

Material und Oberflächenbehandlung

In Normalausführung sind die Ventilatorgehäuse aus kräftigen, zunderarmen fett- und ölfreien Blechen und Profilen gefertigt und mit hochwertigem, umweltfreundlichem Grundanstrich versehen. Alle Schrauben und Muttern sind verzinkt. Im Schiffbau sind die Verschraubungen der Bedienungsöffnungen aus Edelstahl oder Messing.

Auf Wunsch können die Gehäuse feuerverzinkt werden oder einen besonderen Farbanstrich erhalten.

Die eingebauten Motoren sind normalerweise für einen Temperatur-Bereich von minus 25 Grad bis plus 40 Grad Celsius ausgelegt gemäss VDE 0530.

Die Laufräder sind aus GAlSi10Mg gegossen und die eingebauten Leitwerke sind aus Stahlblech geschweißt.

Die Laufräder können für Temperaturen bis zu 250°C in einer Stunde gebaut werden. Normaltemperaturbereich ist bis zu 100°C.

Explosionsschutz

Bei explosionsgeschützter Ausführung ist der Schacht im Laufradbereich mit einem Streifenschutz aus Sonder-Messing versehen, so daß in der Verbindung mit dem Aluminiumlaufrad keine Reib- oder Schlagfunken entstehen können. Der Motor entspricht selbstverständlich den einschlägigen Vorschriften.

Aufstellungsrichtlinien

Axialventilatoren sind sehr empfindlich gegen eine ungleiche Beaufschlagung des Strömungsquerschnittes. Wenn in parallelen Strömungsfäden unterschiedliche Geschwindigkeiten vorliegen, kommt es im Laufradbereich leicht zu Wirbeln mit bedeutenden Leistungsverlusten zur Folge. Krümmer sollten möglichst nicht kurz vor oder hinter dem Laufrad angeordnet werden.

Um Ablösung im Laufradbereich zu vermeiden, sollten frei aus dem Raum saugende Ventilatoren immer eine Ansaugdüse haben. Bei Querschnittsänderungen vor dem Ventilator sollte ebenfalls darauf geachtet werden, daß es zu keinen Ablösungen kommen kann.

Die Ventilatorleistung wird ebenfalls durch Verminderung des Rohrquerschnittes hinter dem Flügelrad stark gemindert. Dieses gilt besonders bei Ventilatoren mit starkem Drall, d. h. ohne Leitwerk.

Wirbelerzeugende Einbauten vor Axialventilatoren sollten vermieden werden, da die erzeugten Wirbel zu wesentlichen Schallpegelerhöhungen führen können.

Materials and Surface Treatments

The fan casings are normally made of heavy gauge plates and structural steel, free from grease and oil and with negligible surface oxidation. They are painted with an epoxy resin iron oxide ground coat. All screws and nuts are galvanised. For seagoing vessels the screw-connections of the service access are made of stainless steel or brass.

On request, the casings can be hot dip galvanised or receive a special coating.

The installed motors are usually designed for a temperature range of minus 25 to plus 40 degrees Celsius according to the rules VDE 0530.

Impellers are cast of GAlSi10Mg and guiding vanes are welded of rolled steel.

The impellers can withstand temperatures up to 250°C, one hour. The normal temperature range is up to 100°C.

Explosion Proof

The casing of our explosion proof designs is lined with a spark protection plate of naval brass, which will cause no sparking due to friction or impact with the aluminium impeller. The motor will of course comply with pertinent rules.

Installation Guidelines

Axial fans are quite sensitive against lopsided air supply to the impeller. When different velocities reign in parallel pathes of flow, turbulencies may occur close to the impeller with important output losses as a consequence. Sharp bends at a short distance from the impeller should be avoided.

In order to avoid a contraction of the air flow with turbulencies near the duct wall, fans should have a conical inlet or a bellmouth whenever they have no duct system on their inlet side. Changes in the cross section of ducts shortly before the fan should, if possible, be carried out in such a way that no flow separations occur.

The fan output may be seriously diminished by cross section reductions shortly after the impeller. This is especially the case for axial fans with an important swirl in absence of guiding vanes.

Upstream flow obstacles should be avoided, as they may create turbulencies that lead to an important noise level increase.

Anlaufzeiten

Die Anlaufzeiten werden teils durch das Beschleunigungsmoment bestimmt, definiert als Differenz von Motormoment und Lastmoment, teils vom Trägheitsmoment des Laufrades. Der Verlauf der Motormomentkurven ist von Fall zu Fall recht unterschiedlich, trotz einengender Vorschriften. So muß das angegebene Anzugsmoment z. B. nach VDE 0530 in den Toleranzgrenzen -15% bis +25% liegen.

Bei Motoren der Läuferklasse 16 ist die Anlaufzeit etwa:

$$t = \frac{0,7 \cdot M \cdot D^2 \cdot n^2}{10^6 \cdot N} \text{ sec}$$

wobei n die Ventilatorzahl im Upm, N die Motorleistung in kW, M die Laufradmasse in kg und D der Raddurchmesser in m ist.

Bei keilriemengetriebenen Ventilatoren ist

$$n^2 \text{ durch } n_v \cdot n_m$$

zu ersetzen, dem Produkt der Ventilator- und Motordrehzahlen.

Bei Einsatz von Motoren mit niedriger Läuferklasse ist die ermittelte Zeit mit 1,2 zu multiplizieren bei Läuferklasse 13 und mit 1,9 bei Klasse 10.

Bei Axialventilatoren, deren Drehzahl durch Keilriementrieb niedriger ist als die Motordrehzahl, sollte man stets mit Schweranlauf rechnen und entsprechende Vorkehrungen treffen. Auch in anderen Fällen kann der Einbau von Relais für Schweranlauf notwendig sein.

Instabilitätsbereich

Die Kennlinien der Axialventilatoren haben einen mehr oder weniger ausgeprägten Instabilitätsbereich, wegen seiner Form auch oft Sattel genannt. Im Kennlinienbereich B-C [Fig. 1.6] ergibt eine geringfügige Erhöhung des Widerstandsbeiwertes eine bedeutende Verminderung der Fördermenge bei gleichzeitigem Abfall des vom Ventilator erzeugten Druckes. Der Arbeitspunkt eines Axialventilators sollte möglichst in den normalen Arbeitsbereich A-B, wo der Ventilator seinen höchsten Wirkungsgrad hat, gelegt werden.

Die Wirkung des Sattels sei an Hand von Fig. 1.6 illustriert, welche drei verschiedene Arbeitspunkte eines Ventilators zeigt. Diese sind als Schnittpunkte der Ventilator Kennlinie mit drei verschiedenen Anlagen-Widerstandskurven bestimmt. Diese folgen häufig dem Gesetz

$$\Delta p_q = C_1 \cdot v^2$$

wo C_1, C_2, C_3 die Widerstandsbeiwerte sind. Der notwendige Druck in einem System steigt mit dem Quadrat der Durchflußmenge.

Starting Times

The starting time is determined by both the accelerating torque, being equal to the difference between the motor torque and counter torque of the load and by the inertia of the impeller. The motor torque curve may vary considerably from case to case, in spite of existing rules. For the guaranteed starting torque, for instance, VDE 0530 rules allow a tolerance from -15 % to +25 %.

For motors having the rotor class 16 the starting time is roughly:

$$t = \frac{0,7 \cdot M \cdot D^2 \cdot n^2}{10^6 \cdot N} \text{ sec}$$

where n is the fan speed in rpm, N the rated motor power in kW, M die mass of the fan in kg and D the impeller diameter.

For belt drive fans

$$n^2 \text{ is to be substituted by } n_v \cdot n_m$$

the product of the blower and motor speeds. If motor with lower starting torque's are employed, the calculated time is to be multiplied by 1,2 for rotor class 13 and 1,9 for class 10, where n is the number of fan rotations per minute, N the motor power in kW, M the impeller mass in kg and D the impeller diameter in m.

Long starting times should be expected for all axial fans having a lower speed than that of the motor, f. e. by means of a belt drive. In this and also in other cases the installation of relays for extrea heavy start may be necessary.

Instability range

The performance curves of axial fans have a more or less pronounced instability range, because of its shape often called saddle. In the range B - C (Fig. 1.6) a small increase of the flow resistance coefficient will cause a considerable decrease of the flow combined with a simultaneous decrease of the pressure produced by the fan. The working point of a fan should, if possible, be placed in its normal working range A - B, where it has the highest efficiency.

The effect of the saddle may be illustrated by means of Fig. 1.6 showing three working points of a fan. They are determined as intersection points of its performance curve with three different air flow resistance curves. These often follow the rule:

$$\Delta p_t = C_1 \cdot v^2$$

where C_1, C_2, C_3 are the flow resistance coefficients. The necessary pressure increases with the square of the flow through a system.

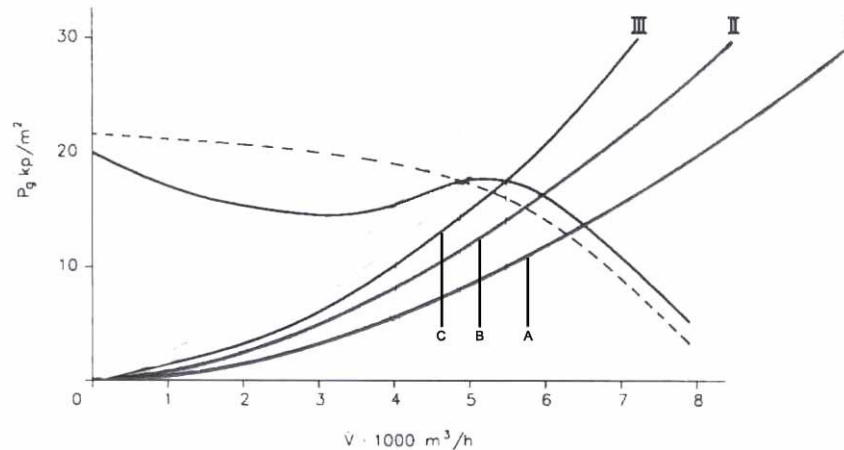


Fig. 1.6 Bestimmung des Arbeitspunktes eines Axialventilators als Schnittpunkt zwischen Ventilatorenkennlinie und Widerstandsparabel der Anlage (I, II, III)

Geht man von Kurve I aus und erhöht den Widerstandskoeffizienten um 20%, erhält man Kurve II. Die Ventilatorleistung im neuen Arbeitspunkt, definiert als Produkt von Fördermenge und Gesamtdruck, ist 10% niedriger als zuvor. Erhöht man den Widerstandsbeiwert abermals um 20%, erhält man Kurve III. Der Arbeitspunkt fällt jetzt in den Sattel und die Leistungsminderung beträgt in diesem Fall 37%.

Wenn Ventilatoren links vom Punkt B arbeiten, kann der Strömungsabriß an den Schaufeln diese in heftige Schwingungen versetzen, die zu Ermüdungsbrüchen führen können. Besonders bei Betrieb zwischen den Arbeitspunkten B und C kann es zum sogenannten Pumpen kommen, wobei der Arbeitspunkt auf der Kurve ständig hin und her fährt. Hierbei können die Abrißschwingungen verstärkt werden.

Um den Strömungsabriß und Pumpen zu verhindern, können unsere Ventilatoren auf Wunsch mit Antistallringen nach Prof. Eck ausgerüstet werden. Die Leistungskurve wird dadurch stabilisiert, so daß man die gestrichelte Kurve erhält, mit stark verminderten Schwingwerten zur Folge.

Leistungsregelung/Drallregler

In den meisten Fällen ist der Einsatz von zwei oder dreifach polumschaltbaren Ventilatoren ausreichend, eventuell in Verbindung mit einer Regelklappe. Beachtet werden muß, daß die Eigenfrequenz des Ventilators (besonders bei stufenloser Frequenzregelung) vermieden wird.

Ab Größe 400 stellen wir Drallregler her, die eine stufenlose wirtschaftliche Regelung ermöglichen. Diese sind jedoch nicht im Abrißgebiet einsetzbar. Bitte fragen Sie diese bei uns an.

Fig. 1.6 Determination of the working point of an axial fan is intersection of its characteristic with three different resistance parabolas.

If we start from curve I and increase the coefficient by 20%, we obtain curve II. The output in the new working point, defined as product of flow and total pressure, is 10% lower than before. If the coefficient is increased once more by 20%, we obtain curve III. The working point now falls into the saddle and the reduction of output is in the example shown 37%.

Whenever fans work to the left of point B flow separation on the blades may cause these to vibrate considerably, eventually leading to fatigue. Especially for fans working between the points B and C the so called pumping may occur, where the working point on the curve is subject to travel continuously along the curve. This may aggravate the vibrations.

In order to prevent flow separation and pumping, our fans can on request be fitted with antistall rings according to Prof. Eck. The fan curve will be stabilised to the dotted line with much reduced vibration levels.

Output Control/Vane controls

In most cases the use of two- or three speed motors is sufficient, sometimes in connection with a damper. It is important that the eigenfrequencies of fan (especially when using frequency control) is avoided.

We also produce inlet vane controls from size 400 and upwards, allowing an economical control. Vane control may however not be used in the stall region. Please ask for details.