

## **Kombiniertes aerodynamisches und akustisches Kennfeld zur Auswahl wirkungsgrad- und geräuschoptimaler Axialventilatoren**

**H.-U. Banzhaf<sup>1</sup>, T. Carolus<sup>2</sup>, M. Schneider<sup>2</sup>, U. Mauch<sup>1</sup>, C. Kirschinger<sup>1</sup>**

### **Kurzfassung:**

Bei der Planung moderner lufttechnischer Anlagen muss der Ventilator sowohl wirkungsgrad- als auch geräuschoptimal ausgewählt werden. Axialventilatoren mit verstellbaren Schaufeln besitzen für jede Schaufelstellung neben der Druck - und Wirkungsgradkennlinie auch eine Schallleistungskennlinie als Funktion des Volumenstroms. Üblicherweise werden die Wirkungsgradkennlinien in das dimensionslose Druck-Volumenstrom-Kennfeld als Muschelkurven (Kurven gleichen Wirkungsgrades) eingezeichnet. Auf ähnliche Weise kann man auch die spezifischen Gesamtschalleistungen als Kurven gleicher Pegelhöhe in einem solchen Kennfeld darstellen. Im Beitrag wird das komplette kombinierte aerodynamische und akustische Kennfeld eines Axialventilator mit verstellbaren Schaufeln dargestellt. Die spezifische Schallleistung wird dabei nach der bekannten Formel von Madison ermittelt. Es wird deutlich, dass für jede Schaufelstellung die Volumenzahl des Wirkungsgradmaximums nicht exakt mit der des Geräuschminimums zusammenfällt. Zusätzlich verschlechtern sich - wie durch eine Abschätzung und eine CFD-Stromfeldsimulation plausibel gemacht - der maximale Wirkungsgrad und der minimale Schallleistungspegel, wenn man Schaufelwinkel größer oder kleiner, als dem Schaufelentwurf zugrunde gelegt, einstellt. Unter der Annahme der Gültigkeit des Madison'schen akustischen Modellgesetzes lässt sich mit dem kombinierten aerodynamischen und akustischen Kennfeld nun *die* Schaufelstellung des Ventilator finden, die zu einer wirkungsgrad- und/oder geräuschoptimalen Lösung führt. Dabei werden die Kompromisse, die der Planer einzugehen hat, anschaulich deutlich.

---

<sup>1</sup> Voith Turbo GmbH & Co. KG  
Kühlsysteme für Schienenfahrzeuge  
89522 Heidenheim-Mergelstetten, Germany  
Tel.: 07321/37 4015  
Email: Uwe.Mauch@Voith.com

<sup>2</sup> Institut für Fluid- und Thermodynamik  
- Fachgebiet Strömungsmaschinen -  
Universität Siegen  
Tel.: 0271/740-2386  
Email: carolus@ift.mb.uni-siegen.de

## 1. Problemstellung

Axialventilatoren mit im Lauf verstellbaren Schaufeln bieten sich in besonderem Maße dazu an, bei gutem Wirkungsgrad über weite Bereiche den Volumenstrom einer Anlage zu regeln. Dabei steigt mit dem höheren Volumenstrom zwar sowohl die aufgenommene Leistung als auch der abgestrahlte Schalleistungspegel, die dimensionsbereinigten Werte, wie der Wirkungsgrad und auch der spezifische Schalleistungspegel, weichen aber in großen Teilen des Kennfeldes nur wenig von ihren jeweiligen optimalen Werten ab.

In Anpassung an den aerodynamischen Wirkungsgrad wurde in der spezifischen Schalleistung, wie sie bereits 1949 von Madison [1] veröffentlicht wurde, eine Kennzahl gefunden, um unabhängig vom Betriebspunkt des Ventilators einen Wert für die akustische Güte in dem jeweiligen Betriebspunkt zu bestimmen. Dabei ist diese spezifische Schalleistung, wie sie auch in der VDI-Richtlinie 2081 [2] Verwendung findet, allgemein definiert zu

$$L_{w, \text{spez}} = L_W - 10 \lg \dot{V} - 20 \lg \Delta p_t \quad [\text{dB}]. \quad (1)$$

Sie ist nicht als konstante Größe zu betrachten, sondern hängt vom Ventilator typ, der spezifischen Drehzahl, der Machzahl usw. ab. Die Abhängigkeit ist jedoch nur sekundär im Vergleich zu den hauptsächlich beeinflussenden Größen des Volumenstroms  $\dot{V}$  und der Druckerhöhung  $\Delta p_t$  des Ventilators.

Auf diese Betriebsgrößen  $\dot{V}$  und  $\Delta p_t$  soll hier nochmals verstärkt hingewiesen werden. Während der Volumenstrom meistens durch den Prozess einer Anlage vorgegeben ist, kann der Druckverlust der Anlage in größerem Maße durch das Geschick des planenden Ingenieurs beeinflusst werden. Wenn man sich nunmehr verdeutlicht, dass die notwendige Druckerhöhung des Ventilators mit einem Beitrag von  $20 \lg \Delta p_t$  [dB] einen großen Anteil an der Schalleistung eines Ventilators hat, dann ist bereits ein wesentlicher Ansatzpunkt für die Gestaltung einer schalloptimierten Anlage gefunden. Um die auf diese Weise zu erreichende Größenordnung abschätzen zu können, kann man sich an die Richtlinie halten, dass eine Reduzierung des Druckverlustes um 10% in etwa eine Verringerung der Schalleistung um 1 dB bedeutet. Trotz dieser scheinbar relativ geringen Größe der Schallreduzierung sollte die aerodynamische Optimierung einer Anlage immer an erster Stelle stehen, da hier Leistungseinsparung und Schallreduzierung mit den gleichen Maßnahmen zu erreichen sind, so dass auch bei eventuell höheren Investitionskosten langfristige Vorteile zu erwarten sind. Aber man kann aus obiger Betrachtung auch erkennen, wie schwierig es ist, die Schalleistung einer Anlage wesentlich zu reduzieren. Deshalb soll neben diesen allgemeingültigen Aussagen nun aber ein Blick auf die aerodynamischen und akustischen Kennfelder eines Ventilators mit unterschiedlichen Laufrad-Schaufelwinkeln geworfen werden, um zu sehen, in welchem Maße mit einer guten Anpassung des Ventilators an die Anlage die Schalleistung beeinflusst werden kann.

## 2. Beschreibung der Versuche

Als Grundlage für die weiteren Aussagen dienen Kennfeldmessungen, die an dem Axialventilator Voith SilentVent® mit gesichelten Laufradschaufeln und Nachleitrad, wie er in den Bildern 1 und 2 dargestellt ist, an der Universität Siegen durchgeführt wurden. Die Laufradschaufeln des Ventilators konnten für die Versuche einzeln auf verschiedene Schaufelwinkel eingestellt werden. Weitere Daten sind in Tab. 1 aufgeführt.

Tab. 1 Daten des untersuchten Ventilators

Laufrad-Durchmesser	$d_a = 300 \text{ mm}$
Laufrad-Schaufelzahl	$z_{La} = 7$
Leitrad-Schaufelzahl	$z_{Le} = 8$
Laufrad-Spalt	$s/d_a = 0,1 \%$
Nabenverhältnis	$\nu = d_i/d_a = 0,45$
Drehzahl	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

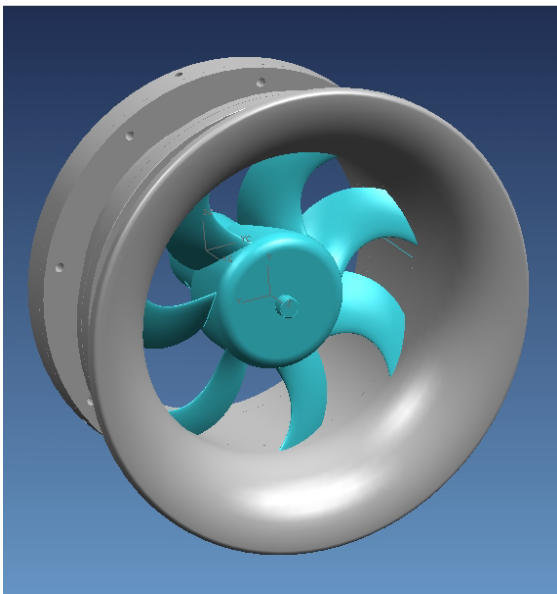


Bild 1 Sichelventilator Voith SilentVent®

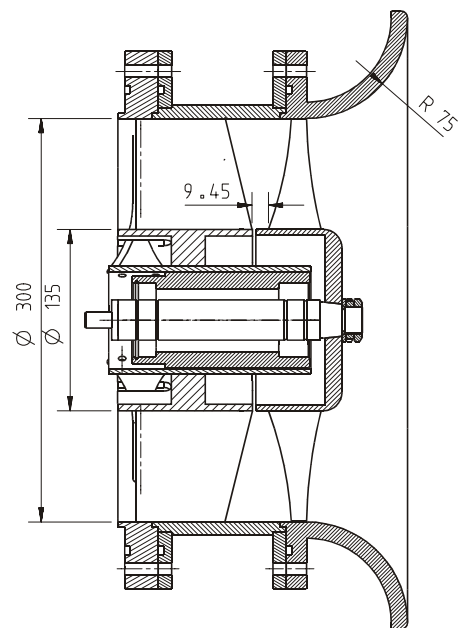


Bild 2 Ventilator-Querschnitt

Der Ventilator wurde zuerst auf einem Standard-Ventilatorprüfstand aerodynamisch untersucht. Anschließend baute man ihn auf einen akustischen Prüfstand für eine weitere Versuchsreihe zu saug- und druckseitigen akustischen Messungen um (Bild 3). Im Folgenden wird nur die saugseitige Freifeldschalleistung  $L_{W5}$  betrachtet, die aus drei sorgfältig ausgewählten Messmikrofonpositionen auf einer Hüllfläche ermittelt wurde. Über eine Volumenstrommessung wurde der exakte Betriebspunkt für die akustische Messung eingestellt. Die Druckerhöhung

konnte aus der aerodynamischen Kennlinie entnommen werden. Danach wurde mittels Gl. (1) der spezifische Schalleistungspegel berechnet.

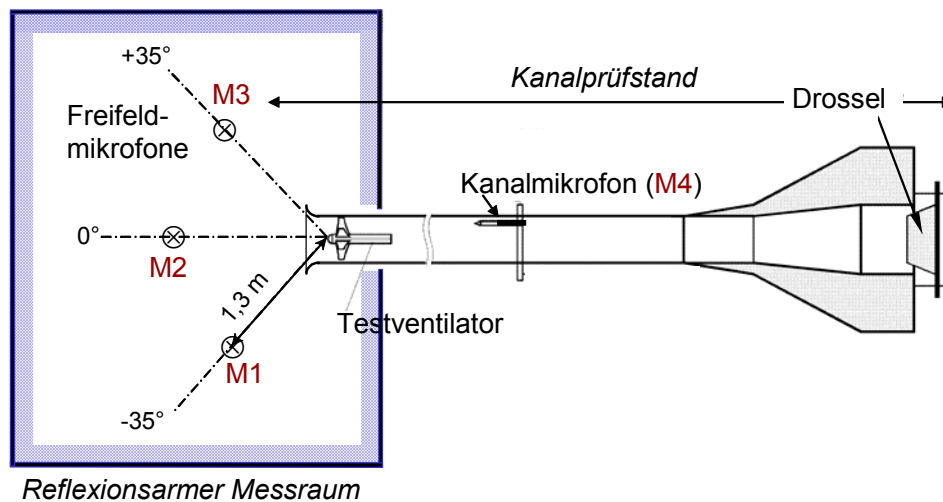


Bild 3 Aeroakustischer Rohrprüfstand und reflexionsarmer Messraum; schematische Darstellung - der reflexionsarme Messraum hat die Abmessungen 4,5x3,5x3,2 m<sup>3</sup>

### 3. Aerodynamisches und akustisches Kennfeld bei Schaufelverstellung

Die aerodynamische Kennfeldmessung wurde wie üblich ausgewertet und mit den bezogenen Kenndaten

$$\varphi/\varphi_{opt} \quad \text{mit} \quad \varphi = \dot{V} / \left( u_a \frac{\pi}{4} d_a^2 \right), \quad (2)$$

$$\psi_t/\psi_{t,opt} \quad \text{mit} \quad \psi_t = 2\Delta p_t / (\rho u_a^2) \quad (3)$$

ein dimensionsloses Kennfeld (Bild 4) erstellt. Weiterhin sind in das Kennfeld die bezogenen Wirkungsgradkennlinien

$$\eta_t/\eta_{t,opt} \quad \text{mit} \quad \eta_t = (\dot{V} \cdot \Delta p_t) / P_W \quad (4)$$

eingetragen.

Es ist ersichtlich, dass das Wirkungsgradoptimum nahe dem Auslegungsschaufelwinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  in der Mitte des Kennfeldes liegt. Dabei ergibt sich ein breiter Bereich guten Wirkungsgrades, in dem ein Ventilator in einer Anlage beim gewünschten Volumenstrom mit geringem Energieaufwand betrieben werden kann. Die Kurve für den maximalen Wirkungsgrad für jeden Schaufelwinkel ist ebenfalls eingezeichnet und verläuft durch die Mitte des Kennfeldes.

Weiterhin wurde aus der gemessenen saugseitigen Gesamtschalleistung  $L_{W5}$  die spezifische saugseitige Gesamtschalleistung  $L_{W5,spez}$  nach Gl. (1) berechnet und als Differenz  $\Delta L_{W,spez}$  zum minimalen Wert  $L_{W5,spez,min}$  im akustischen Kennfeld (Bild 5) aufgetragen. Im Allgemeinen war man bisher der Ansicht, dass das akustische Minimum im Kennfeld in der Nähe des aerodynamischen Optimums liegt. Im Gegensatz dazu zeigt aber dieses Kennfeld, dass sich das akusti-

sche Minimum auch in davon abweichenden Bereichen befinden kann. So liegt es hier zwar auch beim Auslegungsschaufelwinkel von  $\Delta\beta_S = 0^\circ$ , aber bei erheblich höheren Druckdifferenzen in der Nähe des Abreißpunktes. Weiterhin ist ersichtlich, dass es im Kennfeld einen sehr weiten Bereich dieses akustischen Minimums gibt und damit eine breite Variationsmöglichkeit für einen akustisch optimal auszulegenden Ventilator. Das bedeutet, dass, wenn man z. B. die spezifische Schalleistungskurve von  $\Delta L_{W, spez} = 1$  betrachtet, für gleichen Volumenstrom und Druckerhöhung ein Ventilator bei einer Auslegung mit dem Schaufelwinkel  $\Delta\beta_S = -6^\circ$  die gleiche Schalleistung abstrahlt wie ein Ventilator mit  $\Delta\beta_S = +6^\circ$ . Dabei hat der Ventilator mit  $\Delta\beta_S = +6^\circ$  aber einen kleineren Durchmesser und eine höhere Drehzahl als der Ventilator mit  $\Delta\beta_S = -6^\circ$ . Auch Ventilatoren mit im Lauf verstellbaren Laufradschaufeln können in ähnlicher Weise aerodynamisch und/oder akustisch optimal an eine Anlagenkennlinie angepasst werden.

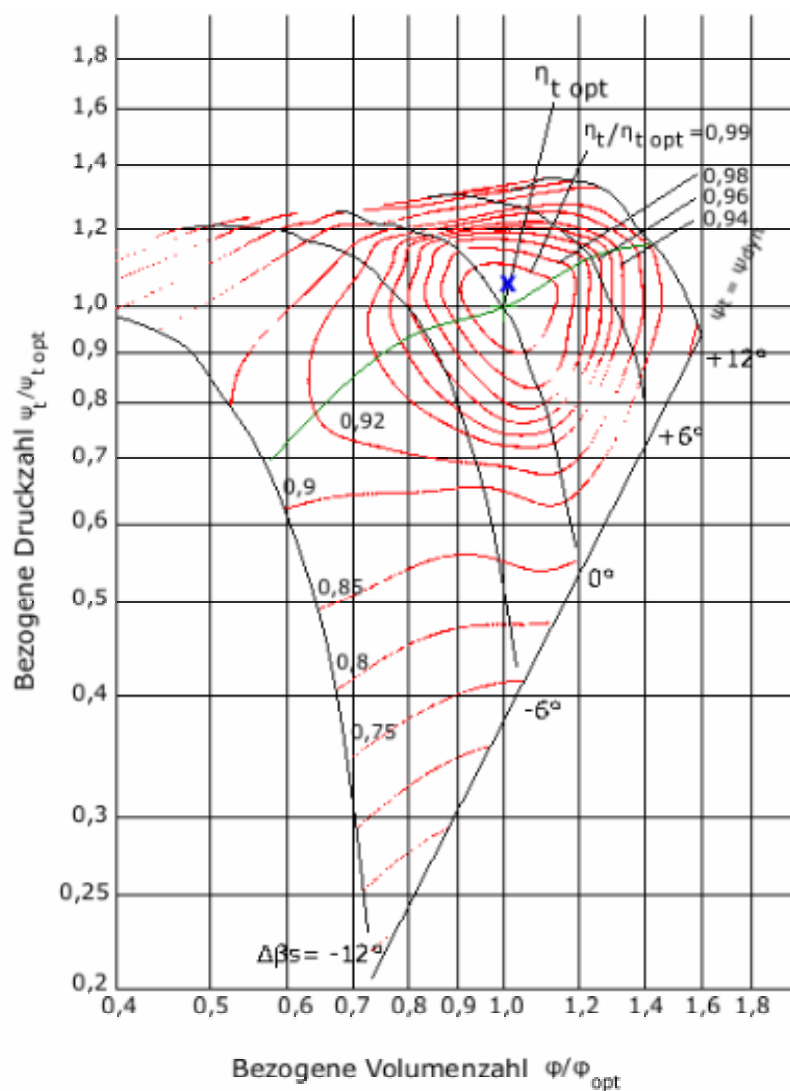


Bild 4 Aerodynamisches dimensionsloses Kennfeld

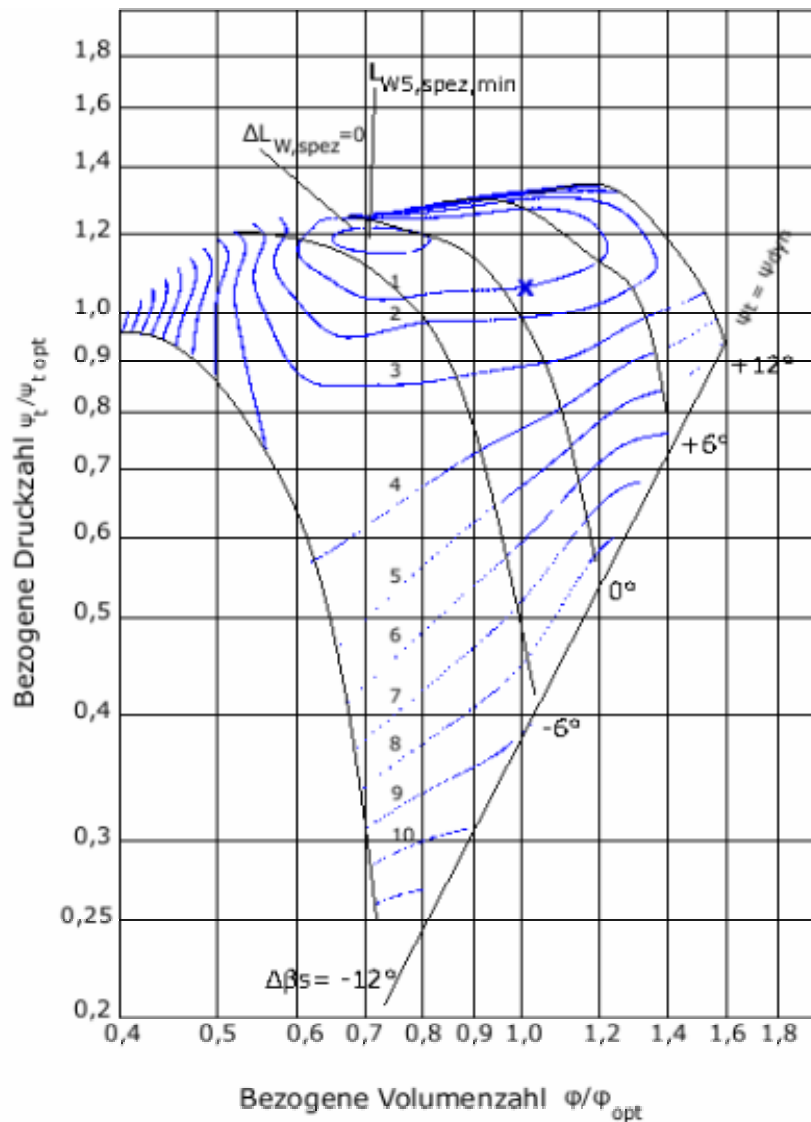


Bild 5 Akustisches dimensionsloses Kennfeld

#### 4. Ventilatorauswahl nach aerodynamischen und akustischen Gesichtspunkten

Entsprechend den üblichen Modellgesetzen kann nun aus dem dimensionslosen aerodynamischen Kennfeld (Bild 4) für einen bestimmten Betriebspunkt bei gegebener Dichte des Fördermediums  $\rho$  ein Ventilator mit seinem Laufraddurchmesser  $d_a$  und seiner Drehzahl  $n$  ausgewählt werden.

Um einen Eindruck von der möglichen Variationsbreite zu geben, wählen wir in folgendem Beispiel eine Auslegung im optimalen Wirkungsgradpunkt, die

- einen Laufraddurchmesser von  $d_a = 1250$  mm und
- eine Drehzahl von  $n = 1450$   $\text{min}^{-1}$

ergibt. Sollte dieser Ventilator nicht ganz zu der gewünschten Anlage passen, so kann er in seinem Durchmesser oder/und auch in seiner Drehzahl in gewissen Grenzen variiert werden, wenn man einen bestimmten Abschlag im Wirkungsgrad hinnimmt. Bleibt man dabei bei glei-

cher bezogener Druckzahl  $\psi_t / \psi_{t \text{ opt}} = 1,0$ , so ergeben sich hier bei einer willkürlich gewählten Wirkungsgradgrenze von  $\eta_t / \eta_{t \text{ opt}} = 0,98$  folgende Varianten:

- Laufraddurchmesser  $d_a = 1150$  mm bei einer Drehzahl von  $n = 1570 \text{ min}^{-1}$
- Laufraddurchmesser  $d_a = 1340$  mm bei einer Drehzahl von  $n = 1360 \text{ min}^{-1}$

Der Ventilator Durchmesser kann also in einem Bereich von 92,0% bis 107,2% variiert werden, die Drehzahl von 93,8% bis 108,3%.

Legt man nun den Ventilator nach akustischen Gesichtspunkten im akustischen Minimum aus (Bild 5), so ergibt sich ein größerer Ventilator mit kleinerer Drehzahl bei folgenden Daten:

- Laufraddurchmesser  $d_a = 1530$  mm
- Drehzahl  $n = 1115 \text{ min}^{-1}$

Der Betriebspunkt liegt dabei allerdings schon relativ hoch im Kennfeld und sollte nur bei sicherer Druckverlustbestimmung der Anlage gewählt werden. Die Variationsmöglichkeit ist aber gegenüber der aerodynamischen Variation erheblich größer, wenn man nur einen um 1 dB lauterem Ventilator zulässt. Bleibt man wieder bei einer konstanten bezogenen Druckzahl, die nunmehr aber bei  $\psi_t / \psi_{t \text{ opt}} = 1,15$  liegt, so kann man die Ventilator Daten in folgendem Bereich variieren:

- Laufraddurchmesser  $d_a = 1160$  mm bei einer Drehzahl von  $n = 1460 \text{ min}^{-1}$
- Laufraddurchmesser  $d_a = 1655$  mm bei einer Drehzahl von  $n = 1030 \text{ min}^{-1}$

Der Ventilator Durchmesser ist also aus akustischen Gründen in einem Bereich von 75,8% bis 108,2% zu variieren, die Drehzahl von 92,4% bis 130,9%. Speziell die Drehzahlvariation kann dann interessant werden, wenn man dadurch mit dem Drehklang in das nächst tiefere Frequenzband gelangt und damit günstiger in der A-Bewertung liegt.

Die mögliche Variationsbreite wird in Bild 6 verdeutlicht. Darin ist auch das aerodynamische und das akustische Optimum eingezeichnet. Es ist ebenfalls ein gewisser Bereich erkennbar, in dem sich beide Auslegungen annähern, so dass man z.B. einen Auslegungspunkt mit guten aerodynamischen sowie auch akustischen Eigenschaften bei den Ventilator Daten

- Laufraddurchmesser  $d_a = 1400$  mm bei einer Drehzahl von  $n = 1260 \text{ min}^{-1}$

finden kann. Dabei läge der Wirkungsgrad mit  $\eta_t / \eta_{t \text{ opt}} > 0,99$  noch relativ hoch, der spezifische Schallleistungspegel  $\Delta L_{W, \text{spez}}$  nur 1 dB höher als das Minimum. Dieser gemeinsame Punkt ist in den Kennfeldern Bild 4 und 5 mit einem „x“ gekennzeichnet.

## **5. Abschließende theoretische Betrachtung zum Einfluss der Schaufelstellung auf die Verluste und den strömungsinduzierten Schall**

Die Schaufelverstellung ist zwar als eine "Regelungs"art axialer Maschinen bekannt, die über einen relativ großen Verstellbereich der Schaufeln verlustarm arbeitet. Trotzdem verschlechtern

sich die absoluten Werte des maximalen Wirkungsgrades und auch des minimalen Schalleis-

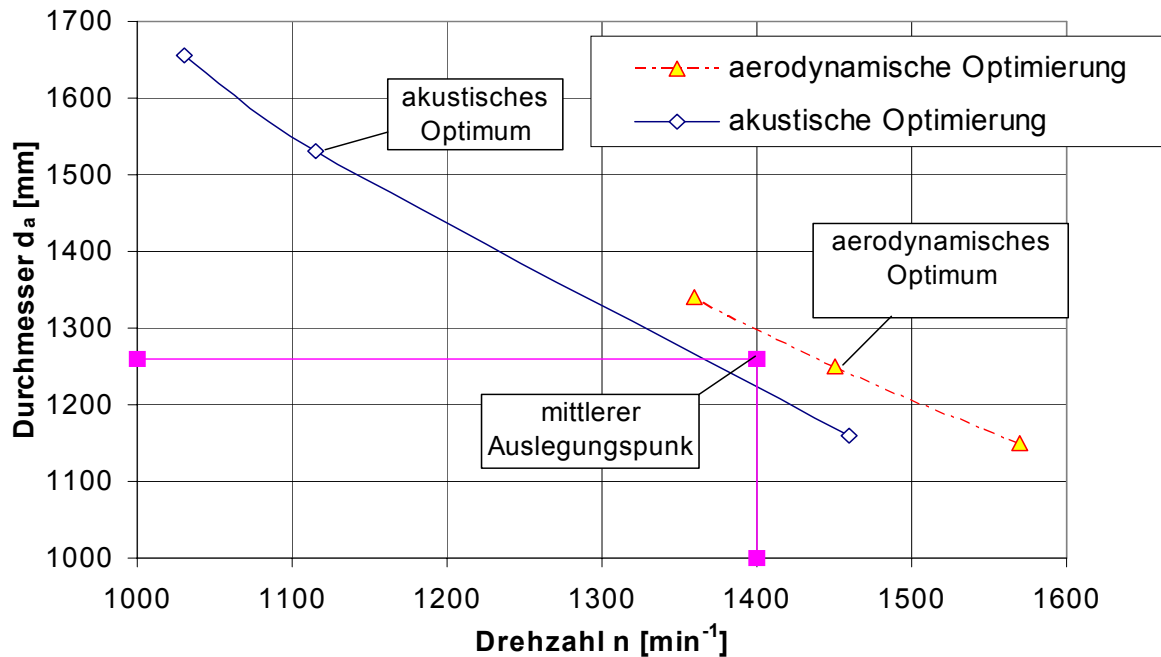


Bild 6 Variationsbreite der Auslegungsmöglichkeiten

tungspegels, wenn die Schaufel gegenüber dem Entwurfswinkel verdreht wird. In diesem Abschnitt wird versucht, dies strömungstechnisch zu begründen.

Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Schaufel eines Ventilators drallkonstant ausgelegt ist (was beim hier untersuchten Sichelventilator nicht der Fall war!), d.h.

$$rc_{u2} = \text{const.} \neq f(r), \quad (5)$$

soll die Frage geklärt werden, ob die Drallkonstanz bei einer Schaufelverstellung erhalten bleibt. Diese Frage wird zunächst anhand eines vereinfachten Gedankenexperiment erläutert: Bei der Schaufelverstellung verändert sich die Lage des optimalen Arbeitspunkt - z.B. bei einer Drehung der Schaufeln aus der Gitterfront heraus, d.h. wenn die Schaufel um den Winkel  $+\Delta\beta_S$  steiler gestellt wird, hin zu größeren Volumenströmen. Unter der Annahme *schaufelkongruenter* Strömung und mit  $c_{m1} = c_{m2}$  bzw.  $c_{m1}^* = c_{m2}^*$  findet man sofort die Geschwindigkeitsdreiecke: Bild 7 zeigt schematisch einen repräsentativen Schaufelschnitt bei zwei unterschiedlichen Schaufelwinkeln (durchgezogene Linie: Ursprungswinkel, gestrichelte Linie und Variable mit einem „\*“: um  $+\Delta\beta_S$  steiler gestellt). Eliminiert man die Umfangsgeschwindigkeit  $u (= 2\pi n \cdot r)$  aus  $c_{m1} = c_{m2} = u \tan \beta_1$  und  $\tan(\beta_2 + \Delta\beta_S) = c_{m2}^* / (u - c_{u2}^*)$ , so erhält man

$$c_{u2}^* = c_{u2} - \frac{c_{m2}^*}{\tan(\beta_2 + \Delta\beta_S)} + \frac{c_{m2}}{\tan(\beta_2)}. \quad (6a)$$



Mit  $c_{m2} = c_{m1} = u \tan \beta_1$  und  $c_{m2}^* = c_{m1}^* = u \tan(\beta_1 + \Delta\beta_s)$  ergibt sich die Drallverteilung bei verstellter Schaufel schließlich zu

$$rc_{u2}^* = rc_u - 2\pi n \cdot r^2 \left[ \frac{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_s)}{\tan(\beta_2 + \Delta\beta_s)} - \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2} \right] \approx rc_u - 2\pi n \cdot r^2 \left[ \frac{1 - \beta_1 / \beta_2}{1 + \beta_2 / \Delta\beta_s} \right] = f(r^2). \quad (6b)$$

(Die Näherung gilt für kleine Schaufelwinkel, was bei der hier untersuchten Klasse von Ventilatoren der Fall ist). D.h. aber, dass sich für jede Verstellung der Schaufel mit  $\Delta\beta_s \neq 0$  eine radiusabhängige Drallverteilung einstellt, die u. a. vom Verhältnis von Ein- zu Austrittswinkel  $\beta_1/\beta_2$  und dem Kehrwert des relativen Schaufelverstellwinkels  $\Delta\beta_s/\beta_2$  abhängt. Aufgrund der Bedingung des radialen Gleichgewichts gehört zu einer drallkonstanten Auslegung auch  $c_{m2}(=c_{m1}) = \text{const.} \neq f(r)$ , bei radiusabhängiger Drallverteilung wird sich also auch eine radiusabhängige Meridiangeschwindigkeit einstellen. Da die Schaufelverwindung aber durch die Verdrehung völlig unberührt bleibt, ist es plausibel, dass einzelne Schaufelschnitte nach einer Schaufelverdrehung nicht mehr an allen Schaufelschnitten optimal arbeiten werden.

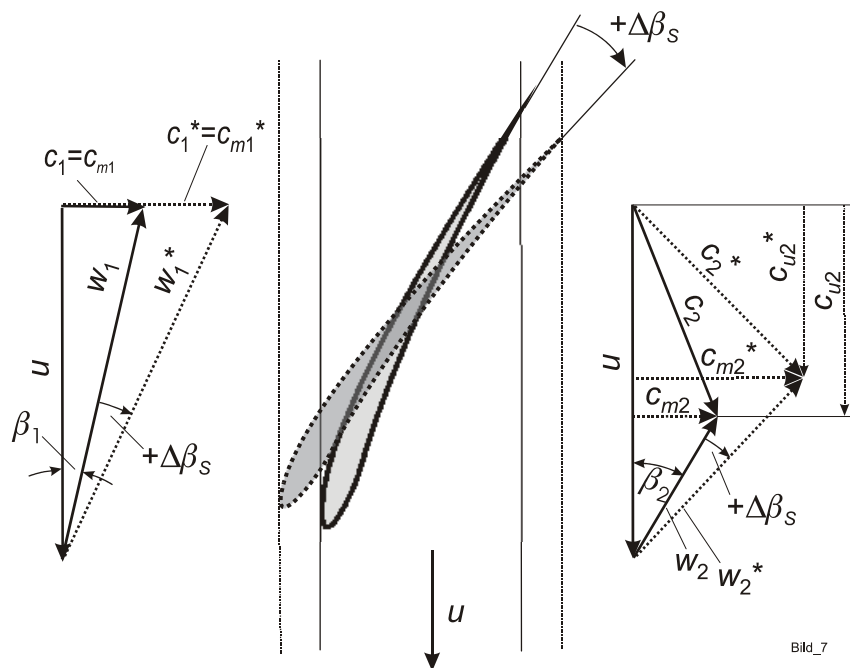


Bild 7 Geschwindigkeitsdreiecke an einem Schaufelschnitt im Optimalpunkt bei zwei unterschiedlichen Schaufelwinkeln (schematisch)

Eine genauere Analyse der Verhältnisse gelingt durch eine Strömungssimulation im Ventilatorrad mit einem CFD- (Computational Fluid Dynamic-) Code, hier dem kommerziellen CFX™. Mit dem darin implementierten dreidimensionalen Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS-) Verfahren wurde das aerodynamische Kennfeld eines konventionellen Ventilators nachgerechnet. Die Rechnung liefert in sehr guter Übereinstimmung mit den (hier nicht näher gezeigten) Messergebnissen bei den verschiedenen Schaufelwinkeln die Druck- und Wirkungsgradkennlinien. Im Stromfeld sind Unterschiede erkennbar - Bild 8 zeigt bei den Schaufelwinkeln  $\Delta\beta_s = -6^\circ$  und

+6° Konturplots der Geschwindigkeit im Schaufelbereich an je einem naben- und gehäusena-  
 hen Schaufelschnitt. Man erkennt deutlich, dass sich die Lage des Staupunkt in Abhängigkeit  
 des Schaufelwinkel im Bereich der Schaufelvorderkante leicht ändert, Naben- und der Außen-  
 schnitt sind jeweils unterschiedlich davon betroffen. Dies hat Rückwirkungen auf die Schaufel-  
 umströmung bis hin zu möglichen Ablösungen auf der Druck- oder Saugseite der Schaufelober-  
 fläche und damit sicherlich auf die Schalleistung; Bild 9 zeigt einen Vergleich der gemessenen  
 Schalleistungsspektren für zwei Schaufelwinkel: Der Hauptunterschied ist breitbandig im Be-  
 reich höherer Frequenzen, er dürfte daher aus Unterschieden in der oberflächennahen Schau-  
 felumströmung (Grenzschicht) herrühren. Leider gelingt es noch nicht, mit einem solchen CFD-  
 Verfahren, den aeroakustischen Schall vorherzuberechnen.

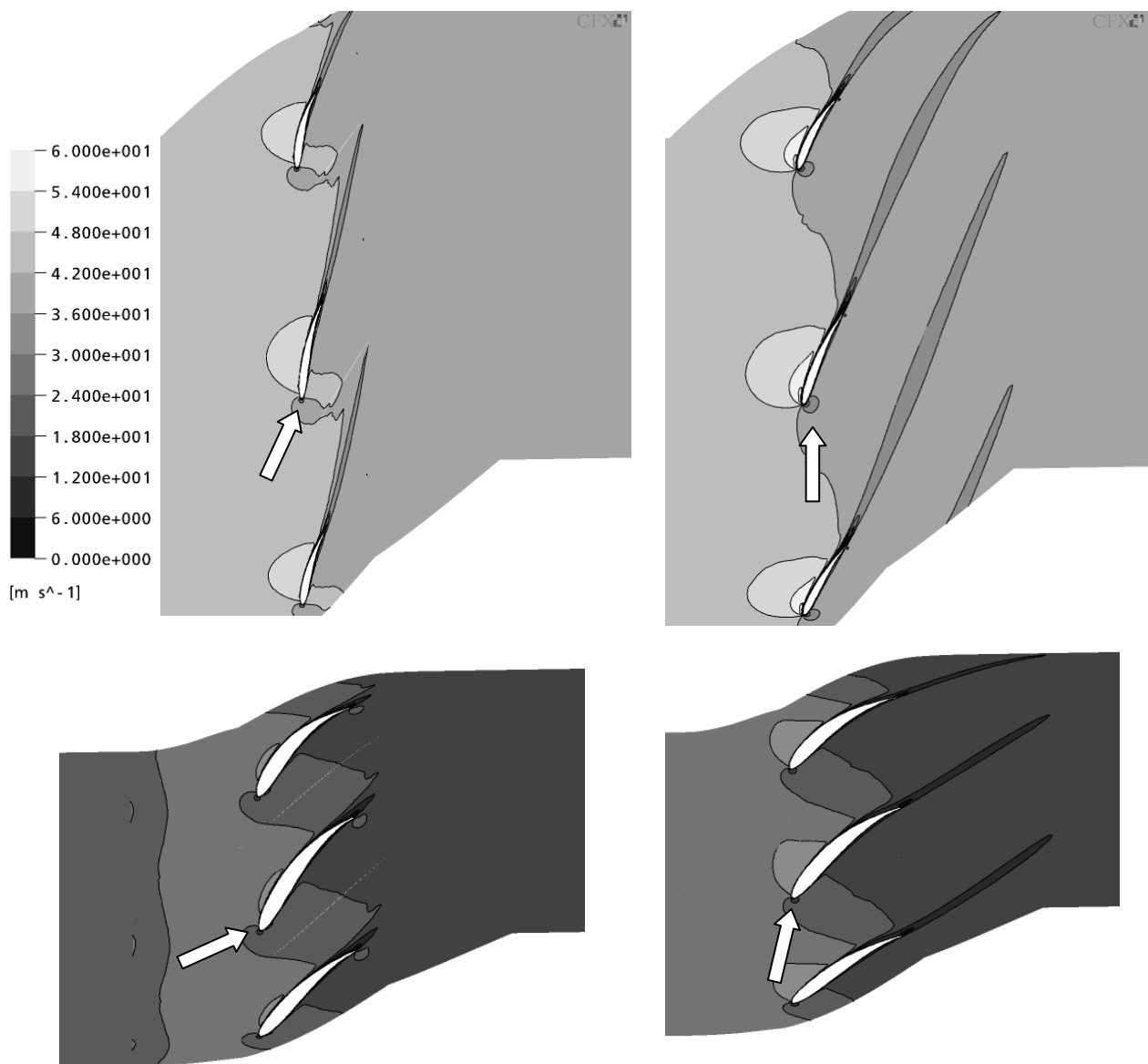


Bild 8 Konturplots der CFD-berechneten Relativgeschwindigkeit im optimalen Arbeitspunkt ei-  
 nes konventionellen Axialventilators; linke Spalte:  $\Delta\beta_S = -6^\circ$ , oben: gehäusena-  
 her zylindri-  
 scher Schaufelschnitt, unten: nabenna-  
 her zylindrischer Schaufelschnitt; rechte Spalte: dito  
 bei  $\Delta\beta_S = +6^\circ$

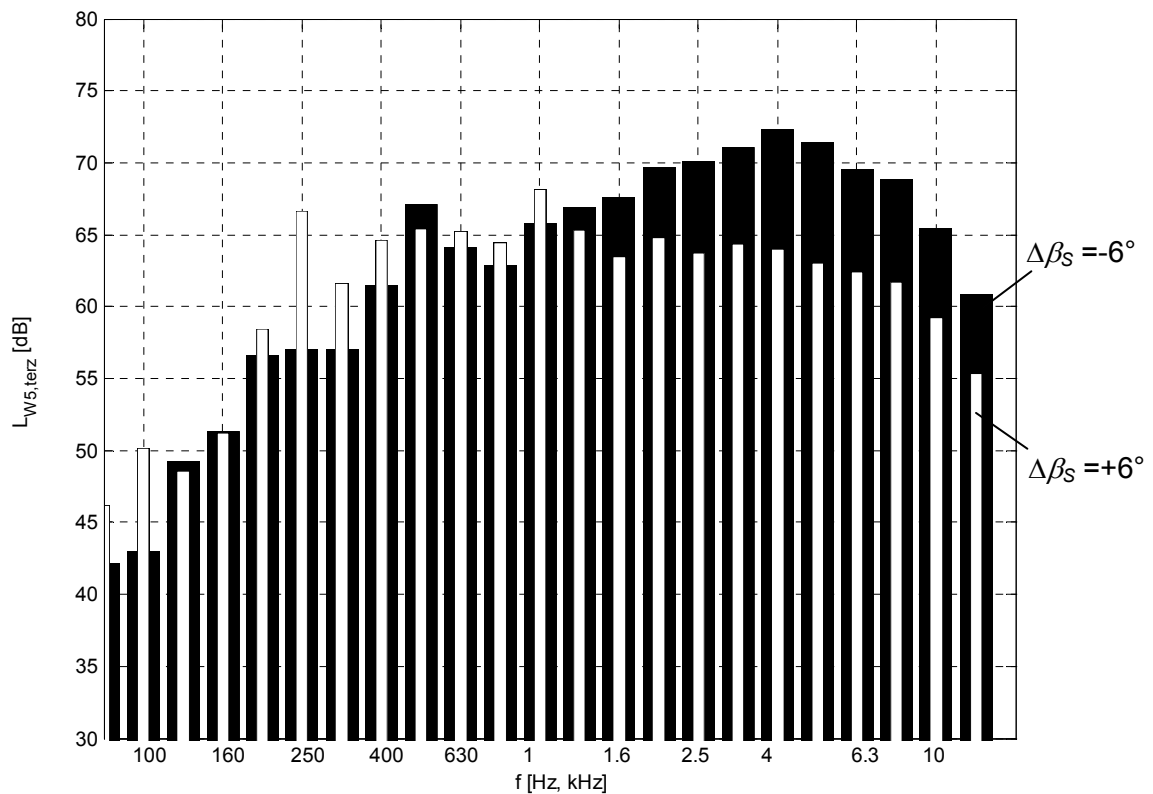


Bild 9 Gemessene Terzbandspektren im optimalen Arbeitspunkt eines konventionellen Axialventilators für die Schaufelwinkel  $\Delta\beta_S = +6^\circ$  bzw.  $-6^\circ$

## 6. Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Das komplette kombinierte aerodynamische und akustische Kennfeld eines Axialventilator mit verstellbaren Schaufeln zeigt, dass im Allgemeinen der Volumenstrom des Wirkungsgradmaximums nicht exakt mit der des Geräuschminimums zusammenfällt. Unter der Annahme der Gültigkeit des Madison'schen akustischen Modellgesetzes lässt sich mit dem kombinierten aerodynamischen und akustischen Kennfeld *die* Schaufelstellung des Ventilator finden, die zu einer wirkungsgrad- und/oder geräuschoptimalen Lösung führt. Dabei werden die Kompromisse, die der Planer einzugehen hat, anschaulich deutlich. Die Schaufelverstellung ist zwar als eine "Regelungs"art axialer Maschinen bekannt, die über einen relativ großen Verstellbereich der Schaufeln verlustarm arbeitet. Trotzdem verschlechtern sich die absoluten Werte des maximalen Wirkungsgrades und in geringerer Weise auch die des minimalen spezifischen Schalleistungspegels, wenn die Schaufel gegenüber dem Entwurfswinkel verdreht wird. Dies deutet darauf hin, dass die Schaufelgeometrie wirklich nur beim Entwurfsschaufelwinkel optimal ist, was sich anhand theoretischer Überlegungen und einer numerischen Stromfeldsimulation zeigen lässt.

## 7. Danksagung

Der Versuchsaufbau und alle experimentellen Arbeiten wurden von Herrn Dipl.-Ing. B. Homrighausen, die numerischen Simulationen von Herr Dipl.-Ing. H. Reese durchgeführt. Die Autoren bedanken sich dafür herzlich.

- [1] Madison, R.D. Fan Engineering (Handbook) 5th ed. Buffalo, New York, Buffalo Forge Company (1949)
- [2] VDI-Richtlinie 3731: Emissionskennwerte technischer Schallquellen/Ventilatoren. Blatt 2, Nov. 1990