

# Entwurfspolynome zur optimalen Auswahl und Bemessung von Industrieventilatoren radialer Bauart

Leonhard Bommers, Korschenbroich und Dieter Reinartz, Düsseldorf

Schlüsselwörter : Ventilatorauswahl, Entwurfspolynome, Radialrad, Spiralgehäuse, Kennlinienvergleich

## Zusammenfassung

Mit Hilfe der entwickelten Entwurfspolynome kann die optimale Gestaltung eines Radialventilators für vorgegebene Förderdaten : Volumenstrom  $\dot{V}$ , Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  und mittlere Dichte  $\rho_m$ , anhand der Schnellaufzahl  $\sigma$  problemlos vorgenommen werden. Die polynomisch berechneten Kennzahlen stimmen recht gut mit den experimentell ermittelten überein. Diese können nach entsprechender Korrektur der Laufradbreite ohne weiteres auch auf Staubventilatoren mit steileren Schaufelwinkeln übertragen werden. Der vorliegende Beitrag wird daher dem Ventilator Konstrukteur beim Entwurf neuer Mustertypen, die für bestimmte Anwendungszwecke zu entwickeln sind, eine echte Hilfe sein.

## Ventilatorauswahl

Auf den verschiedensten Gebieten der Lufttechnik hat der Zwang zum Energiesparen schon vor geraumer Zeit dazu geführt, die an Radialventilatoren erzielten Fortschritte im Hinblick auf einen leistungssparenden Betrieb zu ordnen und in überschaubare Gesetzmäßigkeiten zu fassen /1/. Anhand dieser Gesetzmäßigkeiten wurde ein rechnergestütztes Verfahren entwickelt, welches sowohl für die Auswahl der Bauart, als auch für die optimale Bemessung derselben, beispielsweise zum Zwecke eines Neuentwurfs, nur noch die Kenntnis der

Schnellaufzahl

$$\sigma = 2^{1/4} \pi^{1/2} n \frac{\dot{V}^{1/2}}{\left( \frac{\Delta p_t}{\rho_m} \right)^{3/4}} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (1)$$

erforderlich macht, worin  $\varphi = 4 \dot{V} / (\pi D_2^2 u_2)$  die Durchflußzahl und  $\psi = 2 \Delta p_t / (\rho_m u_2^2)$  die Druckzahl beim optimalen inneren Wirkungsgrad  $\eta_i = \dot{V} \Delta p_t / P_i$  bedeuten.

Die im Ordnungsdiagramm für Ventilatoren ,Bild 1, oberhalb der  $\sigma$  - Achse eingetragenen Bestpunkte der Kenngrößen  $\psi$  und  $\eta_i$  verlaufen mit relativ geringer Streuung entlang der von Hand eingezeichneten Interpolationskurven  $P(\sigma)$ , so daß diese ohne weiteres als Ausgangsbasis für die Berechnung von nichttypengebundenen Polynomen herangezogen werden können. Die Auflösung wird erleichtert, indem man von der Matrix eines Polynoms 3-ten Grades ausgeht.

Da es sich um doppeltlogarithmische Koordinaten handelt, lautet somit in Anlehnung an /3/ der Polynomansatz

$$\lg P(\sigma) = \alpha_0 + \alpha_1 (\lg \sigma) + \alpha_2 (\lg \sigma)^2 + \alpha_3 (\lg \sigma)^3 \quad (2).$$

Die Koeffizienten  $\alpha_0$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  und  $\alpha_3$  sind unter der Bedingung zu ermitteln, daß die statistisch bedingte Meßfehlerstreuung ein Minimum vom errechneten Polynom aufweist.

Gemäß /3;4/ ergeben sich zur Berechnung von  $\psi$  und  $\eta_i$  folgende Polynome :

$$\lg \psi_p = - 0,381488 - 1,04357 (\lg \sigma) - 0,502523 (\lg \sigma)^2 + 0,0704883 (\lg \sigma)^3 \quad (3),$$

$$\lg \eta_{ip} = - 0,097358 - 0,0800538 (\lg \sigma) + 0,151771 (\lg \sigma)^2 + 0,340467 (\lg \sigma)^3 \quad (4),$$

die als Ausgangsbasis für alle Auswahlkriterien dienen.

Die Gl.(3) läßt sich im Zusammenhang mit Gl.(1) auch zur Berechnung der Lieferzahl  $\phi$  in Form des Polynoms

$$\phi_p = \sigma^2 \psi_p^{3/2} \quad (5)$$

heranziehen.

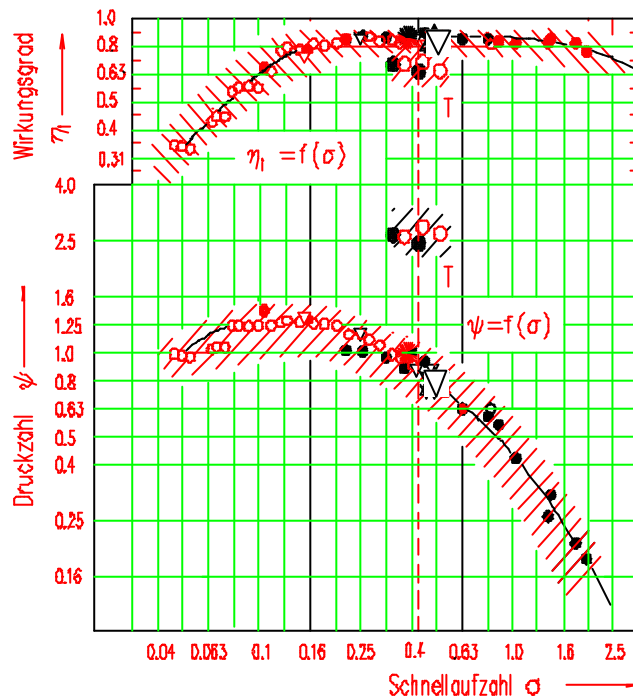


Bild 1 :Ordnungsdiagramm der Ähnlichkeitsmechanik für Ventilatoren. Auszug aus /2/.  
Bereich T: Trommelläufer,  $\beta_2 > 90^\circ$

Wie ein Blick auf Bild 1 zeigt, sind beim Radialrad nur innerhalb des Schnellaufbereiches  $0,16 \leq \sigma \leq 0,63$  hohe Wirkungsgrade zu erwarten. Daher sollten die entwickelten poly-nomischen Formeln bei der Auswahl bzw. beim Neuentwurf von Radialventilatoren möglichst nur für diesen Schnellaufbereich herangezogen werden.

### Berechnung und Entwurf des Radialrades

Bild 2 zeigt Einzelheiten der Radeinlaufgeometrie, bestehend aus Einströmdüse, Ringspalt und Deckscheibenkontur, die sich in der Praxis bewährt hat /5/. Für den Krümmungsradius  $r_D$  wählt man erfahrungsgemäß

$$r_D \geq 0,14 D_1 \quad (6).$$

Den Laufradaußendurchmesser  $D_2$  erhält man mit den optimalen Förderdaten  $\dot{V}$ ,  $\Delta p_t$ ,  $\rho_m$  und der Drehzahl  $n$  nach Bestimmung der Schnellaufzahl  $\sigma$  mit Gl.(1) und der Druckzahl  $\psi_p$  mit Gl.(3) zu

$$D_2 = \frac{1}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_t}{\psi_p \cdot \rho_m}} \quad (7).$$

Der Saugdurchmesser  $D_s$  ergibt sich aus der Anwendung des Kontinuitätssatzes  $\dot{V}_L = \dot{V} / \eta_v = c_s A_s$  auf den Saugmundquerschnitt  $A_s = \pi D_s^2 / 4$  des Laufrades wie folgt :

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \dot{V}}{\pi c_s \eta_v}} \quad (8),$$

worin  $\eta_v = \dot{V} / \dot{V}_L$  der volumetrische Wirkungsgrad ist.

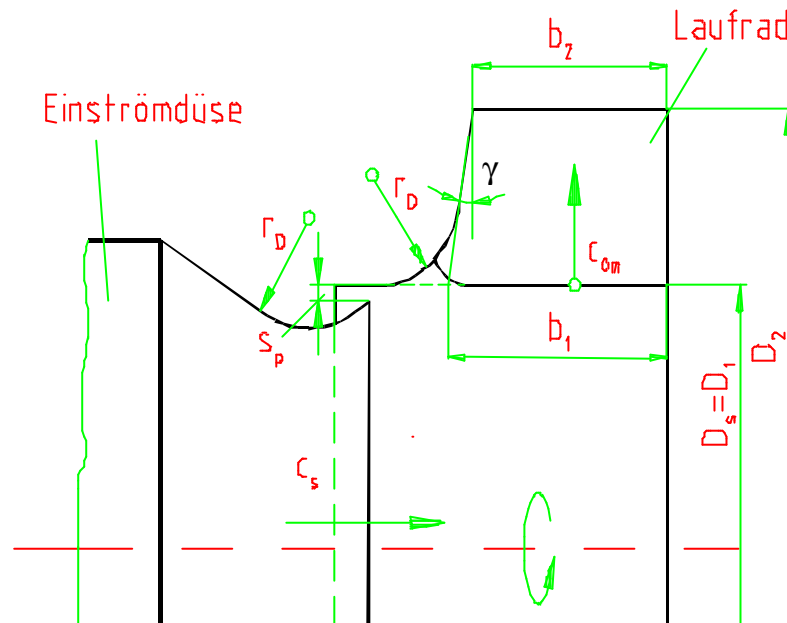


Bild 2 : Gestaltung des Radeinlaufs /5/ und konstruktive Vorgaben für den Meridianschnitt eines Radialrades

Die zunächst noch unbekannt Sauggeschwindigkeit  $c_s$  beträgt nach Pfeleiderer

$$c_s = \varepsilon \sqrt{2 \frac{\Delta p_t}{\rho_m}} \quad (9),$$

worin die Einlaufzahl  $\varepsilon$  eine auf Versuchserfahrung beruhende dimensionslose Kennzahl ist, die sich mit Rücksicht auf einen guten Wirkungsgrad wie folgt abschätzen läßt:

$$\varepsilon = 0,64 \sigma^{1/3} \quad (10).$$

Zur Festlegung des Durchmesserverhältnisses  $D_1/D_2$  ist es von Vorteil, wenn man die Schaufeleintrittskante achsparallel ausführt,  $D_1 = D_s$  nach Gl.(8) wählt und die Saugkante gegen die Krümmungszone der Deckscheibe so anhebt, daß sie ungefähr senkrecht darauf endet, siehe Bild 2.

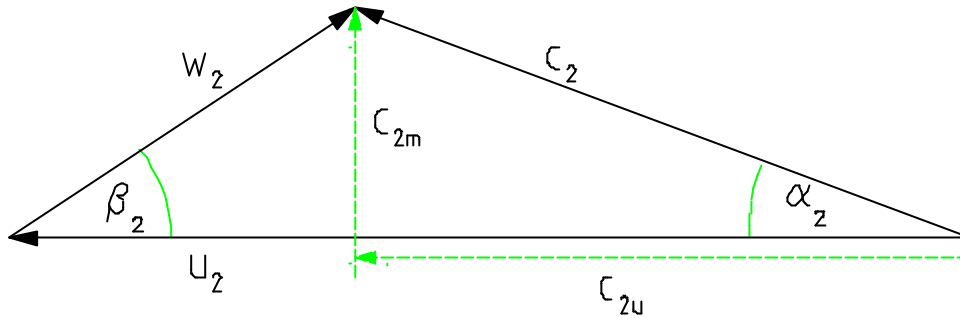


Bild 3 : Repräsentatives Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt .

Mit den folgenden in /1/ experimentell ermittelten Beziehungen, lassen sich nun die in Bild 2 bzw. Bild 5 dargestellten Laufradbemessungsgrößen in Abhängigkeit von  $\sigma$  wie folgt abschätzen :

- Durchmesserverhältnis  $\frac{D_1}{D_2} = 1,27 \psi_p^{1/2} \sigma^{5/6}$  (11),

- relative Laufradeintrittsbreite  $\frac{b_1}{D_1} = 0,54 \sigma^{1/6}$  (12),

- Schaufeleintrittswinkel  $\beta_1 = \arctan\left(\frac{0,233}{\xi_1} \sigma^{-2/3}\right)$  (13).

Der Verengungsfaktor  $\xi_1$  des Laufradeintritts in Gl.(13) ist wie folgt definiert:

$$\xi_1 = \frac{c_{0m}}{c_{1m}} = 1 - \frac{s \cdot z}{\pi D_1 \sin \beta_1} \quad (14).$$

Da die Schaufelzahl  $z$ , die Schaufeldicke  $s$  und  $\beta_1$  noch nicht bekannt sind, muß  $\xi_1$  zunächst geschätzt und danach  $\beta_1$  iterativ ermittelt werden.

Die Wahl des noch offenen Schaufelaustrittswinkels in Bild 3 bzw. Bild 5 geschieht zweckmäßig nach folgender Maßgabe:

$$\beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta. \quad (15).$$

Je nach Durchmesserverhältnis  $D_1 / D_2$  wählt man bei Kreisbogenschaufeln  $\Delta\beta = 5^\circ$  bis  $15^\circ$ , im Mittel  $10^\circ$ . Ergibt sich ein  $\beta_1 > 25^\circ$ , so können zur Erzielung eines guten Wirkungsgrades die Schaufeln auch als logarithmisch - spiralförmige Schaufeln mit  $\beta_1 = \beta_2 = \beta = \text{konst.}$  vorgesehen werden.

Nachdem die relativen Bemessungsgrößen  $D_1 / D_2$ ,  $b_1 / D_1$  sowie die Schaufelwinkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  als Funktionen von  $\sigma$  festliegen, ist noch die relative Austrittsbreite  $b_2 / D_2$  des Laufrades zu bestimmen, die sich aus den geometrischen Größen des Meridianschnitts, Bild 2, wie folgt ableiten läßt :

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{b_1}{D_1} \frac{D_1}{D_2} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right) \tan \gamma \quad (16).$$

Unter Berücksichtigung der auf den Meridianschnitt angewandten Kontinuitätsgleichung  $\pi D_2 b_2 \xi_2 c_{2m} = \pi D_1 b_1 \xi_1 c_{1m}$  und der sich daraus ergebenden meridionalen Verzögerungszahl

$$\kappa_{cm} = \frac{c_{2m}}{c_{1m}} = \frac{b_1 D_1 \xi_1}{b_2 D_2 \xi_2} \quad (17)$$

kann für die relative Austrittsbreite auch geschrieben werden:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{b_1}{D_1} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{\xi_1}{\xi_2} \frac{1}{\kappa_{cm}} \quad (18).$$

Nach Gleichsetzen der beiden Beziehungen (16) und (18) ergibt die Auflösung nach  $\kappa_{cm}$

$$\kappa_{cm} = \frac{\left( \frac{b_1}{D_1} \right) \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{\xi_1}{\xi_2}}{\left( \frac{b_1}{D_1} \right) \left( \frac{D_1}{D_2} \right) - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{D_1}{D_2} \right) \tan \gamma} \quad (19).$$

Im Zusammenhang mit den Gln. (11) und (12) findet man schließlich die meridionale Verzögerungszahl in der nur noch von  $\sigma$  und  $\gamma$  abhängigen Formulierung,

$$\kappa_{cm} = \frac{c_{2m}}{c_{1m}} = \frac{0,54 \sigma^{1/6} (1,27 \psi_p^{1/2} \sigma^{5/6})^2 \xi_1 / \xi_2}{0,686 \psi_p^{1/2} \sigma - 0,5 (1 - 1,27 \psi_p^{1/2} \sigma^{5/6}) \tan \gamma} \quad (20).$$

In Bild 4 ist  $\kappa_{cm}$  in Abhängigkeit von der Schnellaufzahl  $\sigma$  für verschiedene in der Praxis vorkommende Deckscheibenwinkel  $\gamma$  grafisch dargestellt. Der Bereich  $\kappa_{cm} = 0,6$  bis  $0,8$  hat sich zur Erzielung einer optimalen Laufradaustrittsbreite als besonders günstig erwiesen.

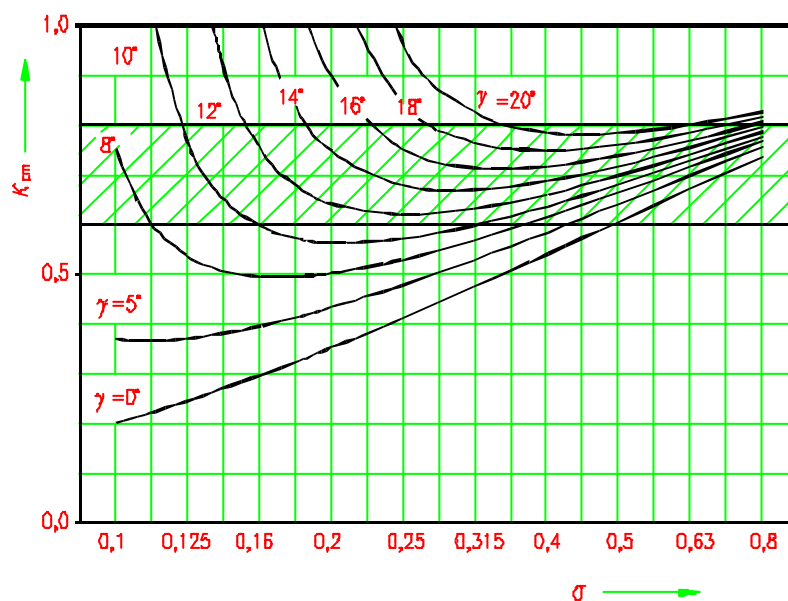


Bild 4:  $\kappa_{cm}=c_{2m}/c_{1m}$  als Funktion der Schnellaufzahl  $\sigma$  für verschiedene Winkel  $\gamma$

Die sich gemäß Gl.(18) mit  $\kappa_{cm}$  ergebende relative Laufradaustrittsbreite  $b_2 / D_2$  ist noch anhand der Eulerschen Hauptgleichung zu überprüfen. Unter der Voraussetzung einer idealen schaufelkongruenten Durchströmung des Laufrads, die am Eintritt drallfrei ist, berechnet sich mit Hilfe der theoretischen Druckzahl  $\psi_{sch\infty} = 2c_{2u}/u_2$  über die aus Bild 3 zu ersehende trigonometrische Beziehung  $\tan\beta_2 = c_{2m}/(u_2-c_{2u})$  die Umfangskomponente  $c_{2u} = u_2-c_{2m}/\tan\beta_2$ , mit der sich die theoretische Druckzahl wie folgt zum Ausdruck bringen läßt:

$$\psi_{sch\infty} = 2 \left( 1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \tan\beta_2} \right) \quad (21).$$

Mit den bekannten Formeln  $c_{2m} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2 \xi_2 \eta_v}$  und  $\dot{V} = \phi \frac{\pi D_2^2}{4} u_2$  geht Gl.(21) über in

$$\psi_{sch\infty} = 2 \left( 1 - \frac{\phi}{4 \frac{b_2}{D_2} \xi_2 \eta_v \tan\beta_2} \right) \quad (22).$$

$\xi_2 = 1 - \frac{s \cdot z}{\pi D_2 \sin\beta_2}$  ist der Verengungsfaktor am Laufradaustritt, der mit etwa 0,98 hin-reichend genau berücksichtigt ist.

Wie in /7/ aufgezeigt wurde, läßt sich für eine schaufelkongruente Strömung die Lieferzahl  $\phi$  als Funktion der geometrischen Parameter wie folgt darstellen :

$$\phi = \phi_n = 4 \frac{b_1}{D_1} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^3 \xi_1 \eta_v \tan\beta_1 \quad (23).$$

Damit kann Gl.(22) nach Erweiterung mit  $\kappa_{cm}$  folgendermaßen vereinfacht werden:

$$\psi_{sch\infty} = 2 \left( 1 - \frac{D_1 \tan\beta_1}{D_2 \tan\beta_2} \kappa_{cm} \right) \quad (24).$$

Infolge des Einflusses der endlichen Schaufelzahl verringert sich  $\psi_{sch\infty}$  auf die tatsächlich an das Fördermedium übertragene Schaufelarbeit , die sich definitionsgemäß mit den Gln.(3) und (4) zu

$$\psi_{sch} = \frac{\psi_p}{\eta_{ip}} \eta_v \quad (25)$$

berechnet ;  $\eta_v$  ist mit 0, 97 hinreichend genau berücksichtigt.

Aus dem Verhältnis der normierten Schaufelarbeiten  $\psi_{sch}$ , Gl.(25) und  $\psi_{sch\infty}$ , Gl.(24) , ergibt sich nun die polynomische Beziehung für den Minderleistungsfaktor

$$\mu = \frac{\psi_{sch}}{\psi_{sch\infty}} = \frac{\frac{\psi_p}{\eta_{ip}} \eta_v}{2 \left( 1 - \frac{D_1 \tan\beta_1}{D_2 \tan\beta_2} \kappa_{cm} \right)} \quad (26).$$

Diese Gleichung enthält nicht die Schaufelzahl  $z$ . Es ist daher notwendig, mit Hilfe der folgenden sich aus der Pfeleidererschen Näherungstheorie /6/ ergebenden Beziehung zur Berechnung des Einflusses der endlichen Schaufelzahl zu prüfen, mit welcher Schaufelzahl  $z$  die beiden Gleichungen zum gleichen Ergebnis führen.

$$\mu = \frac{\Psi_{sch}}{\Psi_{sch\infty}} = \frac{1}{1 + \frac{2(1 + \beta_2 / 60) \kappa_z}{1 - (D_1 / D_2)^2 z}} \quad (27).$$

Gl.(27) liefert gemäß /1; 16/ mit  $\kappa_z = 0,6$  bis  $0,9$  recht brauchbare  $\mu$  - Werte.

### Konstruktion der Laufschaufeln

Die Schaufeln sollen am Eintritt und Austritt die errechneten Winkel besitzen und möglichst stetig verlaufen. Diese Bedingungen lassen sich mit der einfach herzustellenden Kreisbogen-schaufel recht gut erfüllen. Die Grundkonstruktion zeigt Bild 5.

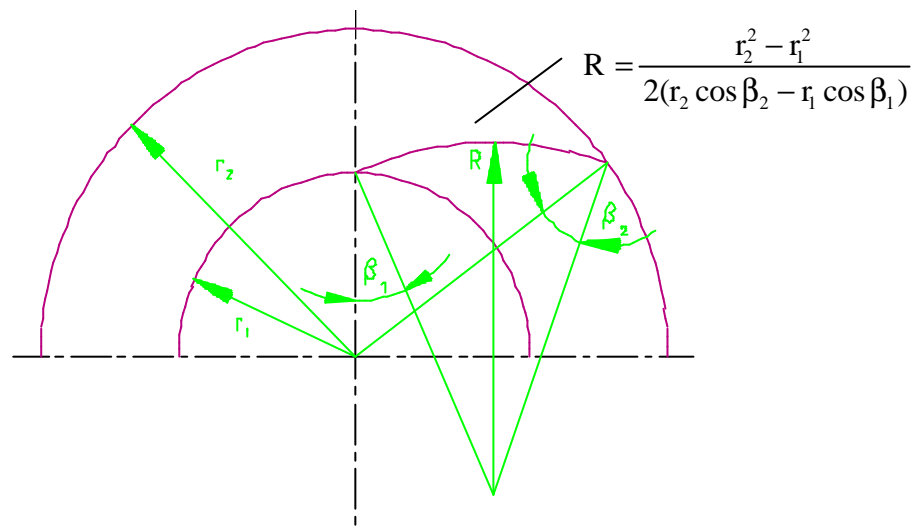


Bild 5: Konstruktion der Kreisbogenschaufel /8/

### Berechnung und Entwurf des Spiralgehäuses

Bei Radialventilatoren gibt man dem parallelwandigen Spiralgehäuse mit einer konstanten Breite  $B$  seines einfachen Aufbaus und guten Druckumsetzungsgrades wegen vor anderen möglichen Konstruktionen den Vorzug.

Nach der gängigen Auffassung soll die Zargenbegrenzung im drallbehafteten Stromfeld zwischen Laufradaustritt und Gehäusedruckstützen möglichst einer Stromlinie folgen. Diese Bedingung läßt sich am ehesten erfüllen, wenn man bei der Berechnung der Spiralgehäusequerschnitte bei Annahme einer idealen Strömung den Drallsatz und die Kontinuitätsgleichung zugrunde legt /8/. Dabei ergeben sich allerdings variable Gehäusesilhouetten, deren Steigungswinkel  $\alpha$  sich mit wachsender Schnellaufzahl  $\sigma$  vergrößert. Nicht zuletzt aus Normungs- und Fertigungsgründen hat man daher

schon vor geraumer Zeit eine Einheitssilhouette erprobt, die sich für alle Laufräder innerhalb des in Bild 1 gekennzeichneten Schnellaufbereichs  $0,16 \leq \sigma \leq 0,63$  bewährt hat.

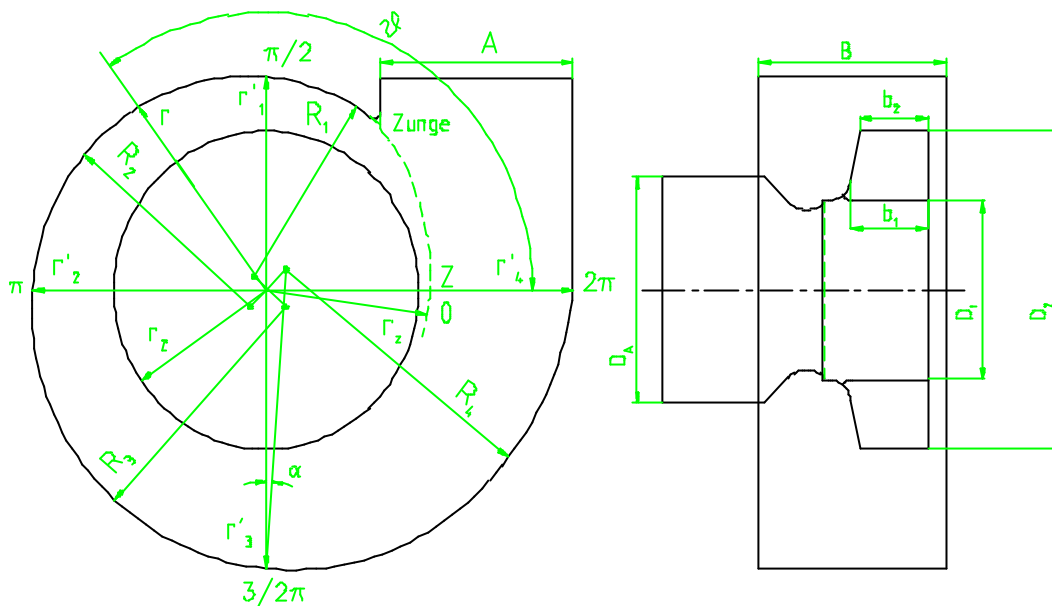


Bild 6 : Bemessungsgrößen des Spiralgehäuses

Die Entwurfsformel der Einheitssilhouette lautet :

$$\ln \frac{r}{r_z} = (\tan \alpha) \vartheta = \left( \frac{2}{3\pi} \ln \frac{\kappa_4}{\kappa_1} \right) \vartheta \quad (28).$$

Damit der Abstand zwischen Gehäusezunge und Laufradaustritt mit den allseits bekannten Nachteilen bezüglich des Drehtonlärms nicht zu klein ausfällt /9/, sollte  $\kappa_1 \geq 2/3$  gewählt werden. Setzt man außerdem  $\kappa_4 = 0,9$  bis  $1,1$ , so ergeben sich recht günstige Spiralgehäuse-abmessungen.

Bei der Ausrechnung genügt es, sich auf die Radien  $r_z, r'_1, r'_2, r'_3$  und  $r'_4$  in den fünf Polwinkeln  $\vartheta = 0, \pi/2, \pi, 3/2\pi$  und  $2\pi$  zu beschränken, Bild 6, und die zugehörigen Spiralradien  $R_1, R_2, R_3$  und  $R_4$  gemäß Gl.(29) zu berechnen.

$$R_1 = \frac{r_z + r'_1}{2 \cos \alpha}; \quad R_2 = \frac{r'_1 + r'_2}{2 \cos \alpha}; \quad R_3 = \frac{r'_2 + r'_3}{2 \cos \alpha}; \quad R_4 = \frac{r'_3 + r'_4}{2 \cos \alpha} \quad (29).$$

Die Gehäusebreite B ist so abzuschätzen, daß sich vernünftige Spiralgehäuseabmessungen mit einem möglichst quadratischen oder wenig davon abweichenden Druckstutzenquerschnitt ergeben. Nach /1/ sollte der Breitensprung des Spiralgehäuses etwa  $2 \leq B / b_2 \leq 3$  gewählt werden. Sofern es die Einbausituation erfordert, sind auch noch größere Werte bis  $B / b_2 = 5$  durchaus vertretbar.

Bei der Bemessung des Saug- und Druckstutzenquerschnittes wird zweckmäßig so verfahren, daß man zunächst den Durchmesser  $D_\lambda = (1,26 \text{ bis } 1,41)D_1$ , also zwei oder drei Normzahlen nach der Reihe R20 größer wählt als den Laufradansaugdurchmesser  $D_1$  und anschließend die Seitenlänge A des Druckstutzens, wie in Bild 6 dargestellt, bestimmt. Wegen der sich empfehlenden Gleichheit des Saug- und Druckstutzenquerschnittes kann die Seitenlänge A wie folgt ermittelt werden:



$$A = \pi D_A^2 / (4 B) \quad (30).$$

Damit ist auch die Lage der Gehäusezunge bekannt, die sich aus der Schnittlinie der inneren Druckstutzenwand mit der Gehäusezarge ergibt, Bild 6.

### Experimentelle Überprüfung des Verfahrens

Zur Überprüfung des beschriebenen Auslegungsverfahrens wurde für die Förderdaten :

$\dot{V} = 2,84 \text{ m}^3/\text{s}$  ,  $\Delta p_t = 3700 \text{ Pa}$  ,  $\rho_m = 1,19 \text{ kg/m}^3$  und  $n = 2850 \text{ min}^{-1}$  ein Modellventilator berechnet, gefertigt und gemessen.

Mit der Schnellaufzahl  $\sigma = 2^{1/4} \pi^{1/2} \frac{2850}{60} \frac{2,84^{1/2}}{(3700 / 1,19)^{3/4}} = 0,405$  nach Gl.(1) erhält man die

Kenngrößen: Druckzahl  $\psi_p = 0,884$  ,(Gl.3), Wirkungsgrad  $\eta_{ip} = 0,86$  , (Gl.4) und Durch-flußzahl  $\phi_p = 0,1364$  (Gl.5) .

In Tabelle 1 sind die sich mit diesen Kennzahlen ergebenden Laufradabmessungen zusammengestellt. Tabelle 2 enthält die Bemessungsgrößen der Spirale für die fünf Polwinkel  $\vartheta = 0, \pi / 2, \pi, 3\pi / 2$  und  $2\pi$ , die sich mit den Erfahrungswerten  $\kappa_1 = 0,67$  und  $\kappa_4 = 1$  laut Spiralformel

$$\ln \frac{r}{r_z} = \left( \frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot \ln \frac{1}{0,67} \right) \cdot \vartheta = 0,085 \cdot \vartheta \text{ ergeben, Gl.(28).}$$

Tabelle 1: Bemessungsgrößen des Laufrades

Laufraddurchmesser	$D_2 = 562 \text{ mm}$	Gl.(7)
Durchmesserverhältnis	$D_1 / D_2 = 0,562$	Gl.(11)
Laufradeintrittsdurchmesser	$D_1 = 0,562 \cdot 562 = 316 \text{ mm}$	
relative Schaufeleintrittsbreite	$b_1 / D_1 = 0,464$	Gl.(12)
Schaufeleintrittsbreite	$b_1 = 0,464 \cdot 316 = 147 \text{ mm}$	
Schaufeleintrittswinkel ( $\zeta_1 = 0,95$ )	$\beta_1 = \arctan(0,4256 / \zeta_1) = 24^\circ$	Gl.(13)
Schaufelaustrittswinkel	$\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ = 34^\circ$	Gl.(15)
relative Schaufelaustrittsbreite ( $\kappa_{cm} = 0,65$ )	$b_2 / D_2 = 0,218$	Gl.(18)
Laufradaustrittsbreite	$b_2 = 0,218 \cdot 562 = 123 \text{ mm}$	
Schaufelkrümmungsradius	$R = 304 \text{ mm}$	Bild 5
Krümmungsradius der Deckscheibe	$r_D = 0,14 \cdot 316 = 45 \text{ mm}$	Gl.(6)
Schaufelarbeit	$\psi_{sch} = 0,884 \cdot 0,97 / 0,86 = 0,997$	Gl.(25)
theoretische Schaufelarbeit ( $\kappa_{cm} = 0,65$ )	$\psi_{sch\infty} = 1,518$	Gl.(24)
Minderleistungsfaktor	$\mu = 0,997 / 1,518 = 0,66$	Gl.(26)
Minderleistungsfaktor ( $\kappa_z = 0,8 : z = 7$ )	$\mu = 0,66$	Gl.(27)

Tabelle 2: Bemessungsgrößen des Spiralgehäuses

$\vartheta$	0	$\pi/2$	$\pi$	$3\pi/2$	$2\pi$
$r / r_z$	1	1,1428	1,306	1,4925	1,70569
$r$ mm	$r_z = 329,5$	$r'_1 = 376,5$	$r'_2 = 430,3$	$r'_3 = 491,8$	$r'_4 = 562,0$
$R$ mm	$R_1 = 354,3 \quad R_2 = 404,8 \quad R_3 = 462,7 \quad R_4 = 528,8$				

Der Saugstutzendurchmesser wird zu  $D_A = 1,26 \cdot 316 = 400$  mm angenommen.. Mit einem nach /1/ geschätzten Breitensprung  $B / b_2 = 3$  beträgt die Gehäusebreite  $B = 3 \cdot 123 = 369$  mm, die auf das nächstliegende Normmaß  $B = 355$  mm reduziert wird. Damit ergibt sich gemäß Gl.(30) für das Druckstutzenmaß  $A = \pi \cdot 400^2 / (4 \cdot 355) = 355$  mm ebenfalls eine Normzahl.

Aus Sicherheitsgründen ist die Schaufelzahl auf  $z = 10$  Schaufeln erhöht worden, damit neben der Minderung der schaufelabhängigen Drehklangintensität /9/ auch noch etwas Reserve zum Ausgleich eventueller druckmindernder Fertigungsungenauigkeiten zur Verfügung steht.

## Meßergebnisse

Das experimentell ermittelte dimensionslose Kennfeld des nach Bild 5 und Bild 6 gefertigten Modellventilators zeigt Bild 7. Der verwendete Prüfstand ist in /10/ beschrieben. Beim Vergleich des Kennfeldes mit den Auslegungsdaten ist noch zu beachten, daß das Laufrad nicht sieben, sondern zehn Schaufeln hat. Die erforderliche Korrektur der polynomisch ermittelten Druckzahl  $\psi_p$  läßt sich, wie in /11/ gezeigt, verhältnismäßig genau mit Gl.(27) vornehmen. Danach erhöht sich  $\mu(7) = 0,66$  auf  $\mu(10) = 0,732$  und entsprechend die Druckzahl  $\psi_p$  von 0,884 auf  $(0,732/0,66)0,884 = 0,98$ .

Aus Bild 7 ist ersichtlich, daß die korrigierte Druckzahl  $\psi_p = 0,98$ , oberhalb  $\varphi_p = 0,1364$  aufgetragen (Punkt P), verhältnismäßig nahe an die experimentell ermittelte Kennlinie heran-kommt und der innere Wirkungsgrad  $\eta_{ip} = 0,86$  (Punkt P) sogar noch besser mit den Meßdaten des Kennfeldes übereinstimmt. Auch der optimale Betriebspunkt des Kennfeldes liegt mit  $\varphi = 0,14$  und  $\psi = 1,03$  nicht allzuweit entfernt vom Auslegungspunkt. Überträgt man nun die Kennzahlen:  $\sigma = 0,14^{1/2} / 1,03^{3/4} = 0,366$  zusammen mit  $\psi = 1,03$  und  $\eta_i = 0,85$  aus Bild 7 in Bild 1, so ist auch hier eine erstaunlich gute Übereinstimmung mit den benachbarten Meßpunkten festzustellen.

Bei der Entwicklung sogenannter "Staubventilatoren" ist das Verfahren ebenfalls von Nutzen. Allerdings ist darauf zu achten, daß bei der Förderung staubhaltiger Gase die Schaufelwinkel  $\beta$  in allen Punkten so bemessen werden, daß sie etwas größer als der Reibungs- oder Bö-schungswinkel des Staubes sind, da sich nur so die unerwünschten Staubablagerungen an den Schaufeln vermeiden lassen. Für die meisten trockenen Stäube genügt (unter Ausschaltung der Gl.(13)) eine logarithmisch-spiralige Schaufelform mit einem Steigungswinkel von etwa  $\beta = 40^\circ$  bis  $45^\circ$ . Auch bei diesen Typen kann man günstige Wirkungsgrade bis zu 80 % und mehr erzielen, wenn man unabhängig von Gl.(12) unter Beibehaltung des Deckscheibenwinkels  $\gamma$  die relative Eintrittsbreite auf  $b_1 / D_1 = 0,33$  festlegt.

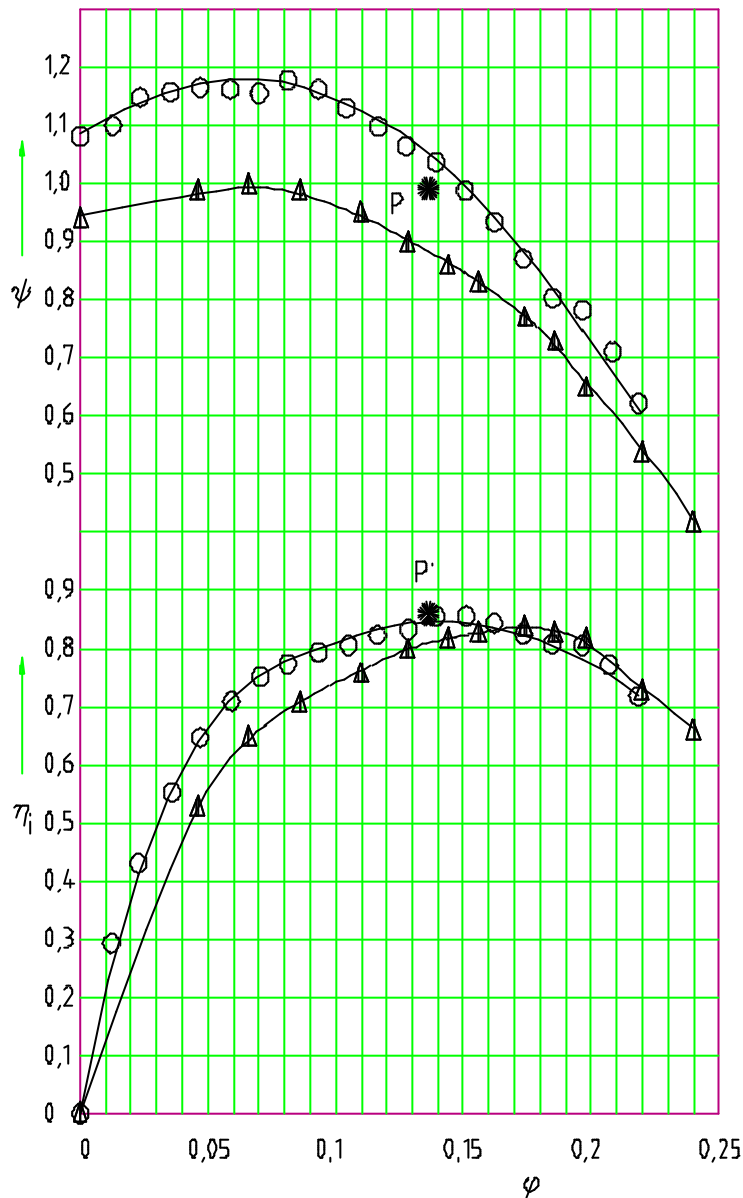


Bild 7 :Dimensionsloses Kennfeld

○ : Modellventilator gemäß Tabelle 1 u. 2  $\varphi_{\text{opt}} / \varphi_n = 0,14 / 0,134 = 1,04$

▲ : Staubventilator  $D_1/D_2 = 0,562$ ,  $b_1/D_1 = 0,33$ ,  $\beta = 40^\circ$ ,  $z = 10$

$\varphi_{\text{opt}} / \varphi_n = 0,17 / 0,183 = 0,93$

Die Richtigkeit dieser Aussage findet ihre experimentelle Bestätigung durch die ebenfalls in Bild 7 eingetragenen Meßpunkte, die an einem Staubventilator gewonnen wurden, der dem Entwurfsventilator in allen Bemessungsgrößen bis auf die relative Laufradbreite  $b_1 / D_1 = 0,33$  und den logarithmisch-spiraligen Schaufelwinkeln  $\beta = 40^\circ$  geometrisch ähnlich ist.

Die beim Staubventilator festzustellende flachere Kennlinie, verbunden mit einer Verschiebung des Wirkungsgradoptimums von  $\varphi = 0,14$  auf  $\varphi = 0,17$  dürfte auf die steilere Schaufelform zurückzuführen sein. Bemerkenswert ist auch, daß der Auslegungspunkt P etwa in der Mitte zwischen den beiden Drosselkennlinien liegt und die Stoßkennzahl mit 1,04 bzw. 0,93 in beiden Fällen die zu empfehlende Auslegungsregel  $0,9 \leq \varphi_{\text{opt}} / \varphi_n \leq 1,1$  erfüllt.

## Schlußwort

Mit Hilfe des polynomischen Verfahrens kann anhand der Schnellaufzahl  $\sigma$  die optimale Gestaltung eines Radialventilators problemlos vorgenommen werden. Die erhaltenen Ergebnisse können, wie aus dem in Bild 7 dargestellten Kennlinienvergleich hervorgeht, ohne weiteres auch auf Staubventilatoren mit steileren Schaufelwinkeln übertragen werden. Über das Betriebsverhalten dieser Bautypen ist ausführlich in /15/ berichtet worden.

Auf Prüfstandsmessungen sollte aber, wie auch die erhaltenen Meßergebnisse zeigen, nicht verzichtet werden. Dabei läßt sich dann auch feststellen, wie sich eventuell gewünschte Änderungen der Schaufelzahl /11/, der Laufradbreite /13/, des Schaufelwinkels, des Radeinlaufs und Ringspaltes /5/ sowie auch geringfügige Änderungen des Laufraddurchmesser-Verhältnisses bei sonst gleichen Bemessungsgrößen des entworfenen Ventilators auf sein Kennfeld auswirken, siehe hierzu auch /14/. Der Einfluß solcher konstruktiven Änderungen auf die optimalen Kennzahlen  $\psi$  und  $\eta_i$  wird sich aber in der Regel im Rahmen der in Bild 1 schraffiert dargestellten Bandbreiten der von  $\sigma$  abhängigen Funktionen halten.

Abschließend sollte nicht unerwähnt bleiben, daß es auch andere Konstruktionslösungen für Radialventilatoren gibt, die sich durch einen hohen Wirkungsgrad auszeichnen. Hierzu gehören auch die von Sentek und Fortuna entwickelten Radialventilatoren, über die beispielsweise in /7/ und /12/ berichtet wurde.

## Literatur

- /1/ Bommes, L.: Problemlösungen bei der Gestaltung von Radialventilatoren. HLH Bd.25 Nr.12 (1974).
- /2/ Bommes, L.: Anwendung des Ähnlichkeitsgrundsatzes im Ventilatorenbau. HLH Bd.20 Nr.2 u.3 (1969).
- /3/ Bommes, H.U.; Lingnau, St.: Arbeitspolynome für Ventilatoren. HLH Bd.47 Nr.8 (1996).
- /4/ Bommes, L.; Reinartz, D.: Polynomisches Verfahren zur optimalen Gestaltung von Radialventilatoren. HLH Bd.48 Nr.4 (1997).
- /5/ Bommes, L.: Zur Gestaltung des Radeinlaufs bei Radialventilatoren. Wärmetechnik, Heft 1 / 1962, Verlag Klepzig, Düsseldorf.
- /6/ Pfeleiderer, C.: Die Kreiselpumpen. 5. Aufl. Springer-Verlag (1961) S.164, Abb.95.
- /7/ Sentek, J.; Fortuna, St.: Modelluntersuchungen an Ventilatoren. HLH Bd.28 Nr.11 (1977).
- /8/ Mode, F.: Ventilatoranlagen. 4. Auflage, 1972, Verlag Walter de Gruyter, Berlin.
- /9/ Bommes, L.: Minderung des Drehklanglärms bei einem Radialventilator kleiner Schnellläufigkeit. Fo.B.d. Landes NRW, Nr. 2895, Westdeutscher Verlag, (1979).
- /10/ Reinartz, D.: Ventilatorgeräusch auf dem Prüfstand. HLH Bd.40 Nr. 8 (1989).
- /11/ Bommes, L.: Über den Einfluß der Schaufelzahl auf die Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln. HLH Bd.14 Nr.5/6/7 (1963).
- /12/ Sentek, J.; Szarska, K.: Zur Berechnung von Radialventilatoren. HLH Bd. 36 Nr.5 (1985).
- /13/ Bommes, L.: Über den Einfluß der wirksamen Laufradbreite auf die Kennlinie eines Radiallüfters mit rückwärts gekrümmten Laufschaufeln. VDI-Zeitschrift Bd. 101 Nr. 12 (1959).
- /14/ Schlender, F.: Zum Einsatz laufender Räder von Ventilatoren. VDI Berichte 1249 (1996)  
“Ventilatoren im industriellen Einsatz III “
- /15/ Fricke, J.; Neumann, A.: Verhalten von Industrieventilatoren bei der Förderung von feststoffbeladener Luft. (in Ventilatoren. L. Bommes/J. Fricke/K. Klaes (Hrsg), Vulkan-Verlag, Essen 1994)

/16/ Bommers, L.; Klaes, K. ; Sentek, J. : Beitrag zur Optimierung der Energieumsetzung in Radialventilatoren. VDI Berichte 594 (1986) "Ventilatoren im industriellen Einsatz I"