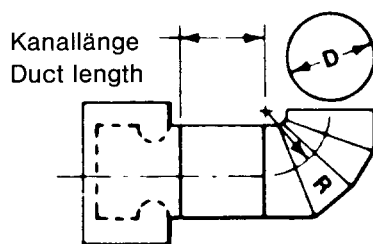


Fig. 8 Leistungsmindernder Mitdrall in einem Zentrifugalventilator und dessen Vermeidung
Rotating swirl causing lower fan output and its avoidance



$\frac{R}{D}$	Kanallänge / Duct - length		
	0	2 D	5 D
0,5	1,8	1,0	0,6
0,75	1,4	0,8	0,4
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,35
3,0	0,7	0,4	0,25

Fig. 9 Systemverlustbeiwerte ζ von Eintrittskrümmern, mit p_d zu multiplizieren.
System loss factors, ζ of inlet elbows, to be multiplied with p_d .

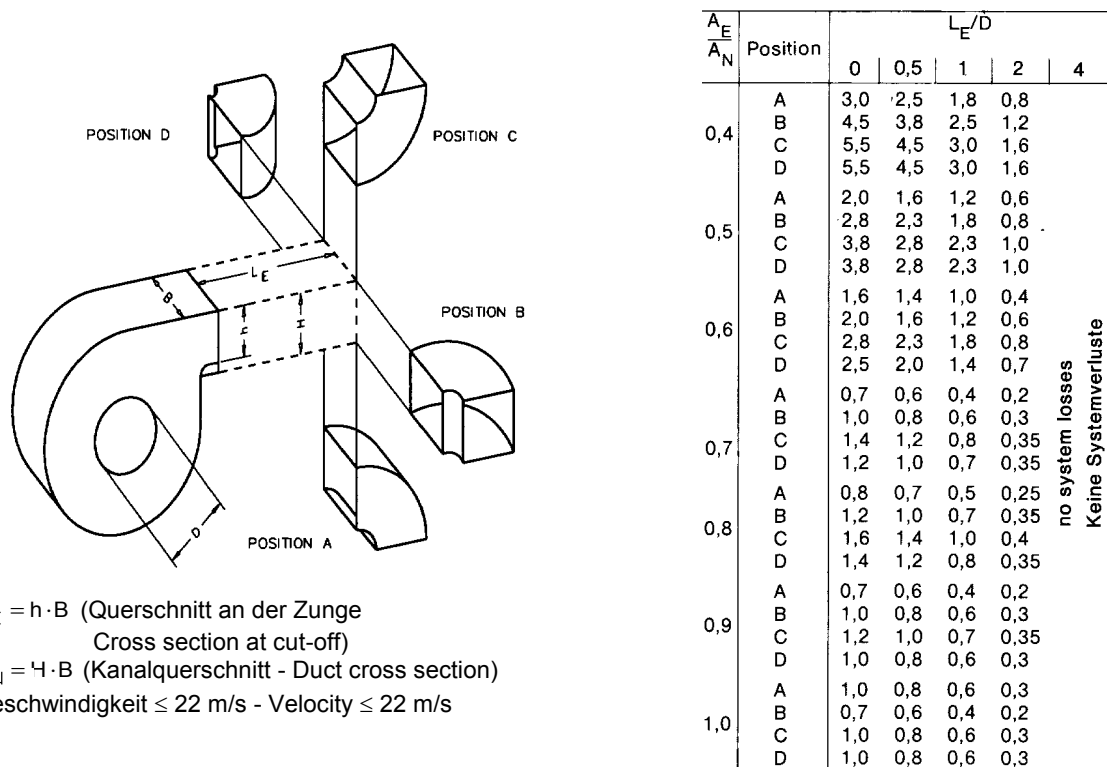


Fig. 10 Systemverlustbeiwerte ζ von Austrittskrümmern, mit p_d zu multiplizieren.

System loss factors ζ due to downstream elbows, to be multiplied with p_d .

Krümmen und ähnliche Einzelwiderstände, die eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung verursachen, haben direkten Einfluß auf die Ventilatorleistung. Sie verursachen sogenannte "Systemverluste" im Ventilator selbst, die dem eigentlichen Einzelwiderstand hinzuzurechnen sind.

Diese Verluste sind nicht in allen Einzelheiten erforscht und auch von der Ventilator konstruktion abhängig. Es ist zu empfehlen, sie wenn möglich zu vermeiden. Nachstehend geben wir einige Beispiele:

Beträchtliche Systemverluste können durch Krümmen kurz vor dem Ventilatoreintritt (Fig. 8 und 9) oder hinter dem Ventilatoraustritt (Fig. 10) verursacht werden. Die durch eine Begrenzung des Ansaugraumes verursachten Systemverluste sind nachstehend in Fig. 11 illustriert.

Es ist bekannt, daß Saugtaschen vor dem Ventilatoreintritt Systemverluste verursachen. Fig. 12 gibt Richtwerte für die zu erwartende Größe und zeigt, daß diese Verluste durch ein konisches Übergangsstück halbiert werden können. Es ist zu beachten, daß auch in diesem Fall nur der Systemverlust im Ventilator selbst angegeben wird der zusätzlich zum Umlenkungsverlust auftritt.

Die obigen Werte können nur Richtwerte sein. Bei Axialventilatoren können die Verluste wesentlich höher werden.

Da dem Ventilatorhersteller meistens die Anwesenheit von Krümmern kurz vor oder hinter dem Ventilator unbekannt ist, muß der Anlagenbauer diese Systemverluste berücksichtigen. In anderen Fällen - z. B. bei Saugtaschen, die vom Ventilatorhersteller mitgeliefert werden - ist die Sachlage weniger eindeutig. Die Praxis der ausschreibenden Anlagenbauer und der Ventilatorenhersteller ist in dieser Hinsicht unterschiedlich. Es sollte Sache des Anlagenbauers sein, sich zu versichern, daß Systemverluste weder vergessen noch zweimal eingesetzt werden.

Bei vielen Ventilator konstruktionen, wie doppelseitig saugenden Radialventilatoren, ist es unvermeidlich, den Ansaug durch Konstruktionselemente wie Lager, Keilriementriebe usw. zu behindern. Die dabei entstehenden Verluste rechnen wir nicht dem System, sondern dem Ventilator zu, im Gegensatz zu namhaften anderen Herstellern. Dieses kann leicht eine scheinbare Minderleistung von 10 % bewirken. Wir ermitteln aus der hydraulischen Ventilator kurve durch Verlustabzug die effektive Kurve.

Ähnlich verfahren wir bei Axialventilatoren. Der bei Direktantrieb im Luftstrom angebrachte Motor weicht bisweilen wesentlich von dem Motor ab, mit dem die Kennlinie aufgenommen wurde. Er kann durch seine Form, (z. B. großer Kabelkasten), Größe, Aufhängung und seinen Kühlluftstrom die Leistung wesentlich beeinflussen. Auch bei Keilriementrieb kommt es zu internen Störungen der Strömung im Rad, deren Auswirkungen durch Verlustabzug von der hydraulischen Leistungskurve darzustellen ist.

Elbows and other duct arrangements, creating uneven velocity distributions, have a direct effect on fan output. They cause so called "system effect losses" in the fan itself, which have to be added to the losses in the duct proper.

These losses are not known in all details and depend largely on the fan construction. They should be avoided, whenever possible. Below we give some examples:

Considerable system losses may occur due to elbows before the fan inlet (Fig. 8 and 9) or downstream of the fan (Fig. 10). The following sketch Fig. 11 illustrates the system loss factors due to limitations of the inlet space.

It is well-known that inlet boxes at the fan inlet cause system losses. Fig. 12 gives an orientation of the magnitude to be expected and shows a considerable reduction, when a conical connection is employed. It must be remembered that the table even in this case only gives the system effect loss in the fan itself, which occurs in addition to the losses in the inlet box due to the change of flow direction.

The above values are only to be considered as guide lines. With axial fans the losses may be considerably larger.

As the fan maker generally is not informed about the presence of elbows shortly before or after the fan, it must be the responsibility of the system designer to take the corresponding system losses into account. In other cases the situation is less clear, f. i. when the fan maker delivers the inlet boxes. Praxis of individual system designers and fan makers is quite different in this respect. It should be the responsibility of the system designer to make sure that system losses are neither forgotten nor calculated twice.

In many fan designs as double inlet radial fans the inlet is obstructed by inevitable constructive components as bearings, belt drive, etc.. The thereby caused losses are by us not attributed to the system but to the fan, contrary to the praxis of other well-known makers. This can easily lead to a seemingly lower output of 10 percent. We determine the effective fan performance curve by subtracting the losses from the hydraulic curve.

We use the same procedure for axial fans. A directly coupled motor may be quite different from the motor, which was used when the fan characteristic was originally measured. It may due to its shape (f. i. large cable box), size, manner of support and cooling air flow considerably influence the fan output. Belt drive too may cause internal disturbances of the air flow in the impeller, leading to output variations, which have to be taken into account as a deduction of losses from the hydraulic performance curve.