen Konfigurationen – wenn z.B. im

Optimalpunkt schon eine teilweise abgelöste Strömung vorliegt (was sich in einem Anstieg der entsprechenden akustischen Kennlinie bemerkbar macht) – wird zusätzlich noch ein zweiter Betriebspunkt ( $\varphi = 0,200$  oder  $0,220$ ) betrachtet.

Bild C.16 und Bild C.17 zeigen den Vergleich zwischen Messung und Rechnung für die Anordnung ohne Einbauten (OE,  $\varphi = 0,179$ ) mit langem (EK1) bzw. kurzem (EK2) Einlauf. In beiden Fällen werden zu hohe Pegel im niederfrequenten Bereich bis etwa 700 Hz und zu niedrige Pegel im Frequenzbereich von 1000 bis 5000 Hz vorhergesagt.

In Bild C.18 bis Bild C.20 sind die entsprechenden Vergleiche für die Konfiguration GA (Grenzschichtabsaugung) dargestellt. Grundsätzlich kann eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten (vor allem mit dem Verfahren von STREMEL) Spektren festgestellt werden. Die Abweichungen beim Betriebspunkt  $\varphi = 0,179$  (EK2) zwischen 1000 und 5000 Hz sind auf eine teilweise abgelöste Strömung zurückzuführen.

Das gleiche Phänomen tritt auch bei der Konfiguration HC, EK1,  $\varphi = 0,179$  (Bild C.21) auf. Hier werden ebenso wie für den Betriebspunkt  $\varphi = 0,200$  (Bild C.22) zu hohe Pegel im niederfrequenten Bereich bis etwa 700 Hz prognostiziert. Allerdings stimmen bei diesem Betriebspunkt gemessene und berechnete Spektren für Frequenzen  $f > 1300$  Hz gut überein.

Die Berechnungen für die Anordnungen mit Rechteckprofilgitter (Bild C.23 bis Bild C.26) zeigen insgesamt gute Übereinstimmungen mit den gemessenen Spektren. Dabei werden bei Verwendung des STREMEL-Verfahrens für den Mechanismus „Zuströmturbulenz“ die besten Ergebnisse im niederfrequenten Bereich bis etwa 1000 Hz erzielt; im Frequenzbereich größer 5000 Hz werden etwas zu hohe Pegel vorhergesagt. Bei Verwendung des KÖLTZSCH-Verfahrens sind die Verhältnisse genau umgekehrt: Während im niederfrequenten Bereich etwas zu hohe Pegel berechnet werden, stimmen die spektralen Verläufe für Frequenzen  $f > 5000$  Hz gut überein.

Bild C.27 und Bild C.28 zeigen den Vergleich zwischen Messung und Rechnung der Anordnung mit Turbulenzschirm (TCS) und kurzem Einlauf (EK2) für die Betriebspunkte  $\varphi = 0,179$  und  $\varphi = 0,220$ . Im Optimalpunkt des Ventilators ( $\varphi = 0,179$ ) werden wiederum zu niedrige Pegel im Frequenzbereich von 1000 bis 5000 Hz aufgrund einer teilweise abgelösten Strömung vorhergesagt. Die Übereinstimmung der spektralen Verläufe in diesem Bereich ist bei  $\varphi = 0,220$  besser. Allerdings werden vor allem durch das KÖLTZSCH-Verfahren zu hohe Schallleistungspegel im niederfrequenten Bereich berechnet. Bei den Anordnungen mit Kombinationen des Turbulenzschirms mit anderen turbulenzbeeinflussenden Maßnahmen (Bild C.29 bis Bild C.32) werden mit Ausnahme der Anordnung TCS+HC (Bild C.30) sehr gute Übereinstimmungen zwischen gemessenen und berechneten spektralen Verläufen erzielt.

Naturgemäß können die Details der gemessenen Spektren nicht vorherberechnet werden. Insgesamt sagen die Rechnungen die Messungen befriedigend voraus. Meist liefert der Ansatz von STREMEL eine leicht bessere Übereinstimmung. Insbesondere werden die tendenziellen Einflüsse der Eingangsparameter gut wiedergegeben.

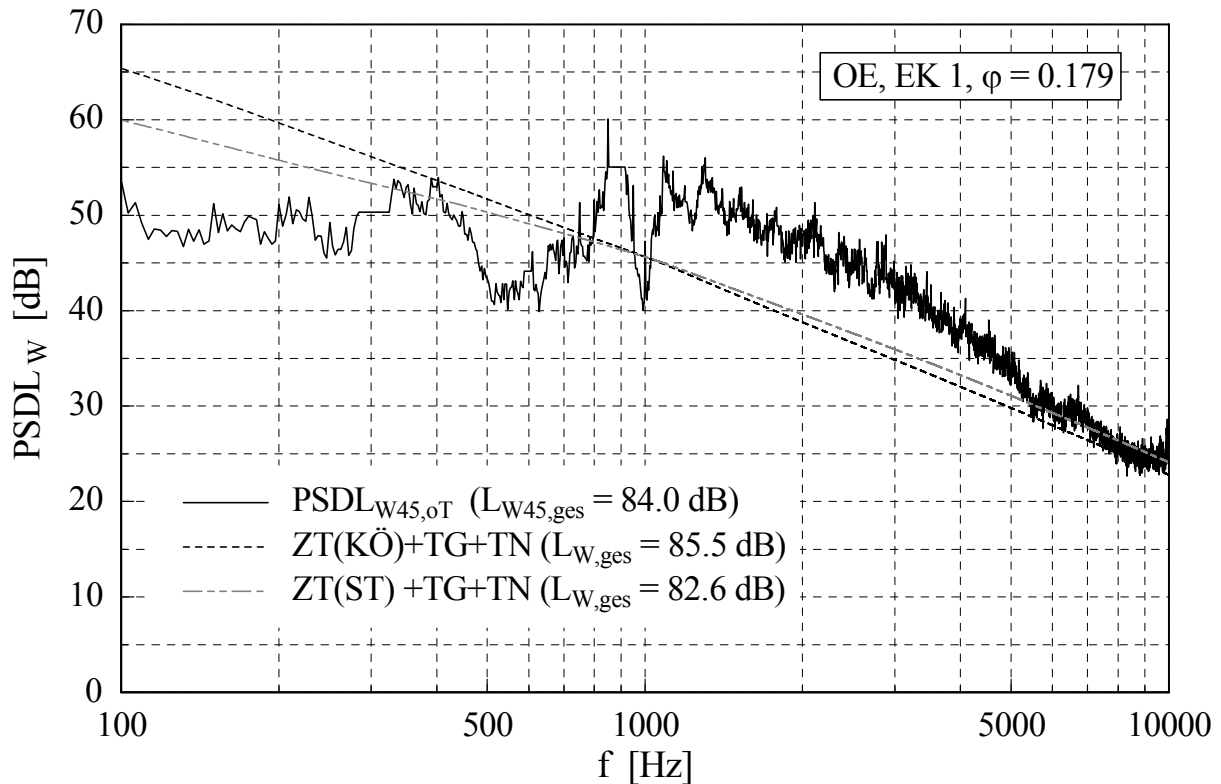


Bild 6.22: Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

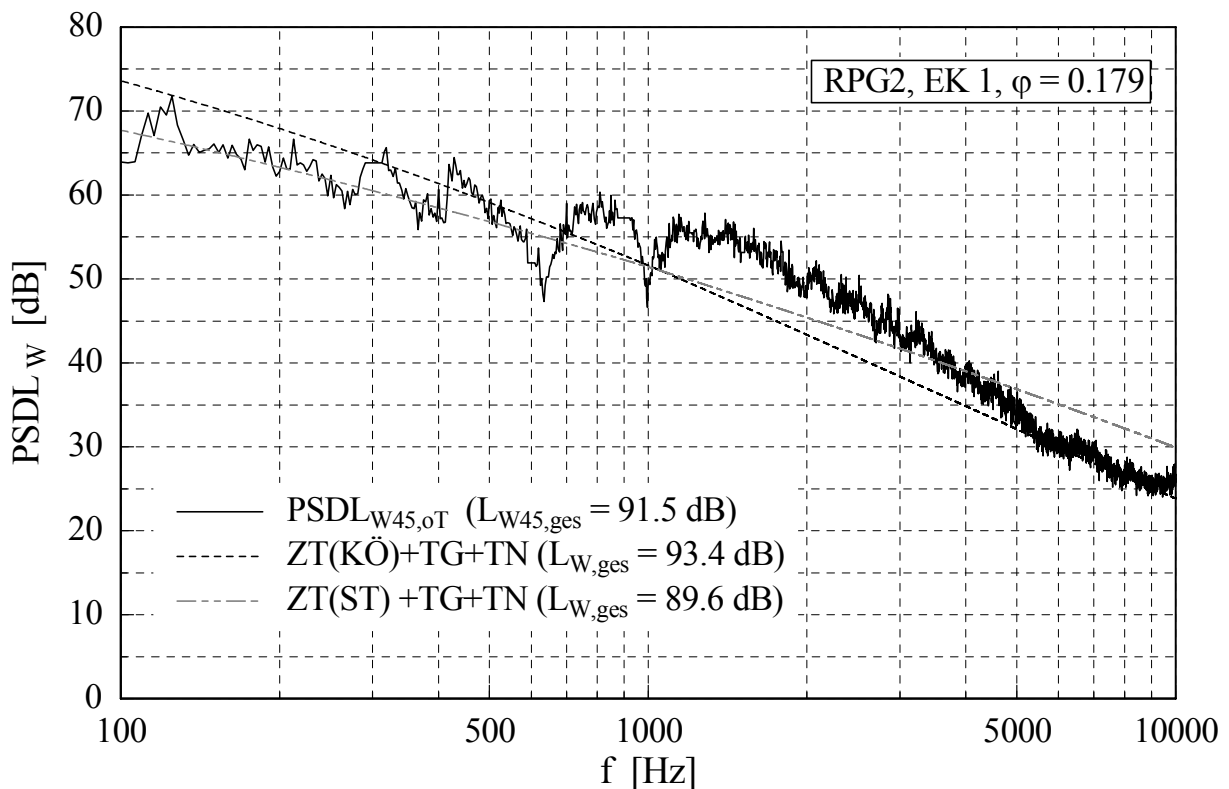


Bild 6.23: Konfiguration RPG2, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden zunächst einige semiempirische Geräuschberechnungsverfahren für Axialventilatoren aus der Literatur zusammengestellt und hinsichtlich der berücksichtigten Geräuschmechanismen, ihrer Modellierung, der Annahmen und der erforderlichen Eingabegrößen untersucht. Dabei kann festgestellt werden, dass nahezu alle Verfahren die verschiedenen bei Axialventilatoren auftretenden Geräuschmechanismen getrennt voneinander modellieren und das Gesamtspektrum aus diesen Einzelschallquellen zusammensetzen. Die Modellansätze ausgewählter Verfahren werden dahingehend aufgearbeitet, dass sie in ein eigens erstelltes Programm zur Vorhersage des breitbandigen Ventilatorgeräuschs implementiert werden können. Das Programm ermöglicht die Kombination von Modellen für die verschiedenen Schallquellen aus unterschiedlichen Verfahren unter Berücksichtigung sinnvoller Einschränkungen und die Berechnung des Gesamtspektrums.

Mit diesem Programm wird das Geräusch eines exemplarischen Niederdruckaxialventilators vorherberechnet und mit Messungen verglichen. Die Parameter, die für die Schallberechnungsverfahren relevant sind, müssen gemessen, abgeschätzt oder durch eine numerische Stromfeldberechnung ermittelt werden. Das Laufrad des Versuchsventilators wird numerisch, strömungstechnisch und akustisch untersucht. Die numerischen Strömungsberechnungen werden mit einem kommerziellen 3-D-CFD Code durchgeführt und dahingehend ausgewertet, dass die für die Schallberechnungsverfahren relevanten Parameter (z.B. Freifeldgeschwindigkeit, Grenzschichtverdrängungsdicke) über der Schaufeloberfläche zur Verfügung stehen. Aus dem Vergleich der Schallberechnung mit diesen numerisch ermittelten Parametern und einer auf der einfachen Plattengrenzschicht beruhenden Berechnung mit dem gemessenen Schallspektrum wird deutlich, dass die Verwendung der detaillierten CFD-Daten nicht zu einer wesentlichen Verbesserung in der Vorhersagegenauigkeit des breitbandigen Ventilatorgeräuschs führt. Deshalb wird für die Schallberechnungen in der vorliegenden Arbeit auf die Verwendung der numerisch bestimmten Parameter verzichtet. Stattdessen werden die Schallprognosen auf der Grundlage des Plattengrenzschichtmodells durchgeführt.

Die strömungstechnischen und akustischen Messungen werden auf den institutseigenen normgerechten Prüfständen durchgeführt. Zur Ermittlung der Gesamtschallemission des Ventilators werden die stromaufwärts in einem reflexionsarmen Raum und die stromabwärts im angeschlossenen Strömungskanal gemessenen Spektren zum Gesamtspektrum aufaddiert. Da das Schallberechnungsprogramm nur die Berechnung des breitbandigen Schallleistungsspektrums erlaubt, werden bei den Messungen ergänzend auch die ausgeprägtesten drehtonbezogenen tonalen Komponenten eliminiert.

Eine Sensitivitätsanalyse der wesentlichen Eingangsparameter für die Berechnung der verschiedenen Einzelschallquellen zeigt, dass der Geräuschmechanismus „Interaktion der Ventilator-schaufeln mit der Zuströmturbulenz“ schon für relativ geringe Turbulenzgrade in der Einlaufströmung einen dominierenden Anteil am Gesamtspektrum des Ventilators hat. Deshalb werden in einem zweiten Schwerpunkt der Arbeit umfangreiche experimentelle Untersuchungen zu diesem Geräuschmechanismus durchgeführt. Mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen werden charakteristische Turbulenzparameter der Zuströmung zum Ventilator ermittelt. Die Verwendung einer radial und einer sowohl radial als auch umfänglich verstellbaren 1-D-Hitzdrahtsonde erlaubt die Messung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit, des lokalen Turbulenzgrades und des lokalen

axialen Längenmaßes der Turbulenz im Zuströmquerschnitt des Ventilators. Die zeitsynchrone Datenerfassung der beiden Hitzdrahtsignale ermöglicht außerdem die Ermittlung des umfänglichen Längenmaßes der Turbulenz quer zur Hauptströmungsrichtung durch Anwendung der Kreuzkorrelationsmethode. Unterschiedliche turbulenzbeeinflussende Einbauten in der Zuströmung des Ventilators werden untersucht: Zur Erzeugung höherer Turbulenzgrade werden zwei Rechteckprofilgitter unterschiedlicher Geometrie verwendet; eine turbulenzarme Zuströmung wird durch ein Wabenprofil (Honeycomb) im Einlaufkanal erreicht; außerdem kann ein halbkugelförmiger Turbulenzschirm (aufgebaut aus einer Kombination von Honeycomb und Drahtgewebe) vor die Einlaufdüse montiert werden; schließlich wird wahlweise mit Hilfe einer Absaugeinrichtung die gehäusenah und turbulenzreiche Wandgrenzschicht unmittelbar vor der Messebene abgesaugt.

Durch die Einbauten in der Zuströmung zum Ventilator können die lokalen Turbulenzgrade im Bereich von 0,4 bis 22 % variiert und entsprechend unterschiedliche Pegel der eindimensionalen Energiespektren realisiert werden. Die höchsten Turbulenzgrade werden durch ein grobes Rechteckprofilgitter, die niedrigsten durch die Verwendung des Turbulenzschirms oder Kombinationen aus Turbulenzschirm und anderen turbulenzbeeinflussenden Maßnahmen erreicht. Während bei der Anordnung ohne Einbauten Turbulenzgrade an der Gehäusewand von 14 % gemessen werden, kann durch eine Kombination aus Turbulenzschirm, Honeycomb und Grenzschichtabsaugung der Maximalwert des Turbulenzgrades im Strömungskanal auf etwa 3 % an der Wand reduziert werden. Die größten axialen Längenmaße der Turbulenz werden bei der Anordnung ohne Einbauten mit Werten von bis zu 35 mm gemessen. Die größten Längenmaße in umfänglicher Richtung dagegen treten bei montiertem Turbulenzschirm mit Werten bis zu 40 mm auf. Die kleinsten Längenmaße sowohl in axialer als auch in umfänglicher Richtung werden bei den Anordnungen mit Kombinationen aus Turbulenzschirm und anderen Maßnahmen mit Werten in der Größenordnung von 2 mm gemessen. Das Verhältnis der beiden experimentell bestimmten turbulenten Längenmaße bewegt sich für die Konfigurationen OE (ohne Einbauten) und GA (Grenzschichtabsaugung) in dem Bereich  $A_x/A_u \approx 1 \div 3$ , für HC (Honeycomb) und RPG (Rechteckprofilgitter) bei  $A_x/A_u \approx 1 \div 2$ . Bei Verwendung des Turbulenzschirms kann dieses Verhältnis im Extremfall Werte von  $A_x/A_u = 0,1$  erreichen.

Insgesamt kann mit den unterschiedlichen Einbauten die Zuströmturbulenz so variiert werden, dass sich die gemessenen Gesamtschallleistungspegel des Ventilators bis zu 20 dB unterscheiden. Die akustischen Kennlinien zeigen einen typischen Verlauf mit einem steilen Anstieg der Schallleistungspegel, der den Abriss der Strömung um die Ventilatorschaufel charakterisiert. Im Abrissgebiet des Ventilators werden sogar maximale Schallleistungspegel erreicht, die um bis zu 25 dB (bei einer Volumenzahl  $\varphi \approx 0,14$ ) über den niedrigsten gemessenen Pegeln liegen. Das Abrissgebiet war allerdings nicht Gegenstand der Untersuchungen. Das Minimum in der akustischen Kennlinie wird abhängig von der untersuchten Konfiguration bei Werten von  $\varphi \approx 0,17$  (RPG2) bis  $\varphi \approx 0,22$  (TCS) erreicht. Die niedrigsten Schallleistungspegel werden (nach Entfernen der tonalen Spektrumsanteile) von der Kombination aus Turbulenzschirm, Honeycomb und Grenzschichtabsaugung erreicht. Diese Konfiguration führt zu einer Reduktion der Geräuschemission des Ventilators gegenüber der einfachen Zuströmung ohne jegliche Einbauten um etwa 5 dB. Dem hingegen wird der Gesamtschallleistungspegel durch den Einbau des groben Rechteckprofilgitters RPG2 in der Zuströmung zum Ventilator um deutlich über 10 dB erhöht.



Diese Tendenzen korrelieren mit den gemessenen Turbulenzgraden der untersuchten Konfigurationen.

Ein Vergleich der Spektren unterschiedlicher Anordnungen zeigt, dass durch die Verwendung des Turbulenzschirms die Schallleistungspegel für Frequenzen kleiner 600 Hz deutlich, für den restlichen Frequenzbereich leicht gegenüber der Zuströmung ohne Einbauten reduziert werden. Die Absaugung der gehäusenahen Grenzschicht führt zu deutlichen Pegelreduktionen im mittleren Frequenzbereich von 2000 bis 6000 Hz. In diesem Bereich des Spektrums sind bei Variation des Betriebspunktes auch deutliche Pegelerhöhungen festzustellen, wenn die Strömung um die Ventilatorschaufel teilweise abgerissen ist. Das lässt vermuten, dass die Strömung zuerst in den gehäusenahen Schaufelbereichen abreißt.

Durch die verschiedenen untersuchten Einbauten und Maßnahmen kann die Zuströmung zum Ventilator gezielt beeinflusst werden. Dadurch sind Rückschlüsse auf die die Auswirkungen der Einzelschallquellen „Zuströmturbulenz“ und „gehäusenaher Grenzschicht“ möglich. Besonders der halbkugelförmige Turbulenzschirm sorgt für eine extrem turbulenzarme Zuströmung zum Ventilator, so dass hier der Geräuschmechanismus „Zuströmturbulenz“ nahezu ausgeschaltet werden kann. Durch die zusätzliche Absaugung der Gehäusegrenzschicht kann auch diese Einzelschallquelle weitestgehend eliminiert werden.

Die - unter Verwendung der gemessenen Turbulenzparameter - vorherberechneten spektralen Verläufe sowie die Gesamtschallleistungspegel stimmen bei fast allen untersuchten Zuströmkonfigurationen befriedigend mit den Messungen überein. Die besten Ergebnisse der Schallprognose werden für die turbulenzreichen Anordnungen RPG1 und RPG2 sowie die sehr turbulenzarmen Kombination aus Turbulenzschirm und Grenzschichtabsaugung erzielt. Bei den Anordnungen mit Rechteckprofilgitter kann zusätzlich noch eine gute Übereinstimmung der Rechnung mit den gemessenen akustischen Kennlinien erreicht werden.

Wenn die untersuchten Modelle und Verfahren zur Vorherberechnung des breitbandigen Ventilatorschalls auch die Details des schmalbandigen Spektrums nicht vorhersagen können, so liefern sie doch nützliche Aussagen über den prinzipiellen Verlauf der Spektren in Abhängigkeit entscheidender Parameter der Ventilator konstruktion, des Ventilatorbetriebspunktes und der Qualität der Zuströmung. Da der erforderliche Rechenaufwand – etwa im Vergleich zu einer numerischen Simulation – äußerst gering ist, sind die untersuchten Modelle und Verfahren durchaus für die industrielle Anwendung geeignet.

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass Verbesserungen der Schallvorhersage von Ventilatoren unter Verwendung halbempirischer Verfahren erzielt werden können, wenn zusätzliche Schallentstehungsmechanismen wie „Strömungsablösung“ und „Interaktion der Schaufeln mit der Gehäusewand“ modelliert und berücksichtigt werden.

Mit großer Wahrscheinlichkeit ist es in Zukunft, vielleicht in einem bis zwei Jahrzehnten möglich, die Schallleistung eines Ventilators auf der Grundlage einer CFD-CAA-Kopplung durch numerische Verfahren direkt zu berechnen. Damit kann eine größere Detailtreue der berechneten Spektren erwartet werden.

## Anhang

### A Messaufbau

#### A.1 Akustische Messungen

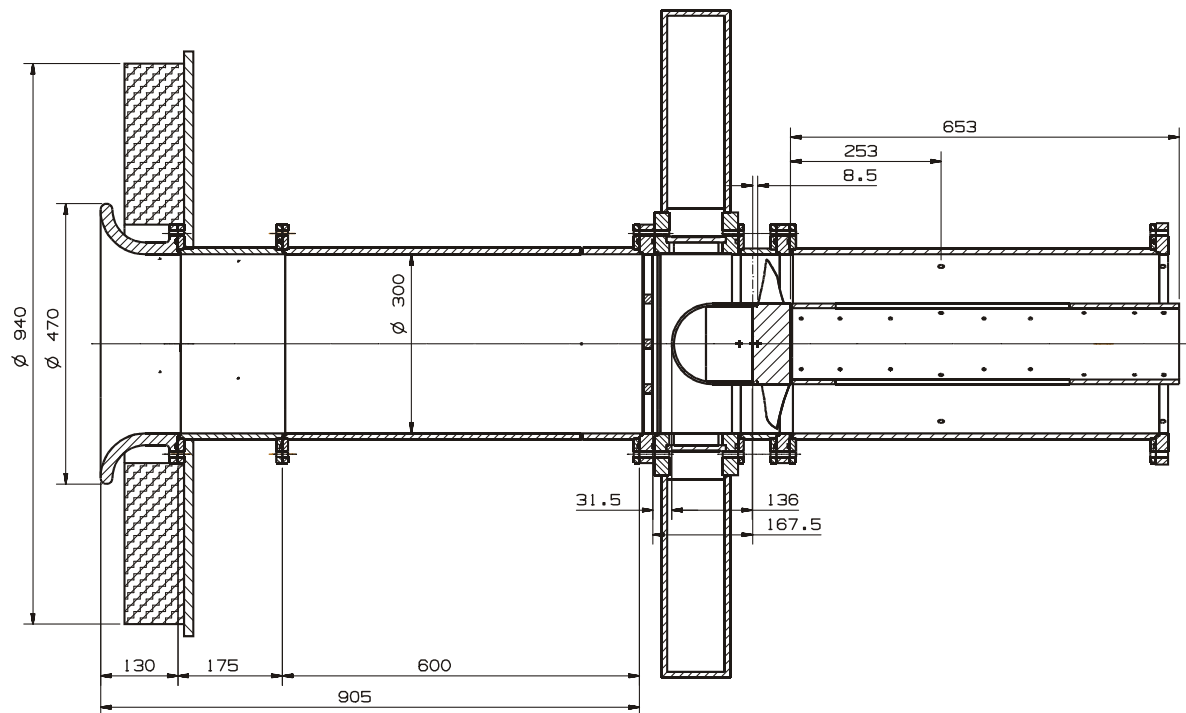


Bild A.1: Messaufbau für akustische Messungen, Einlaufkonfiguration 1 (EK 1), Turbulenzerzeuger (RPG2) eingebaut

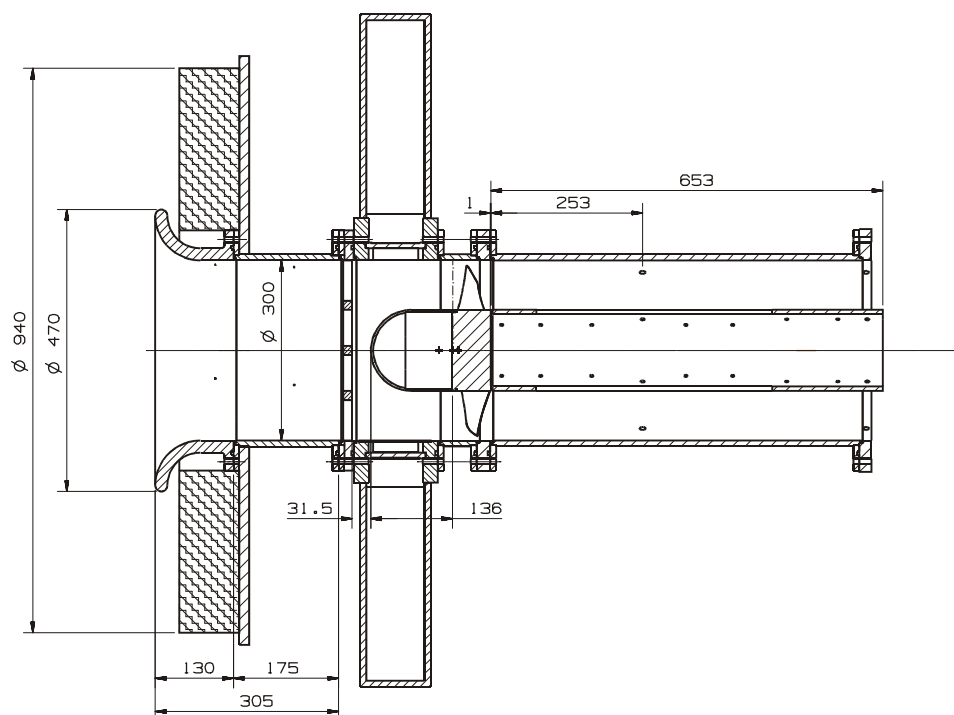


Bild A.2: Messaufbau für akustische Messungen, Einlaufkonfiguration 2 (EK 2), Turbulenzerzeuger (RPG2) eingebaut

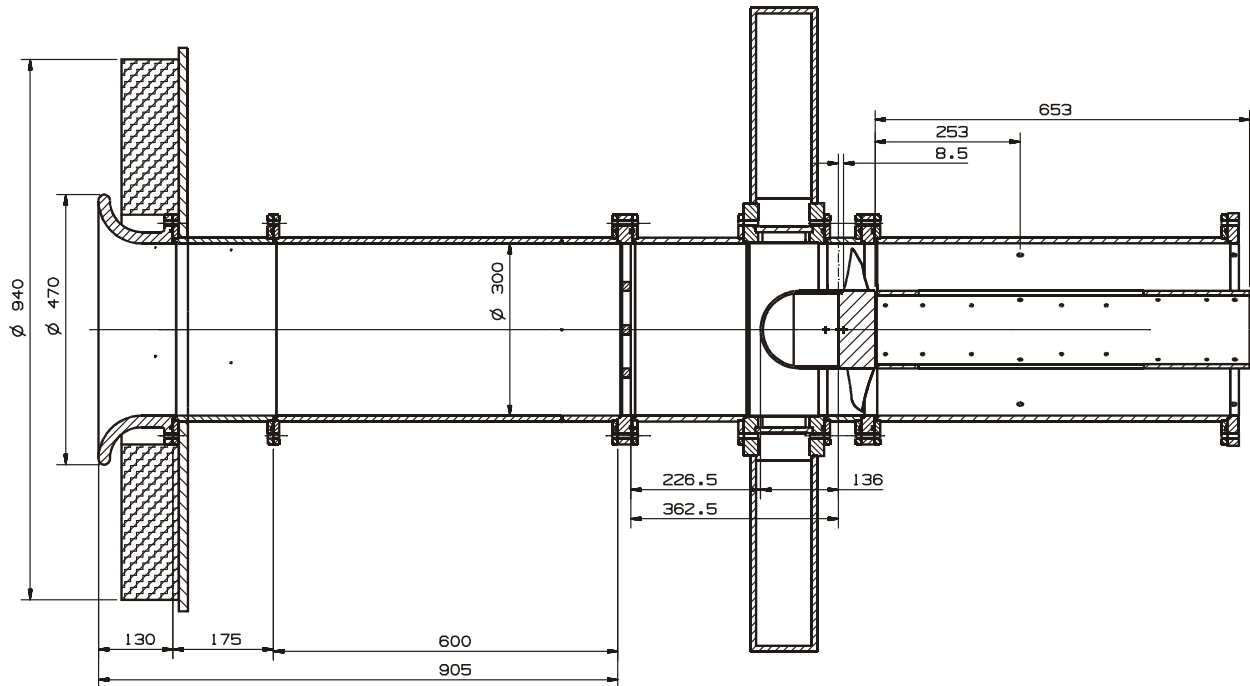


Bild A.3: Messaufbau für akustische Messungen, Einlaufkonfiguration 3 (EK 3), Turbulenzerzeuger (RPG2) eingebaut

## A.2 Messung der Zuströmturbulenz (Hitzdrahtanemometrie)

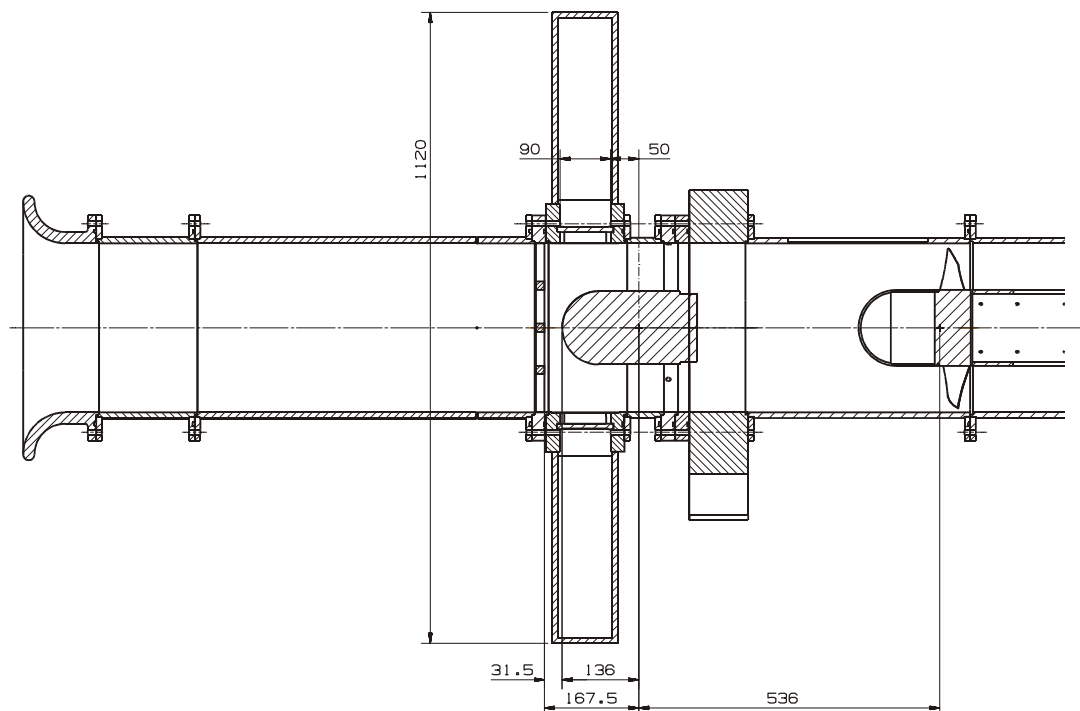


Bild A.4: Messaufbau zur Untersuchung der Zuströmturbulenz, Einlaufkonfiguration 1 (EK 1), Turbulenzerzeuger (RPG2) eingebaut, Bemaßung des Einlaufrohres: s. Bild A.1

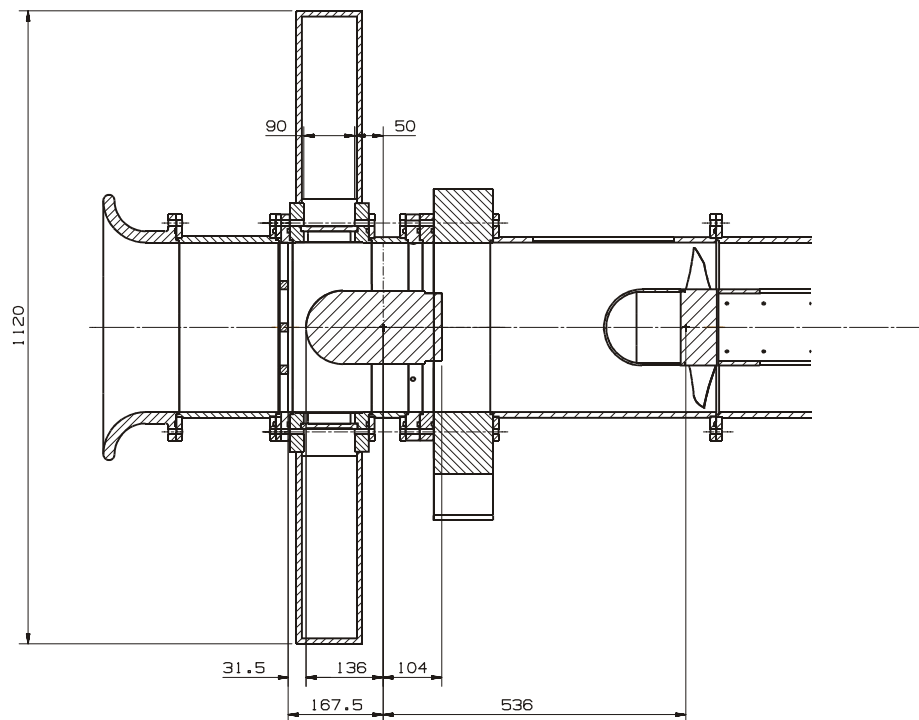


Bild A.5: Messaufbau zur Untersuchung der Zuströmturbulenz, Einlaufkonfiguration 2 (EK 2), Turbulenzerzeuger (RPG2) eingebaut, Bemaßung des Einlaufrohres: s. Bild A.2

### A.3 Turbulence Control Screen (TCS)

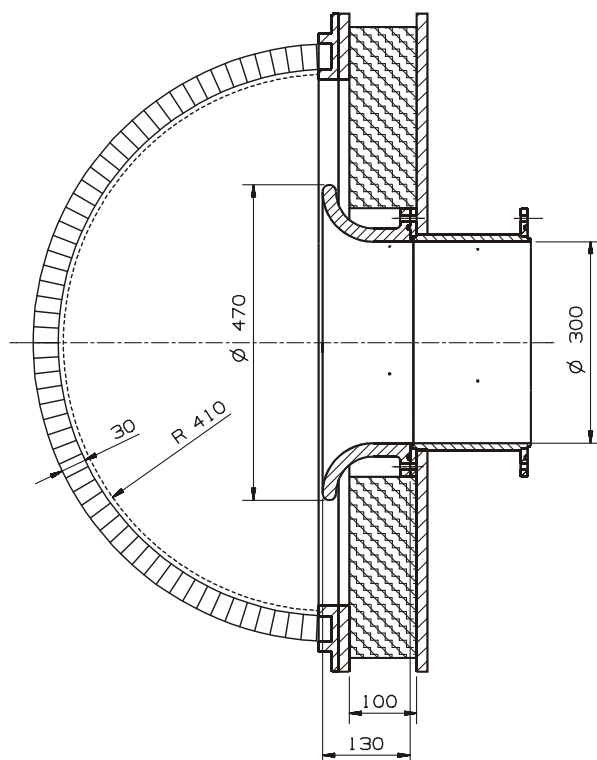


Bild A.6: Turbulenzschirm (TCS) zur Beeinflussung der Zuströmturbulenz

## B Ergebnisse der Zuströmturbulenzmessung

In diesem Anhang werden die Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen dargestellt. Dabei wurden Volumenströme durch die Messeinrichtung eingestellt, die den Betriebspunkten  $\varphi = 0,170$ ,  $\varphi = 0,179$  (Nennbetriebspunkt),  $\varphi = 0,200$  und  $\varphi = 0,220$  des untersuchten Axialventilators entsprechen. Bild B.1 bis Bild B.36 zeigen für jede untersuchte Konfiguration Konturplots der zeitlich gemittelten lokalen Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\overline{c_x}$ , des lokalen Turbulenzgrades  $Tu$ , des lokalen axialen Längenmaßes  $\Lambda_x$  in Richtung der Hauptströmung und des lokalen Kreuzkorrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  sowie ein Diagramm der umfanglich gemittelten Werte (\*) für  $\overline{c_x}$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  und des aus  $\rho_{xy}$  ermittelten umfanglichen Längenmaßes  $\Lambda_u$ .

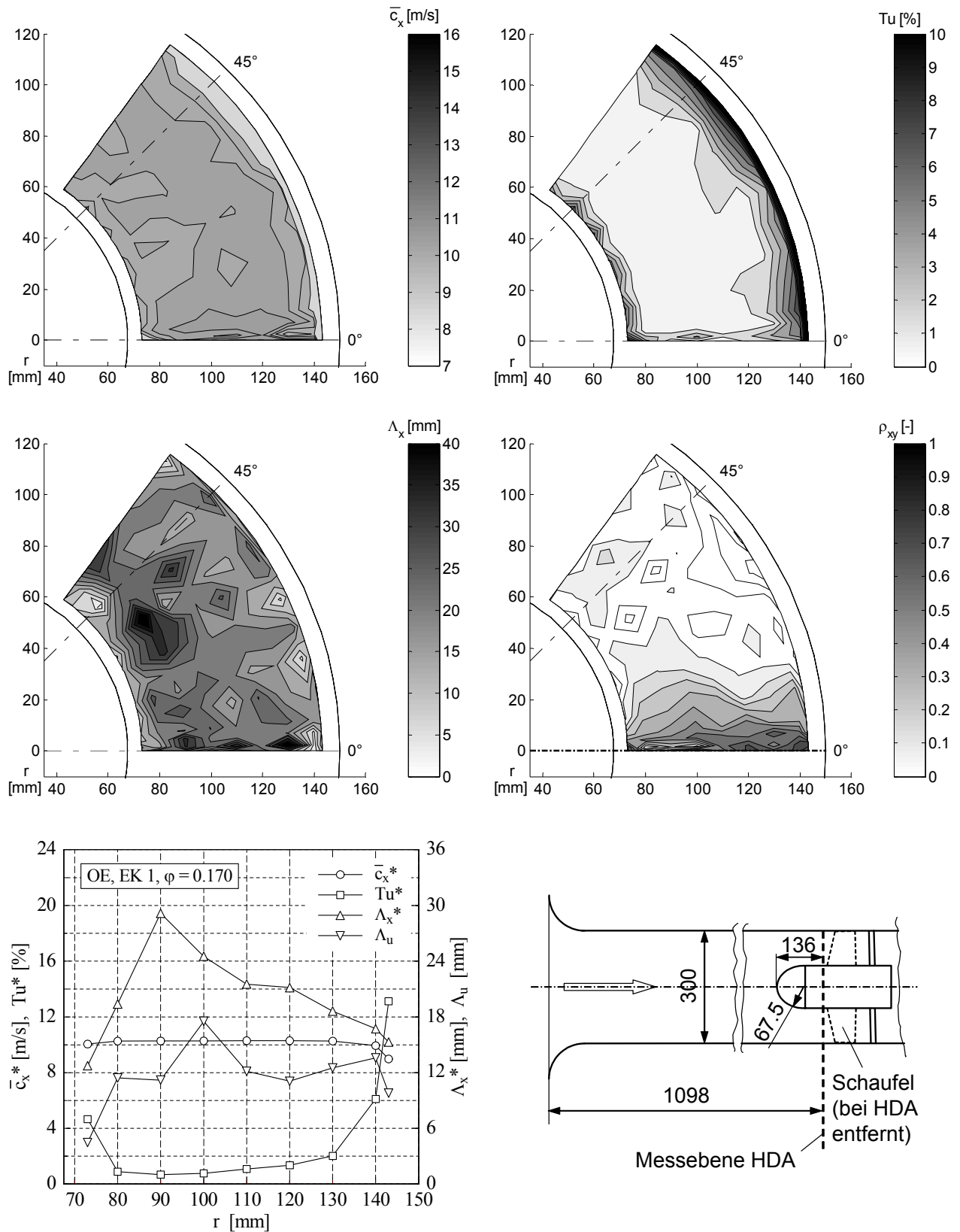


Bild B.1: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

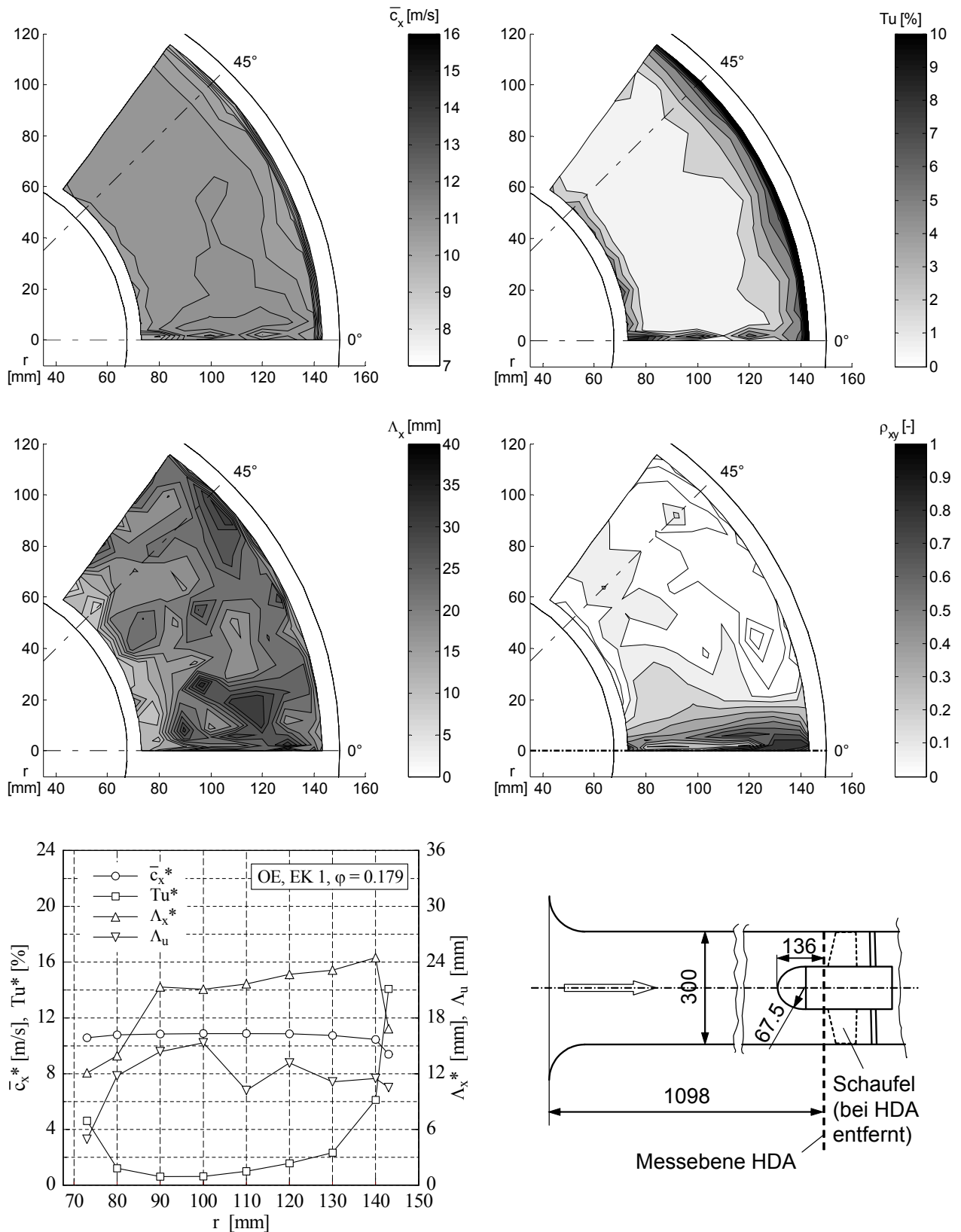


Bild B.2: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

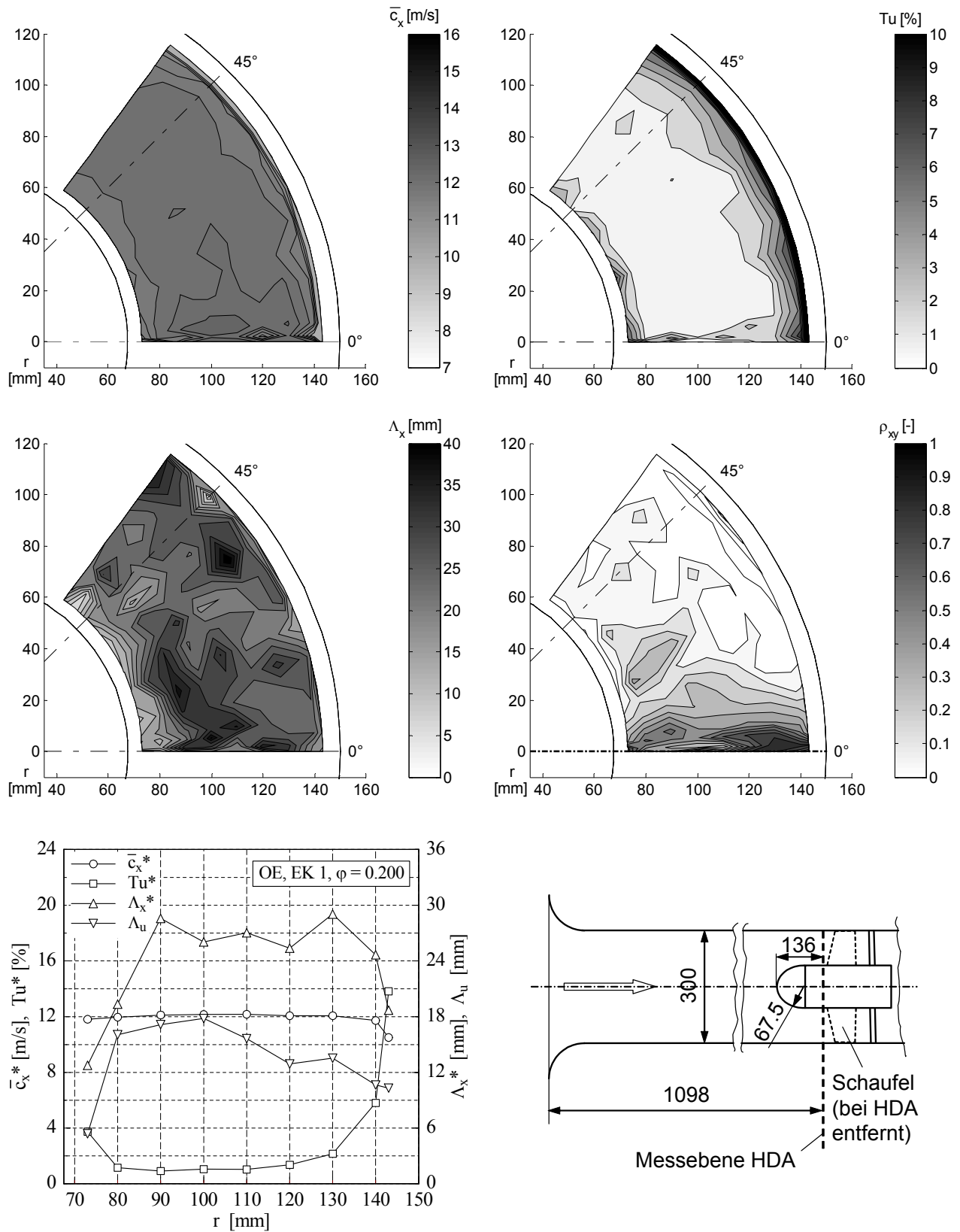


Bild B.3: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



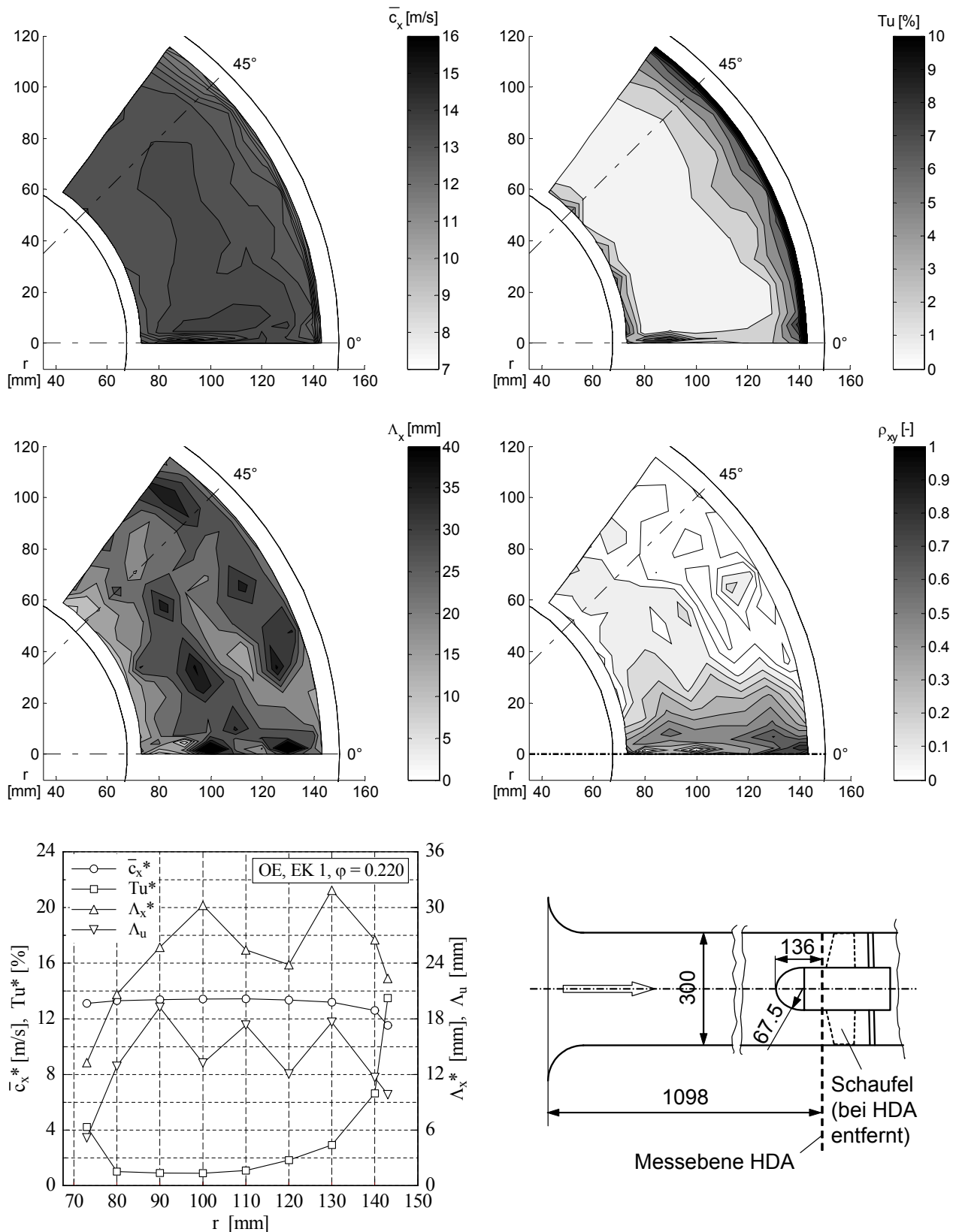


Bild B.4: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 1,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

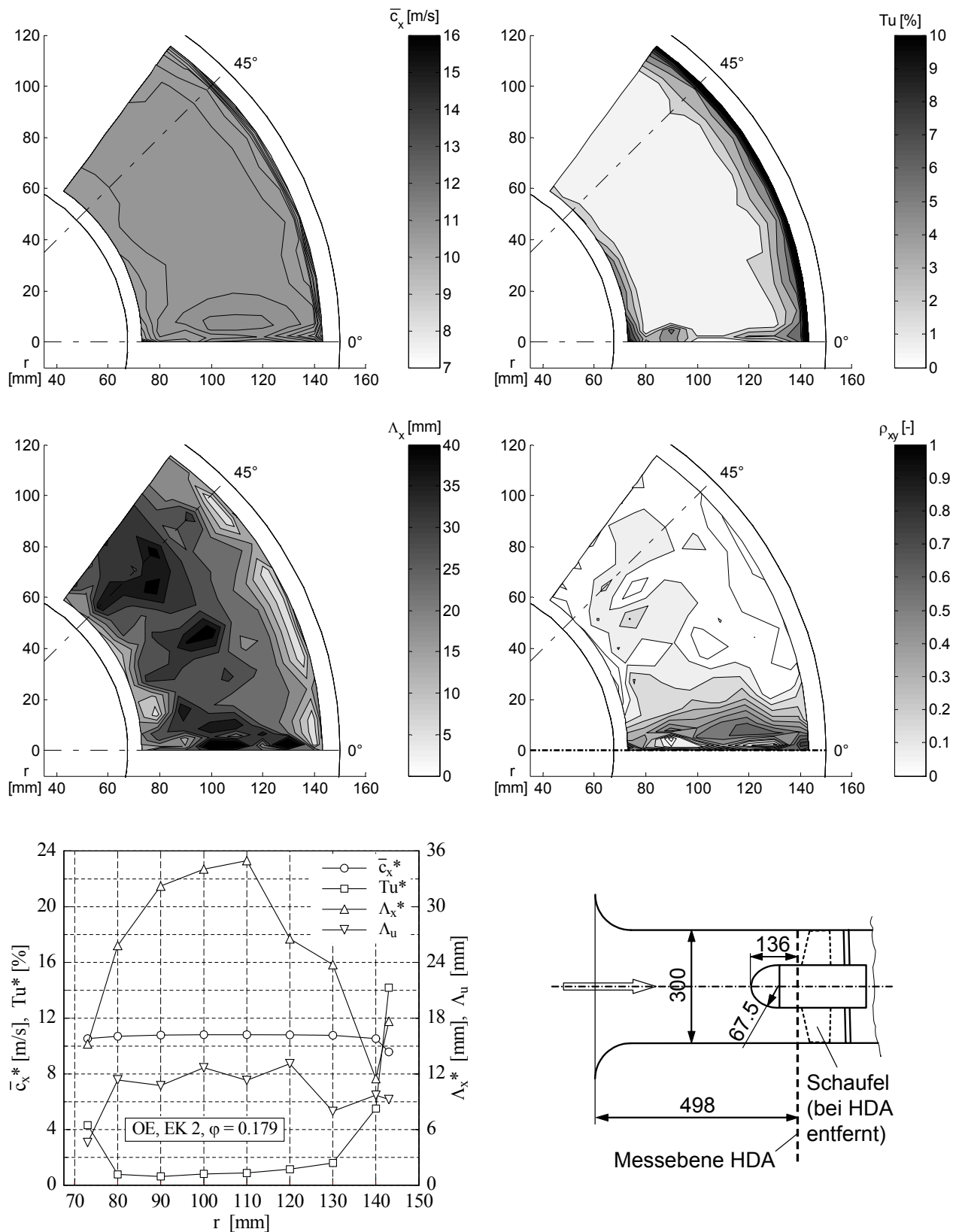


Bild B.5: HDA-Messung der Konfiguration OE, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

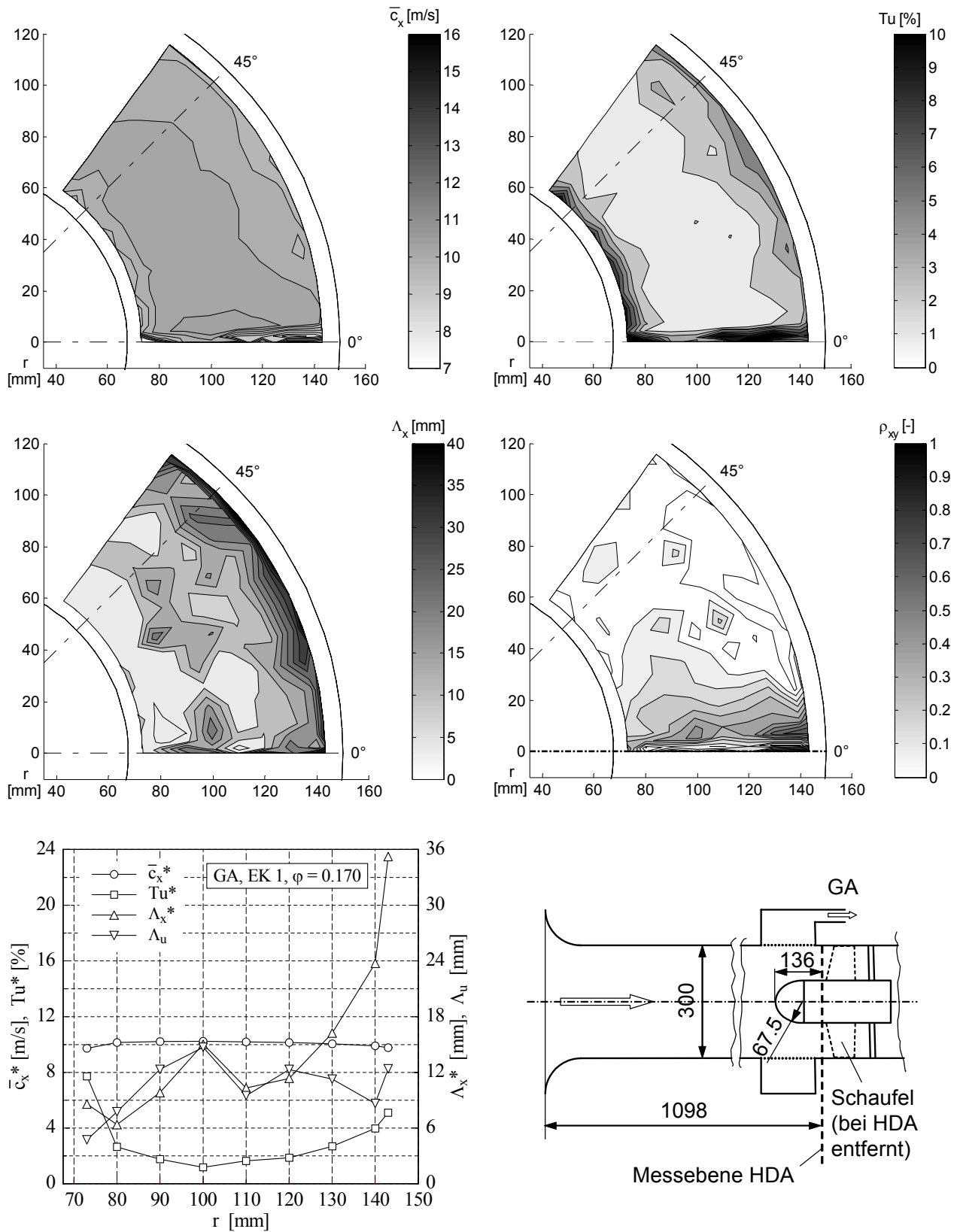


Bild B.6: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 1,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

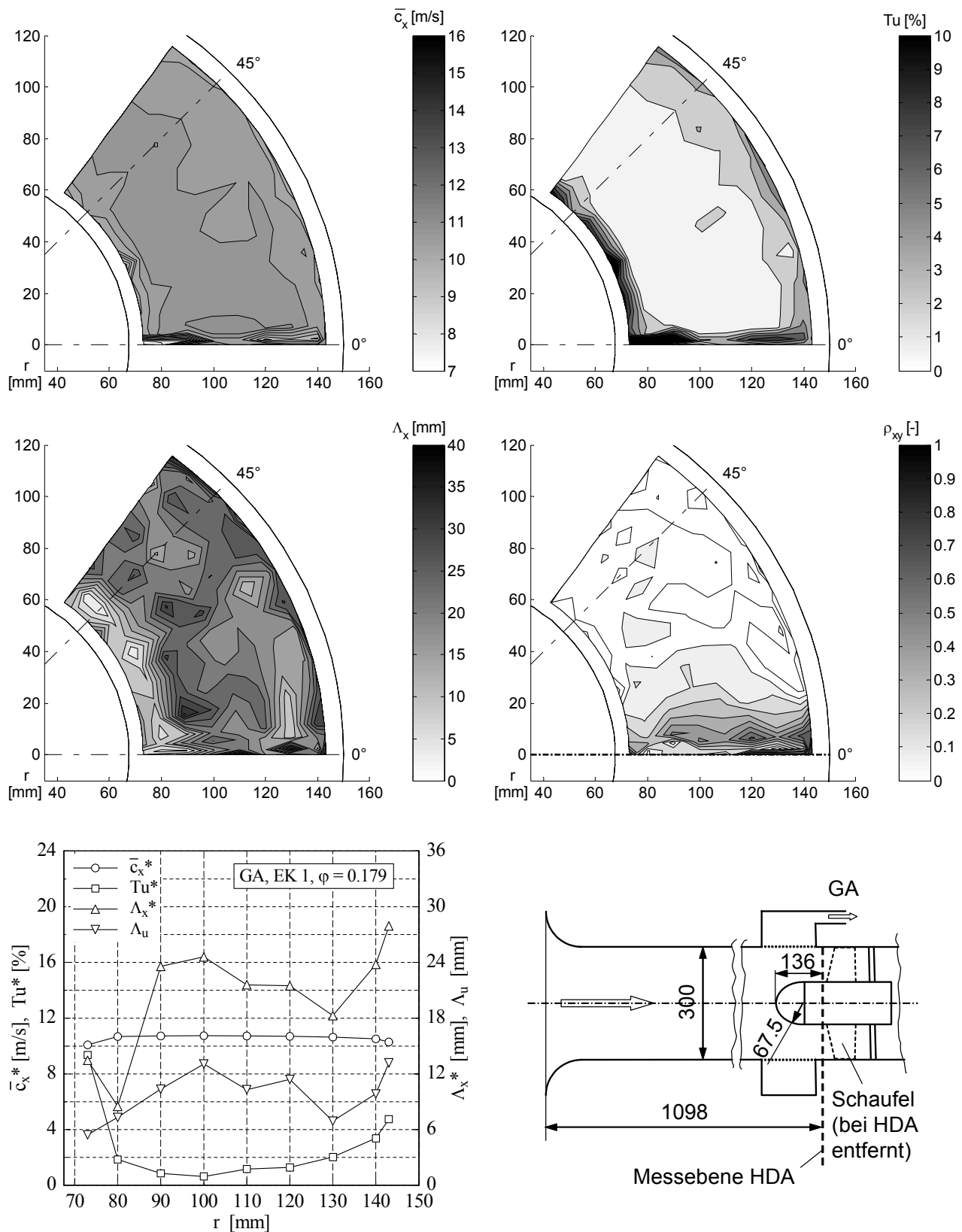


Bild B.7: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

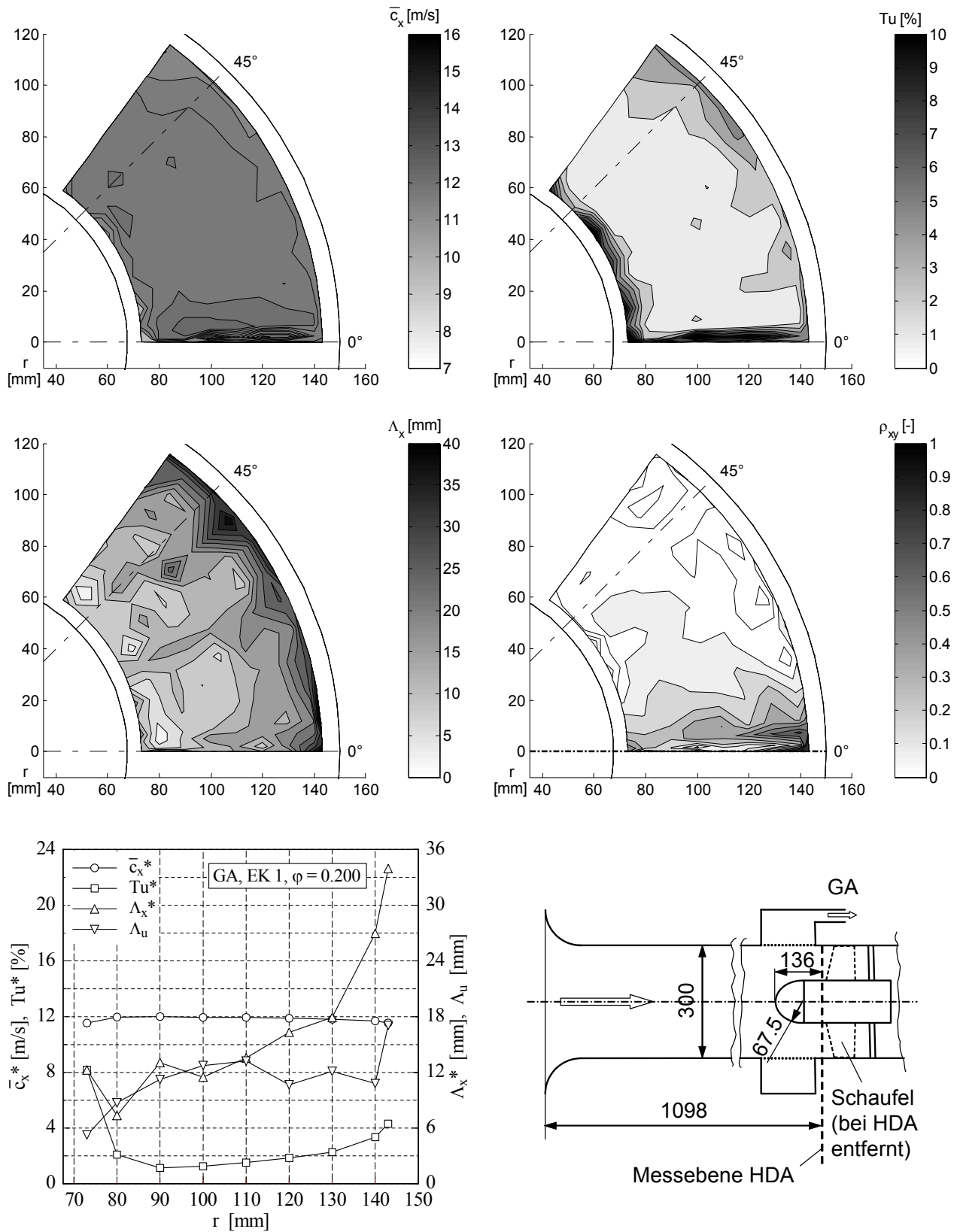


Bild B.8: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 1,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

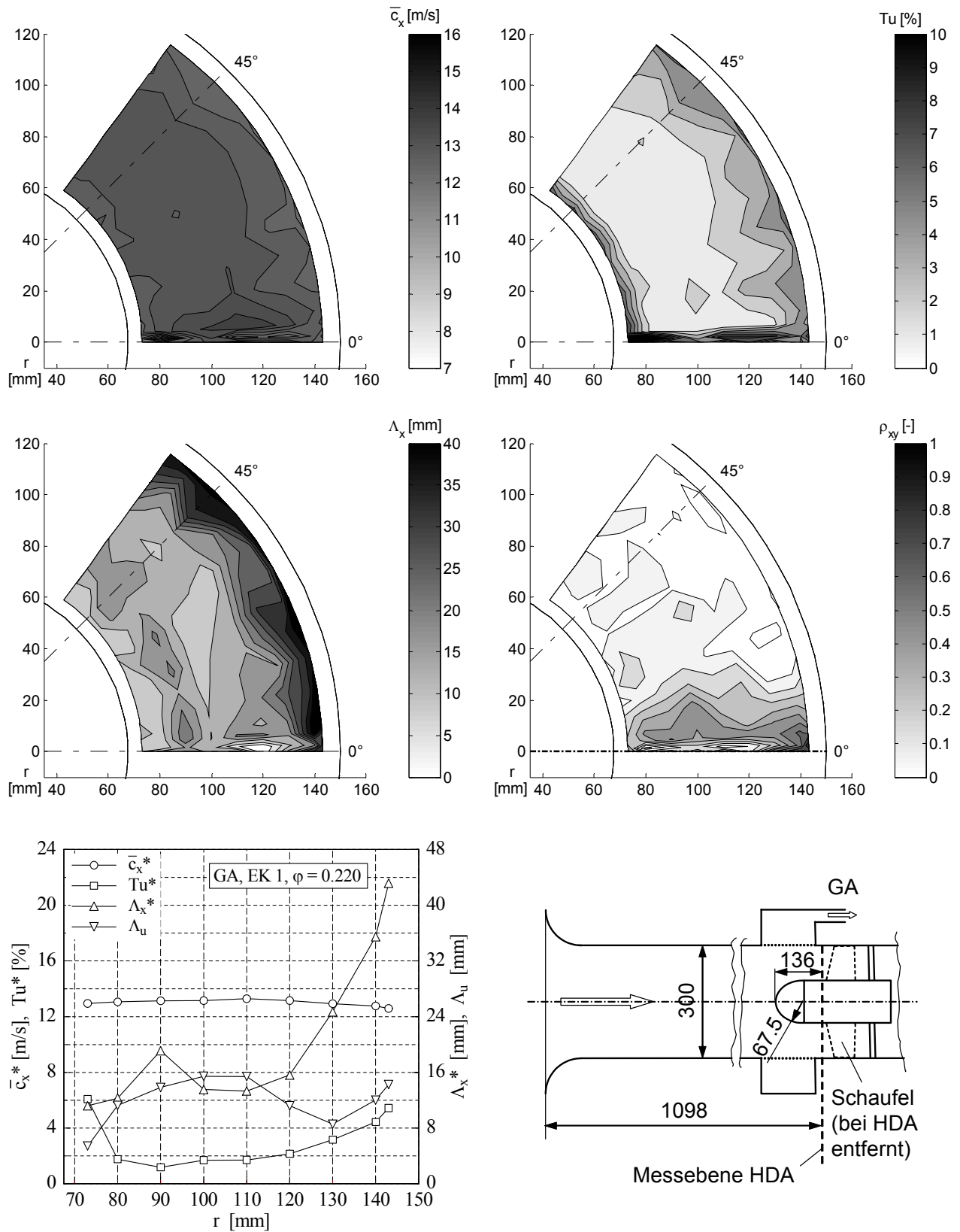


Bild B.9: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 1,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

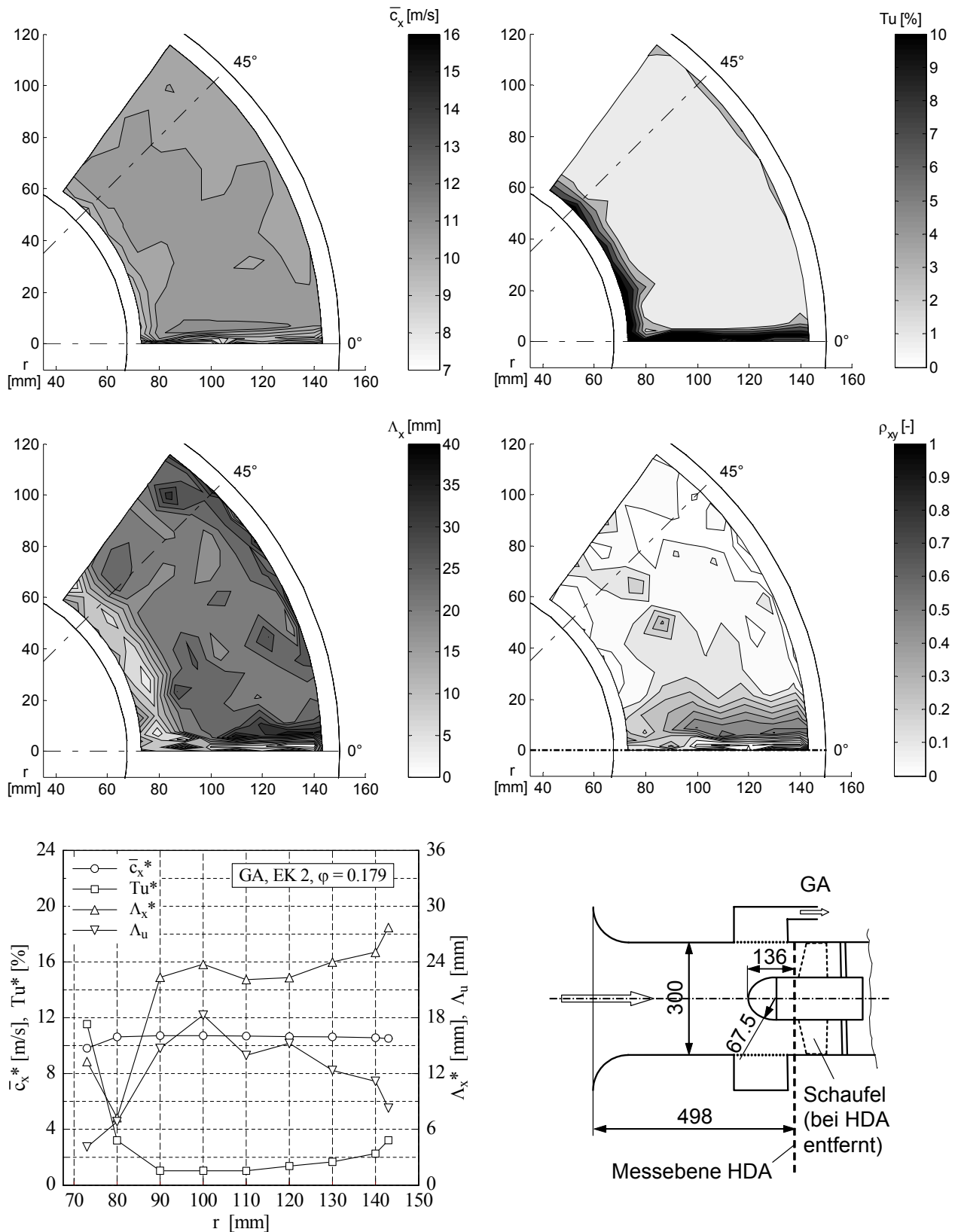


Bild B.10: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

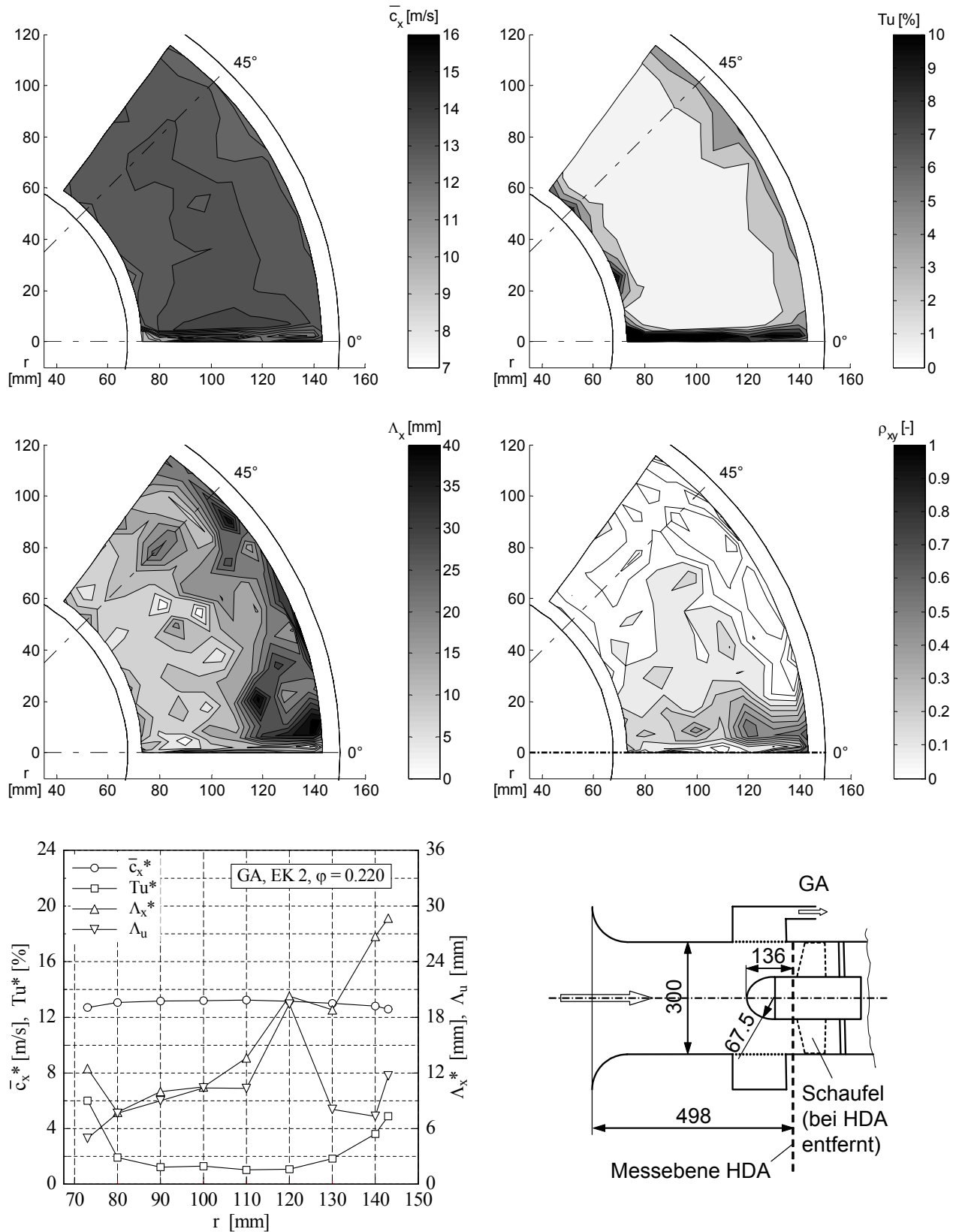


Bild B.11: HDA-Messung der Konfiguration GA, EK 2,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



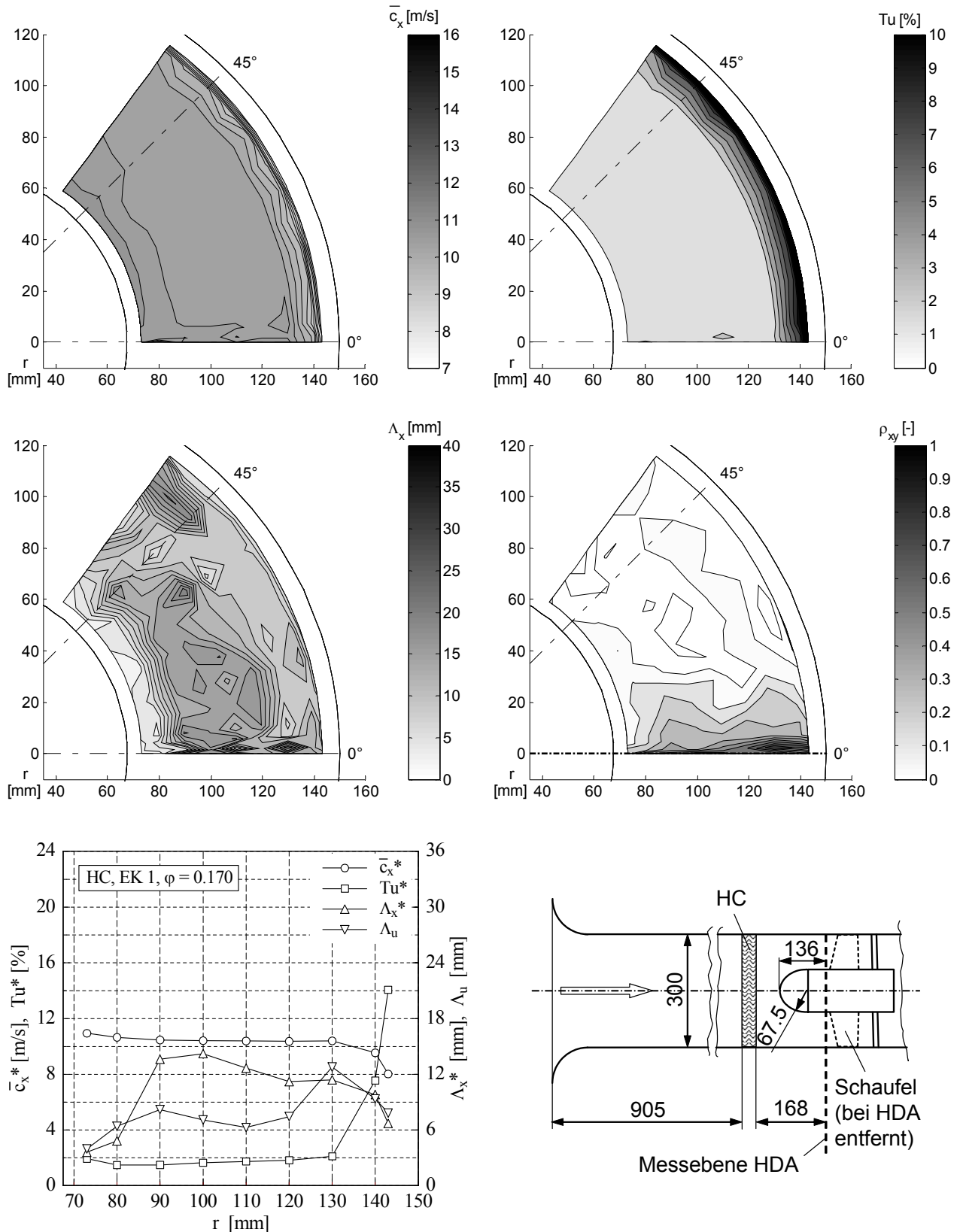


Bild B.12: HDA-Messung der Konfiguration HC, EK 1,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

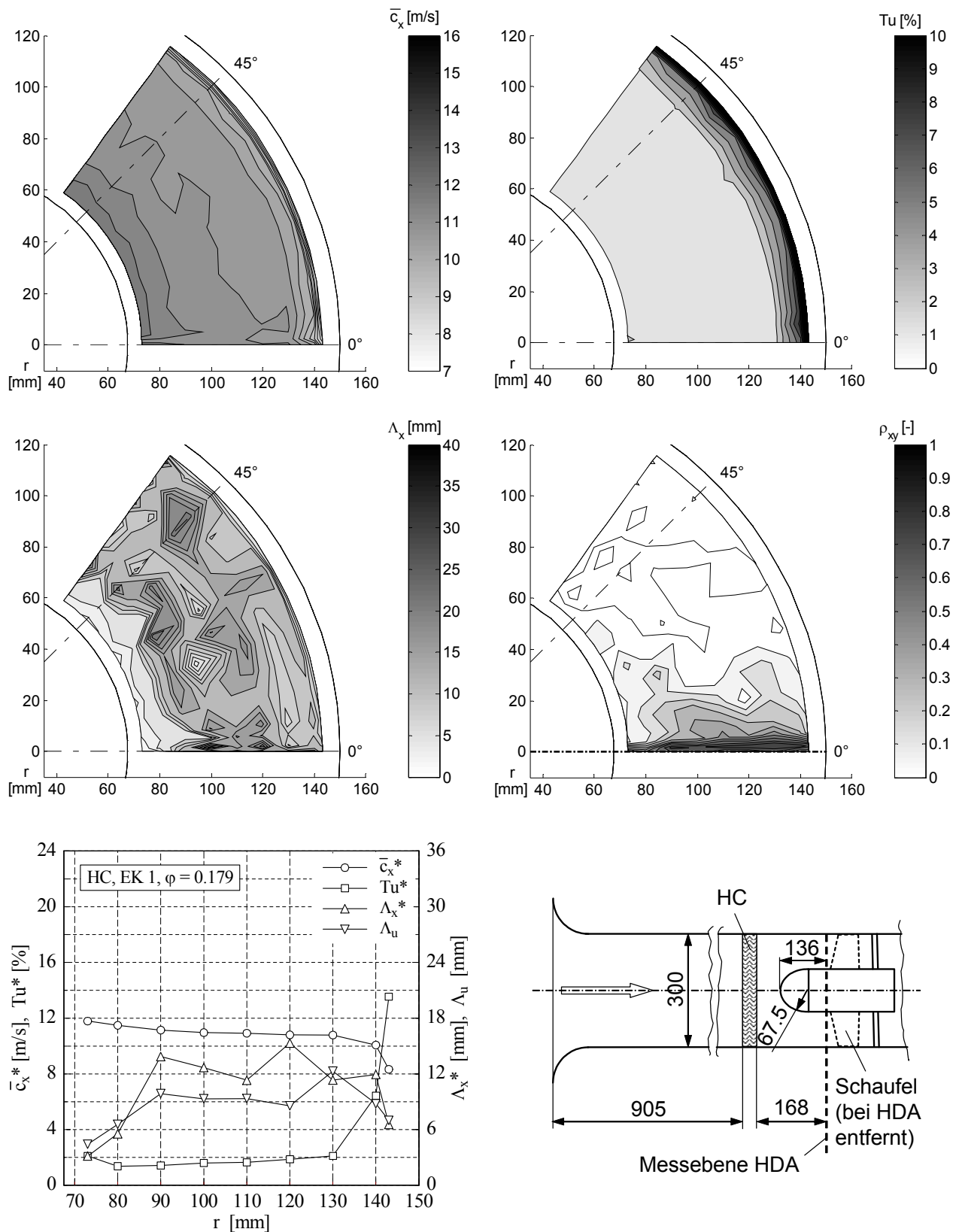


Bild B.13: HDA-Messung der Konfiguration HC, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

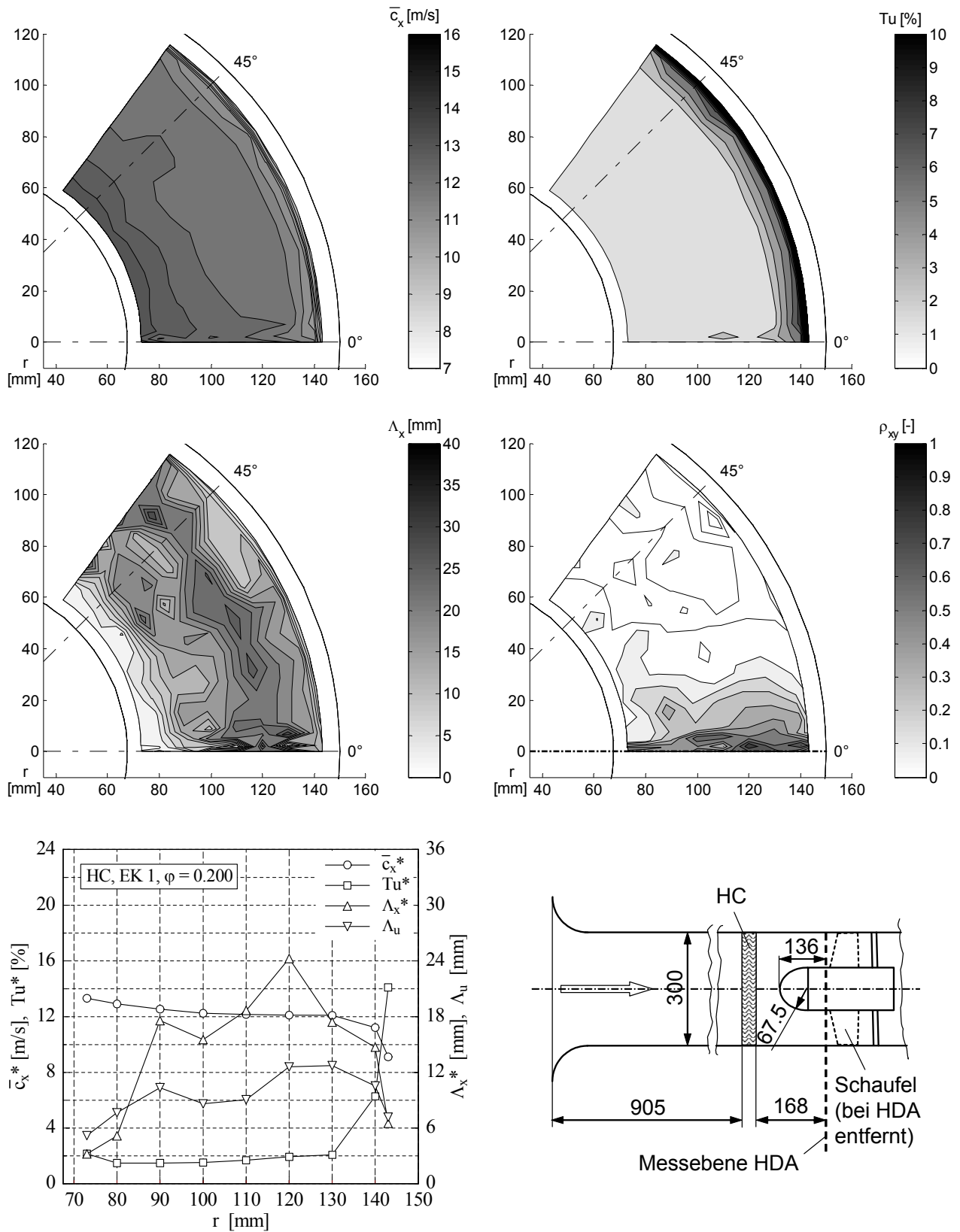


Bild B.14: HDA-Messung der Konfiguration HC, EK 1,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

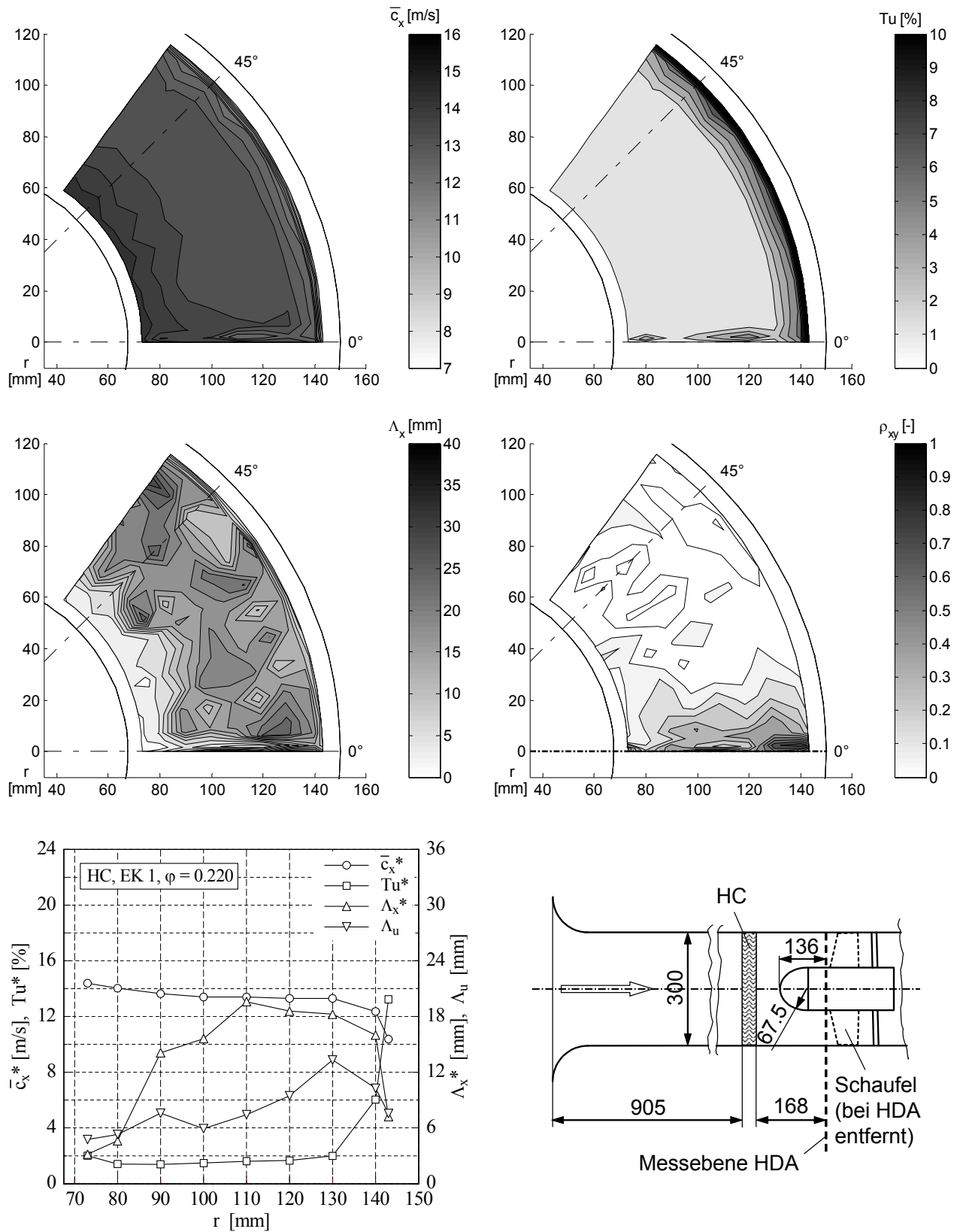


Bild B.15: HDA-Messung der Konfiguration HC, EK 1,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

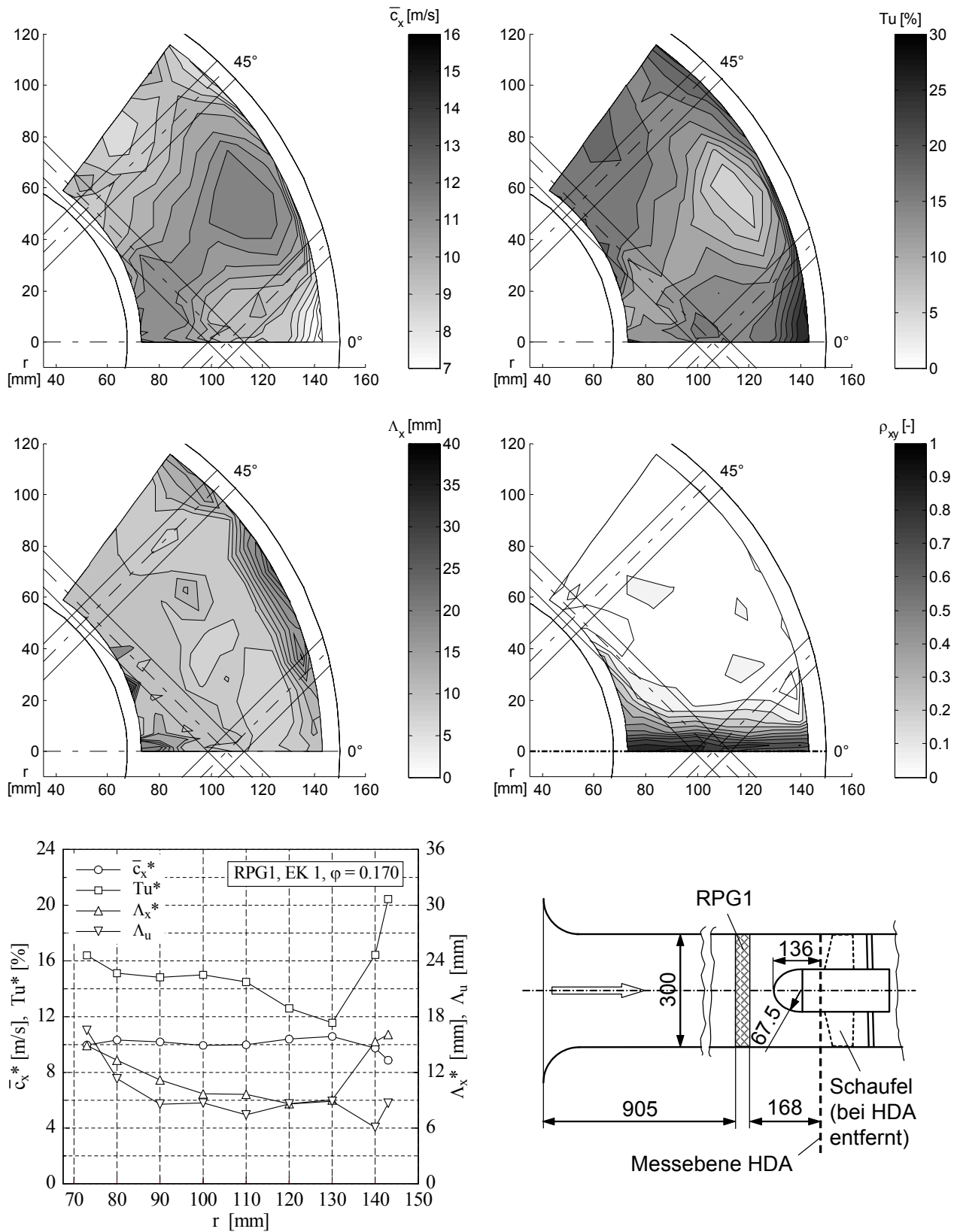


Bild B.16: HDA-Messung der Konfiguration RPG1, EK 1,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

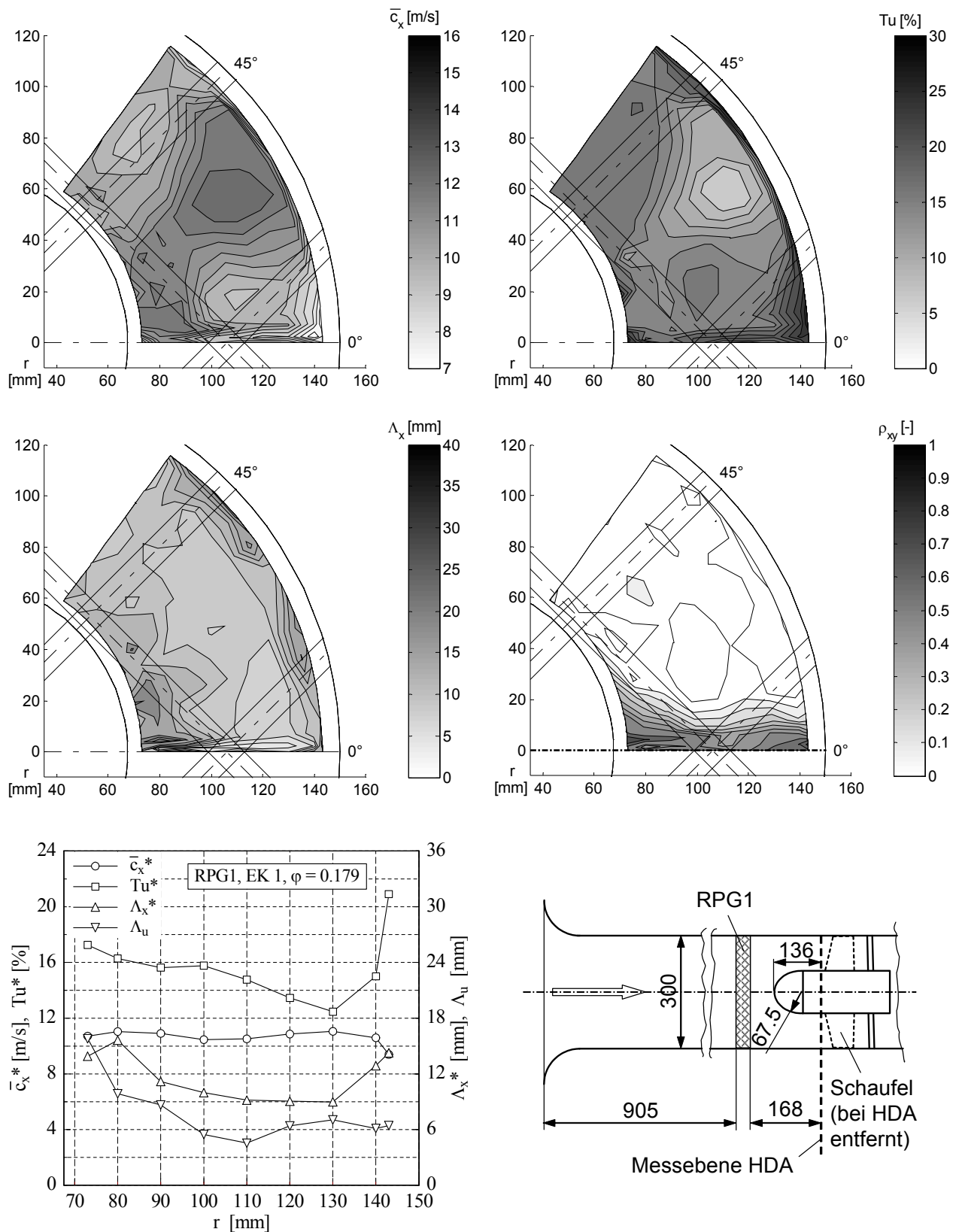


Bild B.17: HDA-Messung der Konfiguration RPG1, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

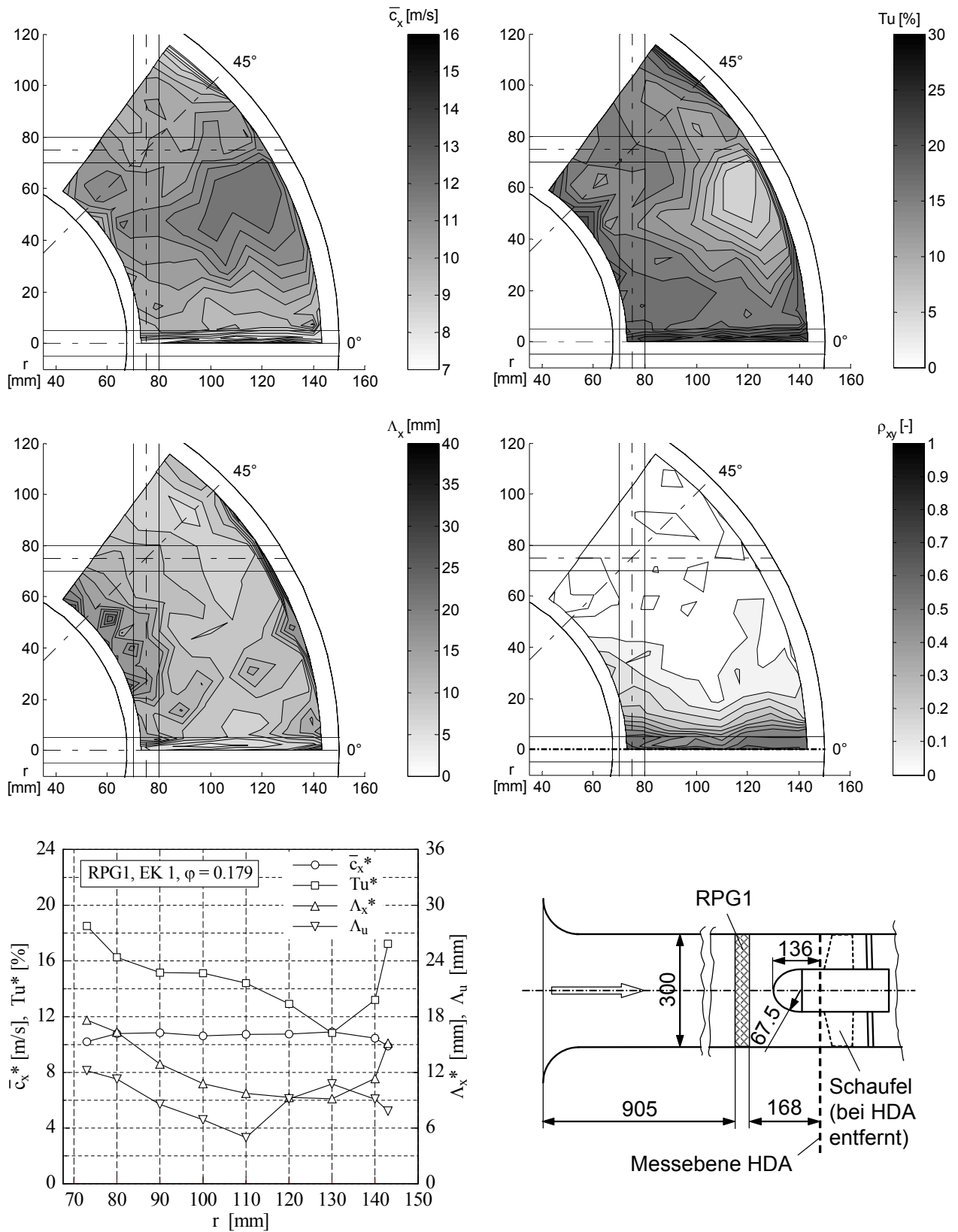


Bild B.18: HDA-Messung der Konfiguration RPG1 (um 45° gegenüber Bild B.17 verdreht), EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

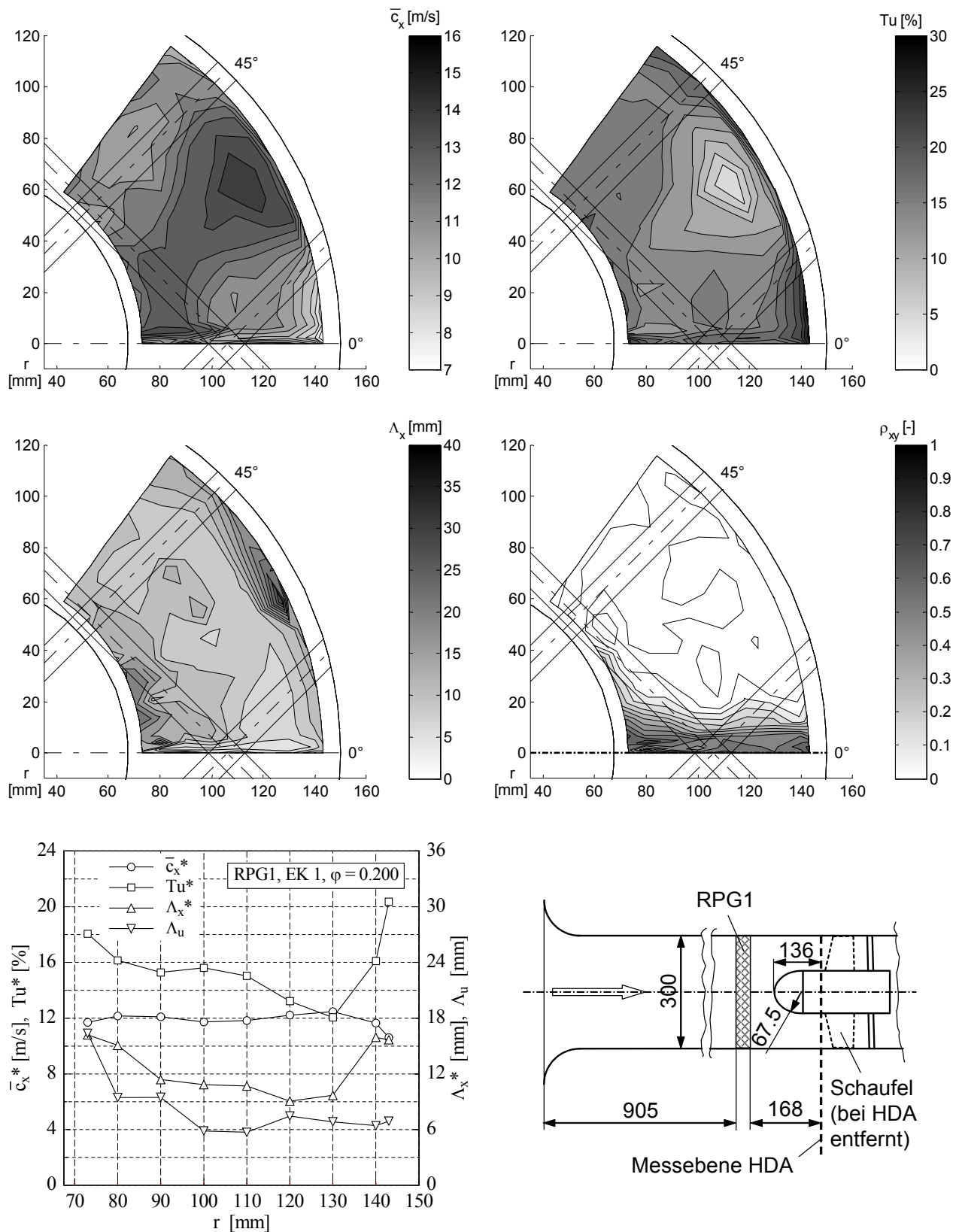


Bild B.19: HDA-Messung der Konfiguration RPG1, EK 1,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



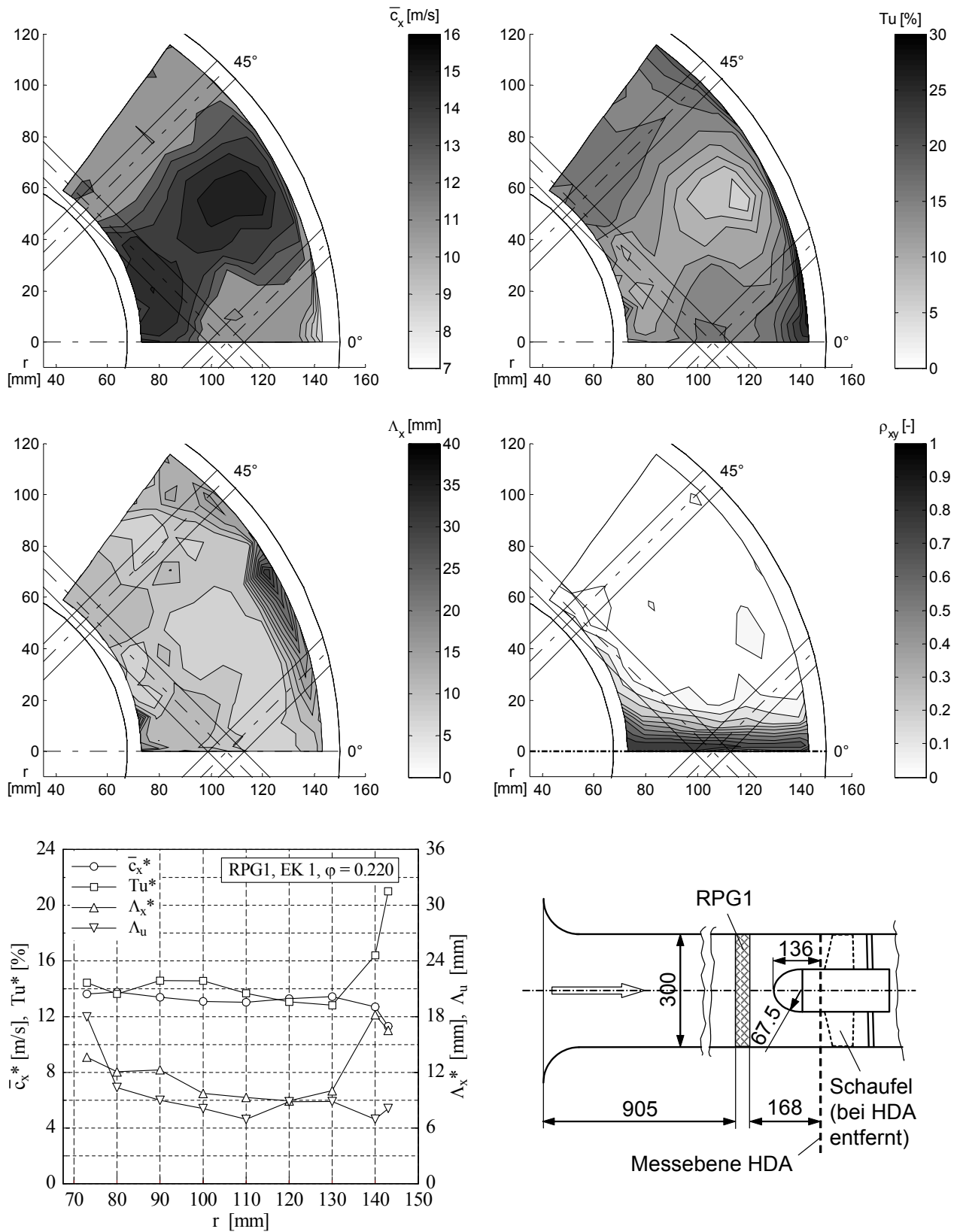


Bild B.20: HDA-Messung der Konfiguration RPG1, EK 1,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

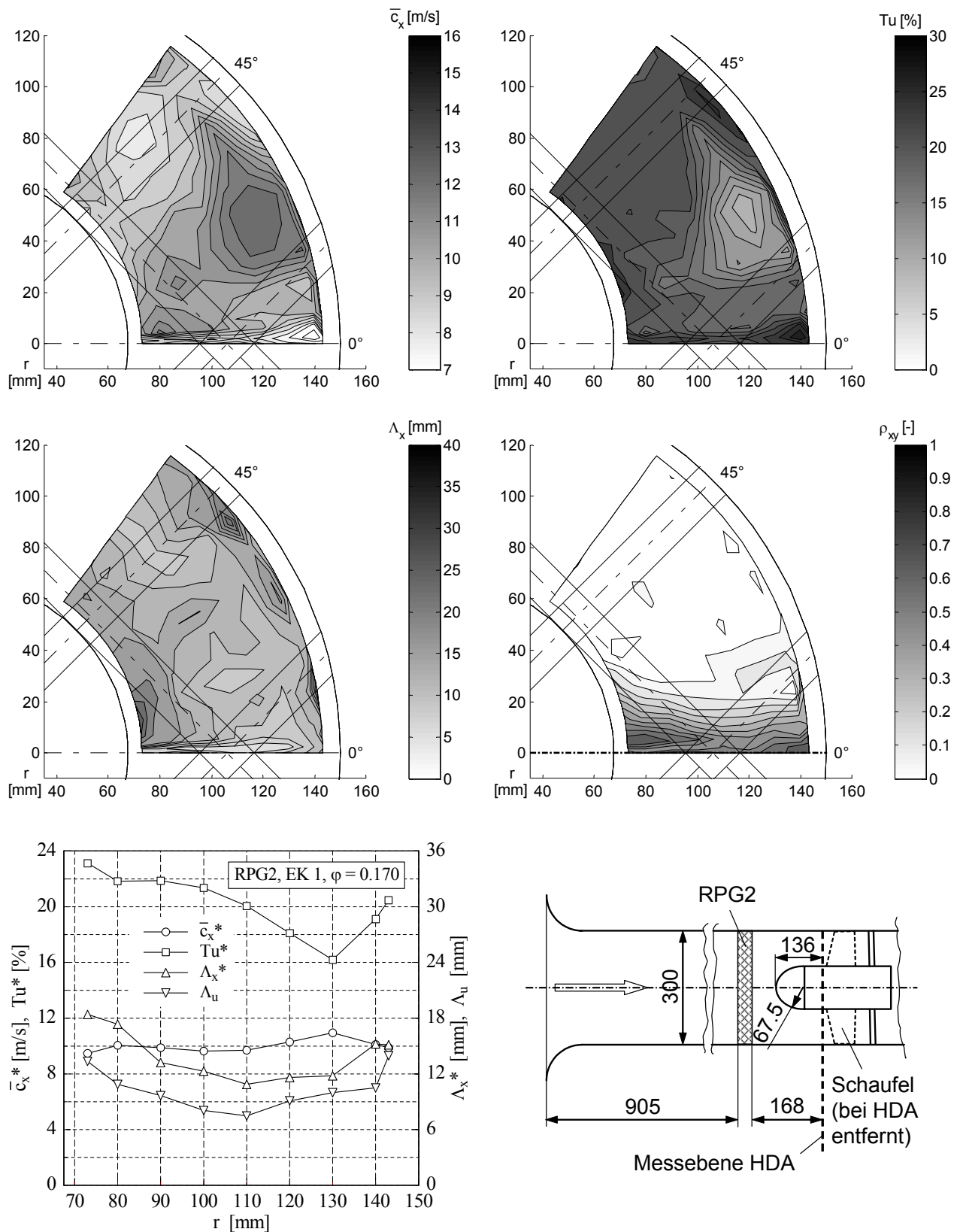


Bild B.21: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 1,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

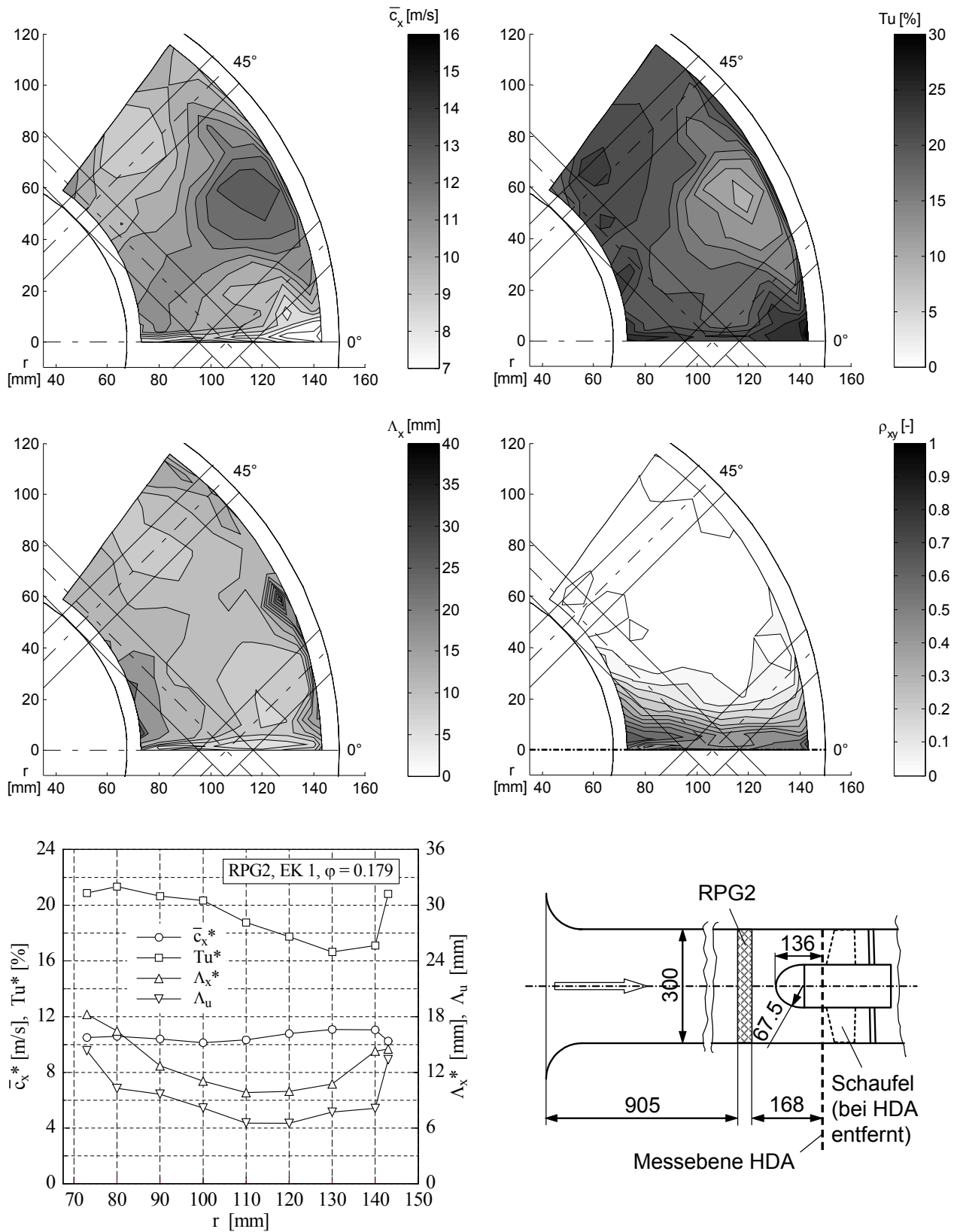


Bild B.22: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

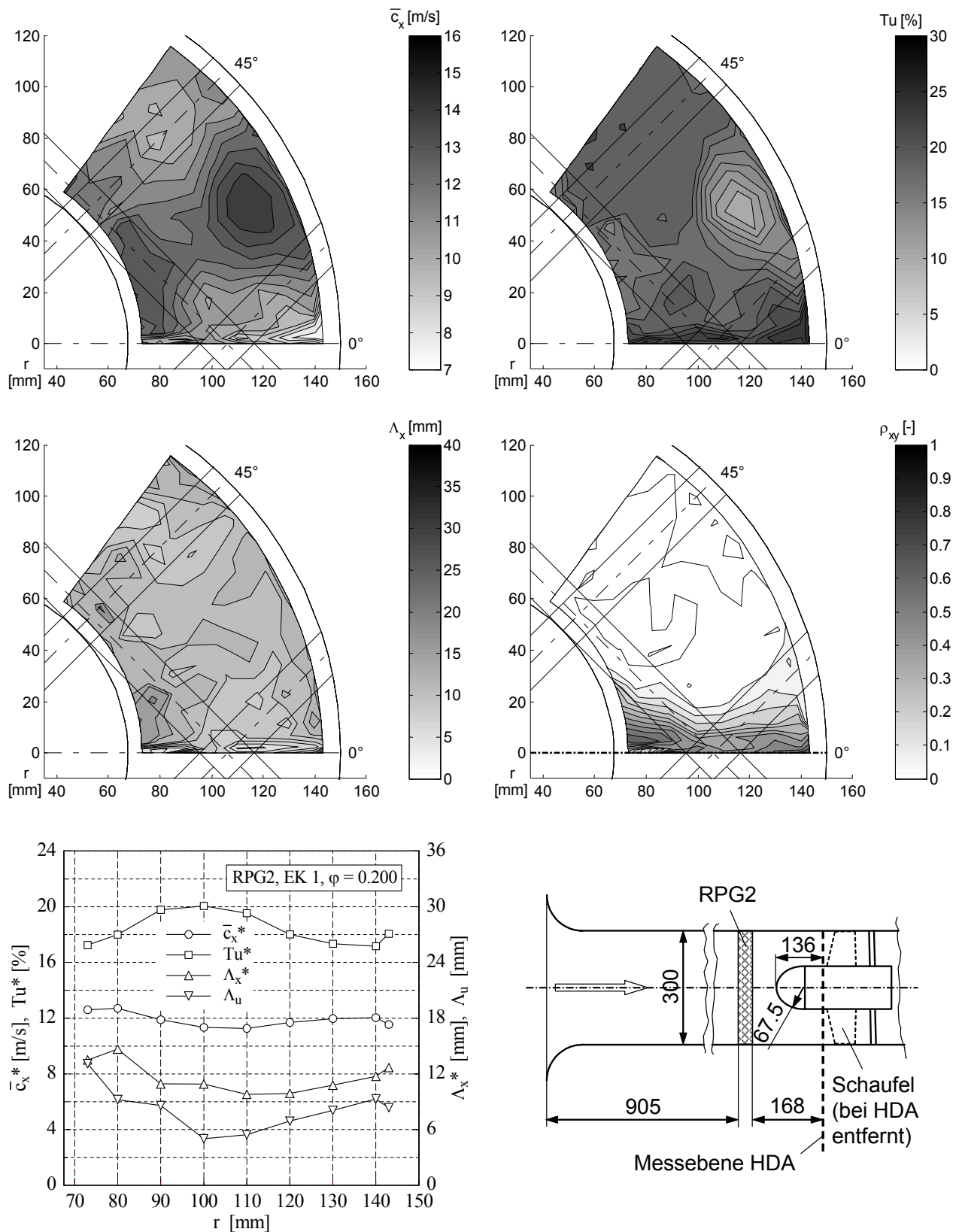


Bild B.23: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 1,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

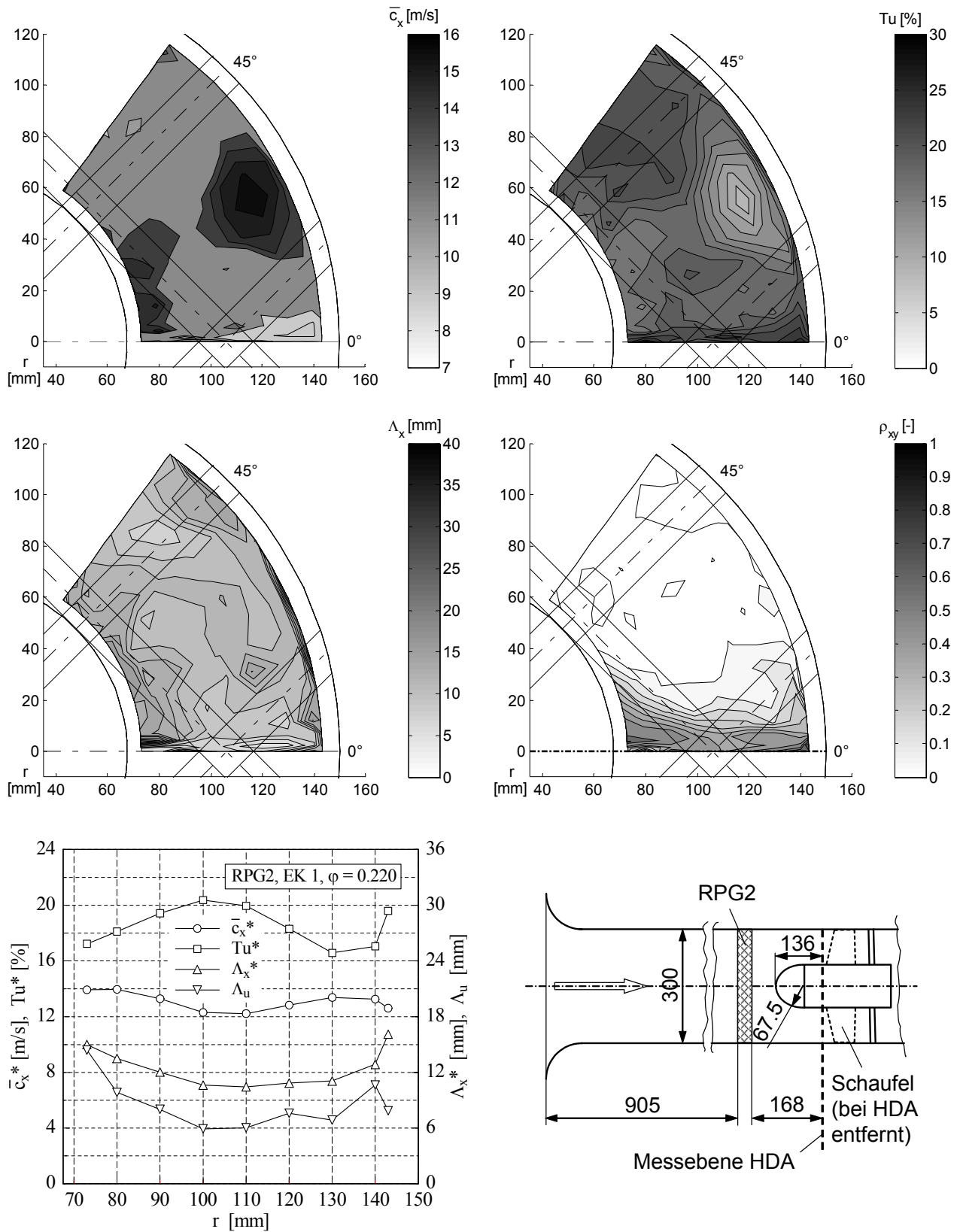


Bild B.24: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 1,  $\phi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

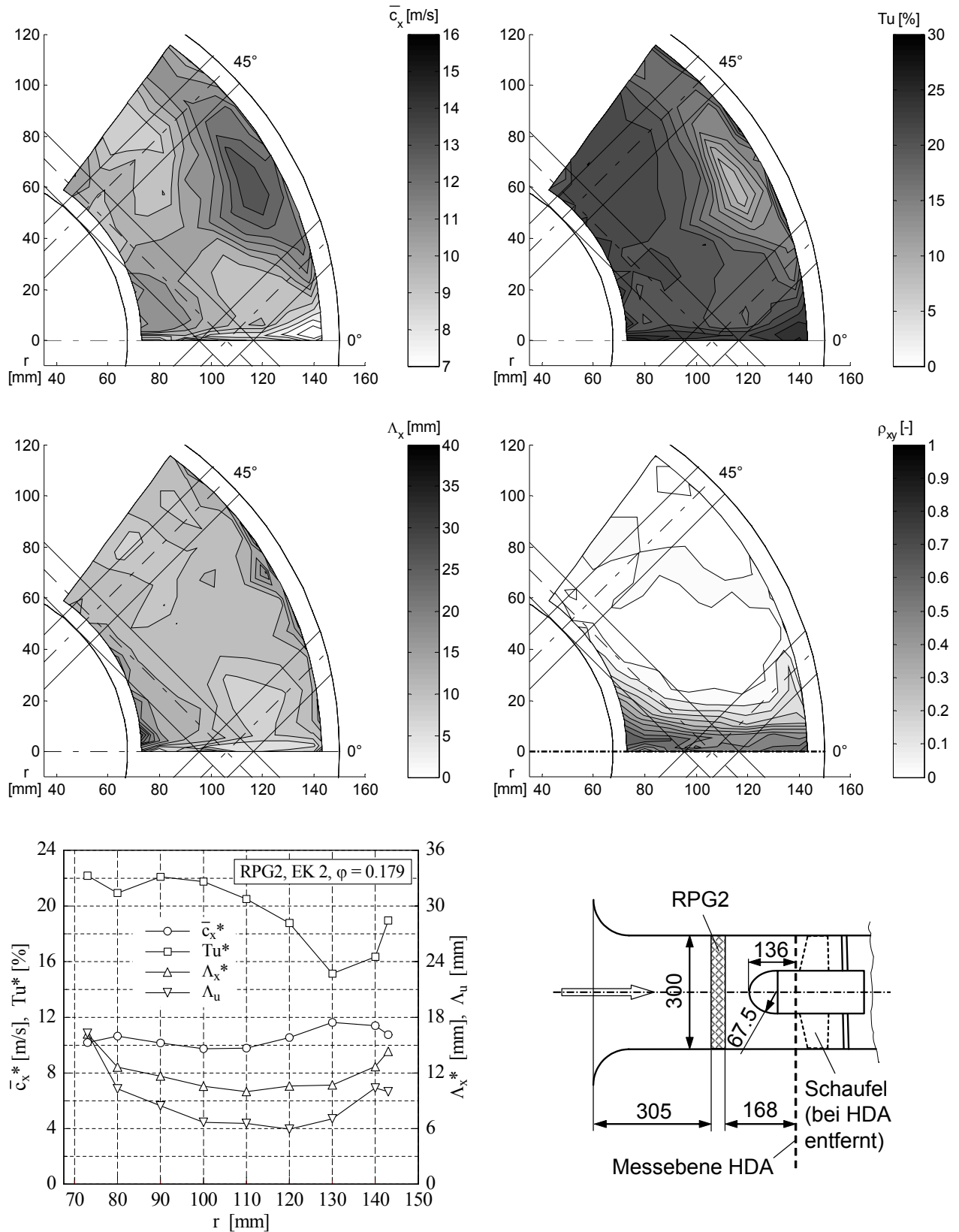


Bild B.25: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

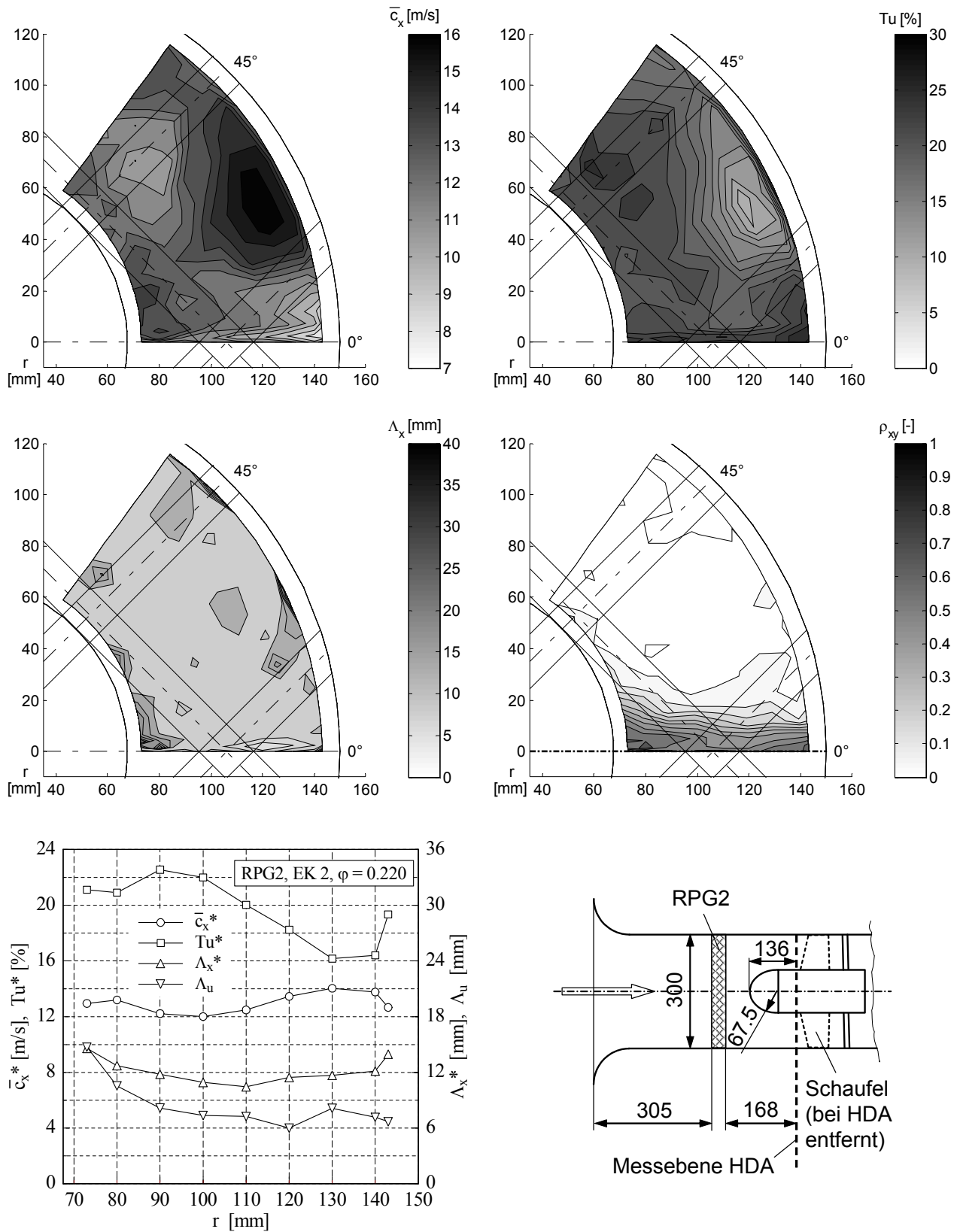


Bild B.26: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 2,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

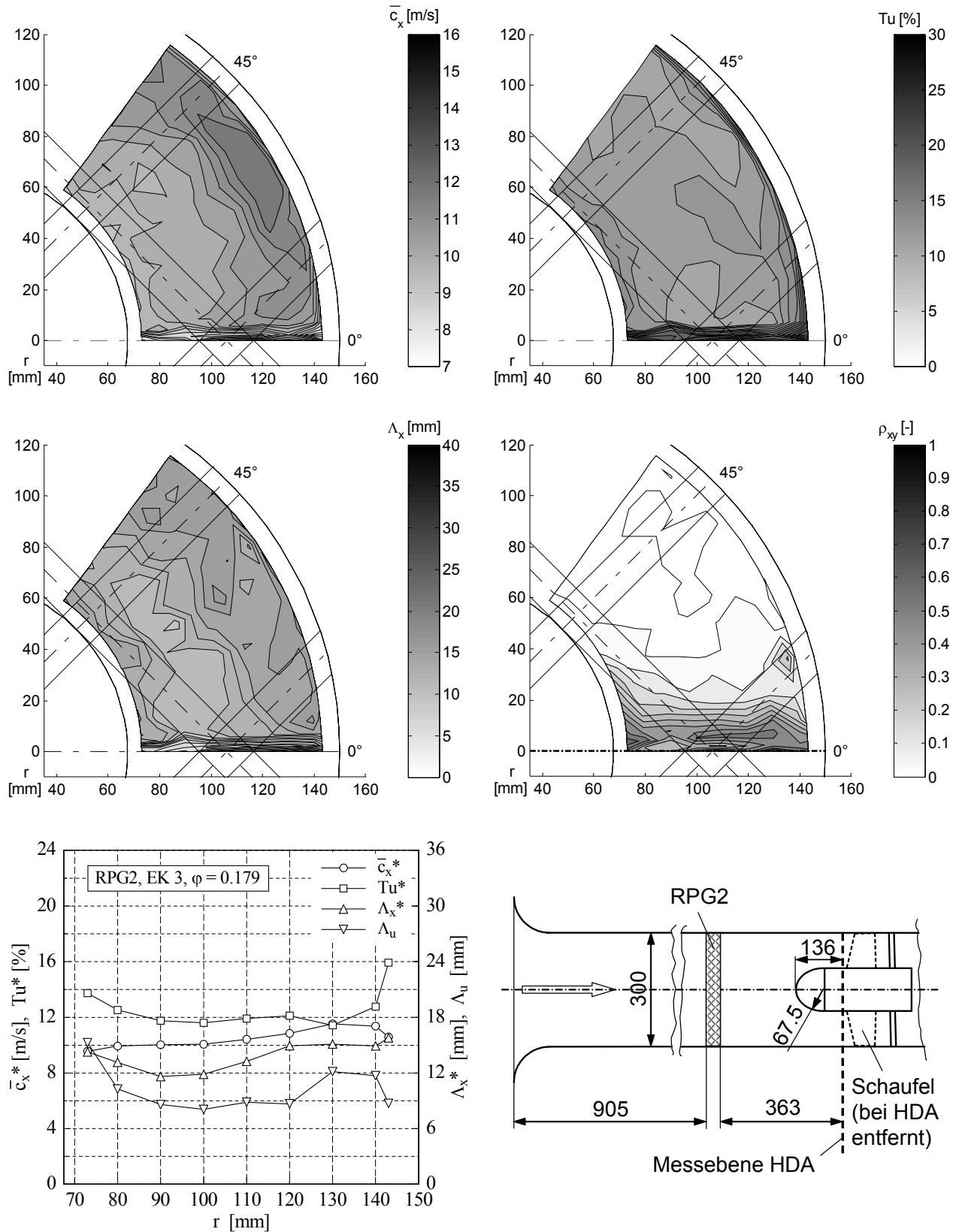


Bild B.27: HDA-Messung der Konfiguration RPG2, EK 3,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



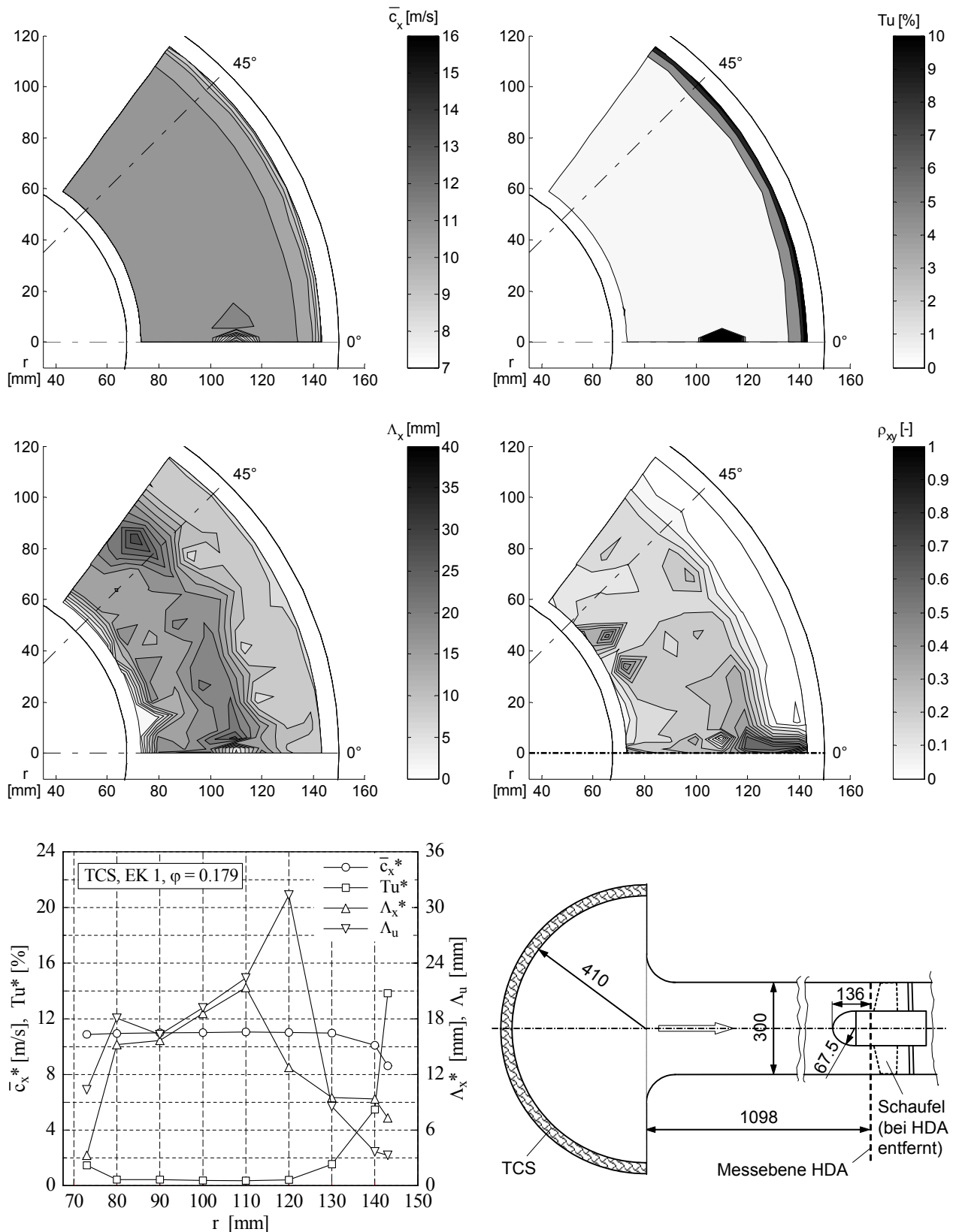


Bild B.28: HDA-Messung der Konfiguration TCS, EK 1,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfänglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfängliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

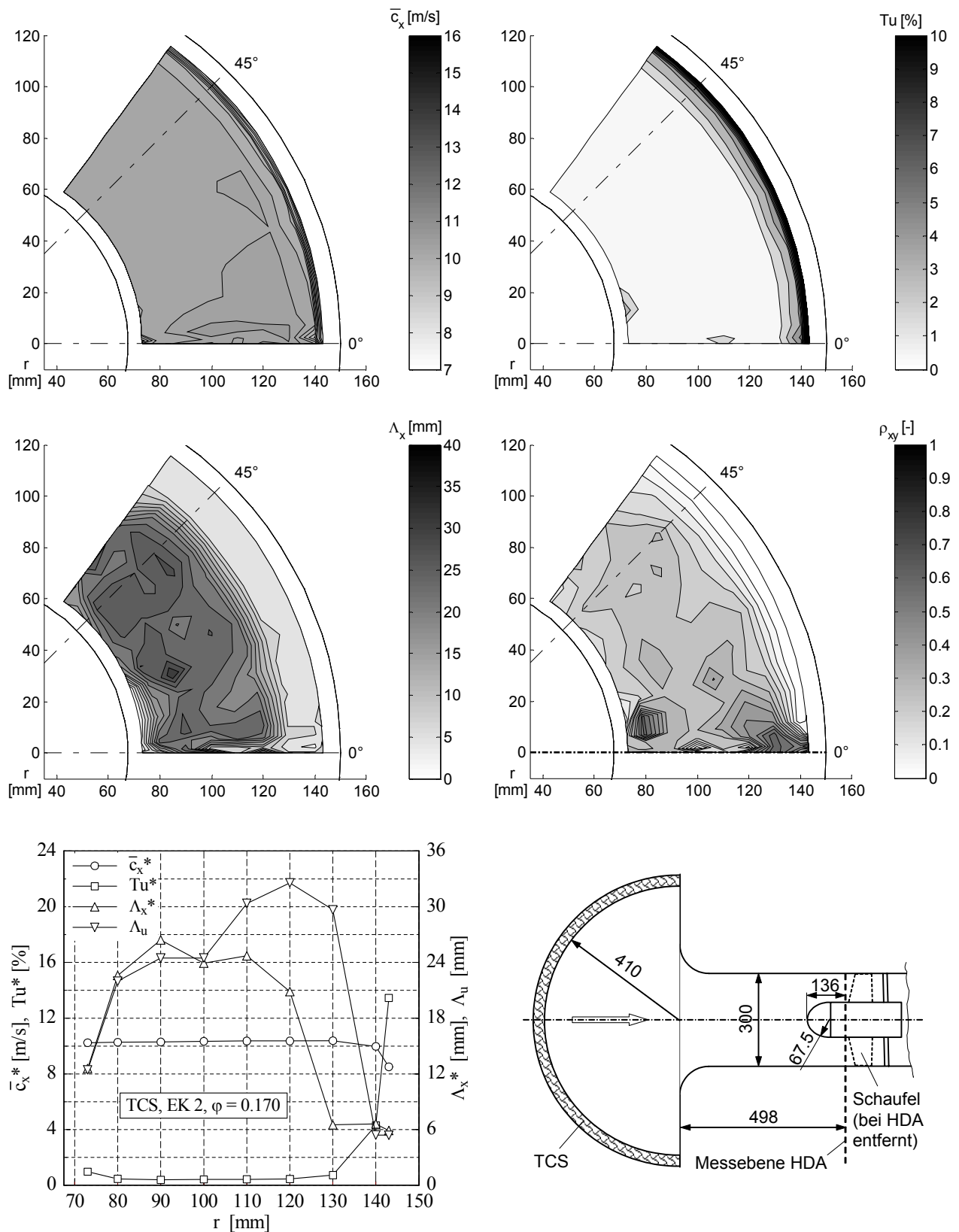


Bild B.29: HDA-Messung der Konfiguration TCS, EK 2,  $\varphi = 0,170$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

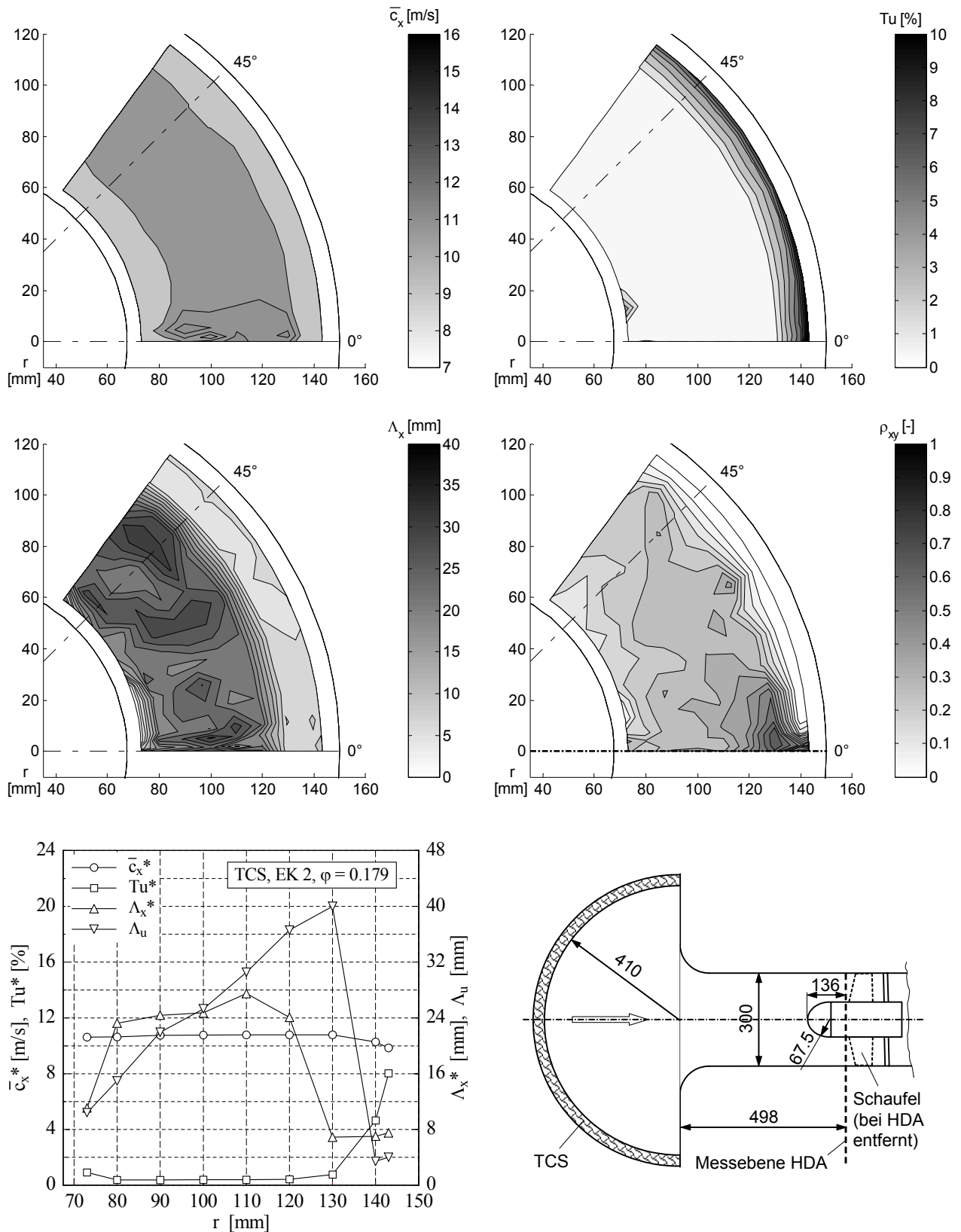


Bild B.30: HDA-Messung der Konfiguration TCS, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

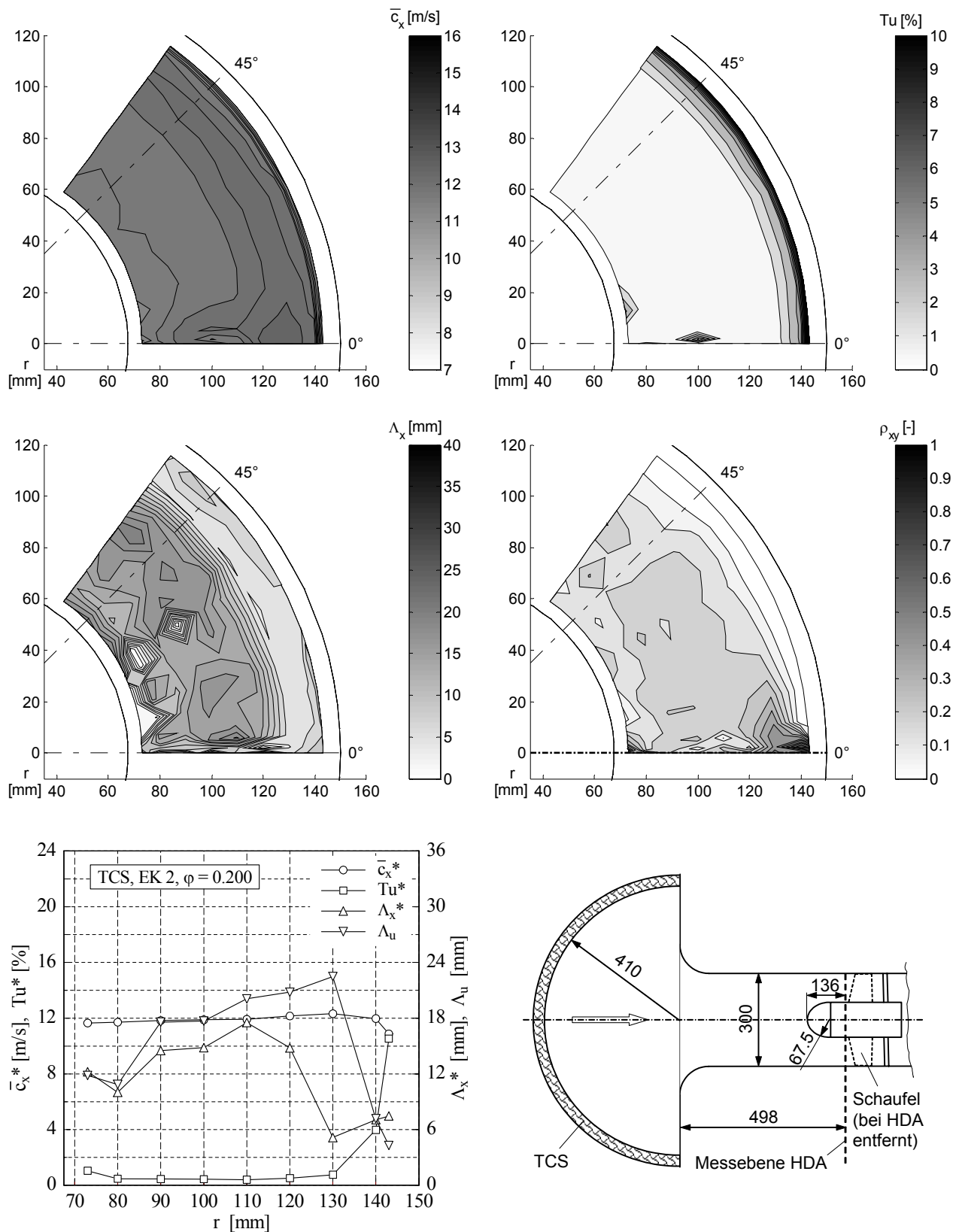


Bild B.31: HDA-Messung der Konfiguration TCS, EK 2,  $\varphi = 0,200$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

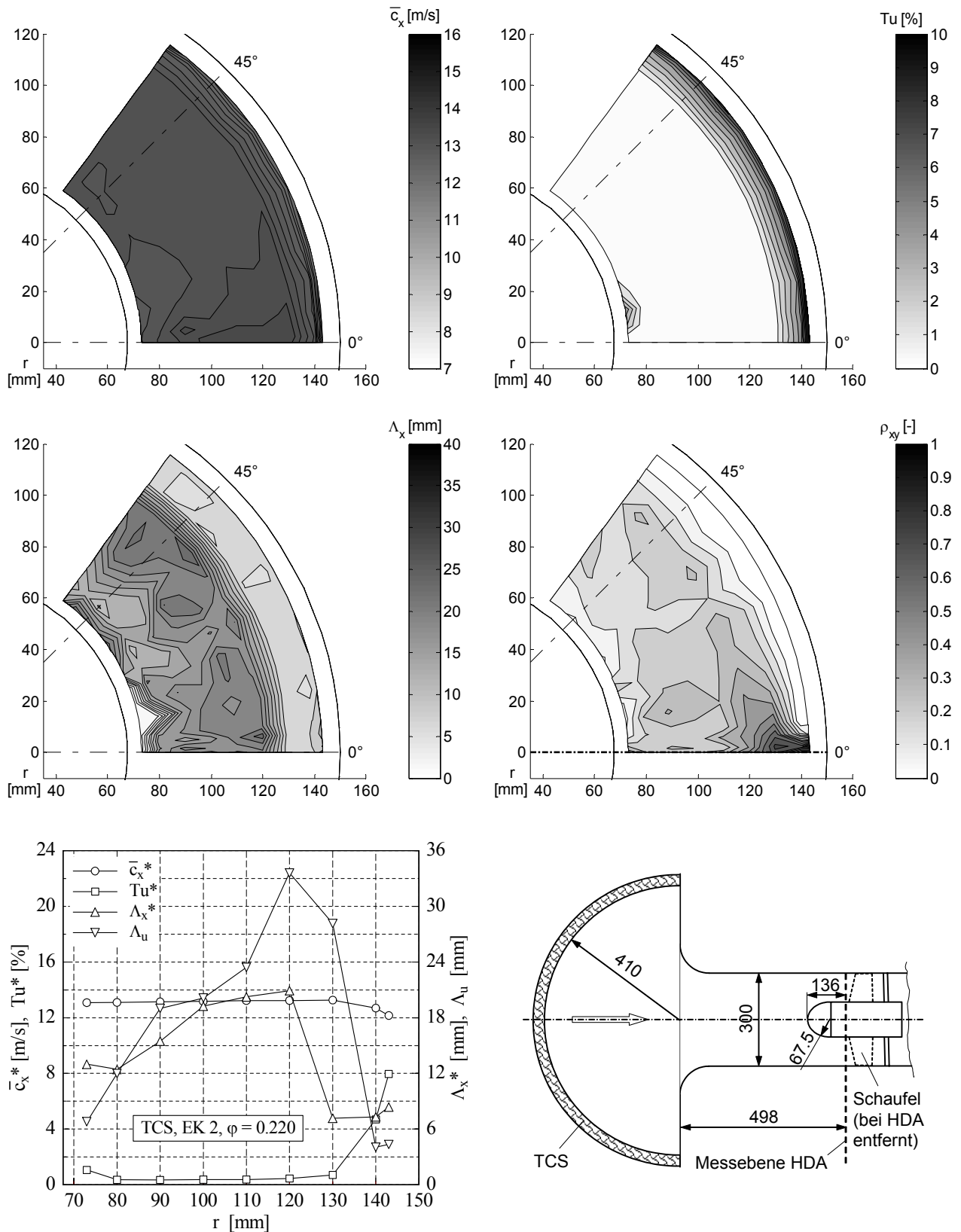


Bild B.32: HDA-Messung der Konfiguration TCS, EK 2,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

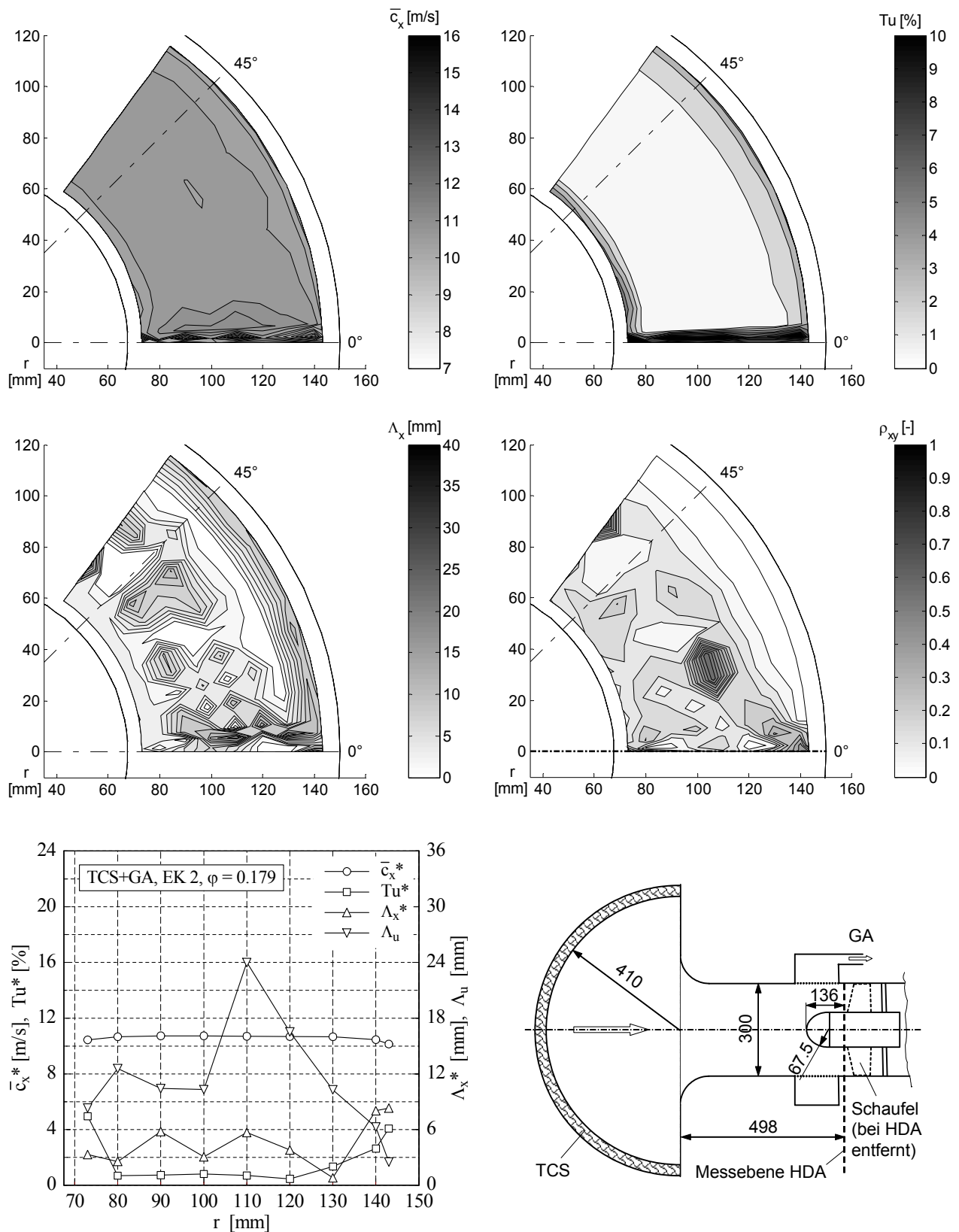


Bild B.33: HDA-Messung der Konfiguration TCS+GA, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

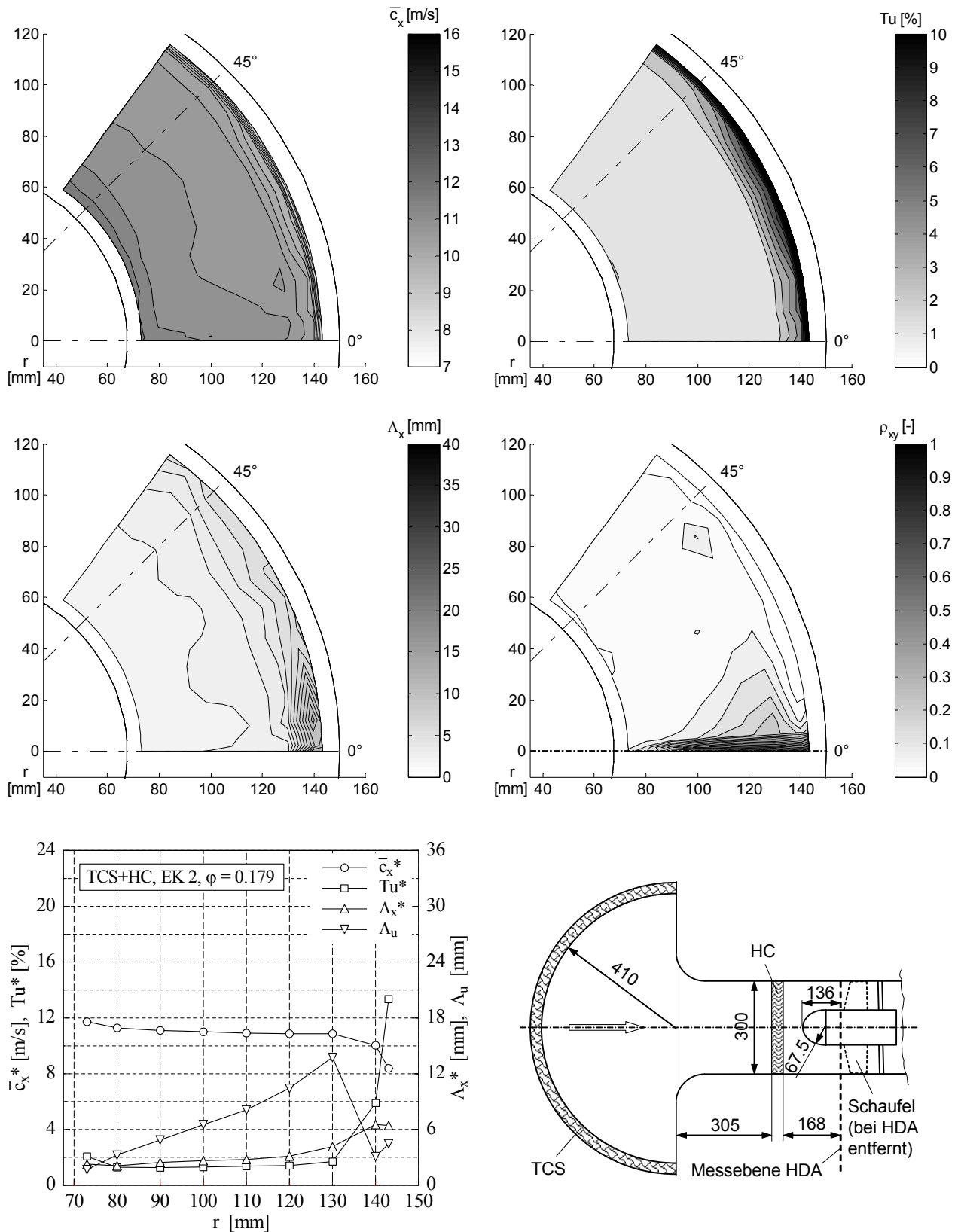


Bild B.34: HDA-Messung der Konfiguration TCS+HC, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

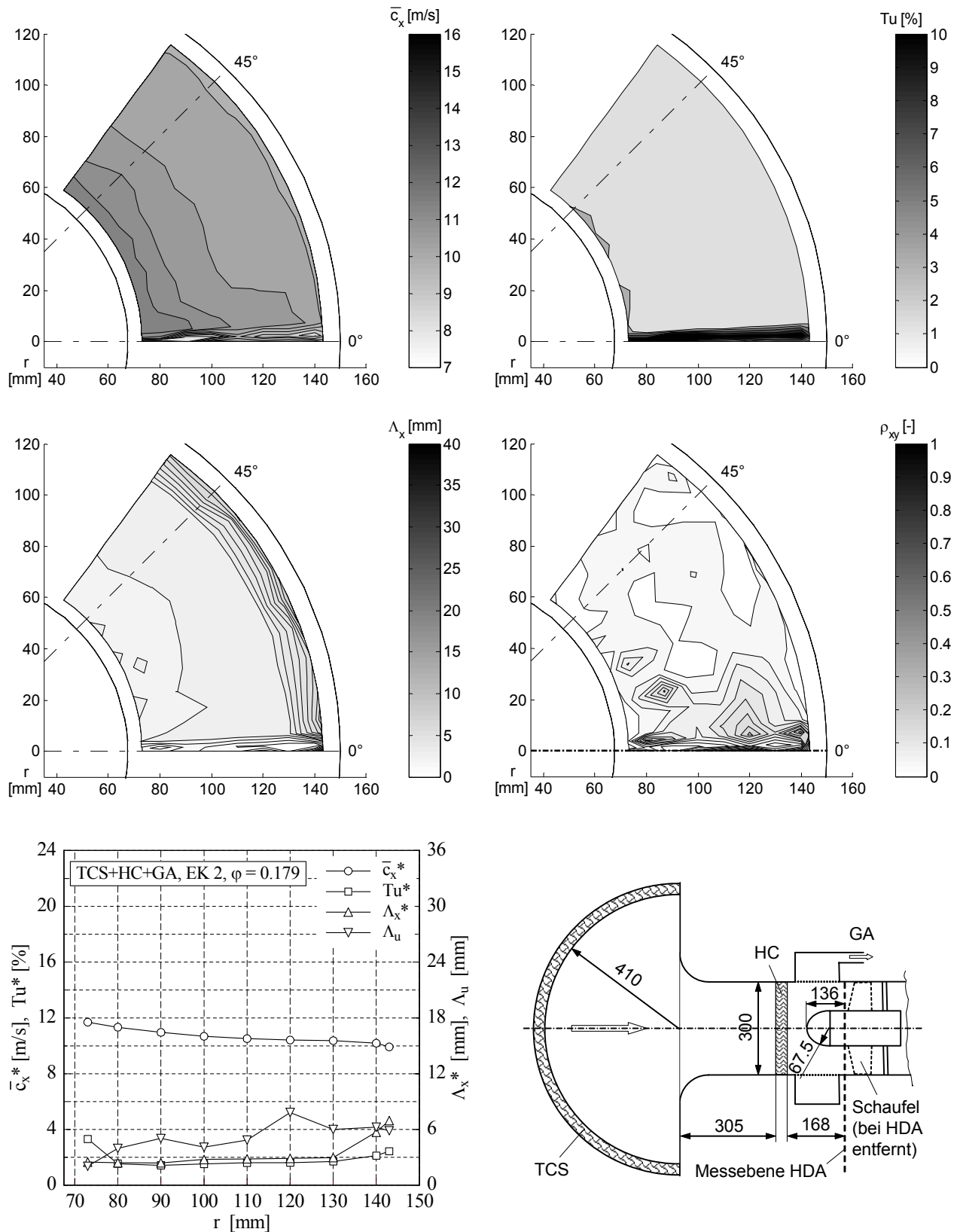


Bild B.35: HDA-Messung der Konfiguration TCS+HC+GA, EK 2,  $\varphi = 0,179$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)



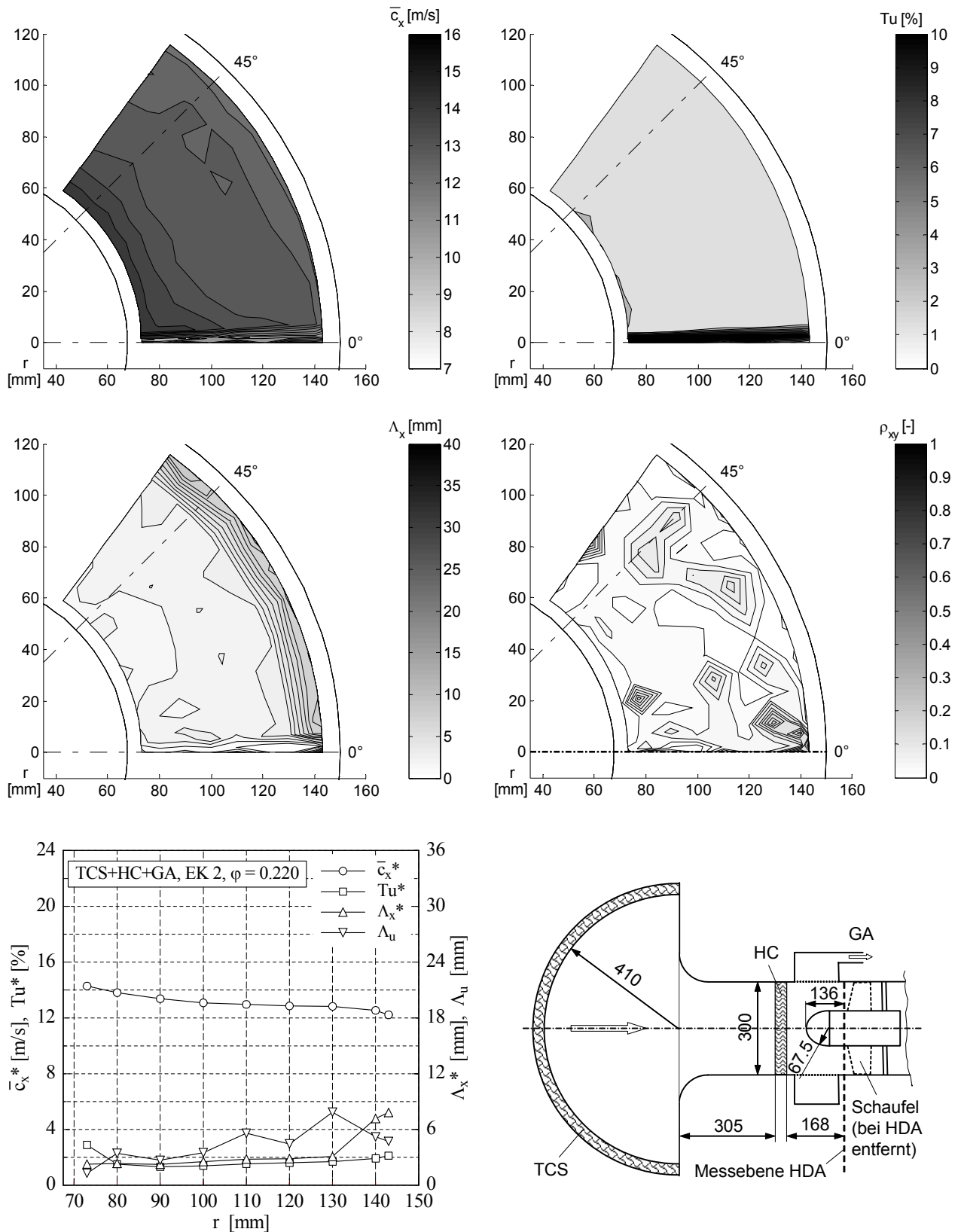


Bild B.36: HDA-Messung der Konfiguration TCS+HC+GA, EK 2,  $\varphi = 0,220$ : Zeitlich gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\bar{c}_x$  (oben links), lokaler Turbulenzgrad  $Tu$  (oben rechts), lokales axiales Längenmaß  $\Lambda_x$  (Mitte links), lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten  $\rho_{xy}$  (Mitte rechts), unten links: umfanglich gemittelte Werte (\*) für  $\bar{c}_x$ ,  $Tu$  und  $\Lambda_x$  sowie das aus  $\rho_{xy}$  ermittelte umfangliche Längenmaß  $\Lambda_u$ , unten rechts: Messaufbau (schematisch)

## **C Vergleich der Messung mit der Geräuschvorhersage**

### **C.1 Gesamtschalleistungspegel (Akustische Kennlinien)**

In diesem Anhang sind die Diagramme des Vergleichs der gemessenen mit den berechneten akustischen Kennlinien dargestellt. Erläuterungen zu den Bildern sowie die Diskussion der Ergebnisse findet man in Abschnitt 6.2.1.

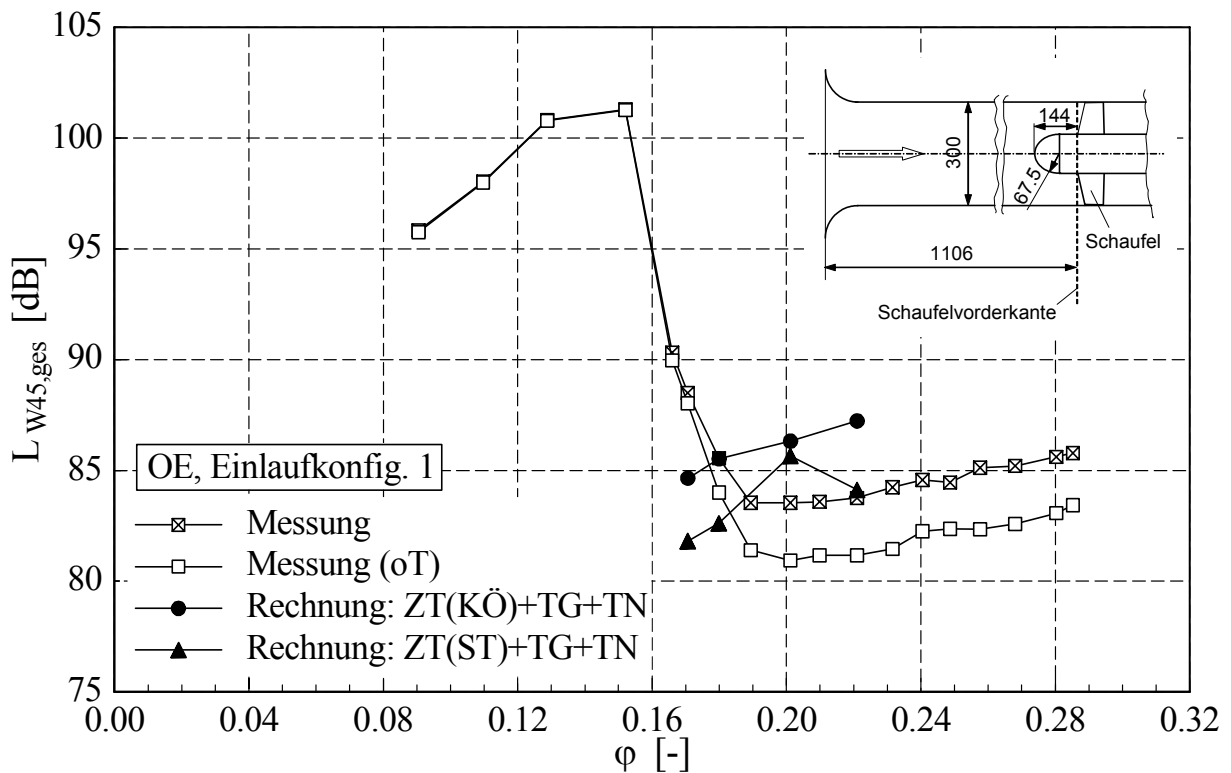


Bild C.1: Konfiguration OE, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

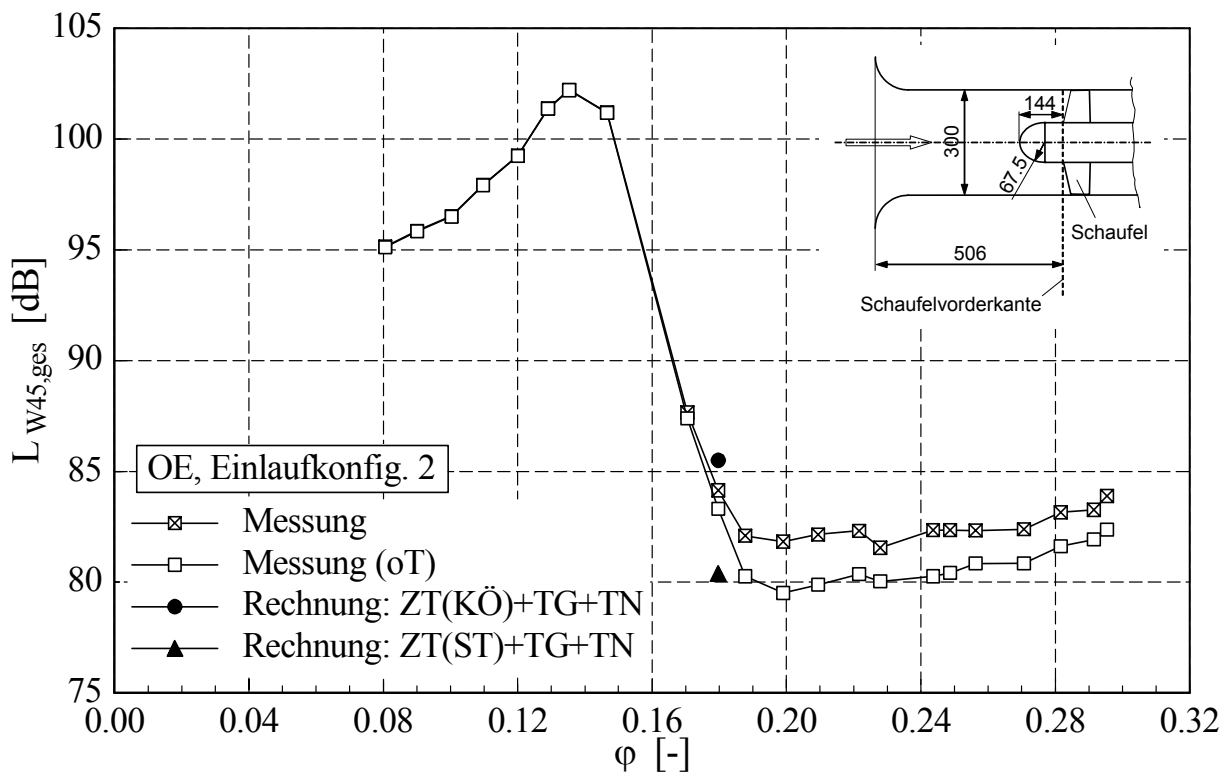


Bild C.2: Konfiguration OE, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

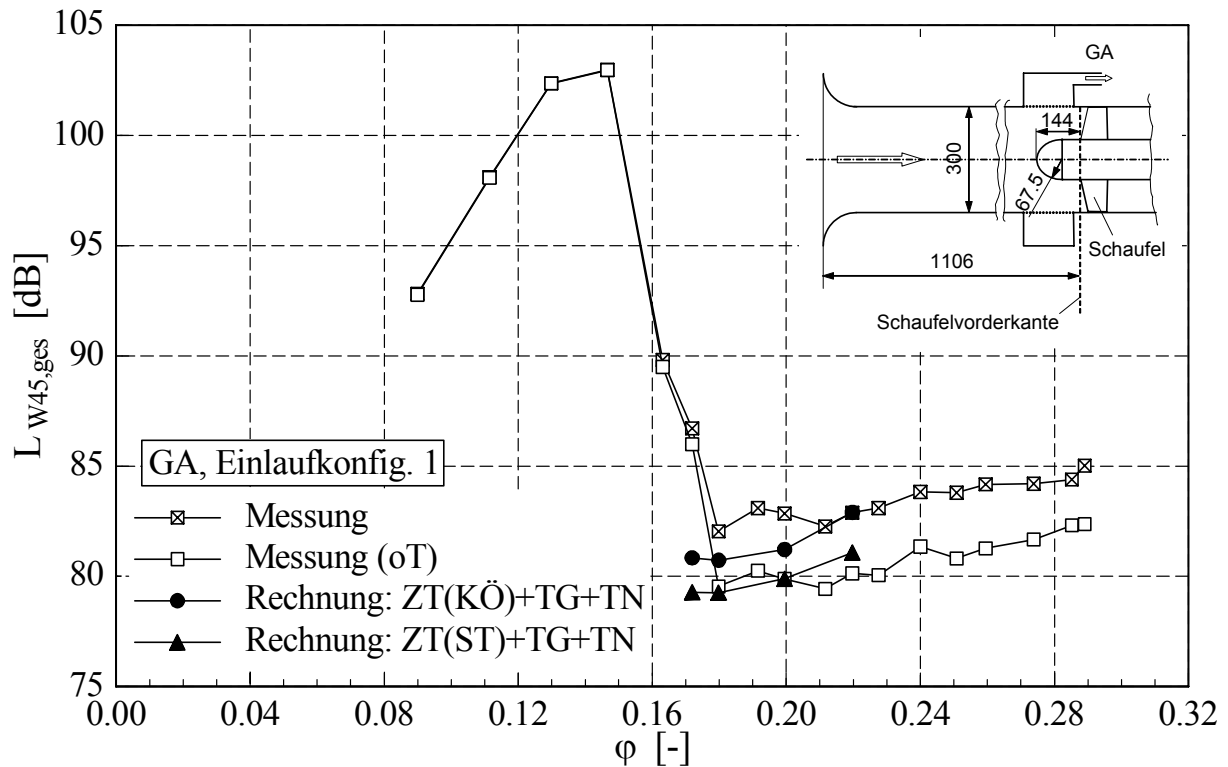


Bild C.3: Konfiguration GA, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

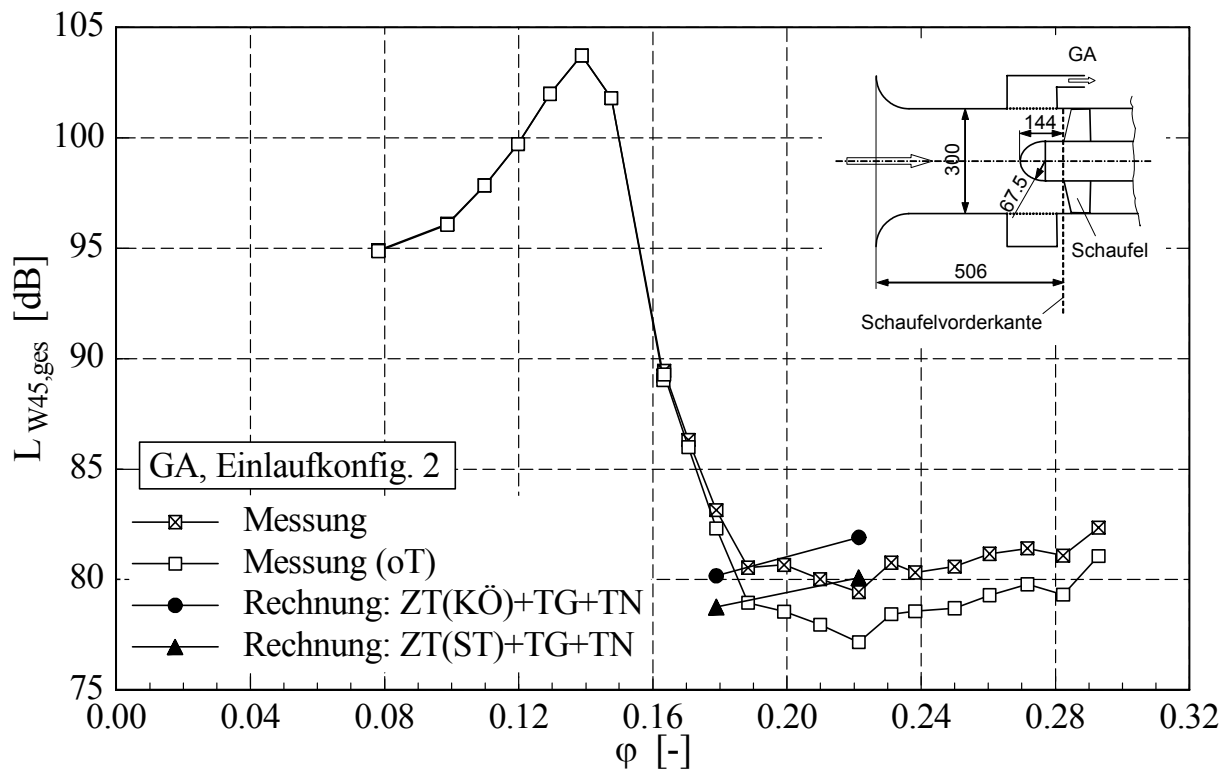


Bild C.4: Konfiguration GA, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

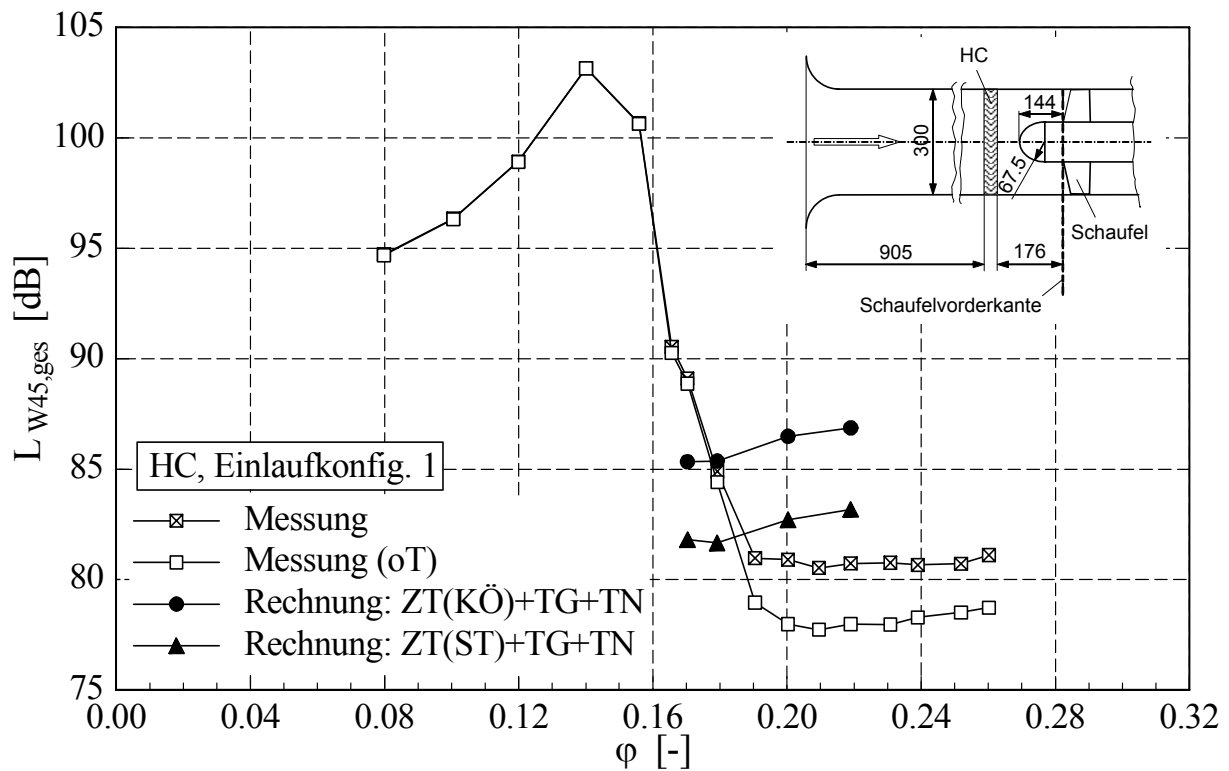


Bild C.5: Konfiguration HC, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

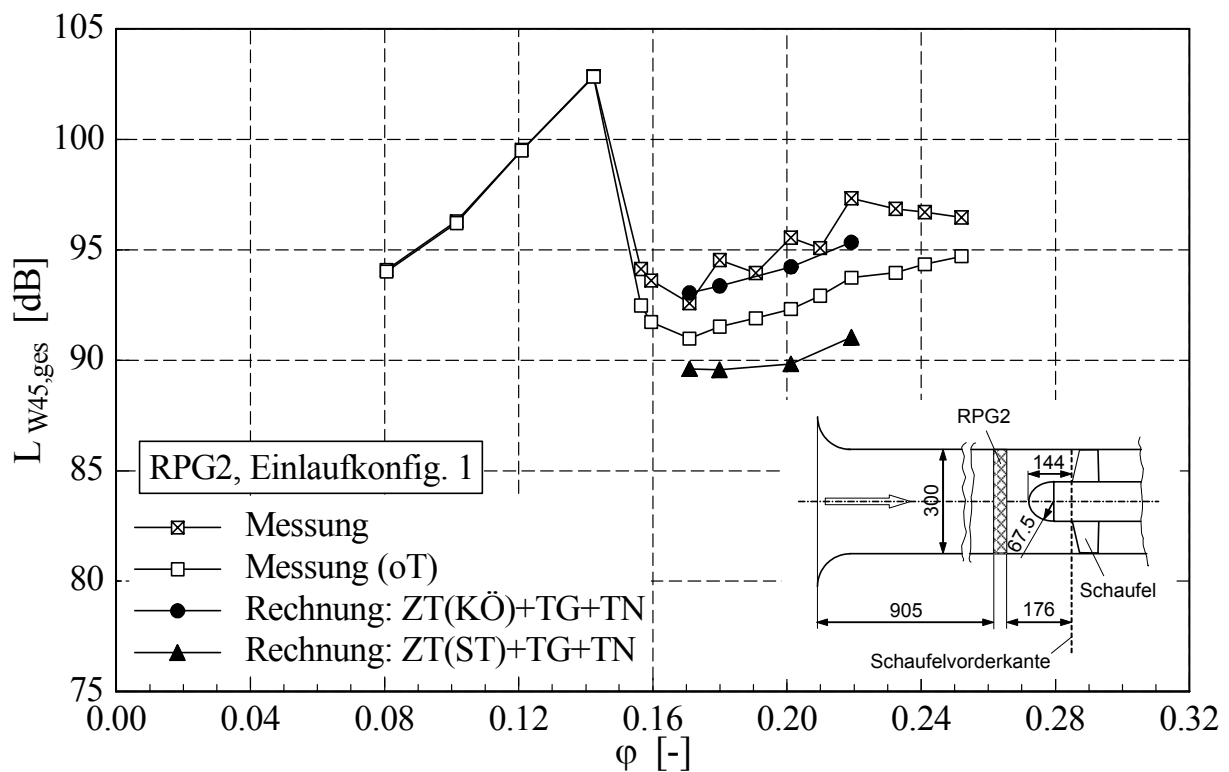


Bild C.6: Konfiguration RPG2, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

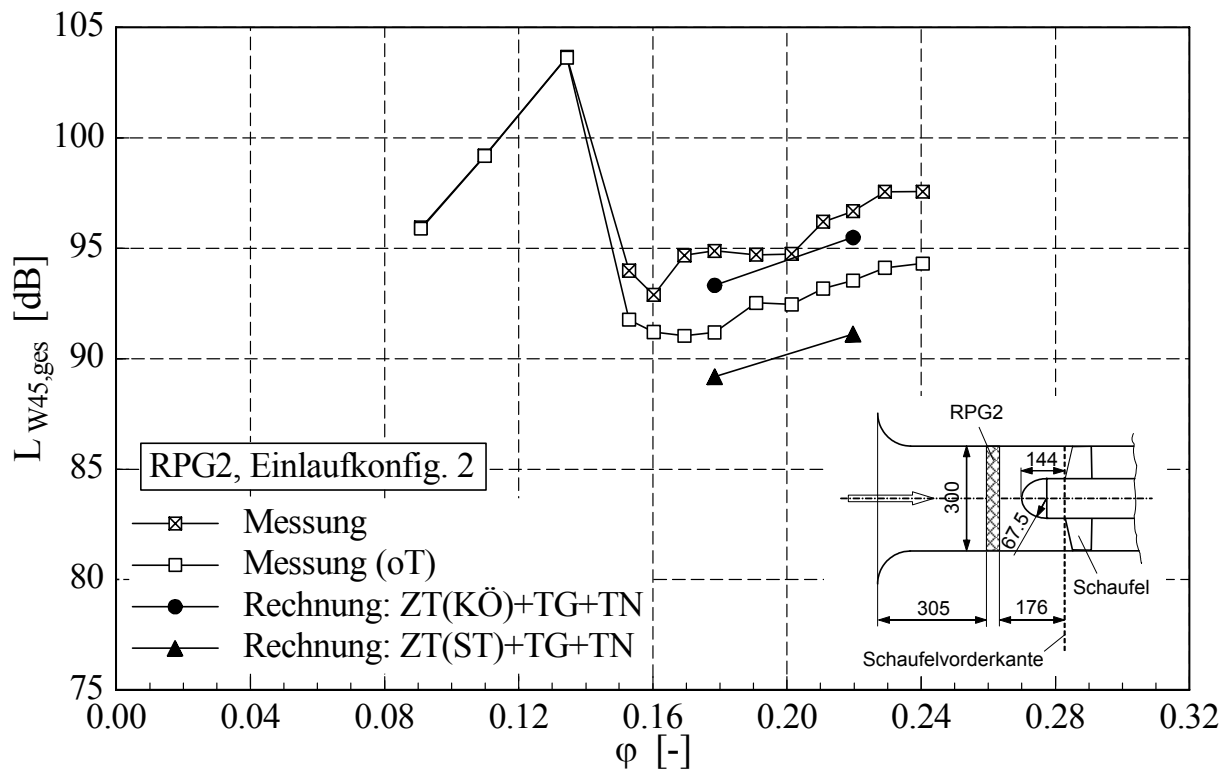


Bild C.7: Konfiguration RPG2, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

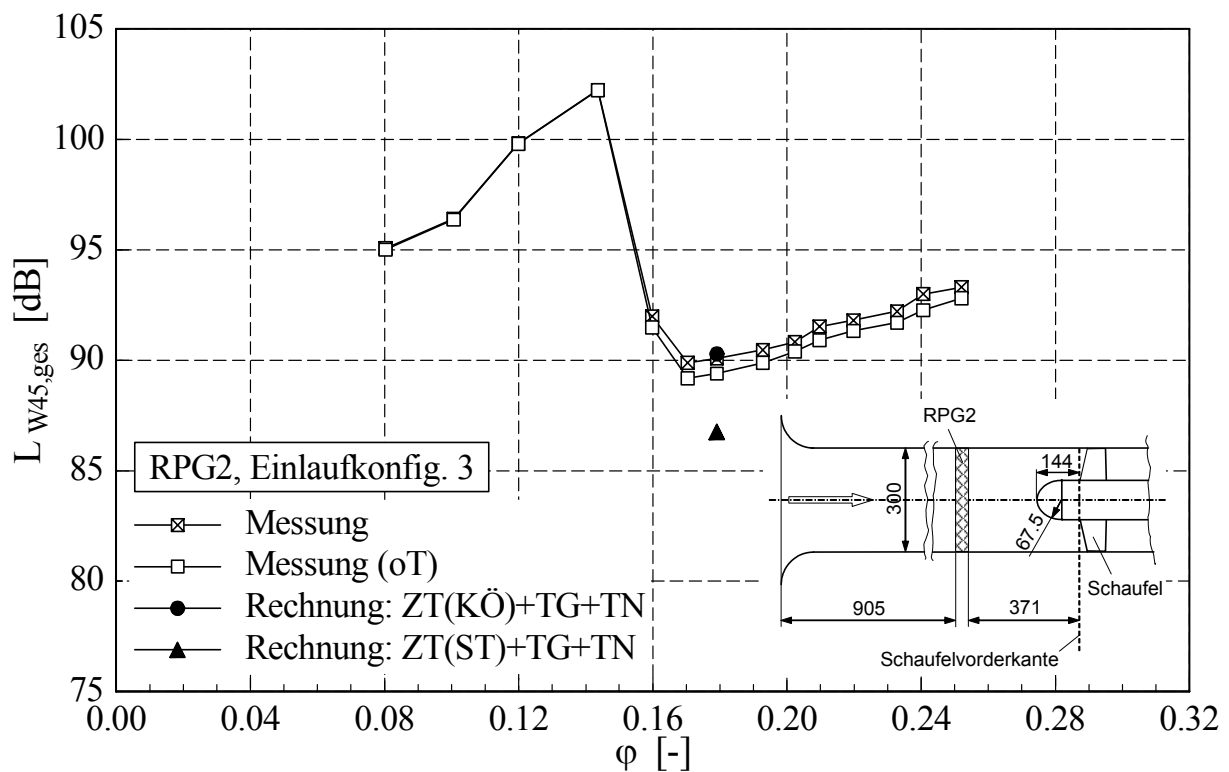


Bild C.8: Konfiguration RPG2, EK3: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

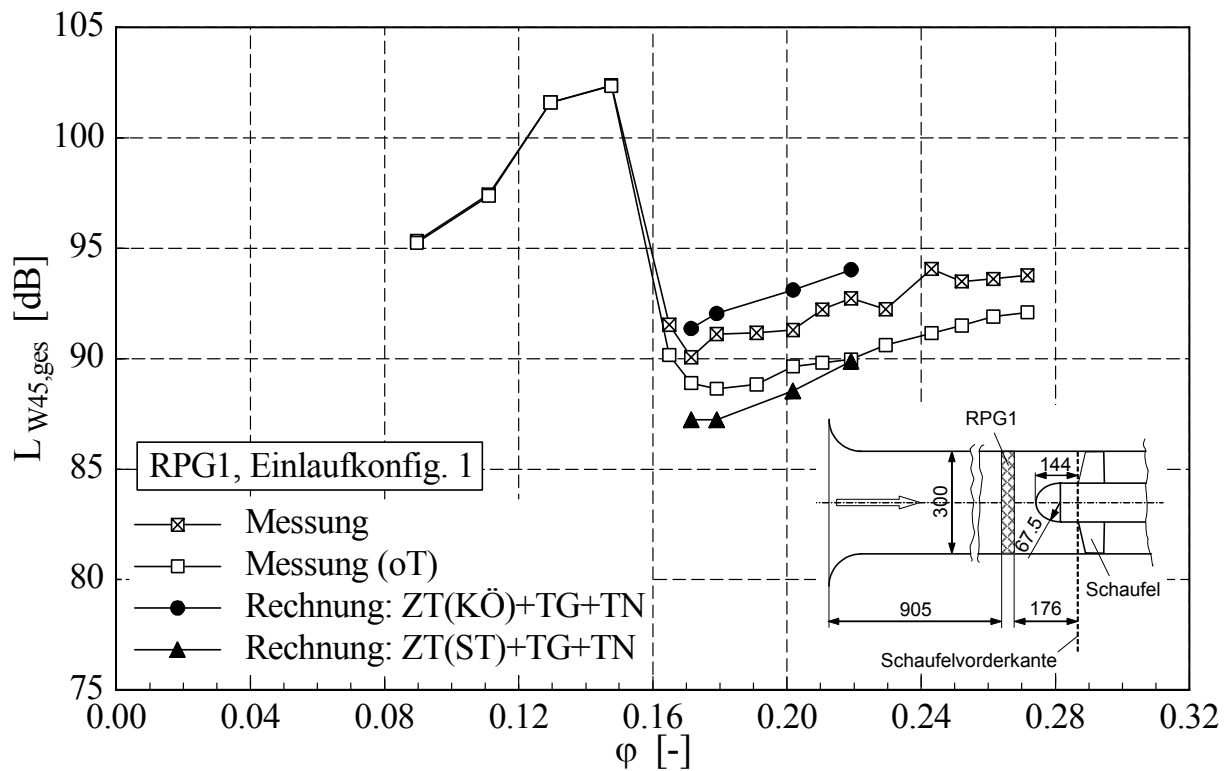


Bild C.9: Konfiguration RPG1, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMELE);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

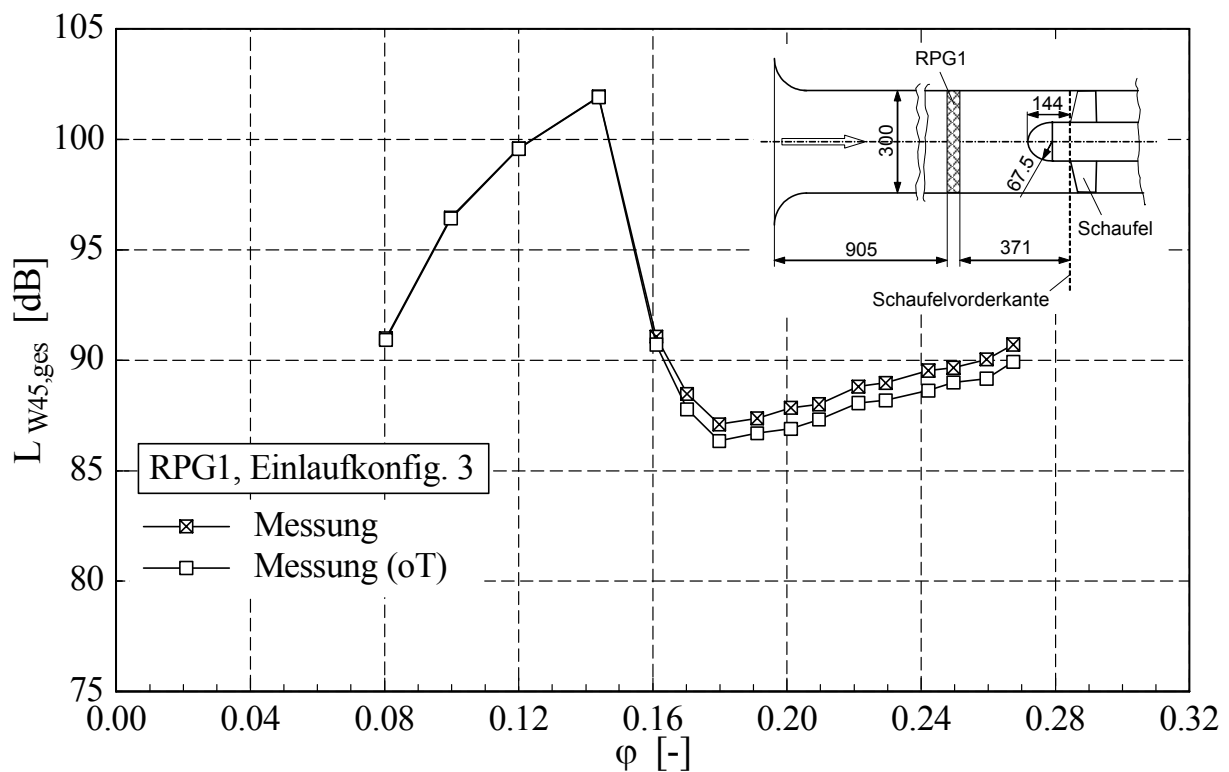


Bild C.10: Konfiguration RPG1, EK3: Gemessene akustische Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

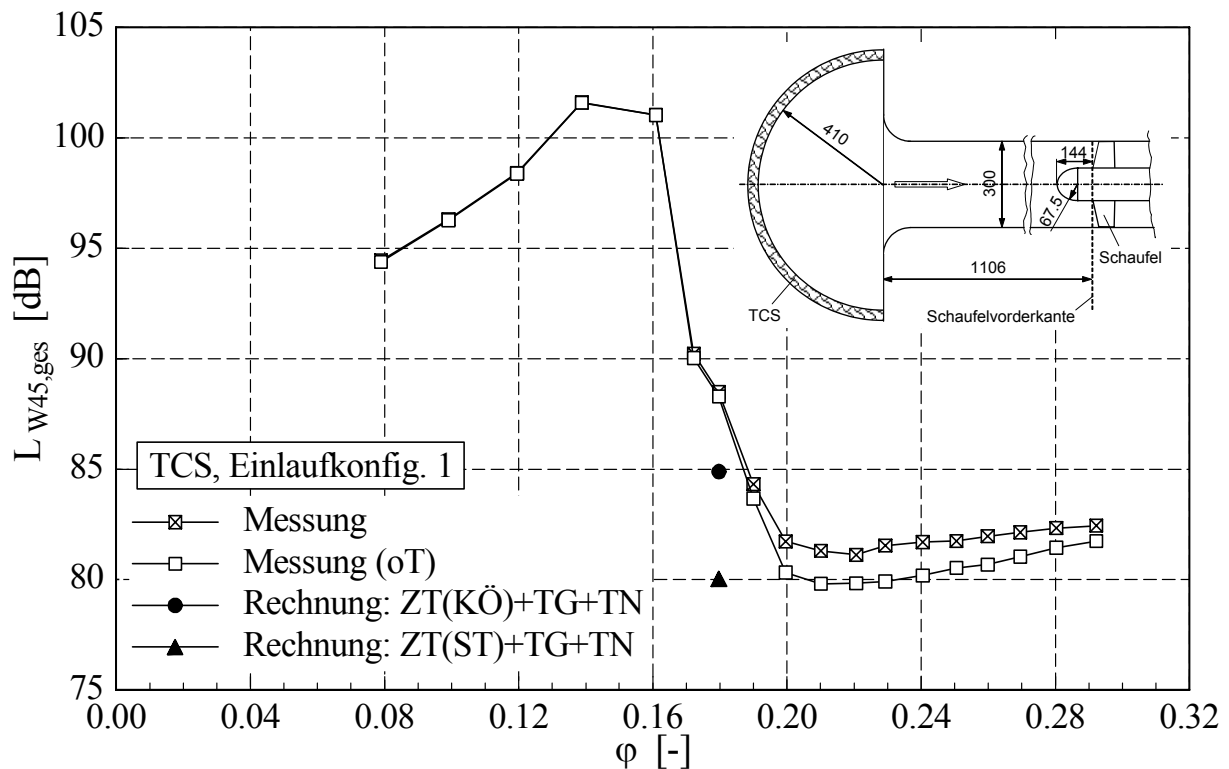


Bild C.11: Konfiguration TCS, EK1: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

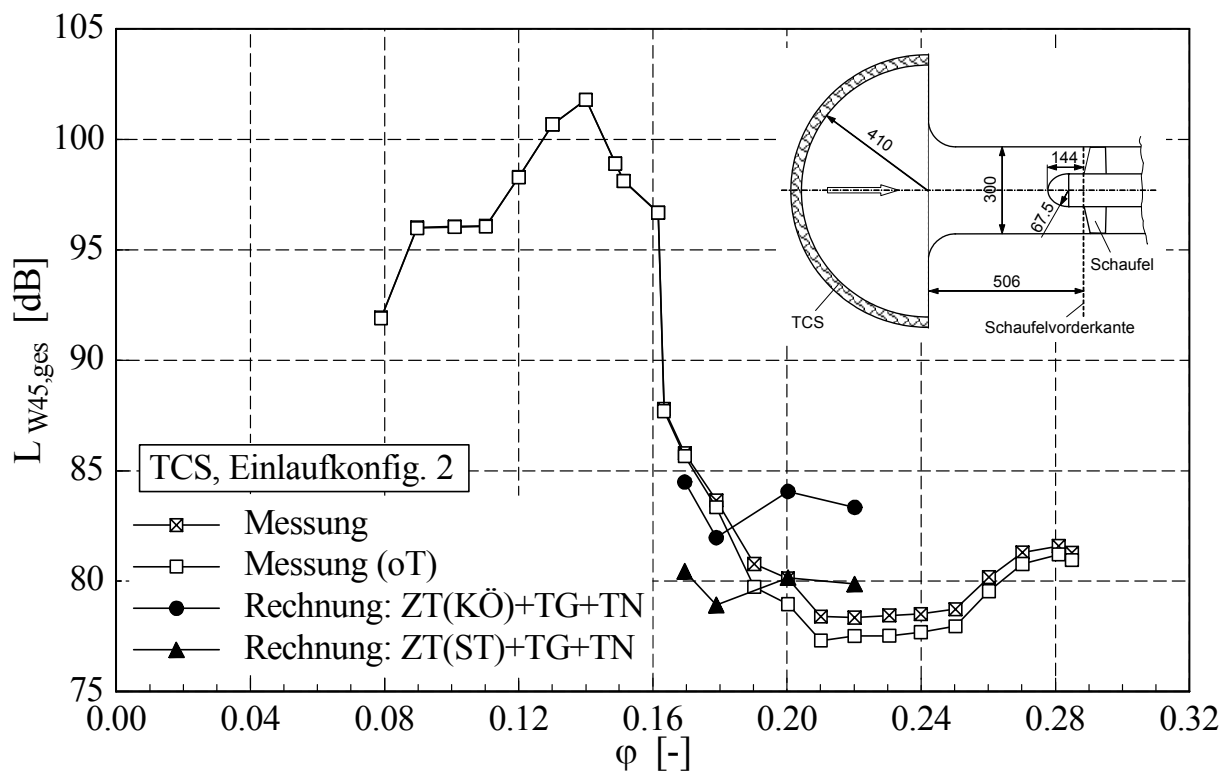


Bild C.12: Konfiguration TCS, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turb. Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$



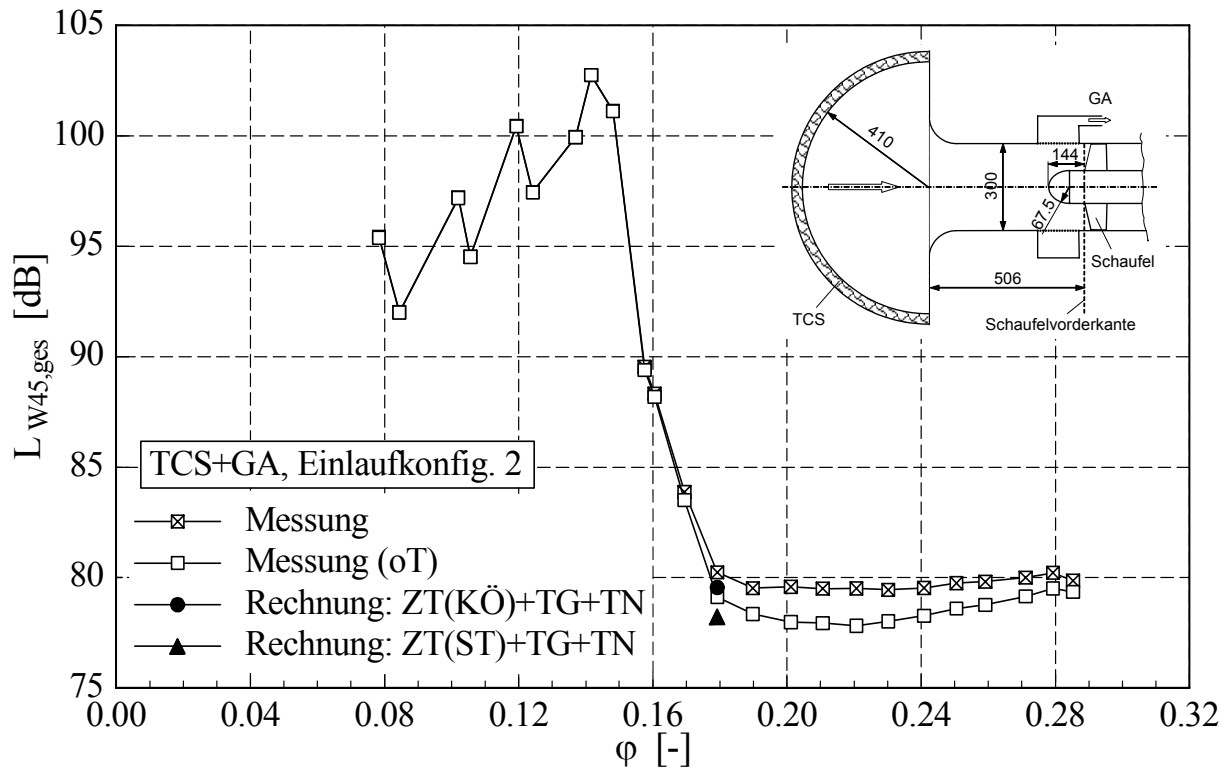


Bild C.13: Konfiguration TCS+GA, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turb. Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

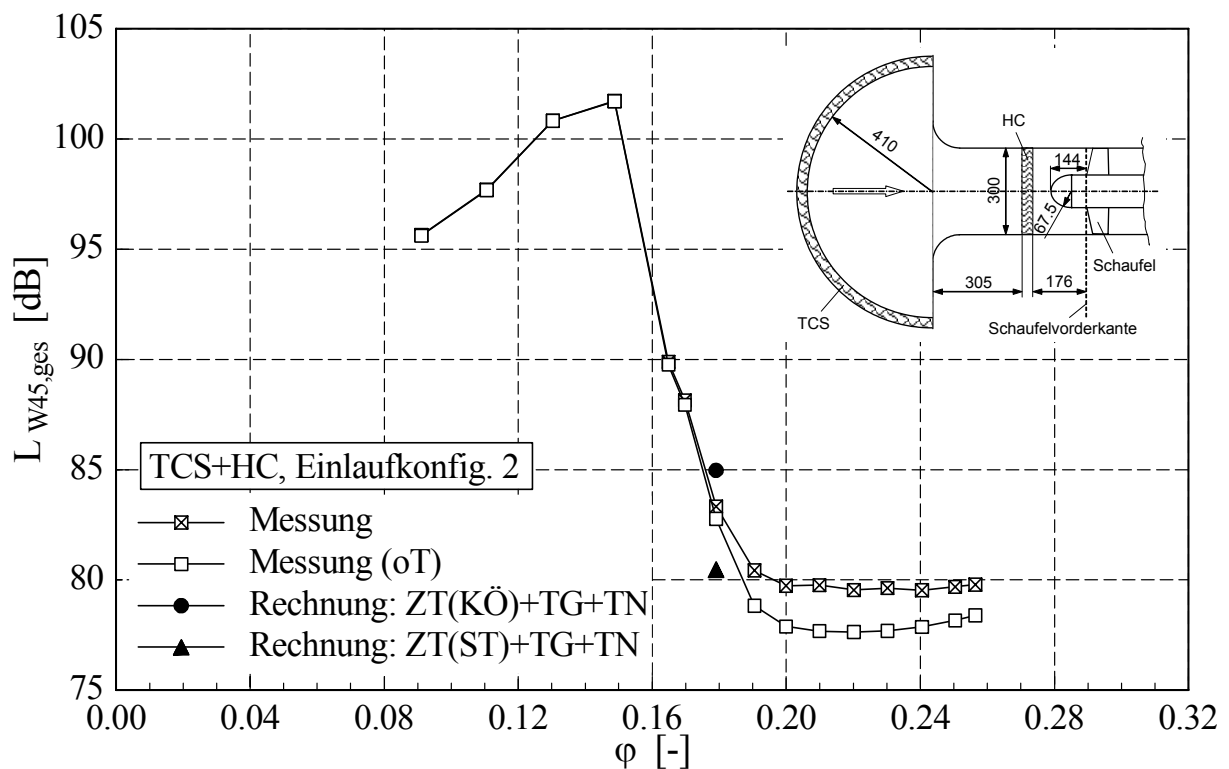


Bild C.14: Konfiguration TCS+HC, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turb. Nachlauf, KÖ: Modell v. KÖLTZSCH, ST: Modell v. STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

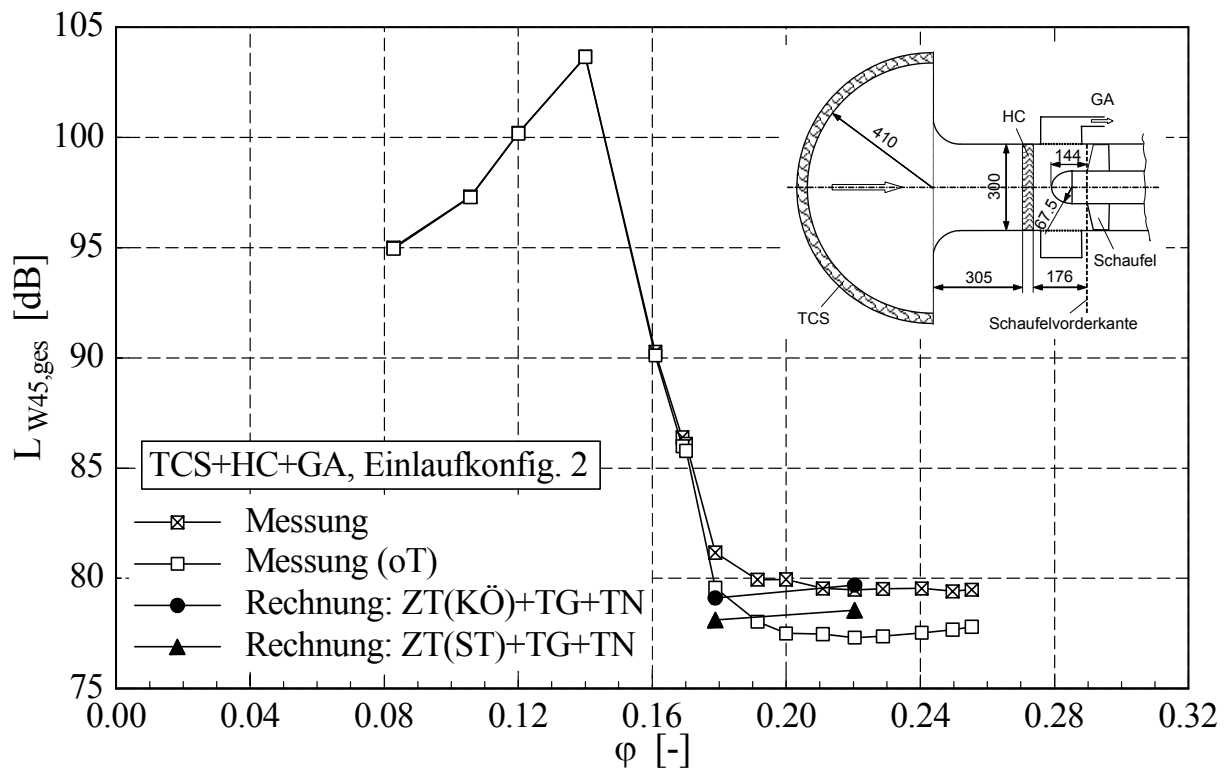


Bild C.15: Konfiguration TCS+HC+GA, EK2: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie  $L_{W45,ges}$  (mit/ohne drehtonbezogene Tonale) und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

## C.2 Einzelspektren

In diesem Anhang sind die Diagramme des Vergleichs der gemessenen mit den berechneten Einzelspektren dargestellt. Erläuterungen zu den Bildern sowie die Diskussion der Ergebnisse findet man in Abschnitt 6.2.2.

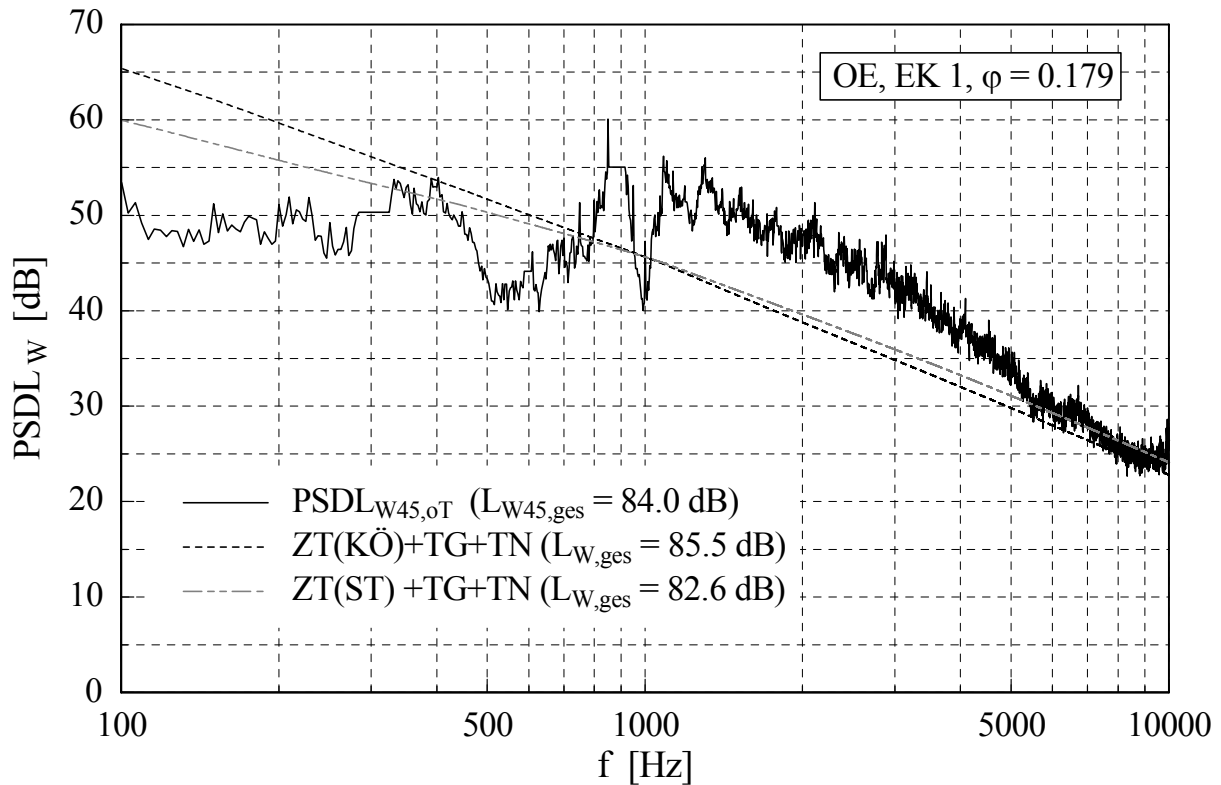


Bild C.16: Konfiguration OE, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

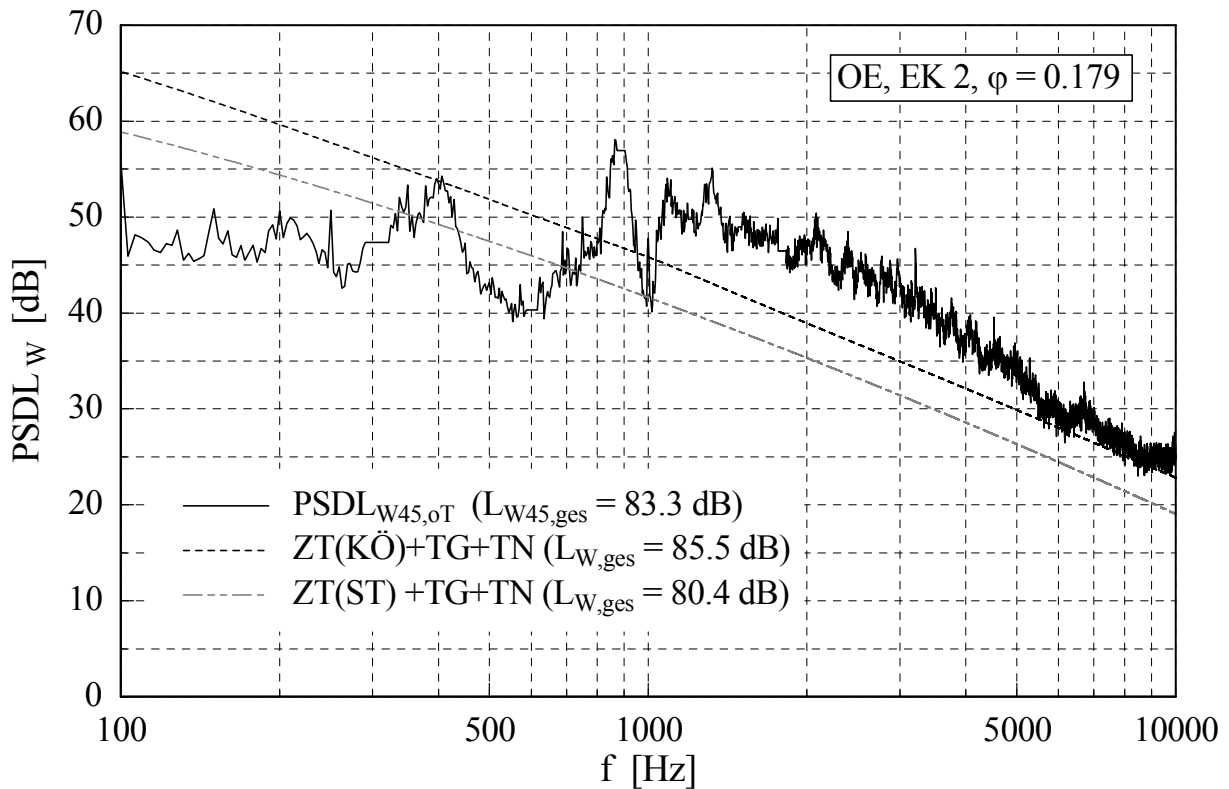


Bild C.17: Konfiguration OE, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

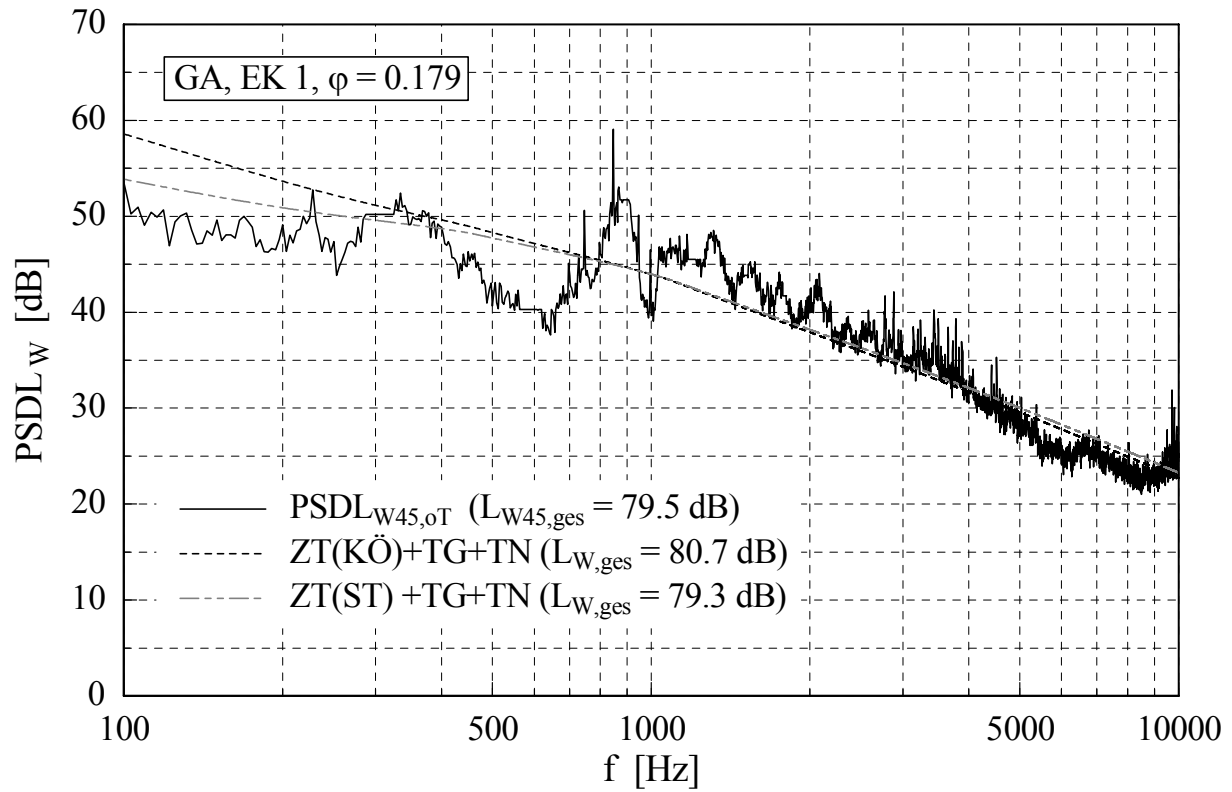


Bild C.18: Konfiguration GA, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,0T}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

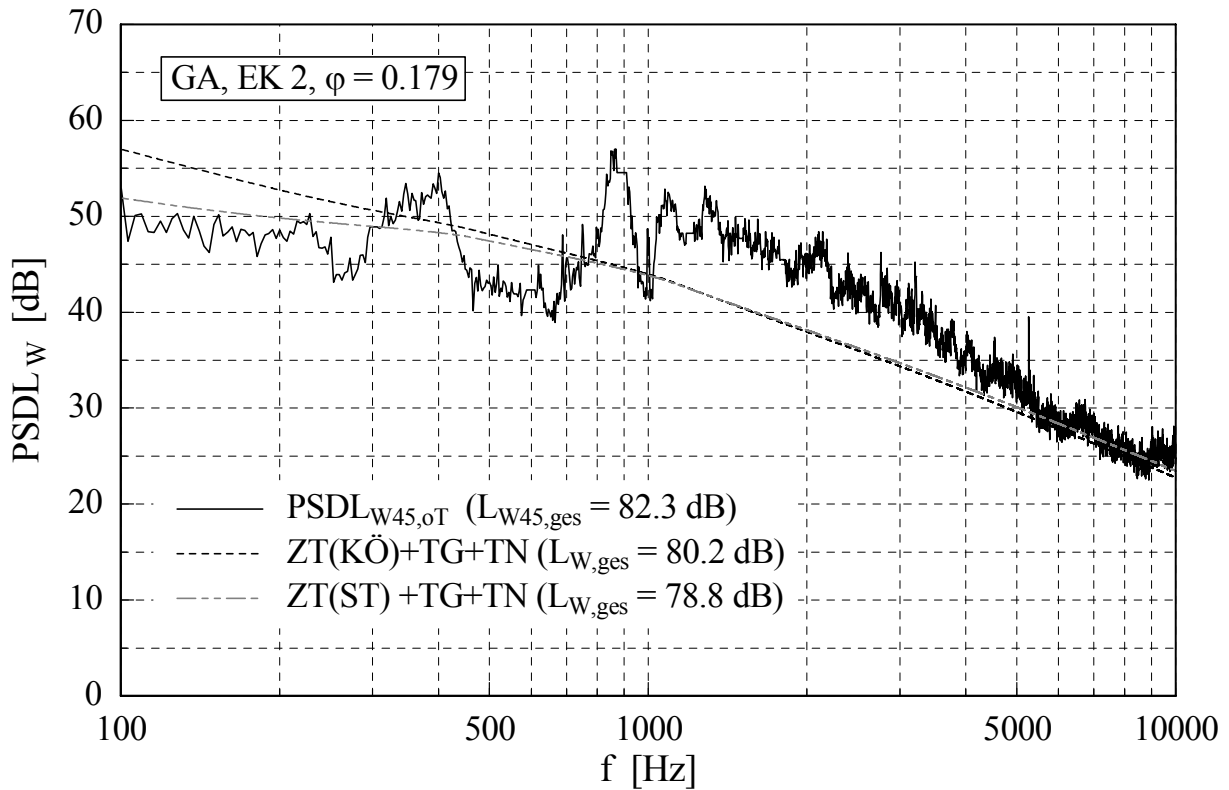


Bild C.19: Konfiguration GA, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

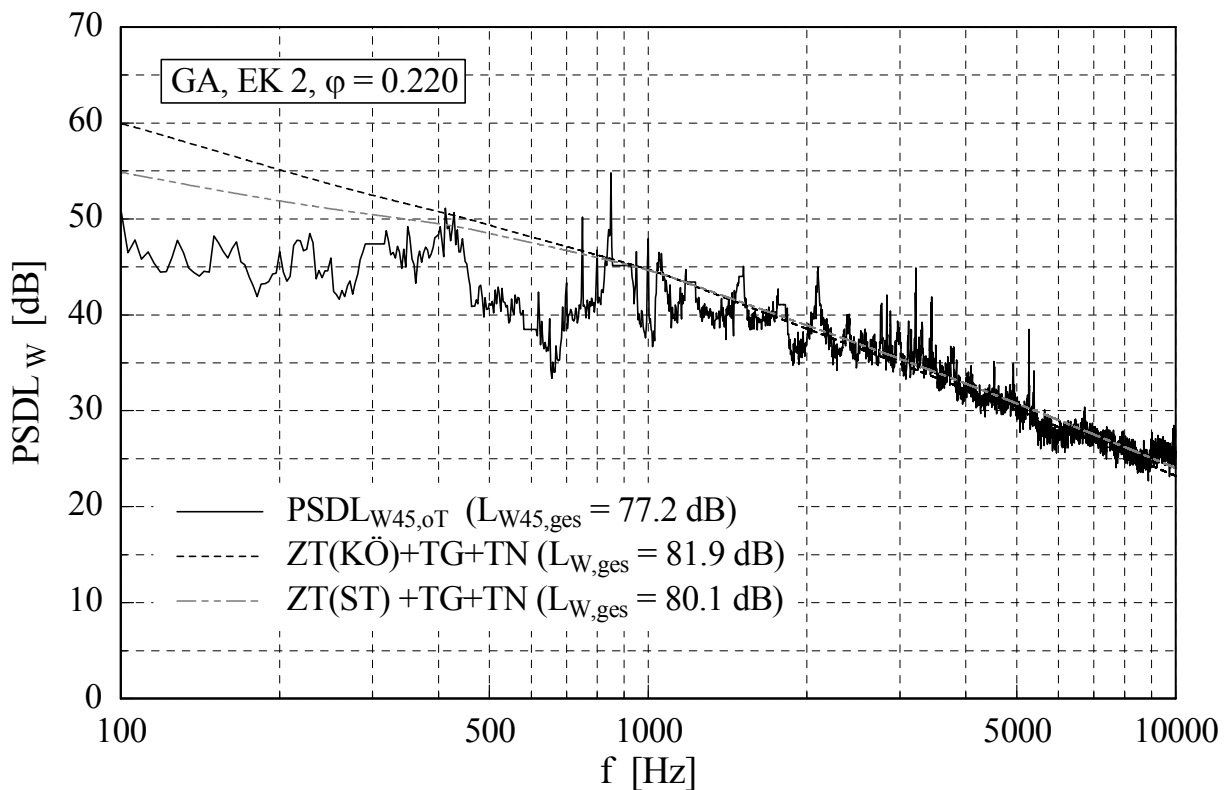


Bild C.20: Konfiguration GA, EK2,  $\varphi = 0,220$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: V Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

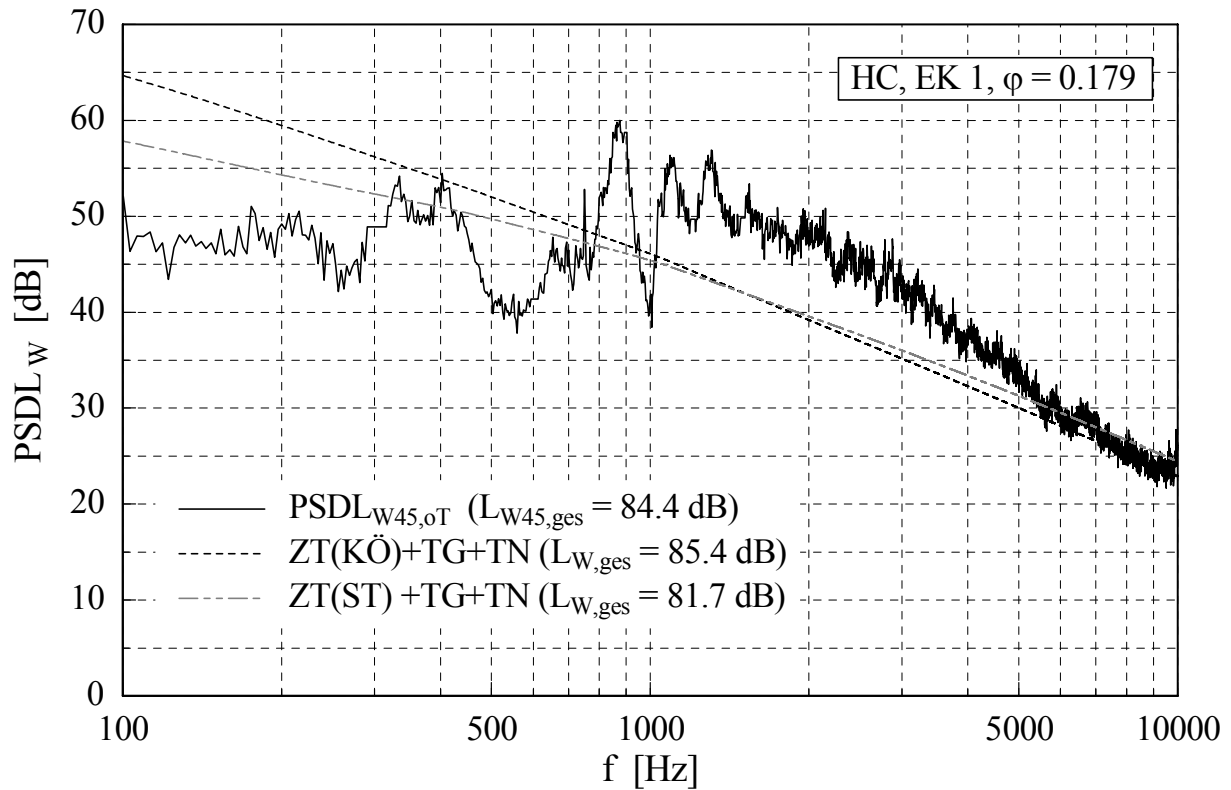


Bild C.21: Konfiguration HC, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

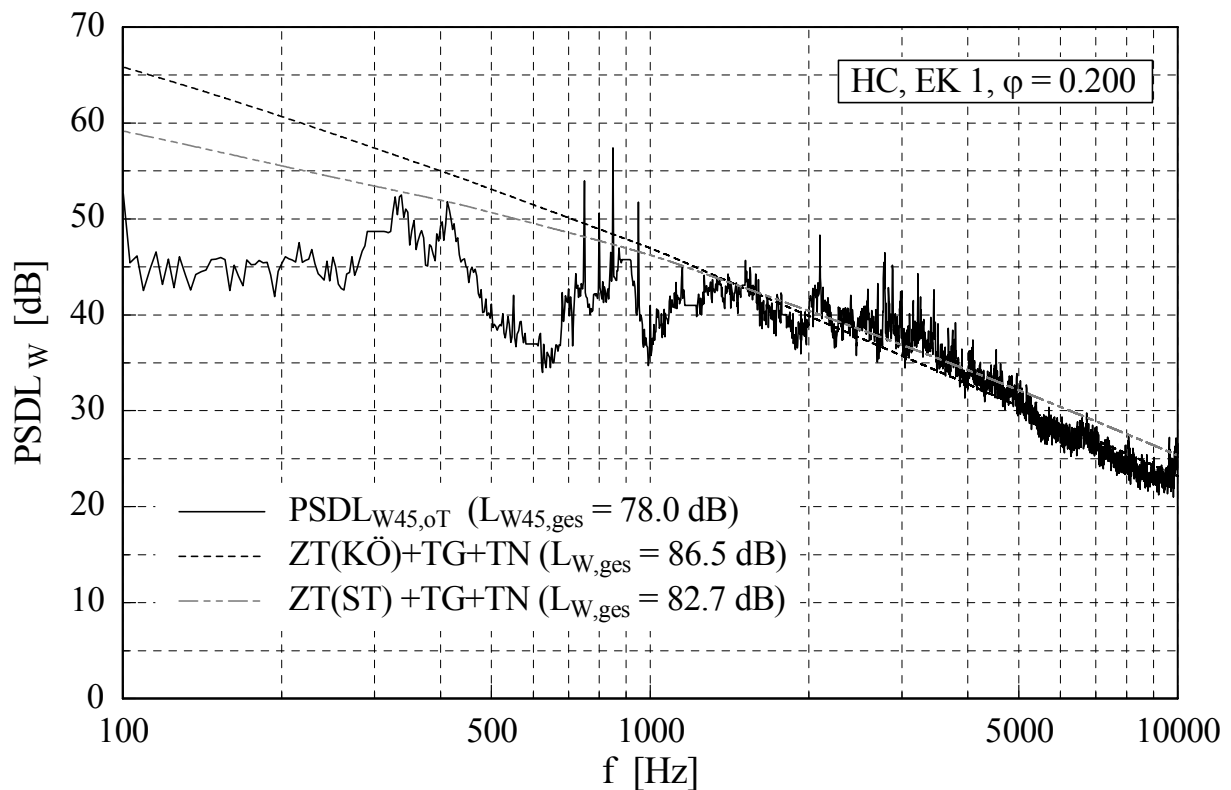


Bild C.22: Konfiguration HC, EK1,  $\varphi = 0,200$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

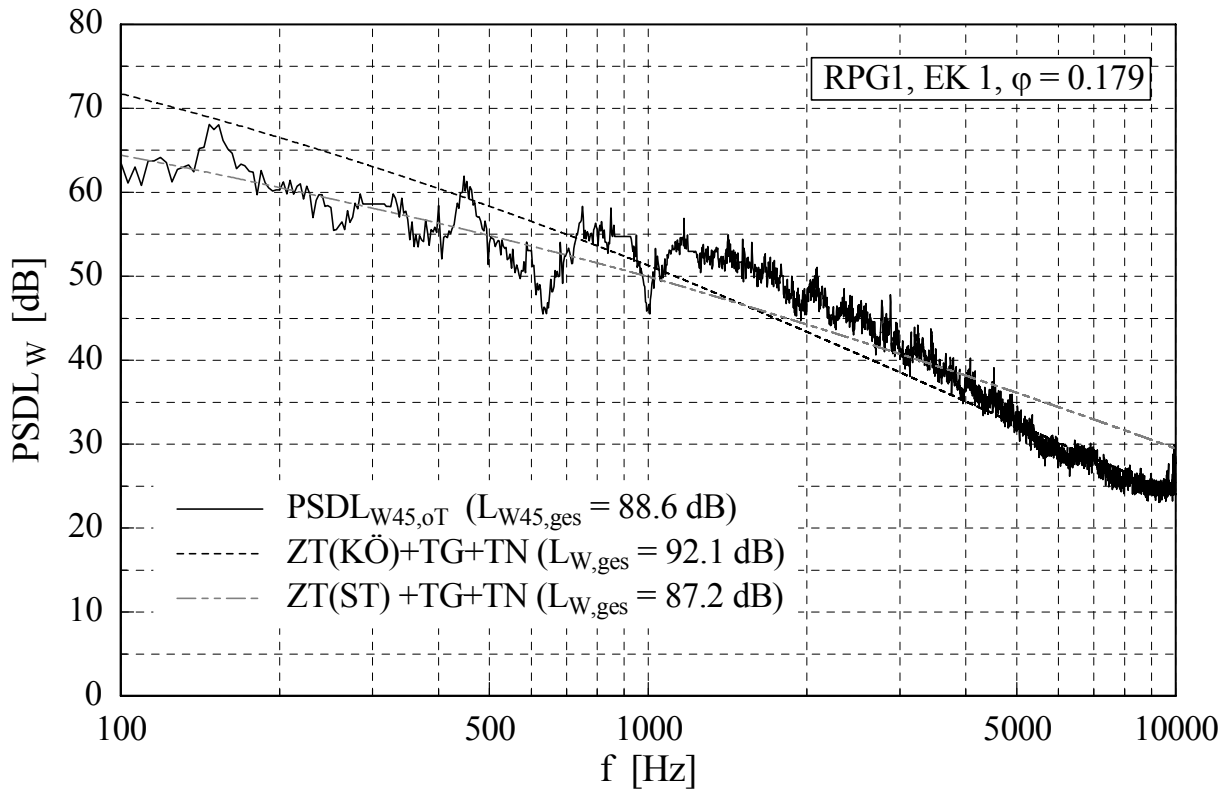


Bild C.23: Konfiguration RPG1, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

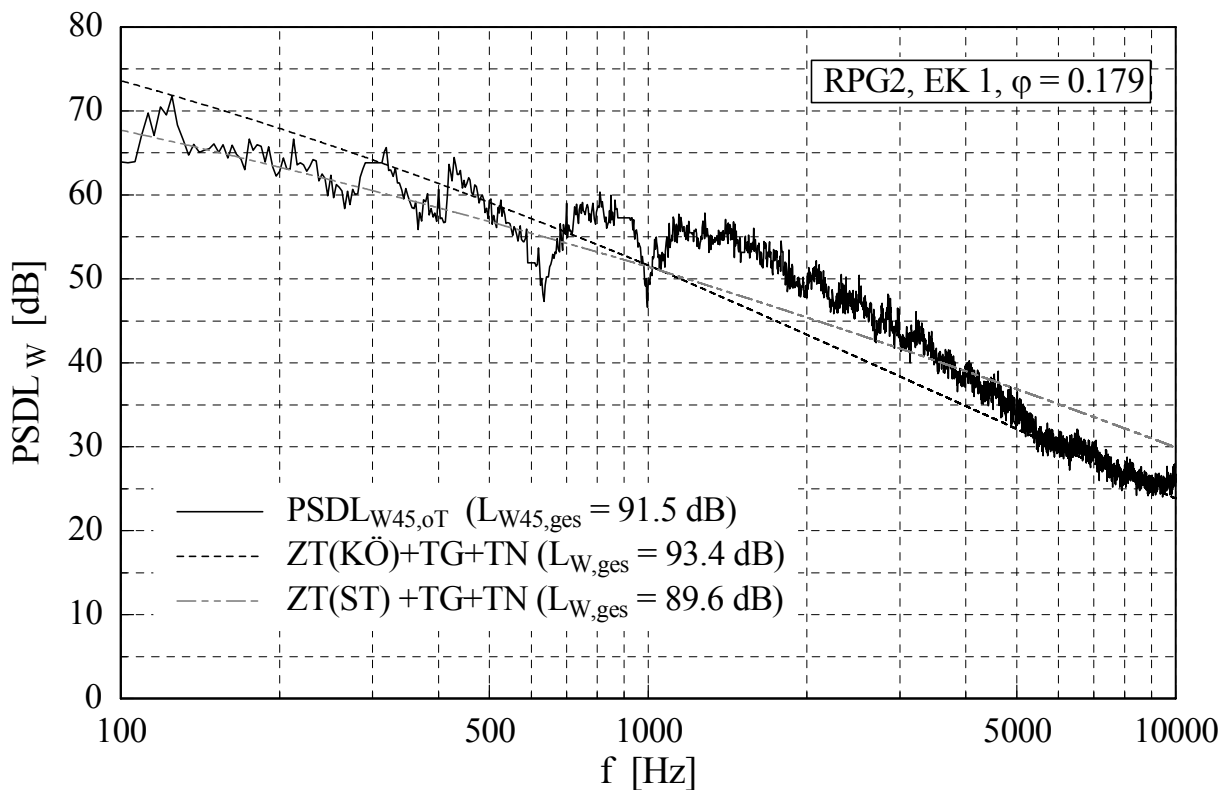


Bild C.24: Konfiguration RPG2, EK1,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

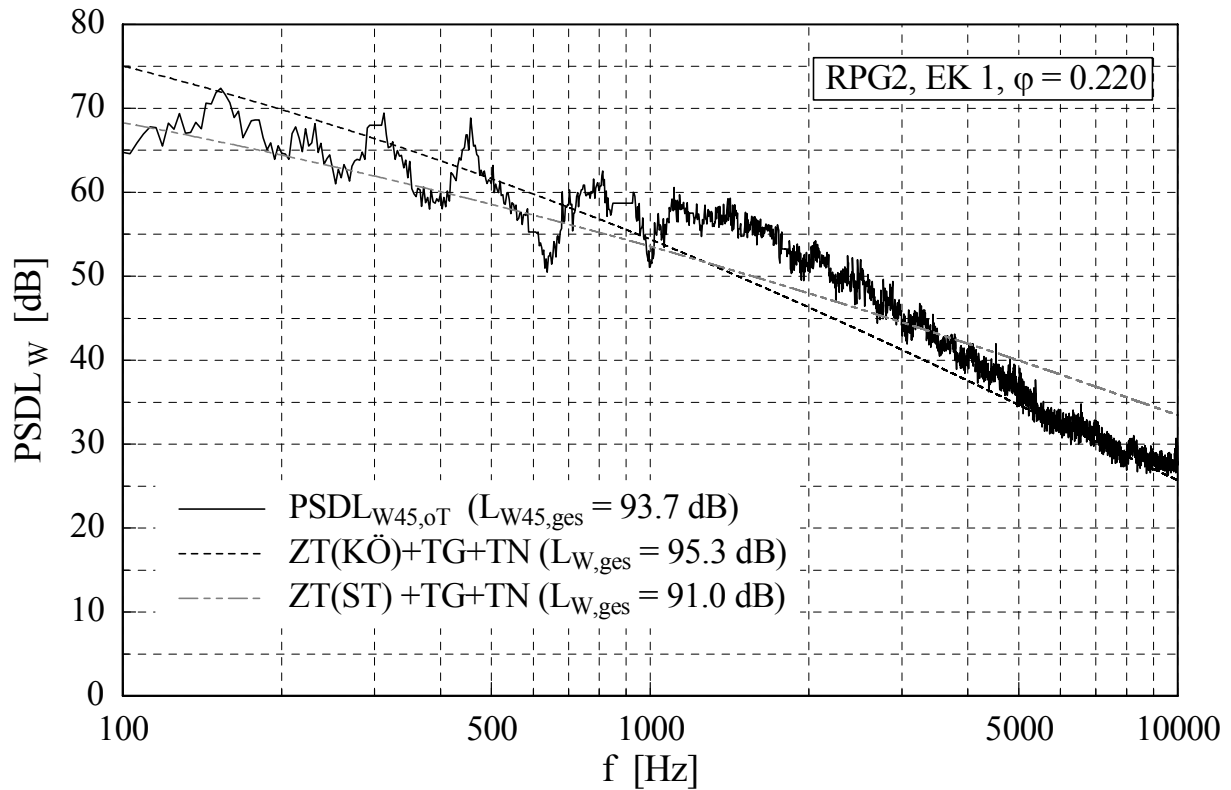


Bild C.25: Konfiguration RPG2, EK1,  $\varphi = 0,220$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

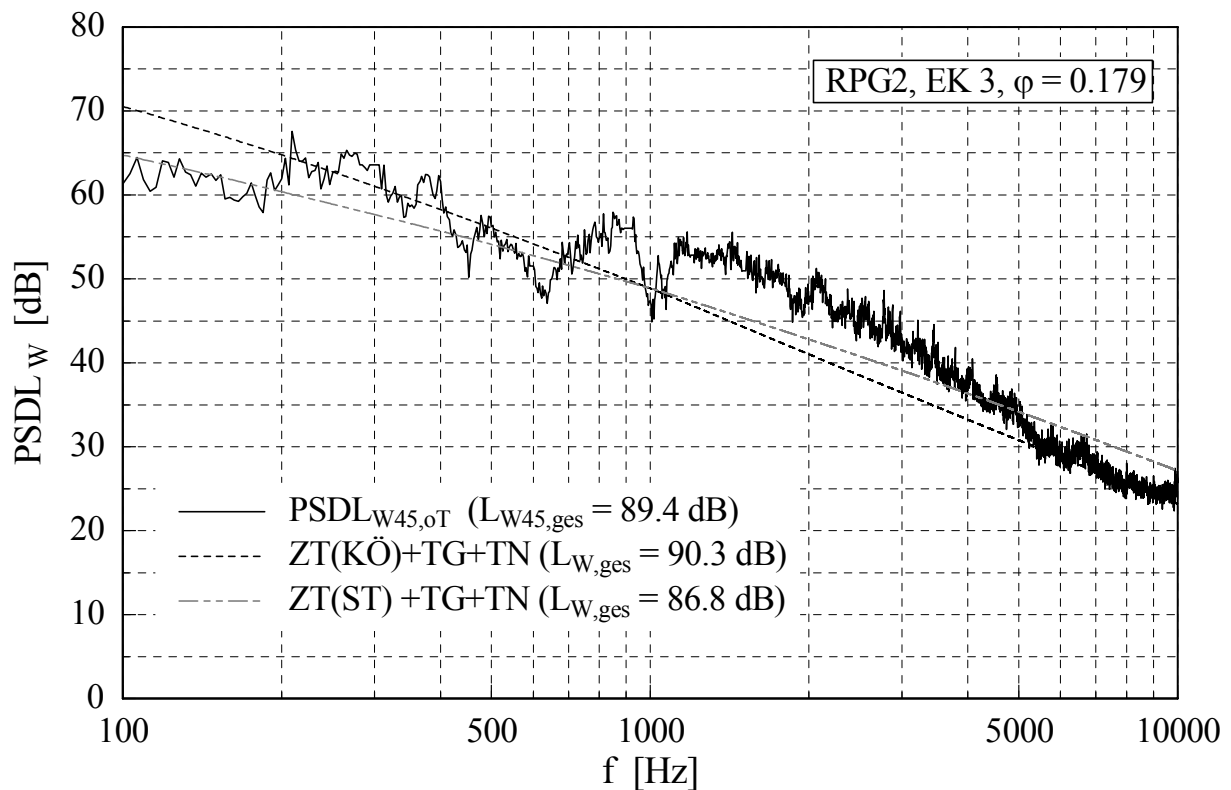


Bild C.26: Konfiguration RPG2, EK3,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$



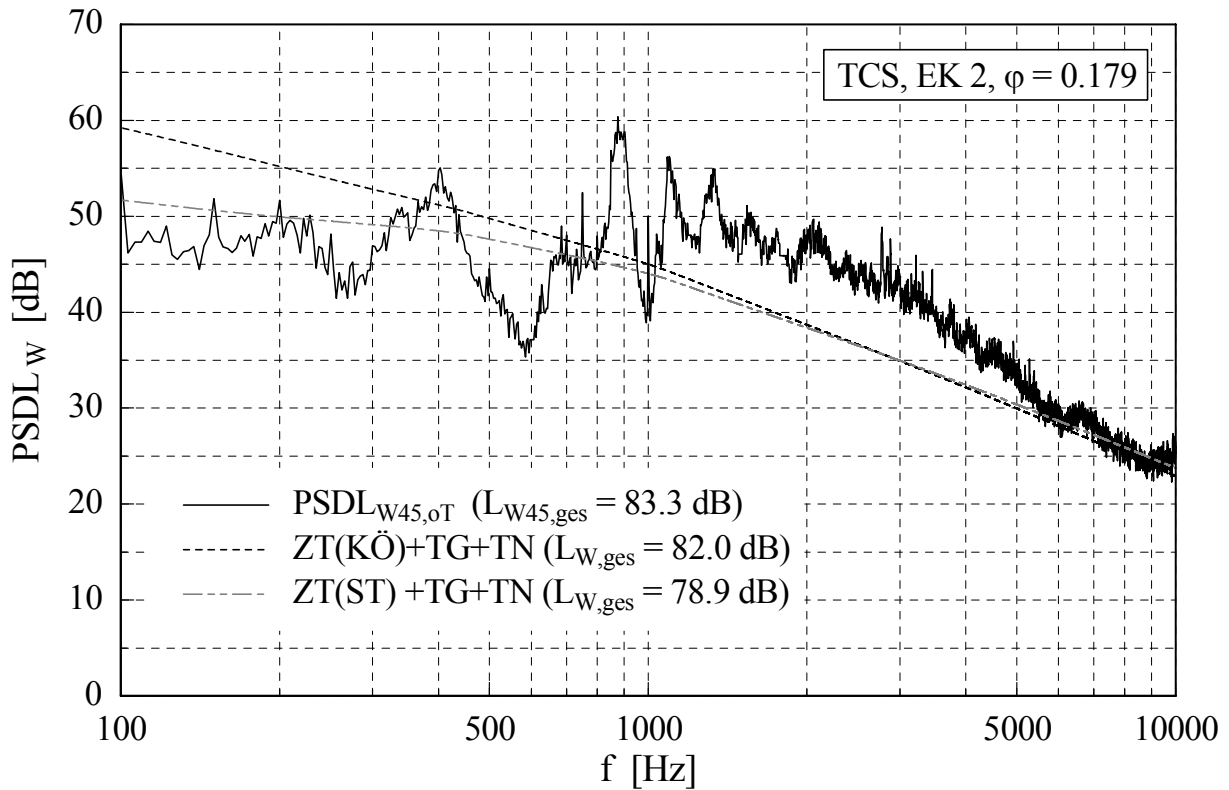


Bild C.27: Konfiguration TCS, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMELE);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

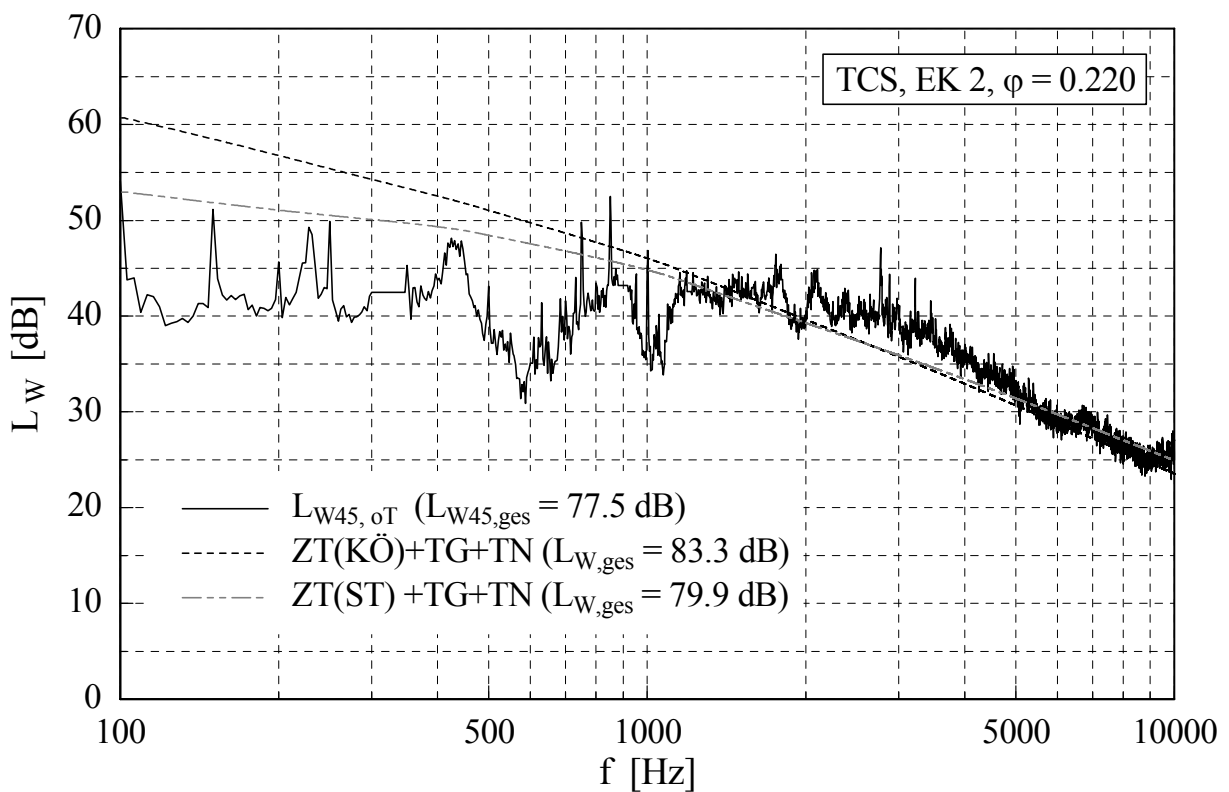


Bild C.28: Konfiguration TCS, EK2,  $\varphi = 0,220$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMELE);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

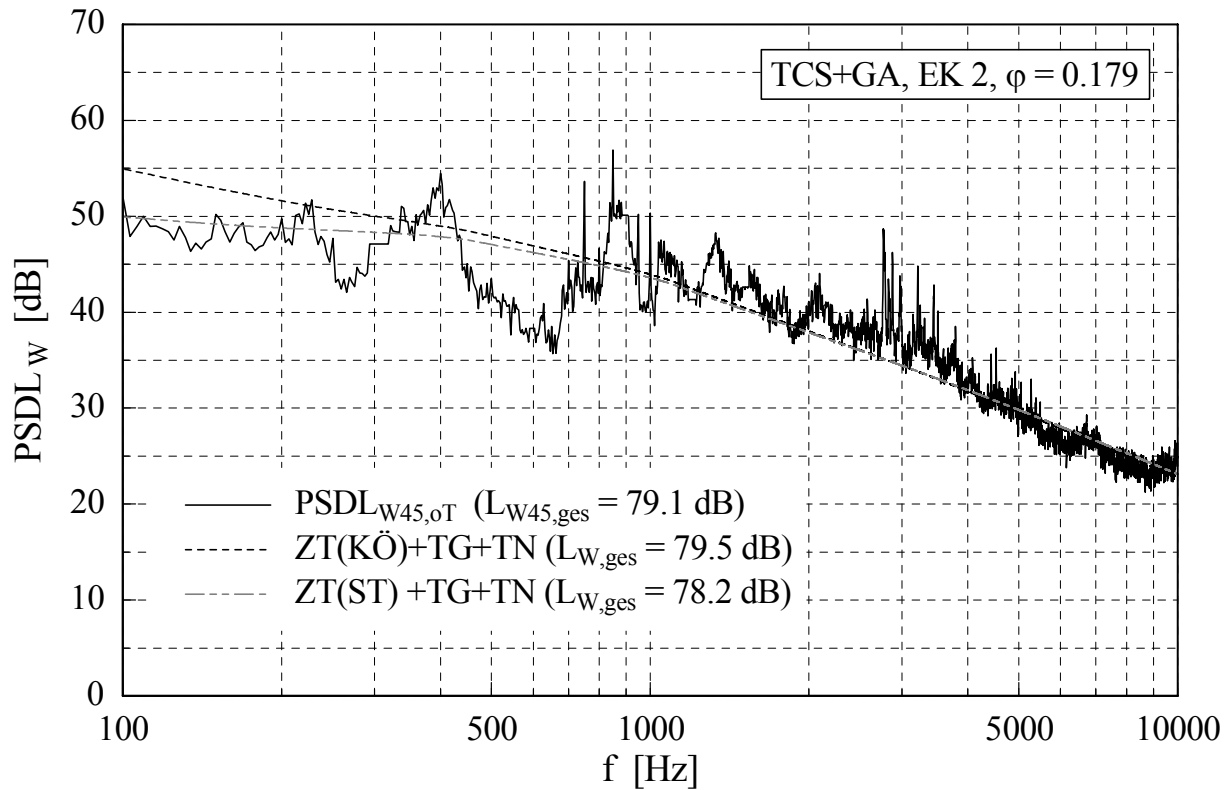


Bild C.29: Konfiguration TCS+GA, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

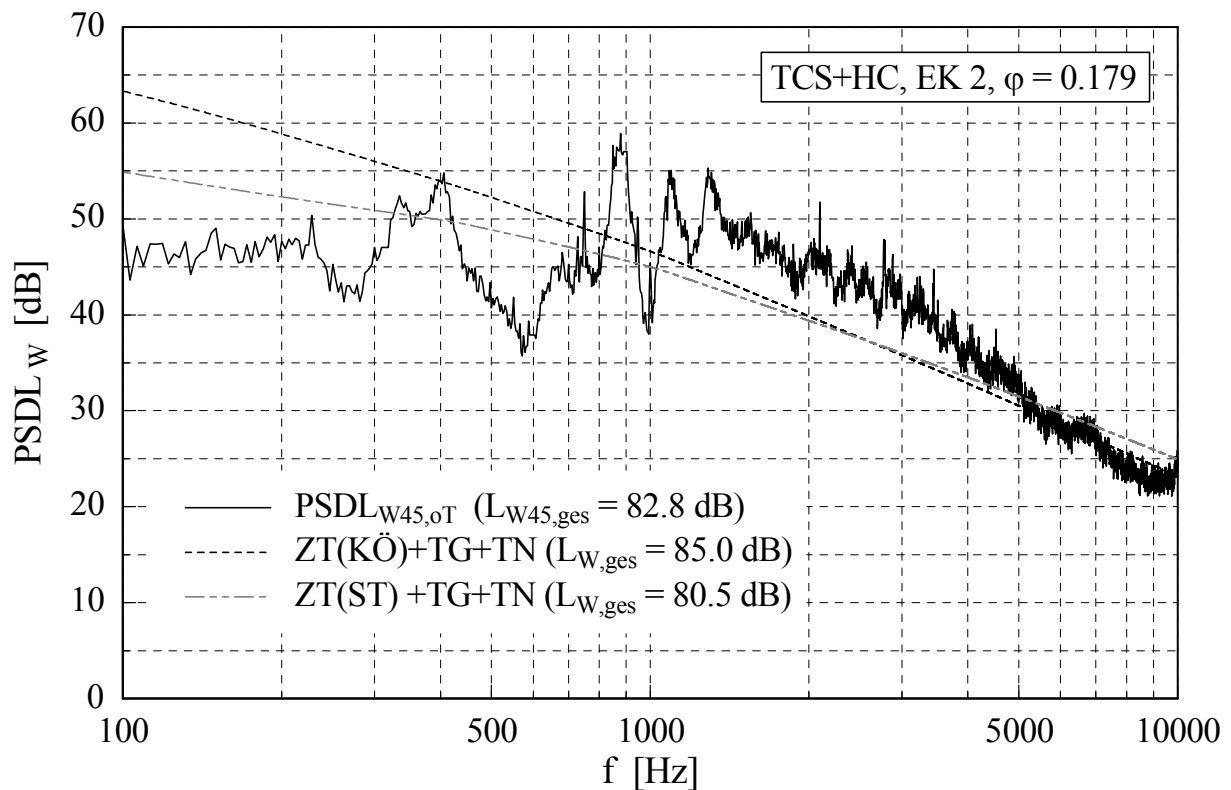


Bild C.30: Konfiguration TCS+HC, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{w45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

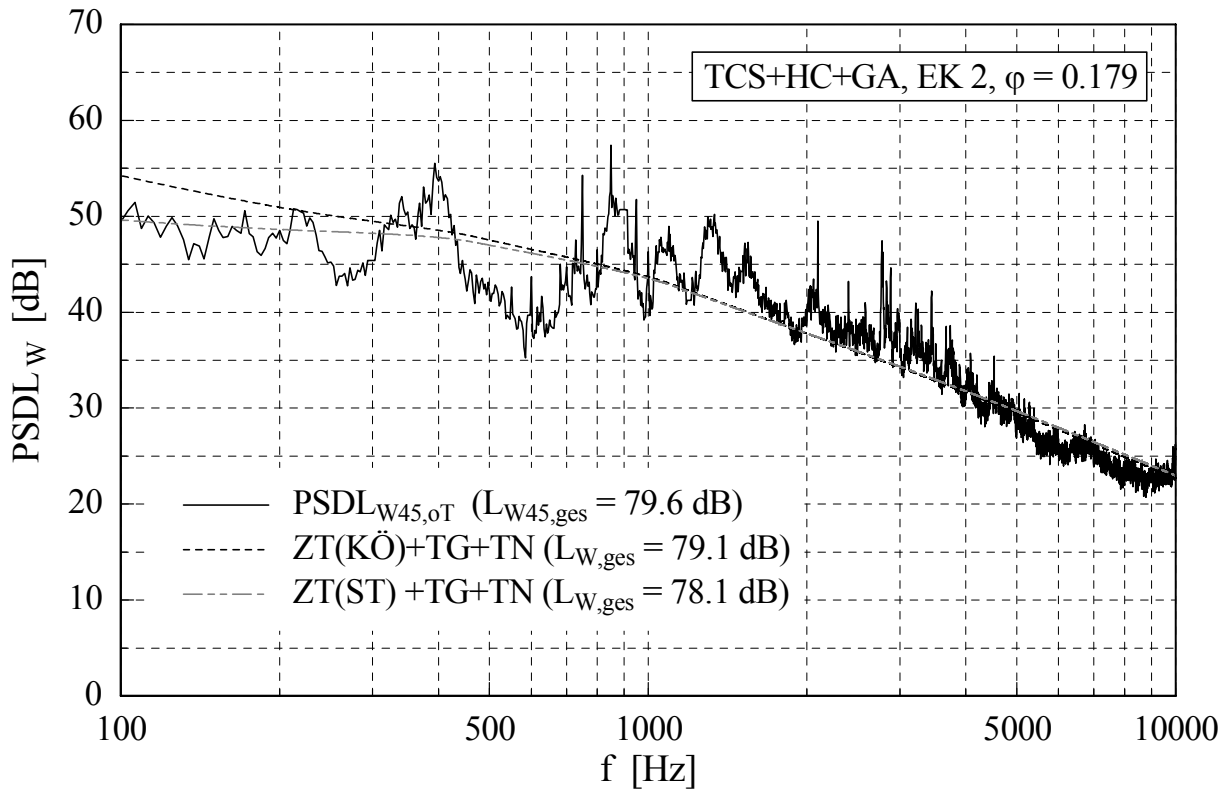


Bild C.31: Konfiguration TCS+HC+GA, EK2,  $\varphi = 0,179$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

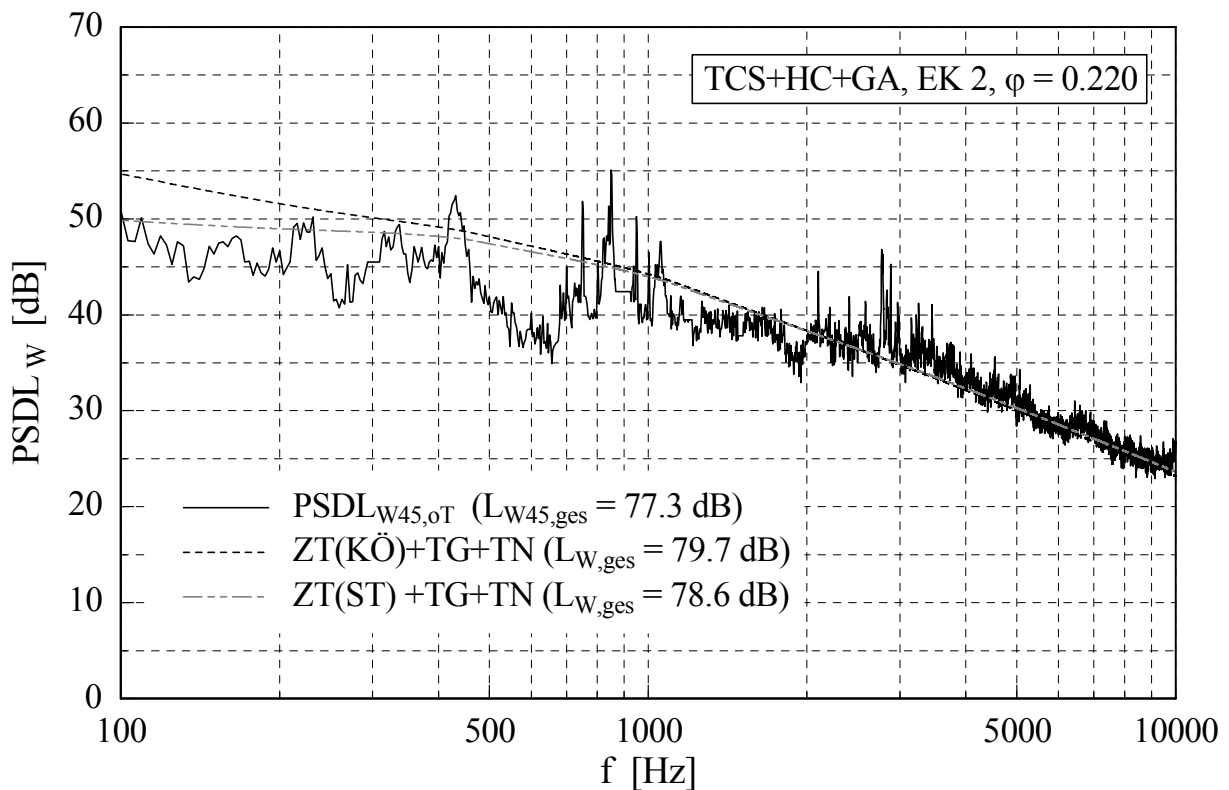


Bild C.32: Konfiguration TCS+HC+GA, EK2,  $\varphi = 0,220$ : Vergleich zwischen gemessenem Spektrum  $PSDL_{W45,oT}$  und Berechnung (ZT: Zuströmturbulenz, TG: Turbulente Grenzschicht, TN: Turbulenter Nachlauf, KÖ: Modell von KÖLTZSCH, ST: Modell von STREMEL);  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

## D Messunsicherheit

Die Aufnahme eines Messwertes wird durch Toleranzen der Messgeräte und Messanordnungen, durch Fehler in den Messverfahren, durch schwankende Anzeigen sowie äußere Einflüsse verfälscht. Fehler bei Messgliedern ergeben sich durch unerwünschte Abweichungen des Istwertes der Ausgangsgröße vom Sollwert bei gleicher Eingangsgröße. Absolute Fehler errechnen sich aus der Differenz von Istwert und Sollwert. Relative Fehler entstehen durch Bezugnahme auf den Sollwert. Häufig ist das Messergebnis eine Funktion einer oder mehrerer Eingangsgrößen, von denen man jede entweder durch einen einzelnen Messwert oder den Mittelwert einer Anzahl von Messwerten repräsentiert wird. Diese Eingangsgrößen sind mit Fehlern behaftet, deren Auswirkung auf das Messergebnis unterschiedlich ist, je nachdem, ob es sich um systematische oder zufällige Fehler handelt [DI96], [TR96].

Messunsicherheiten bei instationären Messungen lassen sich auf ähnliche Weise wie bei stationären Messungen behandeln. Die gemessenen Größen dürfen allerdings nicht durch unzureichende dynamische Fähigkeiten der Sonden, Messgeräte und des Messerfassungssystems verfälscht werden.

Der gesamte Messfehler einer Messung ist eine Kombination des systematischen und des zufälligen Fehlers. Systematische Fehler sind unabhängig von der Anzahl der durchgeführten Messungen und bei einer genauen Wiederholung des Messvorgangs reproduzierbar. Die zufälligen oder auch statistischen Fehler werden durch viele, nicht erfassbare und nicht korrigierbare Störeinflüsse, die das Messergebnis von Messung zu Messung verfälschen, verursacht. Sie sind bei jeder Messung nach Betrag und Richtung verschieden und daher nicht reproduzierbar. Statistische Fehler lassen sich in ihrer Gesamtheit durch Verteilungsfunktionen und durch statistische Kennwerte erfassen, und zwar umso besser, je größer die Zahl der zur Verfügung stehenden Einzelwerte ist. Eine Aussage über die Größe der statistischen Fehler lässt sich durch den mittleren quadratischen Fehler der sog. empirischen Standardabweichung  $S$  der  $n$  Messwerte geben. Die Streuung  $S^2$  berechnet sich aus dem Quadrat der Standardabweichung [DI96]

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{mit} \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i . \quad (\text{D.1})$$

Bei einer endlichen Anzahl  $n$  von Messwerten ist der erhaltene Mittelwert  $\bar{x}$  nicht identisch mit dem Erwartungswert  $\mu$  (Mittelwert für  $n \rightarrow \infty$ ). Für eine endliche Anzahl von  $n$  Einzelwerten werden die Vertrauensgrenzen bei einer Normalverteilung (symmetrische Verteilung der streuenden Messwerte  $x$  um den Mittelwert  $\bar{x}$ ) für den Erwartungswert  $\mu$  durch

$$\bar{x} \pm \frac{t}{\sqrt{n}} S \quad (\text{D.2})$$

bestimmt. Der Faktor  $t$  (STUDENTsche Verteilung oder  $t$ -Verteilung) und die Größen  $t/\sqrt{n}$  sind für verschiedene Anzahl  $n$  von Messwerten und für bestimmte Vertrauensniveaus z.B. in [DI96] und [TR96] tabelliert. Bei einer großen Anzahl von Messwerten ( $n > 30$ ) und einem Vertrauensniveau von 95 % wird  $t = 2$  gesetzt [DI96].

Die systematische Messunsicherheit des endgültigen Messergebnisses  $R$  wird aus den einzelnen Messunsicherheiten der  $m$  unabhängigen Variablen bestimmt:

$$S_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} S_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} S_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_m} S_{x_m}\right)^2} \quad (\text{D.3})$$

Ist das Ergebnis ein Produkt der  $m$  fehlerbehafteten Variablen

$$R = x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots x_m^{a_m}, \quad (\text{D.4})$$

so ist die mittlere, relative statistische Messunsicherheit

$$\frac{S_R}{R} = \sqrt{\left(\frac{a_1 S_{x_1}}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{a_2 S_{x_2}}{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{a_m S_{x_m}}{x_m}\right)^2}. \quad (\text{D.5})$$

Die relative systematische Messunsicherheit wird auf ähnliche Weise abgeschätzt:

$$\frac{B_R}{R} = \sqrt{\left(\frac{a_1 B_1}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{a_2 B_2}{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{a_m B_m}{x_m}\right)^2} \quad (\text{D.6})$$

Die gesamte Messunsicherheit  $U$  der Messung wird durch eine quadratische Addition der beiden Beträge berechnet:

$$U = \sqrt{B_R^2 + S_R^2} \quad (\text{D.7})$$

Jeder Messwert liegt innerhalb des Bereichs, der durch den arithmetischen Mittelwert  $\bar{x}$  und der Messunsicherheit  $U$  festgelegt ist, also  $x_i = \bar{x} \pm U$ .

### **Abschätzung des Messfehlers für die aerodynamischen und aeroakustischen Kennlinienpunkte**

Für die gemessenen dimensionslosen Kennlinienpunkte, gemessen auf einem nach DIN 24163 [DI85] ausgeführten Kammerprüfstand des Instituts für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen, beträgt die gesamte Messunsicherheit  $U$  1-2 % [BEI96].

Die Messunsicherheiten für die Bestimmung der in den genormten Kanalprüfstand abgestrahlten Schalleistung wird in der DIN ISO 5136 [DI00] mit 2,5 – 4 dB und für die Bestimmung der Schalleistung im reflexionsarmen Raum (Genauigkeitsklasse 1, Freifeld über reflektierender Ebene) in der DIN 45635 [DI86] mit <1,5 dB für den betrachteten Frequenzbereich von 100 – 10000 Hz angegeben.

Mögliche Reflexionen und selbsterzeugter Schall durch die in den Messanordnungen HC, RPG1 und RPG2 verwendeten Turbulenzerzeuger wurden dadurch überprüft, dass der Turbulenzerzeuger einmal vor und einmal hinter dem Axialventilator in die Strömung eingebracht wurde. Der gemessene Schalleistungspegel wurde dann mit dem in der Anordnung OE gemessenen Schalleistungspegel verglichen. Der Unterschied zwischen beiden Spektren liegt innerhalb der Fehlergrenze von 2,5 – 4 dB [ST02].

### **Abschätzung des Messfehlers für die Turbulenzmessungen**

Die Hitzdrähte werden mit einem am Institut für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen vorhandenen Kalibrierkanal durchgeführt. Die Turbulenz im Strahlkern beträgt nach KLEIN [KL93] 0,4 – 0,6 %. Bei isothermen Verhältnissen liegt die Kalibrierengenauigkeit bei ca. 0,8 % [OD96]. Eine Korrektur des Fehlers, der durch Einfluss einer endlichen Hitzdrahtlänge entsteht, kann bei den verwendeten Hitzdrahtsonden aufgrund ihrer kleinen Abmessungen vernachlässigt werden, HINZE [HI75]. Ein möglicher Messfehler durch eine schräg angeströmte Hitzdrahtsonde wird aufgrund einer drallfreien Zuströmung nicht in den Untersuchungen berücksichtigt.

Nach JØRGENSEN [JØ02] liegt die Messunsicherheit für die Umwandlung einer Spannung aus der verwendeten Dantec CTA-Einheit in eine Geschwindigkeit bei etwa 1 % (bei einem Vertrauensniveau von 95 %), wenn man die Messunsicherheit der Kalibriereinheit vernachlässigt. Unter Berücksichtigung der Kalibrierung steigt die gesamte Messunsicherheit typischerweise auf einen Wert von 3 %. Dabei stammen die wichtigsten Beiträge von der Kalibriereinheit, Temperaturschwankungen in der Strömung und von der Linearisierung der Kalibrierkurven. Außerdem können atmosphärische Druckschwankungen eine Rolle spielen.

## Literaturverzeichnis

- [AB00] Abom, M., Boden, H.: Prediction of Low Frequency Sound Generation from an Axial Fan. *Internoise 2000*, Nizza, 2000
- [AC78] Achenbach, E.: Flow induced pressure fluctuations in hot gas ducts of a high temperature reactor. *B.N.E.S.-Vibration in Nuclear Plant*, Paper 4.8, Keswick, U.K., 1978
- [AM75] Amiet, R.K.: Acoustic Radiation from an Airfoil in a Turbulent Stream. *J. of Sound and Vibration*, Vol. 41, No. 4, pp. 407-420, 1975
- [AM76] Amiet, R.K.: Noise due to Turbulent Flow past a Trailing Edge. *J. of Sound and Vibration*, Vol. 47, No. 3, pp. 387-393, 1976
- [AM78] Amiet, R.K.: Effect of the Incident Surface Pressure Field on Noise due to Turbulent Flow past a Trailing Edge. *J. of Sound and Vibration*, Vol. 57, No. 2, pp. 305-306, 1978
- [BE93] Bendat, J.S.; Piersol, A. G.: *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., 1993
- [BEI96] Beiler, M.: Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln. (Dr.-Ing. Dissertation Universität Siegen), *Fortschritt Berichte VDI Reihe 7*, Nr. 298, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996
- [BL86] Blake, W.: *Mechanics of Flow Induced Sound and Vibration*. Vol. I & II, Academic Press, 1986
- [BÖ93] Böttcher, J.; Gehlhar, B.: Experimental Investigation of Propeller Noise Under Highly Turbulent Inflow Condition. DLR, Interner Bericht 129-93/21, Braunschweig 1993
- [BÖ93a] Böttcher, J., Yin, J., Gu, J., Buchholz, H.: Further Experiments on Generating Highly Turbulent Flow. DLR, Interner Bericht 129-93/8, Braunschweig 1993
- [BR89] Brooks F.T., Pope, D.S., Marcolini, M.A.: *Airfoil Self-Noise and Prediction*. NASA RP-1218, 1989
- [CA02] Carolus, Th., Stremel, M.: Blade Surface Pressure Fluctuations and Acoustic Radiation from an Axial Fan Rotor Due to Turbulence Inflow. *Acta Acustica*, Vol. 88, pp. 472-482, 2002
- [CA02a] Carolus, Th.; Schneider, M.: Berechnung des breitbandigen aeroakustischen Geräuschkennlinien von Axialventilatorlaufrädern aus Stromfeldgrößen. Abschlussbericht zum AiF-Forschungsvorhaben AiF 12379 N/1, Universität Siegen, 2002
- [CU55] Curle, N.: The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound. *Proc. Royal Society of London*, A 254, pp. 504-514, 1955

- [DI82] DIN 1952: Durchflussmessung mit Blenden, Düsen, Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt (VDI-Durchflussmessregeln). Deutsche Norm, Berlin, Juli 1982
- [DI85] DIN 24163: Ventilatoren, Teil2: Leistungsmessung – Normprüfstände. Deutsche Norm, Berlin, Januar 1985
- [DI86] DIN 45635: Geräuschmessung an Maschinen, Luftschallemission, Hüllflächen-, Hallraum- und Kanalverfahren Ventilatoren. Deutsche Norm, Berlin 1986
- [DI96] DIN 1319-3: Grundlagen der Messtechnik, Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgröße. Deutsche Norm, Berlin, Mai 1996
- [DI00] DIN ISO 5136 (Entwurf): Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schallleistung. Deutsche Norm, Berlin 2000
- [DO60] Doak, P. E.: Acoustic Radiation from a Turbulent Fluid Containing Foreign Bodies. Proc. Royal Society of London, A254, pp.129-145, 1960
- [DU97] Dunne, R.C., Howe, M.S.: Wall-Bounded Blade-Tip Vortex Interaction Noise. Journal of Sound and Vibration, Vol. 212, No. 5, pp. 605-618, 1997
- [EC91] Eck, B.: Ventilatoren. Springer-Verlag, 1991
- [FA96] Farrell, C., Youssef, S.: Experiments on Turbulence Management using Screens and Honeycombs. Transaction of the ASME, Vol. 118, pp. 26-32, March 1996
- [FWHK69] Ffowcs-Williams, J.E., Hawkings, D.L.: Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Vol. 264, No. A 1151, 1969
- [FWHL70] Ffowcs-Williams, J.E., Hall, L.H.: Aerodynamic Sound Generation by Turbulent Flow in the Vicinity of a Scattered Half Plane. J. of Fluid Mechanics, Vol. 40, No. 4, pp. 657-670, 1970
- [FU96] Fuest, Th.: Berechnung der Breitbandschalleistung eines Axialventilators mit Hilfe gemessener Schaufeloberflächenwechseldrücke. (Dr.-Ing. Dissertation Universität Siegen), Shaker Verlag, Aachen, 1996
- [GA98] Ganz, U., Glegg, S.A.L., Joppa, P.: Measurement and Prediction of Broadband Fan Noise. AIAA-98-2316, pp.675-687, 1998
- [GI79] Ginder, R.B., Kenison, R.C., Smith, A.D.: Considerations for the Design of Inlet Flow Conditioners for Static Fan Noise Testing. AIAA, 79-0657, AIAA 5<sup>th</sup> Aeroacoustics Conference, Seattle, Washington, March 12-14, 1979
- [GL87] Glegg, S.A.L., Baxter, S.M., Glendinning, A.G.: The Prediction of Broadband Noise from Wind Turbines. J. of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 22, pp. 217-239, 1987



- [GO58] Goering, H.: Sammelband zur statistischen Theorie der Turbulenz; mit Beiträgen von u.a. A.N. Kolmogorov. Akademie-Verlag, Berlin, 1958
- [GR85] Grosveld, F.W.: Prediction of Broadband Noise from Horizontal Axis Wind Turbines. J. of Propulsion and Power, Vol. 1, No. 4, pp. 292-299, 1985
- [GR88] Groth, J., Johansson, A.V.: Turbulence reduction by screens. J. Fluid Mech., Vol. 197, 1988
- [HA74] Hanson, D. B.: Spectrum of rotor noise caused by atmospheric turbulence. J. Acoust. Soc. Am., Vol. 56, No. 1, July 1974
- [HA75] Hanson, D. B.: Measurement of Static Inlet Turbulence. AIAA-Paper No. 75-467, AIAA 2nd Aero-Acoustics Conference, Hampton, VA./ March 24-26, 1975
- [HI75] Hinze, J.O.: Turbulence. 2nd edition, McGraw-Hill, 1975
- [HO78] Howe, M. S.: A Review of the Theory of Trailing Edge Noise. Journal of Sound and Vibration, Vol. 61, No. 3, pp. 437-465, 1978
- [HU00] Huang, R.F., Lee, H.W.: Turbulence Effect on Frequency Characteristics of Unsteady Motions in Wake of Wing. AIAA Journal, Vol. 38, No. 1, January 2000
- [JØ02] Jørgensen, F.E., How to measure turbulence with hot-wire anemometers – a practical guide. Dantec Dynamics, Publication no. 9040U6151, Skovlunde, Denmark, 2002
- [KA94] Kameier, F.: Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzenwirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Fortschritt Berichte VDI Reihe 7, Nr. 243, 1994
- [KL93] Klein, B.: LDA- und HD-Messsysteme für turbulente Wärmeströme in Grenzschicht- und rezierkulierenden Strömungen. (Dr.-Ing. Dissertation Universität Siegen), Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 229, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993
- [KA01] Karfalk, G.: Low Noise Design of Axial Fans. Paper No. 557, inter-noise 2001, The Hague, The Netherlands, August 2001
- [KO05] Kolb, C.: Konstruktion und Erprobung eines Turbulenzschirms zur Erzeugung einer turbulenzarmen Ventilatorströmung. Studienarbeit, Institut für Fluid- und Thermodynamik, Universität Siegen, Januar 2005
- [KÖ84] Költzsch, P.: Ein Beitrag zur Lärmbekämpfung an Maschinen und Anlagen. Freiburger Forschungshefte A 697, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1984
- [KÖ86] Költzsch, P., Gruhl, S., Biehn, K. u.a.: Berechnung der Schalleistung von axialen Strömungsmaschinen. Freiburger Forschungshefte A 721, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1986

- [KÖ94] Költzsch, P.: Ein Beitrag zur Berechnung des Wirbellärms von Axialventilatoren. Hrsg. Bommers, Fricke, Klaes. Vulkan-Verlag Essen, 1994
- [LE00] Lewy, S.: Experimental Study of Fan Broadband Noise on a Turbofan Model. Paper, 7th International Congress on Sound and Vibration, Garmisch-Partenkirchen, Germany, pp. 1251-1258, July 2000
- [LI65] Liepmann, H.W.: On the application of statistical concepts to the buffeting problem. *J. Aeronaut. Sci.* 19, 1965, pp. 793-801
- [LO76] Loehrke, R.I., Nagib, H.M.: Control of Free-Stream Turbulence by Means of Honeycombs: A Balance between Suppression and Generation. *Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, pp. 342-353, 1976
- [LO77] Longhouse, R.E.: Noise Mechanisms in Automotive Cooling Fans, *Noise and Fluids Engineering. Symp. of the Winter Annual Meeting of ASME, (Atlanta, USA, 1977)*, pp. 183-190
- [LO78] Longhouse, R.E.: Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotatine Shrouds. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 58, No. 2, pp. 201-214, 1978
- [LO92] Lawson, M.V.: Assessment and Prediction of Wind Turbine Noise. *Flow Solutions Report 92/19, ETSU W/13/00284/REP*, pp. 1-59, Dec. 1992
- [LO93] Lawson, M.V., Fiddes, S.P.: Design Prediction Model for Wind Turbine Noise: 1. Basic Aerodynamik and Acoustic Models. *Flow Solution Report 93/06, W/13/00317/00/00*, pp. 1-46, Nov. 1993
- [LO94] Lawson, M.V.: Theory and Experiment for Wind Turbine Noise. *AIAA Paper 94-0119*, 1994
- [LO95] Lawson, M.V.: Aerofoil Noise Radiation Models. *CEAS/AIAA Paper 95-123*, pp. 865-873, 1995
- [MA49] Madison, R.D.: *Fan Engineering*. Buffalo Forge Comp., Buffalo, New York, 5. Aufl., 1949
- [MA71] Mani, R.: Noise Due to Interaction of Inlet Turbulence with Isolated Stators and Rotors. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 17, No. 2, pp. 251-260, 1971
- [MI98] Minniti, R.J., Blake, W.K., Mueller, T.J.: Determination of Inflow Distortions by Interpreting Aeroacoustic Response of a Propeller Fan. *AIAA 98-2286*, pp.483-496, 1998
- [MO72] Morfey, C.L.: The Acoustics of Axial Flow Machines. *J. of Sound and Vibration* Vol. 22, pp. 445-466, 1972
- [MO75] Moore, C.J.: Reduction of Fan Noise by Annulus Boundary Layer Removal. *J. of Sound and Vibration* Vol. 43, pp. 671-681, 1975

- [MU71] Mugridge, B.D.: Acoustic Radiation from Aerofoils with Turbulent Boundary Layer. *J. of Sound and Vibration*, 16(4), pp. 593-614, 1971
- [MU72] Mugridge, B.D., Morfey, C.L.: Sources of Noise in Axial Flow Fans. *J. of the Acoustical Society of America* 51 (1972) 5 (Part 1), pp. 1411-1426, 1972
- [MU73] Mugridge, B.D.: Broadband Noise Generation by Aerofoils and Axial Flow Fans. *AIAA Paper* 73-1018, 1973
- [MU02] Mueller, T.J.: *Aeroacoustic Measurements*. Springer-Verlag, 2002
- [NE90] Neise, W.: Installation effects on fan noise. *Proc. of IMechE European Conf.*, Bd.1, S.83-91, London, 1990
- [OD96] Odenthal, J.: *Kfz-Totwasserströmungen mit Fahrbahnwechselwirkungen und aktiver Strömungsbeeinflussung zur Widerstandsreduktion*. (Dr.-Ing.-Dissertation Universität Siegen), *Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 307*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996
- [PA76] Paterson, R. W., Amiet, R. K.: Acoustic Radiation and Surface Pressure Characteristics of an Airfoil due to Incident Turbulence. *AIAA Paper No. 76-571*, 1976
- [PA77] Paterson, R. W., Amiet, R. K.: Noise and Surface Pressure Response of an Airfoil to Incident Turbulence. *Journal Aircraft*, Vol. 14, No. 8, 1977
- [PE82] Peracchio, A.A.: Assessment of Inflow Control Structure Effectiveness and Design System Development. *Journal Aircraft*, Vol. 19, No. 12, 1982
- [QU98] Quinlan, D.A., Bent, P.H.: High Frequency Noise Generation in Small Axial Flow Fans, *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 218, No. 2, pp. 177-204, 1998
- [RE04] Reese, H., Kato, C., Carolus, Th.: Large Eddy Simulation of a Low Pressure Axial Fan due to Highly Turbulent Inflow. *18<sup>th</sup> Computational Fluid Dynamic Symposium, JSFM, Tokyo, Japan, December 2004*
- [RI97] Richter, R., Fritz, J., Riedel, N., Weber, C.: Erstellen eines Entwicklungssystems für den Entwurf und die Optimierung von beliebigen Ventilatorbeschaufelungen. *Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 10524*, Frankfurt, 1997
- [RO87] Roach, P.E.: The Generation of Nearly Isotropic Turbulence by Means of Grids. *Copyright Rolls Royce Ltd., Heat and Fluid Flow*, Vol. 8, No. 2, pp. 82-92, June 1986
- [RU91] Ruscheweyh, H.; Dielen, B.: *Untersuchung struktur- und strömungsmechanischer Schwingungen in lufttechnischen Anlagen*. *Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben AIF 7473, FLT*, Frankfurt, 1991
- [SAE85] *Methods of Controlling Distortion of Inlet Airflow during static Acoustical Tests of Turbofan Engines and Fan Rigs*. Society of Automotive Engineers (SAE), *Aerospace Information Report AIR 1935*, Warrendale, USA, February 1985

- [SC81] Scoles, J., Ollerhead, J.B.: An Experimental Study of the Effects of an Inlet Flow Conditioner on the Noise of a Low Speed Axial Flow Fan. National Gas Turbine Establishment, Report No. AT/2170/049/XR, University of Technology, Loughborough, 1981
- [SC81a] Scheimann, J., Brooks, J.D.: Comparison of Experimental and Theoretical Turbulence Reduction from Screens, Honeycomb and Honeycomb-Screen-Combinations. *J. of Aircraft*, Vol. 18, No. 8, pp. 638-643, AIAA 80-0433R, 1981
- [SC95] Scharpf, D.F., Mueller, T.J.: An Experimental Investigation of the Sources of Propeller Noise Due to the Ingestion of Turbulence at Low Speeds. *Experiments in Fluids*, Vol. 18, No.4, pp. 277-287, 1995
- [SC97] Schlichting, H.; Gersten, K.: *Grenzschicht-Theorie*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997
- [SCH96] Schilling, R.: Einsatz numerischer Methoden im Ventilatorenbau – Möglichkeiten und Grenzen. *Forschungsberichte aus dem Gebiet der Luft- und Trocknungstechnik*, Heft 21, Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik e.V., Frankfurt/M., 1996
- [SCH97] Schilling, R.: Entwicklung eines 3D-Navier-Stokes Codes für die aerodynamische Entwicklung von Ventilatoren. Fortsetzung des AiF-Forschungsvorhabens AiF 10524, FLT, 1997
- [SCH02] Schneider, M.; Carolus, Th.: Numerically determined Boundary Layer Parameters employed in Axial Fan Noise Prediction Models. *ISROMAC-9*, Hawaii, 2002
- [SCH03] Schneider, M.; Carolus, Th.: Prognoseverfahren für den Breitbandlärm bei Axialventilatoren. Teil 1 u. 2, *HLH*, Bd. 54, Nr. 4 u. Nr. 5, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 2003
- [SE74] Sevik, M.: Sound Radiation from a Subsonic Rotor Subjected to Turbulence. *Int. Symp. Fluid Mech. Des. Turbomach.*, NASA SP-304, Part II, 1974
- [SH64] Sharland, I. J.: Sources of Noise in Axial Flow Fans. *J. of Sound and Vibration*, Vol. 1, No. 3, pp. 302-322, 1964
- [SLR81] Schlinker, R. H., Amiet, R.K.: Helicopter Rotor Trailing Edge Noise. *NASA Contractor Report 3470*, pp. 1-145, 1981
- [SM83] Smol'yakov A.V.; Tkachenko V.M.: *The Measurement of Turbulent Fluctuations*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1983
- [SP95] Spencer, E.A., Heiter, M.V., Castro, I.P.: Intercomparison of measurements and computations of flow through a contraction and a diffuser. *Flow Meas. Instrum.*, Vol. 6, Nr.1, pp. 3-14, 1995
- [ST86] Stahl, B.: Experimenteller Beitrag zur Schallerzeugung durch die Turbulenz in einer Rohrströmung hinter einer unsteady Querschnittserweiterung. *Forschungsbericht, DFVLR-FB86-06*, Berlin 1986

- [ST86a] Stahl, B.; Argüello, G.: Experimentelle Untersuchung zur Schallerzeugung und Schalldämpfung in einer Rohrströmung hinter einer un stetigen Querschnittserweiterung. Forschungsbericht, DFVLR-FB86-27, Berlin 1986
- [ST99] Stremel, M., Carolus, Th.: Experimental Determination of the Fluctuating Pressure on a Rotating Fan Blade. 18<sup>th</sup> AIAA Aeroacoustics Conference, Berlin, 1999
- [ST02] Stremel, M.: Schaufelwechseldrücke und Schallabstrahlung bei einem Axialventilator unter turbulenter Zu strömung. (Dr.-Ing. Dissertation Universität Siegen), Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 439, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002
- [SU96] Su, S., Wu, S., Shah, H.: Prediction of Axial Flow Fan Noise Spectrum. NCA-Vol. 22, Proceedings of the ASME Noise Control and Acoustics Division, ASME 1996
- [TR96] Tränkler, H.R.: Taschenbuch der Messtechnik. 4. Aufl., Oldenbourg Verlag, München, 1996
- [VDI90] Richtlinie VDI 3731, Blatt 2: Emissionskennwerte technischer Schallquellen – Ventilatoren. 1990
- [VHE97] Experimentelle Untersuchungen nicht-drehklangbezogener tonaler und breitbandig-rauschartiger Störgeräusche bei Radial- und Axialventilatoren. Abschlussbericht FLT 3/1/51/97, AiF10047, 1997
- [WA96] Wagner, S., Bareiss, R., Guidati, G.: Wind Turbine Noise. Springer-Verlag, 1996