



Klaus Henke, Fritz Schlender, Clemens Schuster\*

## Rotierende Radialdiffusoren an breiten Laufrädern – eine Möglichkeit des Energierückgewinns und zur Lärminderung

Der Antrieb von Ventilatoren erfolgt im allgemeinen mit hochwertiger Elektroenergie. So wurden z. B. in der DDR im Jahre 1975 Ventilatoren mit insgesamt 334 MW Antriebsleistung in Betrieb genommen und für die Jahre 1971 bis 1980 mit mehr als 3500 MW gerechnet [1]. Zum Antrieb von Ventilatoren werden also mehr als 15% der gesamten 1989 installierten Kraftwerksleistung von 24 000 MW benötigt, die im wesentlichen mit erheblichen Umweltbelastungen zur Verfügung gestellt wird. Deshalb und auch wegen der teilweise erheblichen Lärmbelastung ist der rationelle Einsatz von Ventilatoren nach wie vor aktuell.

### Rotating radial-diffusers on wide wheels: a possibility for energy recycling and noise abatement

The operation of ventilating equipment relies as a rule on expensive electrical energy. For example, in the DDR in 1975 ventilating devices with a power consumption of 334 MW were placed into use, and the figure for the period 1971–1980 is 3500 MW. It follows that ventilator operation accounts for more than 15% of the 1989 total existing power plant capacity of 24,000 MW and for an equivalent proportion of the environmental burdens associated with the plants. For this reason and also because of noise pollution the sensible use of ventilators remains a matter of some concern.

### Diffuseurs radiaux rotatifs sur roues mobiles larges: possibilité de récupérer l'énergie et de réduire le bruit

C'est l'énergie électrique, moyen coûteux, qui sert en général à l'entraînement des ventilateurs. Ainsi, en 1975, des ventilateurs d'une puissance de propulsion de 334 MW ont été installés en Allemagne de l'Est et de 1971 à 1980, des ventilateurs de plus de 3500 MW [1]. La RDA consomme pour faire fonctionner ses ventilateurs, plus de 15% de la capacité de toutes les centrales électriques installées en 1989, capacité s'élevant à 24.000 MW et produite en polluant considérablement l'environnement. C'est pourquoi, et aussi en raison des nuisances sonores qu'ils occasionnent, l'utilisation rationnelle des ventilateurs est toujours un thème d'actualité.

Bei Radialventilatoren interessierte schon immer der Bereich des Überganges der Strömung aus dem rotierenden Schaufelgitter des Laufrades in die nachfolgenden Leiteinrichtungen. Im folgenden werden einige konstruktive Maßnahmen vorgestellt, die sowohl eine Erhöhung des Wirkungsgrades als auch eine Verbreiterung

des Optimums ermöglichen. Energetische Nachteile durch die nicht selten vorkommende Fehlanpassung an Anlagen und Geräten können dadurch gemildert werden. Die bekannten, technologisch einfachen eckigen Spiralgehäuse führen durch den Flächen-sprung von der Laufradaustritts- zur Spiralgehäuseeintrittsfläche zu Impulsverlusten.

In nicht wenigen Fällen ist auch die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Spiralgehäuse gegenüber den in der Lufttechnik üblichen Geschwindigkeiten in den Rohrleitungen zu hoch. Der hier vorhandene Übergang auf die größere Fläche des Kanales kommt dann dem Zustand frei ausblasend sehr nahe. Je nach Betriebszustand des Ventilators, der sich durch die Verluste bzw. die Drosselung der betriebenen Anlage ergibt, wirkt das Spiralgehäuse bei kleinen Volumenströmen als Diffusor und verzögert die Strömung zugunsten einer Druckerhöhung. Bei größeren Volumenströmen wirkt das Spiralgehäuse drosselnd. Bild 1 zeigt den Vergleich der dimensionslosen Kennlinien für den Betrieb des Laufrades eines Radialventilators mit stark rückwärts gekrümmten Schaufeln ohne Gehäuse und mit Gehäuse frei ausblasend. Man erkennt einen Schnittpunkt der Kurven bei der Volumenzahl von 0,185.

Über diesen Wert hinaus wirkt das Spiralgehäuse als zusätzliche Drossel. Für den rationellen Betrieb hinsichtlich Energieverbrauch empfiehlt es sich daher, einen Ventilator einzusetzen, bei dem das Spiralgehäuse als stark erweiterter Diffusor ausgebildet ist. Das ist platzsparend und bringt, wie ein Vergleich mit dem Gesamtwirkungsgrad und der entsprechenden Druckzahl (Bild 2) zeigt, für den frei ausblasenden Fall noch relativ hohe Werte. Leider werden in den Prospekten meist nur die Gesamtdruckdifferenzen und die Gesamtwirkungsgrade angegeben, so daß der Anlagenbauer bei der Auswahl noch die Austrittsenergie bzw. den anschließenden Carnotschen Stoßverlust berechnen und abziehen muß. Er sollte bei der Auswahl eines Ventilators für diesen Einsatzfall zumindest darauf achten, daß bei Einsatz eines kompletten Ventilators für den (auch nahezu) frei ausblasenden Fall das Optimum immer links vom Bestpunkt, d. h. bei kleineren Volumenströmen liegt.

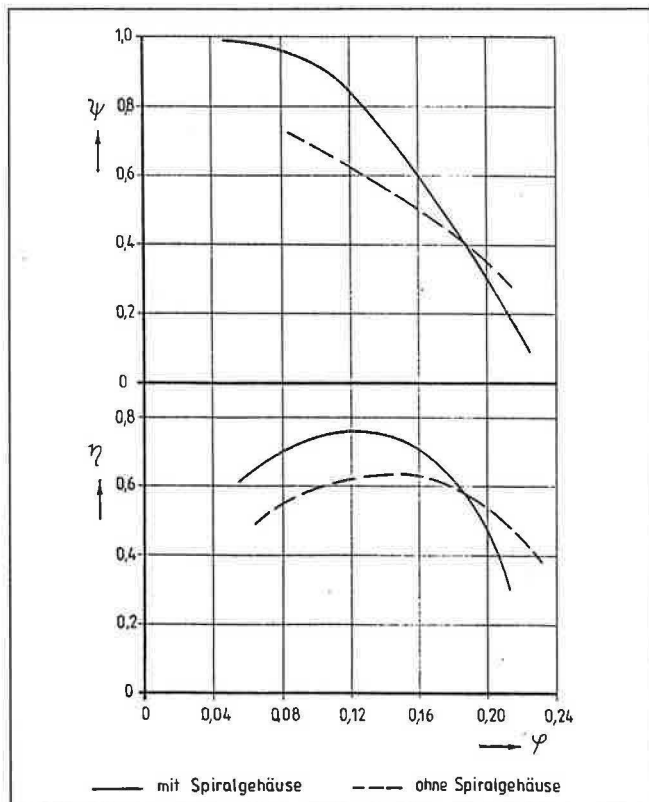


Bild 1: Ventilator Kennzahlen frei ausblasend

\* Manuskript eingereicht April 1990

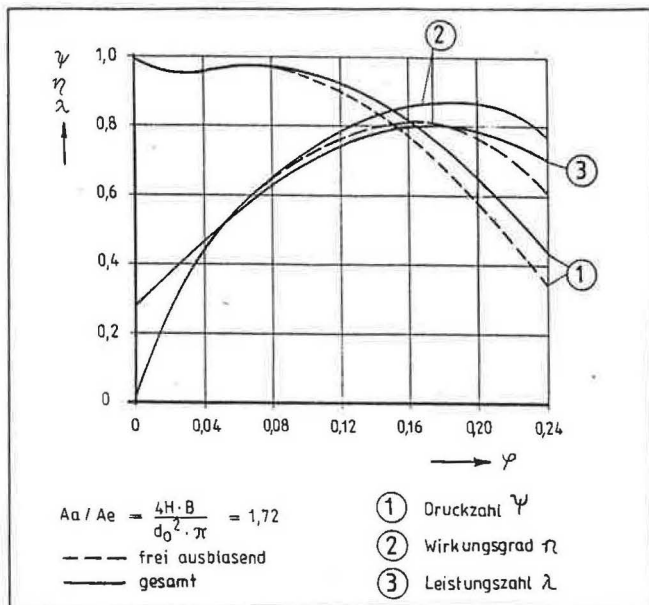


Bild 2: Kennlinien Laufrad E mit großem Spiralgehäuseausblas

Bereits 1959 führte Baron [2, 5] an Radialventilatoren mit schmalen Laufrädern Untersuchungen am Austritt der rotierenden Schaufelgitter mit dem Ziel der Lärminderung durch. Durch Kürzen (Eindrehen) der Laufschaufelenden wurden mitrotierende Radialdiffusoren erzeugt, deren seitliche Begrenzungen die überstehenden Trag- bzw. Deckscheiben bildeten. Dies führte zwangsläufig zu einem größeren Abstand zur Gehäusezunge. Die Messungen ergaben stets eine Senkung der tonalen sowie der breitbandigen Komponente der Schallabstrahlung und eine Erhöhung des Wirkungsgrades.

Bommes [3] erhielt 1980 ähnliche Ergebnisse an einem spezifischen Langsamläufer. Bei annähernd gleicher Luftleistung  $\dot{V} \cdot \Delta p$  verminderte er den A-bewerteten Schalleistungspegel um 6–8 dB (A). Die tonale Komponente wurde im Bestpunkt sogar um 20 dB verringert.

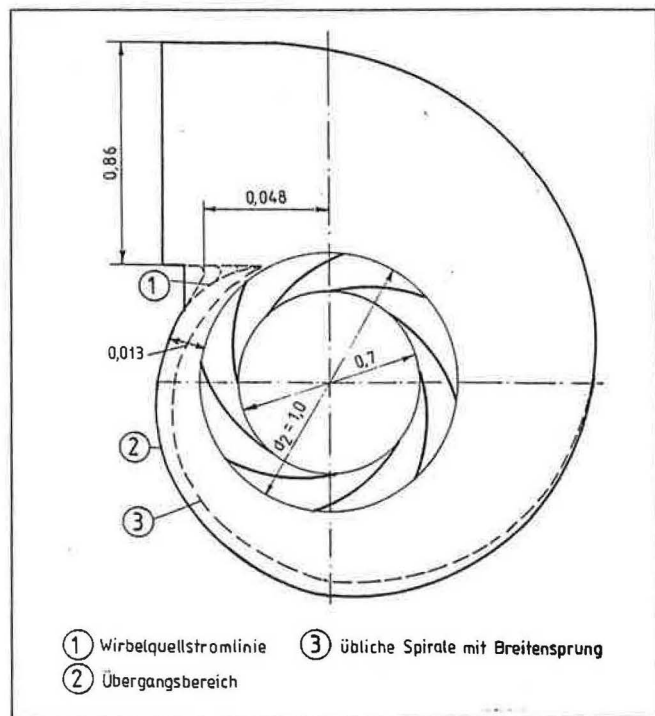


Bild 3: Verschiedene Zungen im Spiralgehäuse

Analoge Ergebnisse wurden 1959 an Spiralgehäusen mit relativ breiten Laufrädern speziell bei Untersuchungen im Zungenbereich gefunden [4]. Druckverteilungsmessungen über dem Laufradumfang und auf den Zungenoberflächen zeigten, daß die kürzeste Zunge (Bild 3) zusammen mit einer Erweiterung der Spirale im Anfangsbereich nach [6] offenbar die ungestörte Ausbildung einer Staustromlinienfläche ermöglicht. Diese Fläche teilt den Volumenstrom, der aus dem Laufrad kommt und sich dem Drosselzustand je nach Betriebspunkt anpaßt. Die Nachlaufdellen der Laufschaufeln können sich auf dem Weg zur Zunge hin schon so abbauen, daß sich die akustische Wirkung beim Auftreffen auf die Spiralgehäusezunge vermindert. Bild 4 zeigt, daß im Bereich des Bestpunktes nur eine geringfügige Verbesserung der strömungstechnischen Kennwerte erfolgt. Aber nach kleinen Volumenzahlen hin erweitert sich der Optimalbereich wesentlich. So verbessert sich z. B. im Teillastbereich der Wirkungsgrad von 0,52 auf 0,64! Das ist offenbar auch auf die durch die „Stromflächenzunge“ verursachte relativ geordnete Zuströmung zurückzuführen, die hier einen positiven Einfluß auf die Funktion des Spiralgehäuses als Diffusor hat. Die Folge ist auch ein relativ flacher Verlauf des Optimums.

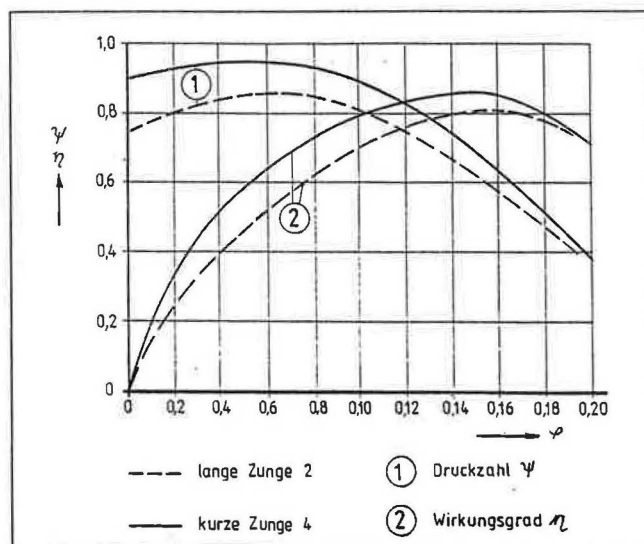


Bild 4: Kennlinien bei verschiedenen Spiralenzungen

Spiralenzungen, die sich zu nahe am Laufrad befinden, beeinflussen den hinteren Schaufelbereich ungünstig. So konnten die Erfahrungen, die hier gemacht wurden, auf die Hauptölpumpe einer Dampfturbine angewendet werden. Diese Pumpe lief aus Sicherheitsgründen auf der gleichen Welle mit gleicher Drehzahl wie die Turbine. Das führte zum Lauf der Pumpe in einem ungünstigen Betriebspunkt mit starken Kavitationserscheinungen im Hinterkantenbereich (!) der Laufschaufeln. Erst durch eine starke Kürzung der sonst im Pumpenbau üblichen langen Spiralzungen nahe dem Laufrad konnte die Kavitation beseitigt werden.

Die bisherigen Diffusorlösungen waren im wesentlichen auf schmale Laufradtypen mit einem Breitenverhältnis  $b_2/d_2 < 0,1$  und geringer Leistungsdichte  $\psi \cdot \varphi$  ca. 0,07 beschränkt [5].

Auch mit sorgfältig ausgebildeten Spiralgehäusen gelingt es durch den unvermeidlichen Breitensprung von der Laufradaustrittsbreite zur Spiralgehäusebreite nicht, die Verluste an Austrittsenergie wirksam zu begrenzen. Bedingt durch das physikalische Prinzip der Energieumsetzung im Laufrad, die mit einer Umlenkung der Absolutströmung gemäß der Euler-Gleichung

$\psi_{th} / 2 \varphi = \cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1$  mit  $\psi_{th} \approx \psi / \eta_i$  im Optimalbereich verbunden ist, ist in jedem Falle bei drallfreier Zuströmung im Abströmbereich des Laufrades eine Umfangskomponente der

Absolutgeschwindigkeit  $c_2$  vorhanden. Laufräder mit kleinem Schaufelaustrittswinkel besitzen einen hohen Reaktionsgrad

$$r = \Delta p_{stat} / \Delta p_t = 1 - \varphi^2 / \psi_{th} - \psi_{th} / 4 \approx 1 - \psi_{th} / 4,$$

d. h., ein großer Teil der im Laufrad zugeführten Energie wird in Druckenergie umgesetzt. Diese Räder können freilaufend oder in einfachen quadratischen Sammelgehäusen eingesetzt werden. Eine praktische Lösung hierfür ist die Ausführung *QUADRO-VENT* [7], mit der in der Ventilatorsektion eines Klimablockes frei ausblasend mehr als 70% Wirkungsgrad über einen weiten Bereich der Volumenzahl um  $0,19 \pm 15\%$  erreicht werden.

Bekannt wurde auch eine Lösung, bei der durch ein nachgeschaltetes Leitrad ein hoher Anteil der Drallkomponente zurückgewonnen werden konnte [8]. Ein derartiges Nachleitrad muß aber sehr sorgfältig ausgebildet und an das Laufrad angepaßt werden. Auch treten durch die Wechselwirkungen zwischen rotierendem Schaufelgitter mit den Nachleitschaufeln verstärkt akustische Wirkungen auf.

Eine bewährte Lösung mit einem frei laufenden Radialrad vom in [4] genannten Typ mit einem Breitenverhältnis von ca. 0,2 in einem Dachventilator baut der *VEB Plastlüfter- und Anlagenbau Dresden* [9]. Ein an das Laufrad anschließender ruhender, konstruktiv geschickt in das Gehäuse integrierter Radialdiffuser mit einer radialen Erstreckung vom ca. 1,6fachen des Laufradaußendurchmessers und einer Erweiterung von ca. 10 Grad (*Bild 5*) brachte eine Verbesserung des Wirkungsgrades frei ausblasend um ca. 20%.

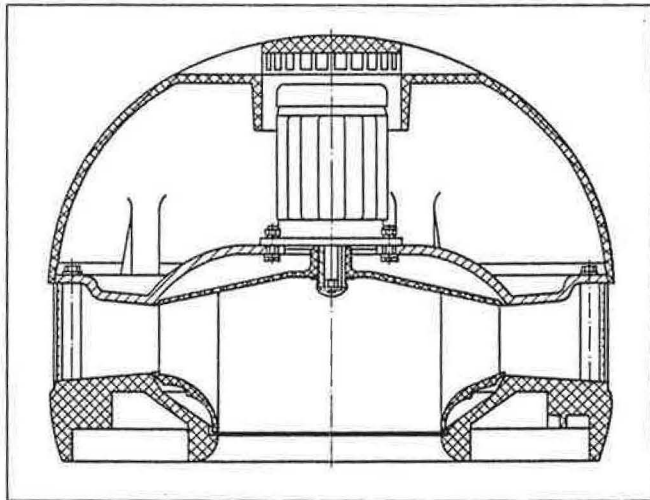


Bild 5: Dachventilator mit ruhendem Radialdiffusor

Sämtliche bisher zitierten Literaturstellen zeigen die Bemühungen zur Verbesserung der Strömungsverhältnisse im Bereich des Gitteraustritts, um sowohl energetische als auch akustische Gewinne zu erzielen. Beide angestrebten Ziele lassen sich an breiten, vorwiegend radial durchströmten Laufrädern sinnvoll vereinen, indem am Außenumfang mitrotierende Radialmultidiffusoren angebracht werden.

Im *VEB Turbowerke Meißen* wurden Messungen an neun verschiedenen Varianten von frei ausblasenden Laufrädern mit und ohne mitrotierenden Diffusoren gleicher radialer Erstreckung von  $1,2 \cdot d_2$  durchgeführt [10]. Variiert wurden lediglich die Anzahl der Scheiben und der Erweiterungswinkel. Für alle Varianten wurde als Beschauflung die des breiten Hochleistungslaufrades aus [4] mit einem Breitenverhältnis  $b_2 / d_2 = 0,4$  mit stark rückwärts gekrümmten Schaufeln verwendet. Als günstig hat sich die Ausführung mit drei Scheiben nach *Bild 6* erwiesen. Damit verbesserten sich im Optimalbereich die Kennzahlen wie folgt (*Bild 7*):

$$\Delta \varphi / \varphi = 7\% ; \Delta \eta / \eta = 11\% ; \Delta \lambda / \lambda = 18\% .$$

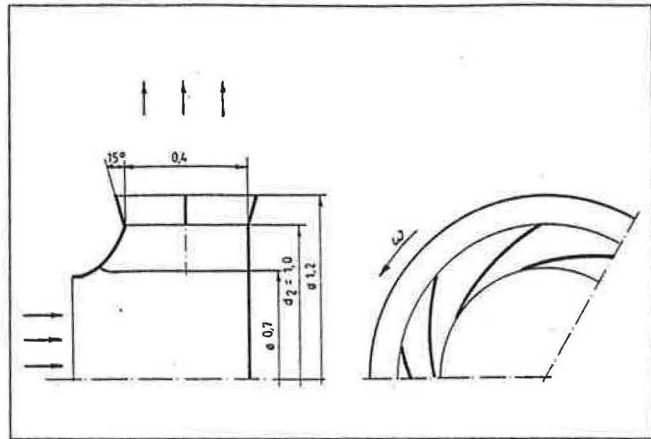


Bild 6: Radialrad mit rotierendem Multiradialdiffusor

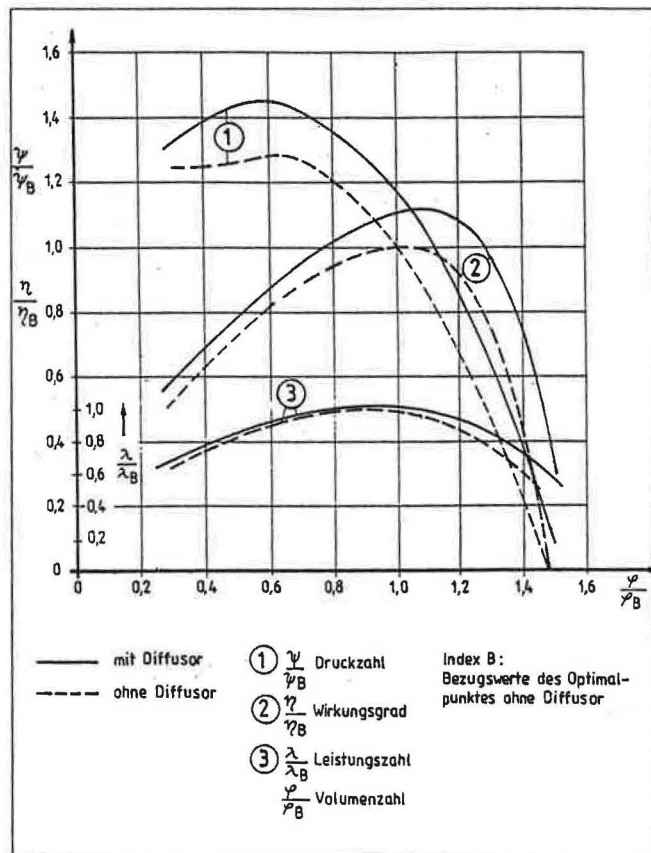


Bild 7: Kennlinienvergleich an einem freilaufenden Radialrad nach Bild 5

Das Maximum der Leistungsaufnahmezahl  $\lambda$  als Maß für die zugeführte Wellenleistung erhöhte sich nicht. Die Senkung des Schalldruckpegels beträgt 5 bis 7 dB im Bereich von 200 Hz bis 10 kHz (*Bild 9*), trotzdem gleichzeitig wesentlich mehr Luftleistung ( $\dot{V} \cdot \Delta p$ ) zugeführt wurde. Die Erhöhung bei kleinen Frequenzen ergibt sich aus der größeren Unwucht am Versuchsrad wegen des zusätzlichen Diffusors. Die mittlere Diffusorscheibe erhöht bei kleinen Schaufelaustrittswinkeln den Widerstand gegen Durchbiegung der Schaufelhinterkanten.

Erste Untersuchungen mit rotierenden Multidiffusoren an üblichen Trommelläufern mit einem Breitenverhältnis von 0,54 und einem Durchmesser Verhältnis von 0,82 und stark vorwärts gekrümmten Schaufeln brachten in einem entsprechend vergrößerten Spiralgehäuse folgende Verbesserungen (*Bild 8*), [11]:

$$\Delta \varphi / \varphi = 26\% ; \Delta \psi_{fa} / \psi_{fa} = 15\% ; \Delta \eta_{fa} / \eta_{fa} = 18\% .$$

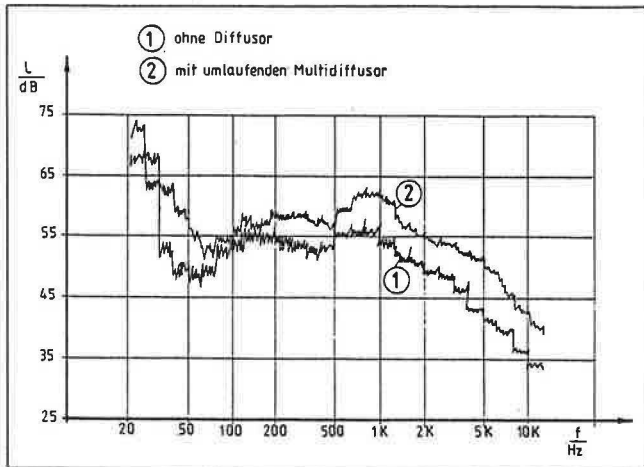


Bild 8: Kennlinienvergleich an einem Trommelläufer im Spiralgehäuse

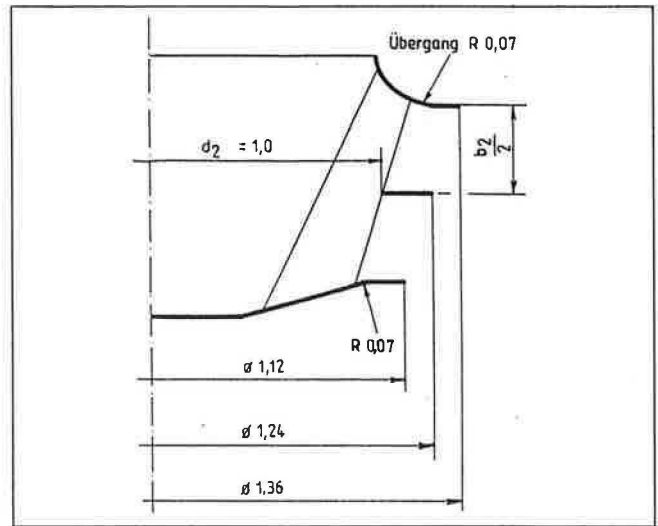


Bild 10: Diagonalrad mit umlaufendem Multidiffusor

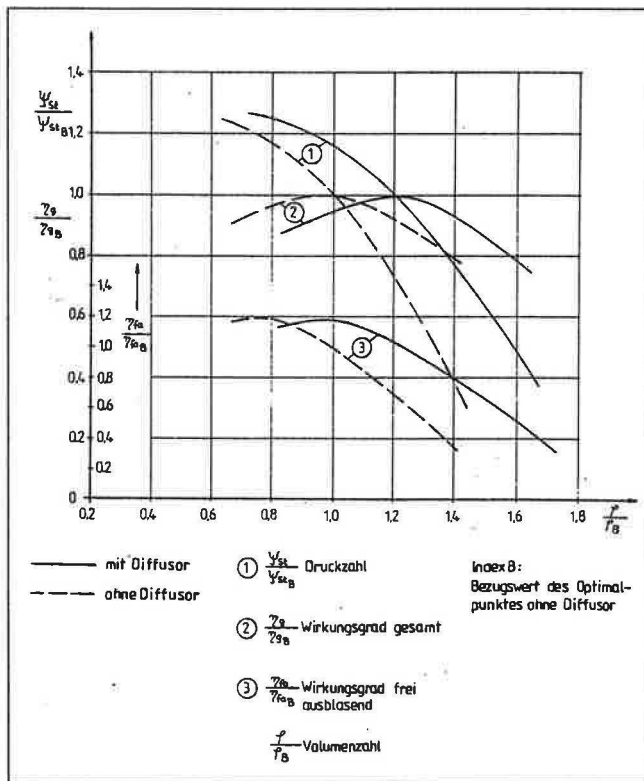


Bild 9: Schallpegelvergleich

Der Auslegung des Spiralgehäuses wurden die Werte des Diffusoraustrittes, also dessen Außendurchmesser und der Austrittswinkel der Absolutströmung zugrunde gelegt. Die akustische Verbesserung war allerdings wider Erwarten unbedeutend. Der Einsatz eines einfachen umlaufenden Multidiffusors bei dem Diagonalrad WTZ 1 (gemäß Bild 10) führte im Bestpunkt auf etwa 5% Volumenstromerhöhung und auf eine um 16% höhere Druckzahl [12]. Die Verbesserung des Wirkungsgrades war jedoch hinsichtlich der Verbreiterung des Maximums und dessen

Erhöhung unbefriedigend. Das lag vermutlich mit an der wenig sorgfältigen Befestigung der nachträglich angebrachten Diffusorscheiben.

Zusammenfassend kann man sagen, daß bereits erste Untersuchungen an breiten, unterschiedlichen Radialradtypen mit mitrotierenden Multidiffusoren von zunächst ca. 1,2facher radialer Erstreckung des Gitteraustrittsdurchmessers zu unterschiedlichen, zum Teil recht guten Ergebnissen führten. Die Untersuchungen sollten im Interesse der Elektroenergieeinsparung und des verbesserten akustischen Verhaltens systematisch weitergeführt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Sümmerer, Ch.: Ökonomische Untersuchung zum Energieverbrauch von DDR-Ventilatoren anhand der Bilanzierungsunterlagen des Leitbetriebes VEB Turbowerke Meißen. Unveröffentlichter Bericht TE-AB 357 des VEB Turbowerke Meißen vom 29.11.1975
- [2] Baron, P.: La lutte contre le bruit dans les installations electromecaniques. Mem. Soc. Ing. Civ. France, Paris 111 (1959), 250-272
- [3] Bommes, L.: Lärminderung bei einem Radialventilator kleiner Schnellläufigkeit unter besonderer Berücksichtigung von Zungenform, Zungenabstand und Schaufelzahl. HLH 31 (1980) 5, 173-179, 210-217
- [4] Albring, W., u. Schlender, F.: Die Entwicklung eines Radiallüfters mit hohem Wirkungsgrad. Maschinenbautechnik Heft 10 (1959) S. 560/65
- [5] Költzsch, P., Walden, F.: Strömungsakustische Untersuchungen an Radialventilatoren. S. 45 bis 100 im Freiburger Forschungsheft A 737: Ausgewählte Probleme der Schallentstehung und der Lärminderung bei Strömungsmaschinen und Anlagen. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig 1987
- [6] Wille, R.: Neuzzeitliche Ventilatorentwicklung. HLH 7 (1956) Nr. 5, S. 75/79
- [7] Hönnmann, W.: Bewertungskriterien in Klimazentralen. Lufttechnische Information 11/12 Oktober 1974 der LTG Lufttechnische GmbH Stuttgart
- [8] Bodzian, G.: Rohrventilator mit Nachleitrad. HLH 38 (1987) Nr. 7, S. 359/65
- [9] Schlender, F., u. Schramm, D.: Plastikkonstruktionen bei Ventilatoren. Luft- und Kältetechnik 1982/2, S. 82/85
- [10] Henke, K.: Rotierender Multidiffusor am breiten Radialluftader hohen Reaktionsgrades. Unveröffentlichter Bericht TE-AH 733 des VEB Turbowerke Meißen vom 29.8.1980
- [11] Schuster, Cl.: Untersuchungen zur Problematik Einsatz eines akustisch günstigen Lüfters für die Klimatrube KT 4. Unveröffentlichter Fachbericht Nr. 23/2240/88 vom 15.11.88 des VEB Kombines ILKA Luft- und Kältetechnik Dresden, SFT
- [12] Schlender, F.: Diagonalluftader schließt Lücke. HLH Bd. 40 (1989) Nr. 8 August, S. 426/8