

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

# Wirkungsgradaufwertung bei Radialventilatoren

## *Efficiency Scale-up on radial fans*

**Experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens, der Druckverteilung im Radseitenraum und der Strömungsverhältnisse am Ein- und Austritt eines Radialventilators**

***Experimental analysis of the characteristic diagram, the pressure distribution in the impeller side chamber and the flow conditions in the in- and outlet of an radial fan***

Dipl.-Ing. **S. Stonjek**, Dipl.-Ing. **B. Matyschok**, Prof. Dr.-Ing. **P. F. Pelz**,  
TU Darmstadt – Institut für Fluidsystemtechnik, Darmstadt

Dipl.-Ing. **C. Rohdich**, Konrad Reitz-Ventilatoren GmbH & Co. KG,  
Höxter-Albaxen

### **Abstract**

In context of a research project measurements on a big industrial radial fan were executed. At four different rotational speeds (400 rpm, 550 rpm, 750 rpm, 980 rpm) the characteristic diagram, the velocity distribution in the in- and outlet by 5-hole-probes and Prandtl-probes and the pressure distribution in the impeller side chamber were measured. The results of the measurements are the base for deriving a scale-up formula for efficiency and pressure coefficient, which depends on fluid dynamical relations and incorporates the geometric and aerodynamic characteristics of radial fans.

### **Kurzfassung**

Im Rahmen eines aus Eigenmitteln der FLT geförderten Forschungsvorhabens (L232) wurden experimentelle Untersuchungen an einem Großventilator radialer Bauart der Fa. Konrad Reitz-Ventilatoren durchgeführt. Bei vier Drehzahlen (400 min<sup>-1</sup>, 550 min<sup>-1</sup>, n , 980 min<sup>-1</sup>) wurden Kennlinien, die Verteilung der Geschwindigkeit am Ventilatorein- und austritt mittels Mehrlochsonden und die Verteilung des statischen Druckes im Radseitenraum gemessen. Die Ergebnisse der Untersuchung sollen dazu dienen, ein auf strömungsphysikalischen Zusammenhängen beruhendes und den Besonderheiten von Radialventilatoren Rechnung tragendes Verfahren zur Wirkungsgradaufwertung zu entwickeln.

### **Symbolverzeichnis**

Symbol	Bedeutung	Einheit
	Querschnittsfläche	m <sup>2</sup>

Breite	m
Geschwindigkeit	m/s
Durchmesser	m
Länge	m
Machzahl	
Drehzahl	1/min
Druck	N/m <sup>2</sup>
Leistung	W
Radius	m
Reynoldszahl	
Temperatur	K
Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
Spezifische Arbeit	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
dynamische Viskosität	Ns/m <sup>2</sup>
Drehfrequenz	rad/s
Wirkungsgrad (total)	
Leistungszahl	
Dichte	kg/m <sup>3</sup>
Durchflusszahl	
Druckziffer	

#### Indizes

0	Umgebung
1	Stelle 1
2	Stelle 2
aus	Austritt
ein	Eintritt
L	Laufrad
mittel	mittlere Größe
t	Totalgröße
r	Radialkomponente
u	Umfangskomponente
z	Axialkomponente

### 1. Motivation und Ziele

Der Wirkungsgrad ist ein Maß für die Effizienz der Energieumsetzung und somit eine Beurteilungsgröße für die Qualität von Turbomaschinen und damit auch von Ventilatoren.

Vor allem bei großen Maschinen findet häufig keine experimentelle Ermittlung des Wirkungsgrades auf einem Prüfstand statt, sondern es werden maßstäblich verkleinerte Modelle gebaut, die aber meist aus fertigungstechnischen Gründen keine exakte geometrische Ähnlichkeit mit der Großausführung aufweisen. Zusätzlich erfolgt die Durchströmung des Großventilators und des entsprechendem Modellventilators in der Regel nicht bei *gleichen Werten der maßgebenden dimensionslosen Strömungskennzahlen*, insbesondere der Reynoldszahl und - bei Wirksamwerden von Kompressibilitätseffekten - auch der Machzahl. Aus diesem Grund sind sowohl der Wirkungsgrad, als auch die Druckziffer von Modell und Großausführung verschieden.

Die Berechnung des Wirkungsgrades der Großausführung erfolgt dann mit Hilfe von sog. Aufwerteverfahren. Allerdings liefern die bekannten Aufwerteverfahren (am häufigsten wird die Formel nach Ackeret verwendet [5]) vor allem im Teil- und Überlastbereich nur sehr unzureichende Ergebnisse.

Im Rahmen eines IGF-Forschungsvorhabens „Wirkungsgradaufwertung bei Radialventilatoren“ wird eine neue Aufwertevorschrift für Radialventilatoren entwickelt werden. Dazu sind Messungen an drei geometrisch ähnlichen Radialventilatoren notwendig, um eine zuverlässige Datenbasis für die später zu entwickelnde Aufwertformel zu schaffen. Weiterhin sind durch die ebenfalls durchgeführten Traversierungsmessungen und Radseitenraummessungen Rückschlüsse auf die wesentlichen Verlustquellen im Radialventilator möglich.

## 2. Messungen an einem Großventilator

Bei dem experimentell untersuchten Radialventilator handelt es sich um eine bauliche Großausführung der Fa. Konrad Reitz-Ventilatoren. Die signifikanten Daten der Maschine zeigt Tabelle 1.

Tabelle 1: Eckdaten der Großausführung

Schaufelaußendurchmesser	2.24 m
Schaufelzahl	13
Totaldruckdifferenz im Nennpunkt	10000 Pa
Volumenstrom im Nennpunkt	2000 $\frac{\text{m}^3}{\text{min}}$

Die Großausführung des Radialventilators wurde zur Durchführung des Forschungsvorhabens konstruiert und gebaut.

## 2.1 Rohrprüfstand und Messstellen

Zur Messung der Ventilator Kennlinien wurde ein Rohrprüfstand der Fa. Konrad Reitz-Ventilatoren verwendet (Bild 1), der in Anlehnung an DIN 24163 Teil 2 aufgebaut wurde [2].

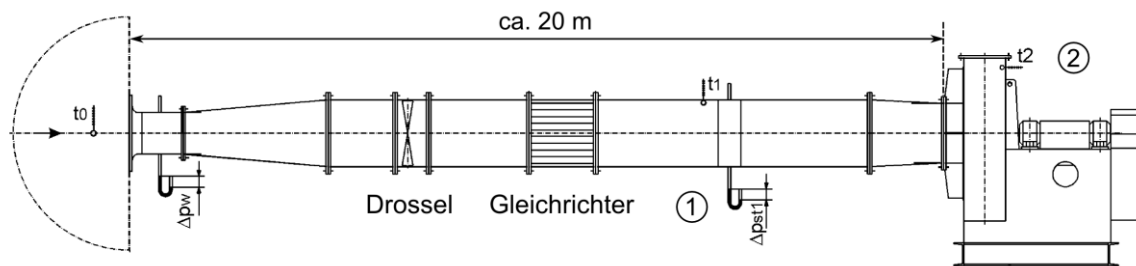


Bild 1: Rohrprüfstand der Fa. Konrad Reitz-Ventilatoren

Messtechnisch wurden das Wellenmoment , die statische Druckdifferenz  $p$ , die Totaltemperaturen und  $T_2$ , der Wirkdruck in der Volumenstrommessdüse , sowie die Umgebungsbedingungen  $p_0, T_0$ , erfasst.

Für die Kennlinienmessung wurden die Drehzahlen  $400 \text{ min}^{-1}$ ,  $550 \text{ min}^{-1}$ , und eingestellt und damit ein Reynoldszahlbereich von  $6.8 \cdot 10^6$  bis erreicht.

Bild 2 zeigt die Messebenen, an denen die Sondentraversierungen durchgeführt wurden. Damit am Austritt des Ventilators ein Carnot-Stoß vermieden wird, wurden zwei Kanalbauteile als Verlängerungen angebracht. Die Traversierungen erfolgten am Austritt in zwei Ebenen mit insgesamt acht Prandtl-Sonden.

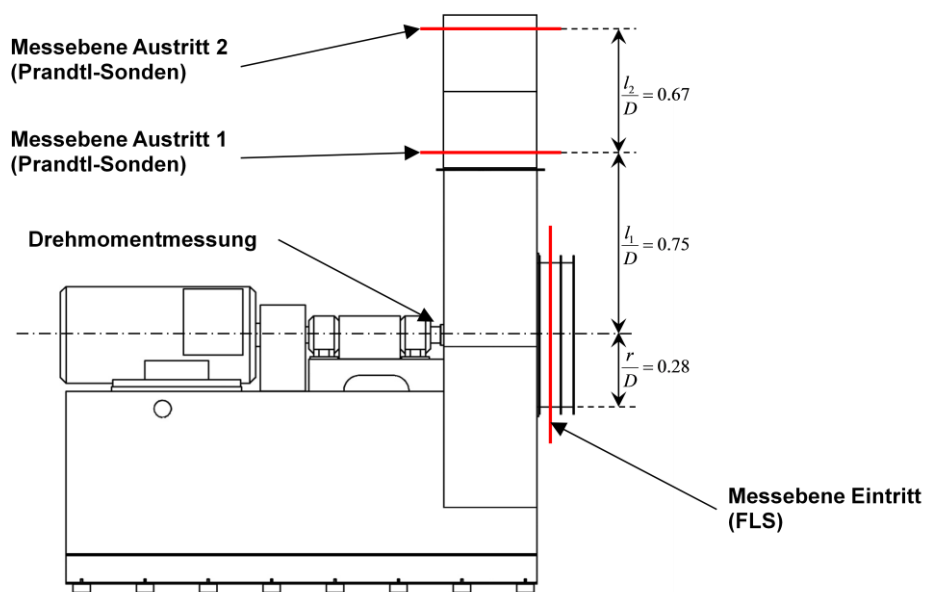


Bild 2: Messstellen am Ventilator

Am Ventilatoreintritt wurden insgesamt vier 5-Loch-Sonden (FLS) traversiert. Die gemessenen Drücke erlauben eine Bestimmung des Strömungsvektors über dem Messradius an vier verschiedenen Umfangspositionen. Die Position der 5-Loch-Sonden ist aus Bild 3 links ersichtlich.

Zur Messung der Druckverteilung im Radseitenraum wurden 12 Druckbohrungen am Gehäuse eingebracht (kleine Kreise in Bild 3 rechts). Die Zahlenwerte in Bild 3 rechts sind die Durchmesser der Bohrungskreise bezogen auf den Laufraddurchmesser.

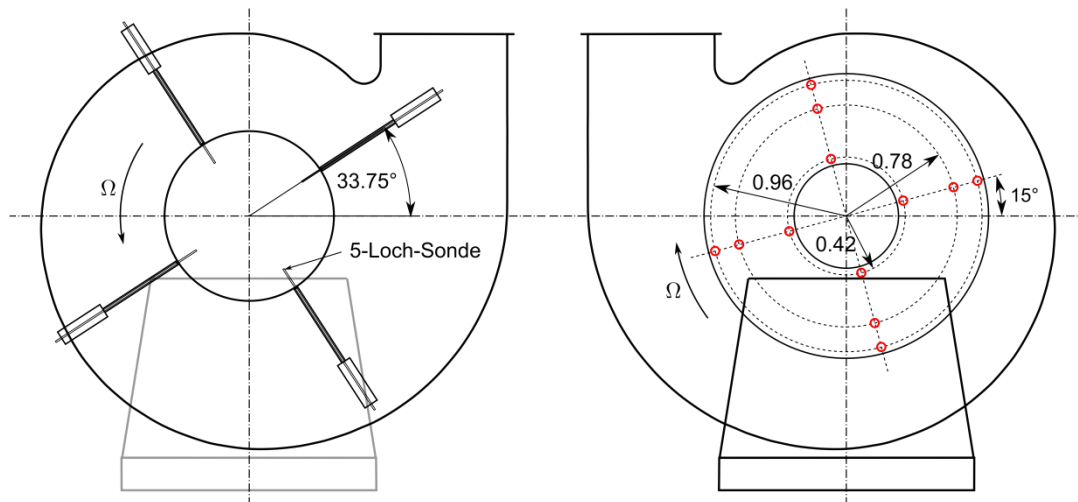


Bild 3: Position der Fünflochsonden (links) und Druckbohrungen (rechts)

## 2.2 Messergebnisse

Die Auswertung der Kennlinienmessung wurde nach [1], [2], [3] und den Empfehlungen von [4] vorgenommen.

### 2.2.1 Kennfeldmessung

Damit Aufwertungseffekte erkannt werden, sind die gemessenen Kennlinien des Ventilators dimensionslos dargestellt. Die Lieferzahl berechnet sich zu

$$\varphi = \frac{\dot{V}_1}{A_L u_2} \quad (2.1)$$

Dabei ist  $\dot{V}_1$  der Volumenstrom an der Stelle 1,  $A_L$  die mit dem Laufradaußendurchmesser gebildete Fläche und  $u_2$  die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades am Austritt.

Die totale Druckziffer  $\psi_t$  wird aus der totalen Förderarbeit  $Y_t$  und der Umfangsgeschwindigkeit am Austritt gebildet:

$$\psi_t = \frac{Y_t}{\frac{u_2^2}{2}} \quad (2.2)$$

Die Leistungszahl  $\lambda$  berechnet sich aus

$$\lambda = \frac{P_W}{\frac{\rho_1}{2} u_2^2 A_L u_2} \quad (2.3)$$

Eine weitere für die Wirkungsgradaufwertung unverzichtbare Größe ist die Reynoldszahl. Sie gibt an, ob die Strömung trägheitsdominiert oder zähigkeitsdominiert ist. Die Bestimmung der Reynoldszahl wurde mit der Umfangsgeschwindigkeit am Ventilatoraustritt  $u_2$ , mit dem Laufraddurchmesser  $D_L$ , der Umgebungsdichte  $\rho_0$  und der dynamischen Viskosität  $\eta$  gebildet:

$$Re = \frac{u_2 D_L \rho_0}{\eta} \quad (2.4)$$

Bild 4 zeigt die totale Druckziffer  $\psi_t$  dargestellt über der Lieferzahl  $\varphi$ . Die verschiedenen Farben und Symbole repräsentieren die unterschiedlichen Drehzahlen, bzw. die daraus resultierenden Reynoldszahlen.

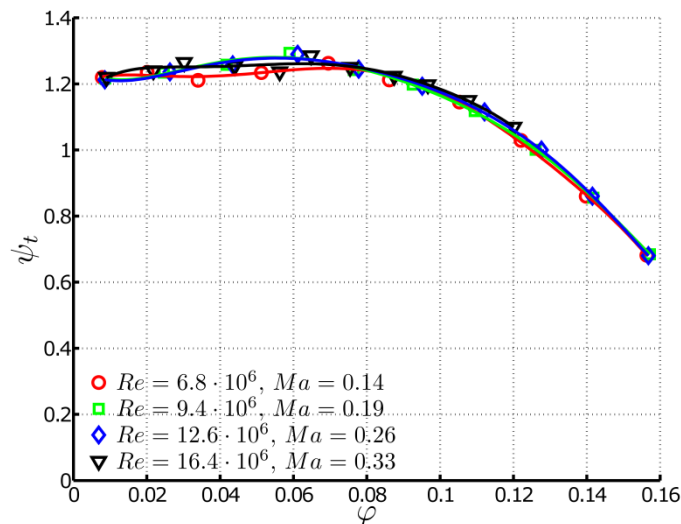


Bild 4: Totale Druckziffer über Lieferzahl

Aufwertungseffekte in der Druckziffer sind in dem untersuchten Reynoldszahlbereich nicht feststellbar, da die Kurven weitgehend übereinander liegen. Im Bereich der Kennlinien von

$\varphi = 0.03$  bis  $\varphi = 0.06$  ist eine Unstetigkeit festzustellen, die einer separaten gezielten experimentellen Untersuchung bedarf.

Bild 5 zeigt die Leistungszahl  $\lambda$  dargestellt über der Lieferzahl  $\varphi$ . Die Kennlinienverläufe zeigen, bis auf wenige Ausreißer eine sehr gute Übereinstimmung.

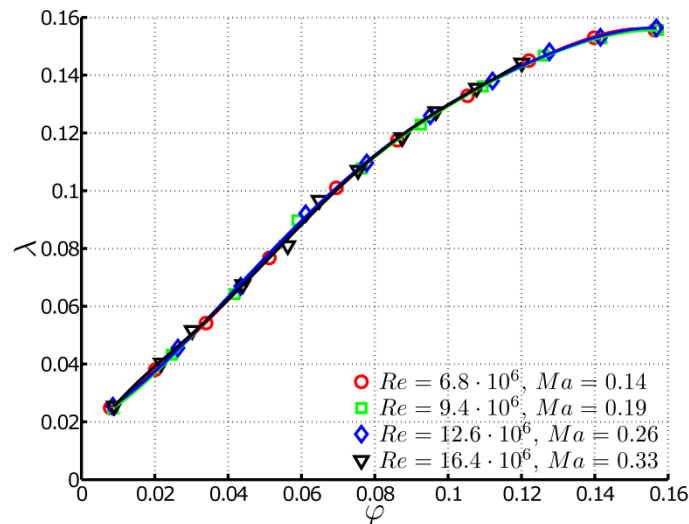


Bild 5: Leistungszahl über Durchsatzzahl

In Bild 5 ist der Verlauf des Wirkungsgrades  $\eta$  in Abhängigkeit der Lieferzahl  $\varphi$  gezeigt. Die dargestellten Verläufe zeigen, dass trotz der erwarteten größeren Streuungen als Folge der Fehlerfortpflanzung die Übereinstimmung sehr gut ist. Im untersuchten Reynoldszahlbereich wurden keine relevanten Aufwertungseffekte festgestellt.

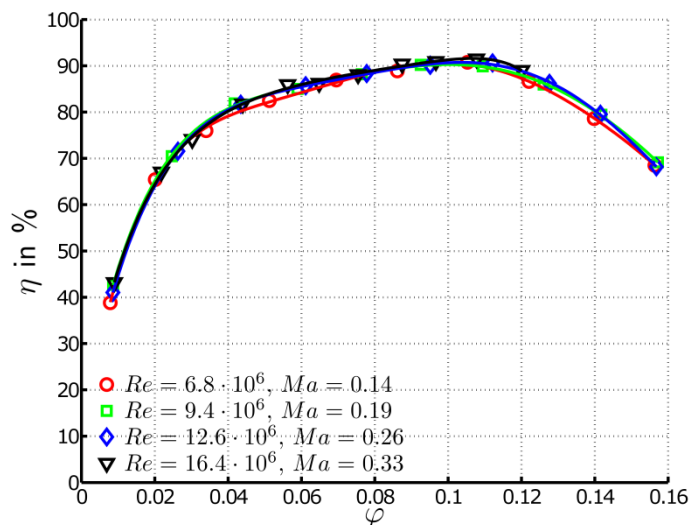


Bild 6: Wirkungsgrade über Lieferzahl

## 2.2.2 Traversierungsmessung und Radseitenraummessungen

Die Traversierungsmessungen am Ein- und am Austritt des Radialventilators und die Radseitenraummessungen wurden bei fünf ausgewählten Betriebspunkten durchgeführt. Zuerst wurden die Betriebspunkte  $\varphi_{\min}$  (minimaler Durchsatz),  $\varphi_{\text{opt}}$  (maximaler Wirkungsgrad) und  $\varphi_{\max}$  (maximaler Durchsatz) ausgewählt. Diese Punkte wurden um zwei weitere Stützpunkte zwischen  $\varphi_{\min}$  und  $\varphi_{\text{opt}}$  und zwischen  $\varphi_{\text{opt}}$  und  $\varphi_{\max}$  ergänzt.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchung für die Betriebspunkte  $\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0.10$  und  $\varphi = \varphi_{\max} = 0.15$  bei einer Reynoldszahl von  $9.4 \cdot 10^6$  dargestellt. Wie bereits bei den dargestellten Kennlinien wurde keine Abhängigkeit der in den Contourplots dargestellten Größen von der Reynoldszahl festgestellt.

### 2.2.2.1 Traversierungsmessung am Eintritt

Zur dimensionslosen Darstellung wurden die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten jeweils auf die flächengewichtete mittlere Axialgeschwindigkeit  $c_{z,\text{mittel}}$  bezogen. Die an den Isolinien angegebenen Werte sind %-Werte.

Bild 7 zeigt die Axialkomponente der Geschwindigkeit am Ventilatoreintritt. Der durchgezogenen Kreis zeigt den Innendurchmesser des Eintrittsstutzens. Der Betrachter der Contourplots schaut in Anströmrichtung, d. h. in Richtung zum Laufradeintritt (s. Bild 3 links). Bei dem Betriebspunkt  $\varphi = 0.10$  zeigt der Contourplot eine deutliche Geschwindigkeitsüberhöhung auf der dem Austrittsstutzen zugewandten Seite der Messebene. Eine Einflussnahme des Austrittsstutzens bei den Betriebspunkten mit geringen Durchsatzzahlen kann deshalb nicht ausgeschlossen werden.

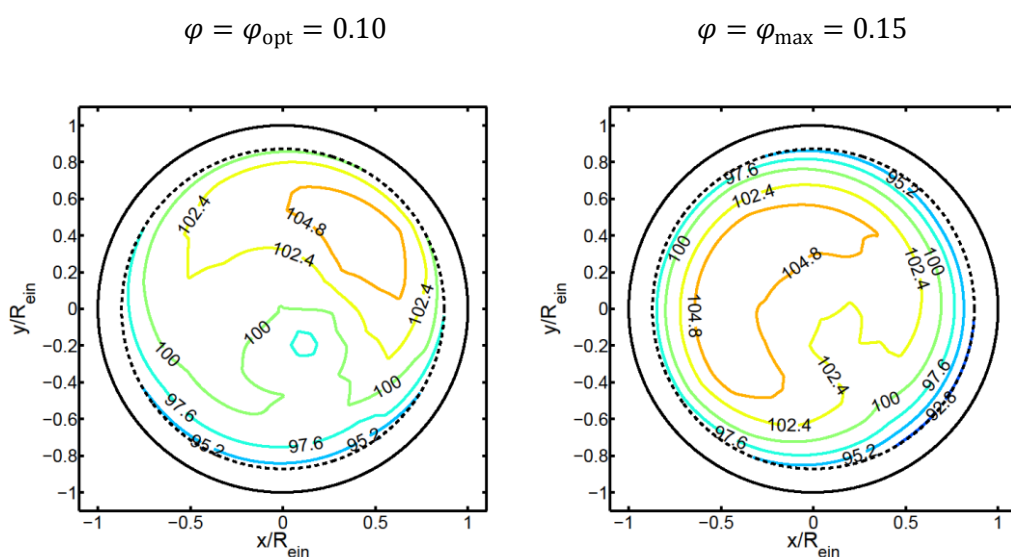


Bild 7: Axialkomponente am Eintritt

Bild 8 zeigt die Verteilung der Umfangskomponente der Geschwindigkeit im Eintritt für die zwei ausgewählten Betriebspunkte. Gemäß dem rechtshändigen  $r, \varphi, z$ -System sind Umfangskomponenten im Uhrzeigersinn positiv und Umfangskomponenten entgegen dem Uhrzeigersinn negativ festgelegt ( $z$  zeigt in Strömungsrichtung).

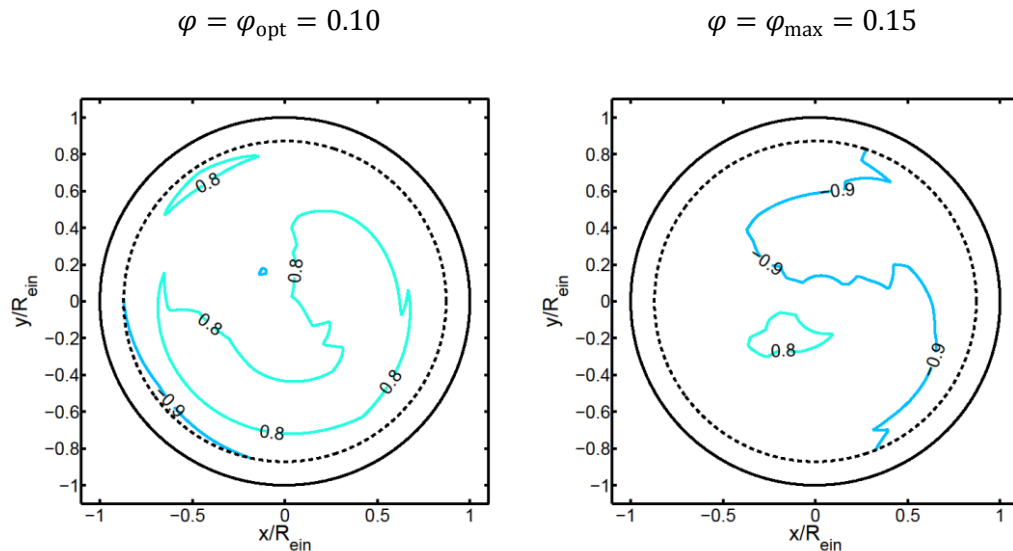


Bild 8: Umfangskomponente am Eintritt

Bei den Betriebspunkten  $\varphi_{\text{opt}}$  und  $\varphi_{\text{max}}$  sind die Umfangskomponenten der Geschwindigkeit nahezu null ( $< 1\%$  von der mittleren Axialgeschwindigkeit).

Bild 9 zeigt die Verteilung der radialen Geschwindigkeitskomponente am Eintritt des Radialventilators.

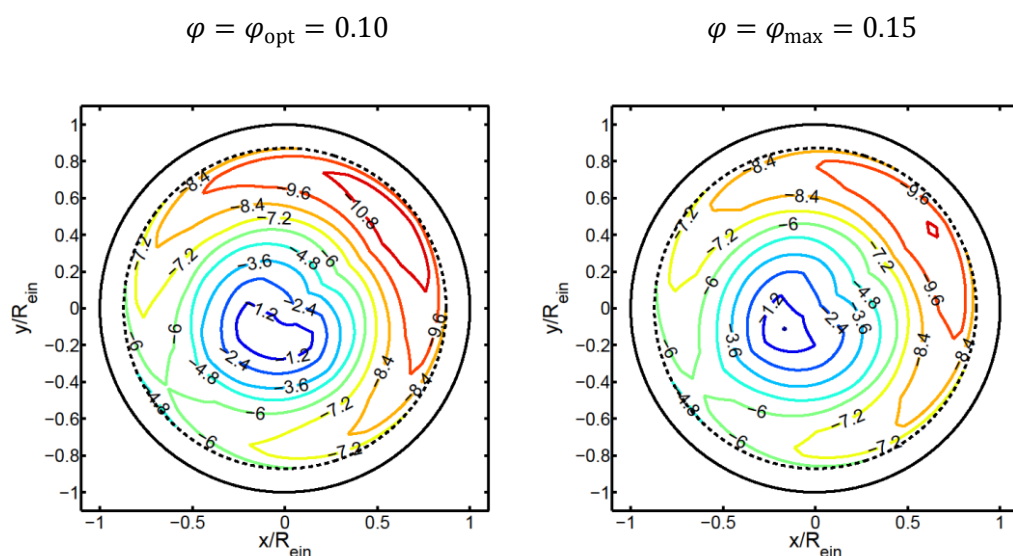


Bild 9: Radialkomponente am Eintritt

Im Außenbereich der Messebene sind negative Radialkomponenten der Geschwindigkeit zu sehen, während in der Mitte keine Radialkomponenten sichtbar sind. Aufgrund der Verjüngung der Rohrmessstrecke auf den Eintrittsdurchmesser des Ventilators erfahren die Sonden eine Anströmung von außen nach innen, also in negativer  $r$ -Richtung. Es ist eine größere Radialgeschwindigkeit auf der dem Austrittsstutzen zugewandten Seite feststellbar.

### 2.2.2.2 Traversierungsmessung am Austritt

Bild 10 zeigt die Traversierpfade der beiden übereinanderliegenden Messebenen am Austritt des Ventilators. Dabei wird deutlich, dass ein Großteil der in Bild 11 dargestellten Konturen interpoliert sind. Die  $x$ -Koordinate startet an der Zunge, die  $y$ -Koordinate an der Vorderseite des Ventilatorgehäuses. Dargestellt ist die Geschwindigkeit bezogen auf einen Mittelwert  $\frac{c}{c_{\text{mittel}}}$ .  $c_{\text{mittel}}$  ist dabei die flächengewichtete mittlere Geschwindigkeit am Austritt. Die Werte der Isolinien sind in % angegeben.

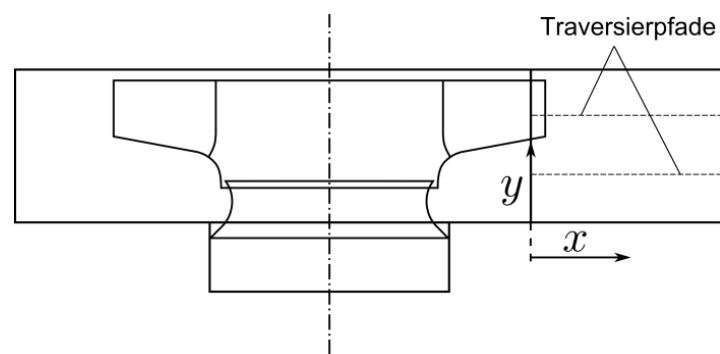


Bild 10: Zuordnung der Ergebnisdarstellung zu der Traversierungsebene am Ventilatoraustritt

Damit die Änderung der Strömung von Ebene 1 zu Ebene 2 erkennbar wird, werden die Ergebnisse der beiden Traversierebenen übereinander dargestellt.

Bild 11 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung am Austritt bei den zwei Betriebspunkten  $\varphi_{\text{opt}}$  und  $\varphi_{\text{max}}$ . Deutlich zu erkennen ist eine Vergleichmäßigung der Geschwindigkeit von der Ebene 1 zur Ebene 2 und das bei allen Betriebspunkten. Auffällig ist bei dem Betriebspunkt  $\varphi_{\text{opt}}$ , dass in dem Areal direkt hinter der Zunge des Ventilators hohe und niedrige Geschwindigkeiten in  $y$ -Richtung nebeneinander liegen. Bei dem Betriebspunkt  $\varphi_{\text{max}}$  ist eine deutliche Geschwindigkeitsüberhöhung im Bereich der Spiralaußenwand festzustellen.

$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0.10$$

$$\varphi = \varphi_{\text{max}} = 0.15$$

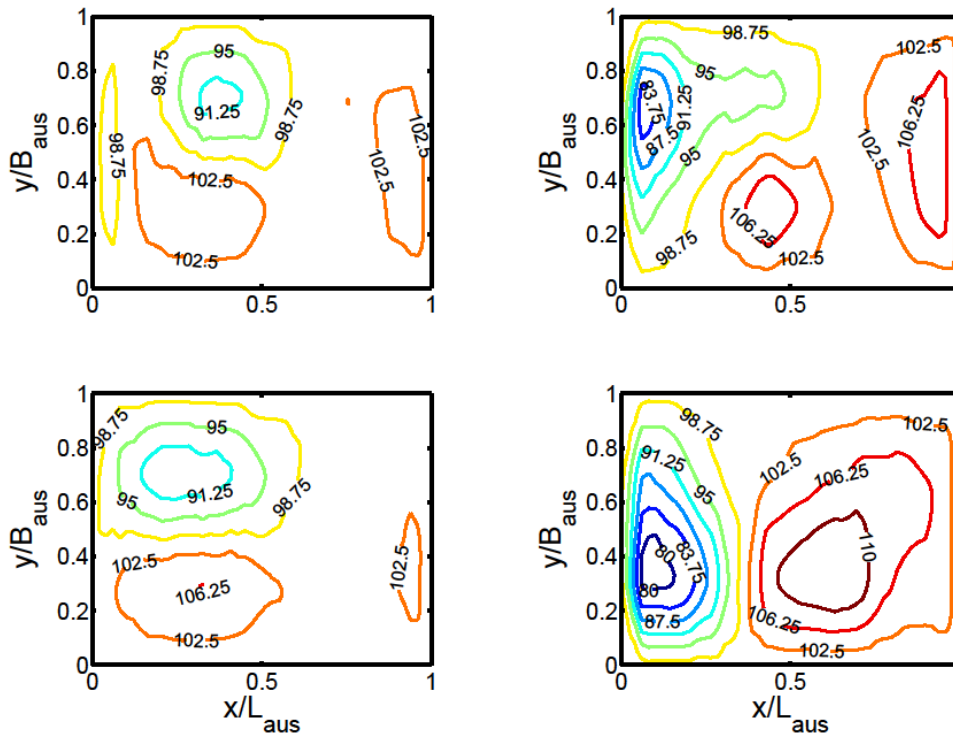


Bild 11: Geschwindigkeitsverteilung am Austritt

### 2.2.2.3 Radseitenraummessungen

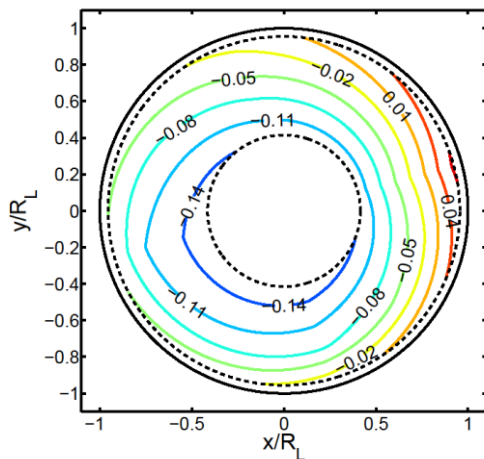
Die Darstellung der Druckverteilung im Radseitenraum erfolgt dimensionslos durch die Bildung einer Radseitenraumdruckziffer  $\psi_{\text{RS}}$ :

$$\psi_{\text{RS}} = \frac{p(r, \theta) - p_{\text{mittel}}(r_a)}{\frac{\rho_1}{2} u_2^2} \quad (2.5)$$

$p_{\text{mittel}}(r_a)$  ist dabei der arithmetisch gemittelte Druck auf dem äußersten Bohrungsradius. Bild 12 zeigt die Druckverteilung im Radseitenraum. Der durchgezogene Kreis symbolisiert das Laufrad und der Betrachter schaut entgegen der Anströmrichtung (s. dazu auch Bild 3 rechts).

Eine in Umfangsrichtung relativ homogene Verteilung des Druckes findet bei  $\varphi_{\text{opt}}$ , also im Auslegungspunkt des Ventilators statt. Dagegen wurde eine deutlich inhomogene Druckverteilung bei dem Betriebspunkt  $\varphi_{\text{max}}$  gemessen. Dies wurde auch erwartet, da dort der Ventilator außerhalb seines Auslegungspunktes betrieben wird.

$$\varphi = \varphi_{\text{opt}} = 0.10$$



$$\varphi = \varphi_{\text{max}} = 0.15$$

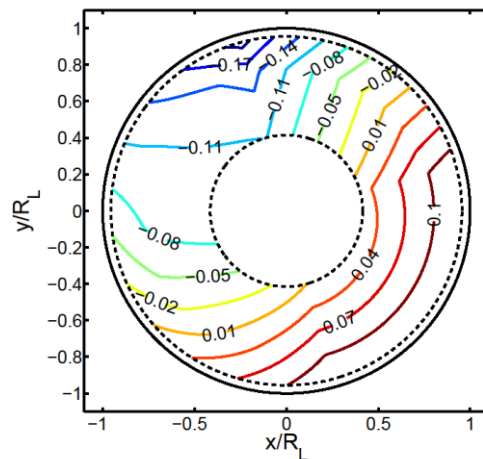


Bild 12: Druckverteilung im Radseitenraum

### 3. Zusammenfassung

Es wurden detaillierte Messungen an einem Großventilator der Fa. Konrad Reitz-Ventilatoren durchgeführt. Dabei wurden die Kennlinien, Strömungsprofile am Ein- und am Austritt und die Druckverteilung im Radseitenraum des Radialventilators gemessen. Die gemessenen Daten werden bei der Validierung eines Aufwertverfahrens für Radialventilatoren einer weiteren Betrachtung unterzogen und mit Ergebnissen von Messungen an geometrisch ähnlichen Ventilatoren verglichen.

### 4. Literaturverzeichnis

- [1] Deutsches Institut für Normung: *Ventilatoren - Leistungsmessung Normkennlinien*. DIN 24163 Teil 1. 1985.
- [2] Deutsches Institut für Normung: *Ventilatoren - Leistungsmessung Normkennlinien*. DIN 24163 Teil 2. 1985.
- [3] Deutsches Institut für Normung: *Ventilatoren – Leistungsmessung an Kleinventilatoren, Normprüfstände*. DIN 24163 Teil 3. 1985.
- [4] VDI Gesellschaft Energietechnik, Ausschuss Ventilatoren: *Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren (VDI-Ventilatorregeln)*. VDI 2044. Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH Berlin. November 2002.
- [5] Mühlemann, E.: *Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Überdruck-Wasserturbinen*. Schweizerische Bauzeitung 66. Jahrg. 1948.