

Zerstörung der Ventilator-Motoreinheit nicht ausgeschlossen

Resonanzprobleme drehzahl geregelter Ventilatoren vermeiden

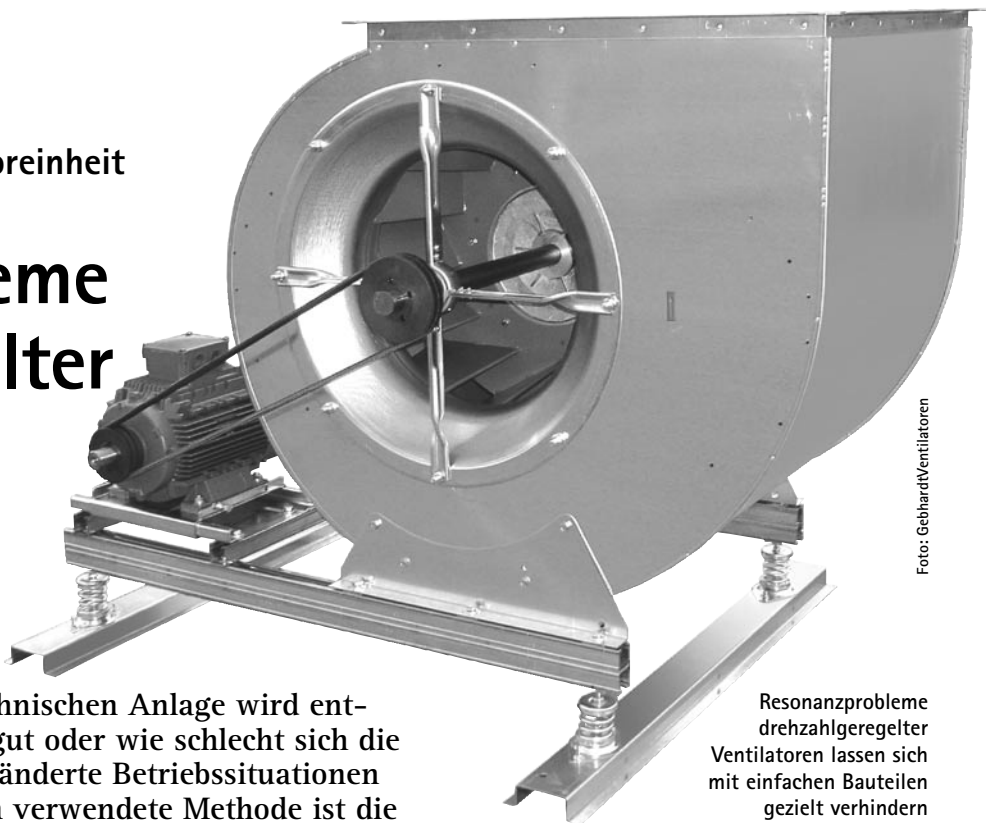


Foto: Gebhardt/Ventilatoren

Resonanzprobleme drehzahl geregelter Ventilatoren lassen sich mit einfachen Bauteilen gezielt verhindern

Die Wirtschaftlichkeit einer lufttechnischen Anlage wird entscheidend dadurch bestimmt, wie gut oder wie schlecht sich die Anpassung der Luftmengen an veränderte Betriebsituationen realisieren lässt. Die am häufigsten verwendete Methode ist die Drehzahlregelung des Ventilators. Dabei kann es unter bestimmten Betriebsbedingungen zu unerwünschten Resonanzerscheinungen kommen. Der Betrieb eines Ventilators in diesem Bereich ist aber auf keinen Fall zulässig, denn Resonanzen können zu Geräuschproblemen und zur Zerstörung der Ventilator-Motoreinheit führen.

Soll ein Ventilator bezüglich der Luftmenge geregelt werden, so sind im Vorfeld der Festlegung eines Regelsystems einige Kriterien zu bestimmen. Da es für die Regelung eines Ventilators kein universell optimales Regelsystem gibt, sind in Abhängigkeit der Regelaufgabe, grundsätzlich folgende Fragen abzuklären:

- Wie ist der Regelweg (Bild 1)?
- Wie ist die Regelstrecke auf diesem Regelweg?
- Wie sind die zu erwartenden Betriebszeiten auf diesem Regelweg?
- Welches Geräuschverhalten kann akzeptiert werden?
- Wie hoch soll die Betriebsicherheit des Regelsystems angesetzt werden?
- Welche Anlagenqualität wird erwartet?
- Wie hoch ist die Wirtschaftlichkeit der Anlage (Kraftbedarfsverhalten)?
- Wie hoch darf der Investitionsaufwand für die Regelaufgabe werden?
- Wie hoch ist der Wartungsaufwand?

Man kennt für Volumenstromreduzierungen bei lufttechnischen Anlagen unterschiedliche Regelwege bzw. Regelstrecken je nach Regelaufgabe (Bild 1). Dabei ist bei

der Auslegung nach dem maximalen Volumenstrom insbesondere darauf zu achten, dass möglichst über die gesamte erforderliche Regelstrecke – bzw. bei den Betriebspunkten mit der größten Betriebszeit – ein hoher Wirkungsgrad des Ventilators erhalten bleibt. Dies bedeutet geringeren Kraftbedarf und somit eine Verbesserung der Anlagenwirtschaftlichkeit.

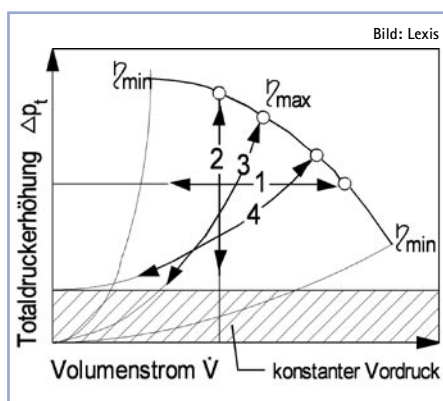


Bild 1 Regelwege, Regelstrecken

Regelwege und Regelstrecken

Regelweg 1

Konstanter Druck bei verändertem Volumenstrom. Hier soll der Auslegungspunkt rechts vom optimalen Wirkungsgrad liegen, damit über die Regelstrecke die Volumenstromänderung in Richtung maximalen Wirkungsgrades geht und diesen überfährt.

Regelweg 2

Konstanter Volumenstrom bei verändertem Druck. Der Auslegungspunkt sollte hier links vom Wirkungsgradmaximum liegen.

Regelweg 3

Regelung entlang der Anlagenkennlinie bei Anlagen ohne konstanten Vordruck. Hier sollte die Auslegung beim besten Wirkungsgrad des Ventilators erfolgen.

Regelweg 4

Regelung bei konstantem Vordruck. Hier sollte die Auslegung wie beim Regelweg 1 vorgenommen werden, bei minimalem Vordruck wie bei Regelweg 3.

Es bieten sich für die Regelaufgaben folgende Systeme an:

- Drosselregelung
- Bypassregelung
- Drallregelung
- Laufschaufelregelung (bei Axialventilatoren)
- Drehzahlregelung mechanisch (Getrieberegulung)
- Drehzahlregelung elektrisch

Unter Abwägung oben genannter Fragen könnte unter den bekannten Regelsystemen eine elektrische Drehzahlregelung die wirtschaftlichste Lösung sein. Fällt die Entscheidung für die elektrische Regelung, wäre die optimale Art der Motorregelung in Abhängigkeit des verwendeten Ventilators – einseitig saugend, zweiseitig saugend, direkt oder riemengetrieben etc. – zu untersuchen.

Zum Beispiel:

- Drehzahlregelung über einen Trafo
- Drehzahlregelung über elektronische Spannungsänderung
- Drehzahlregelung über Frequenzumformer

Da die Art der elektrischen Motorregelung jedoch keinen Einfluss auf eventuelle Resonanzprobleme hat, soll hier nicht näher auf die Vor- und Nachteile einer elektrischen Regelung eingegangen werden. Es sei jedoch noch erwähnt, dass bei dieser Regelungsart mit abnehmendem Volumenstrom die Ventilatorgeräusche stetig fallen, im Gegensatz zur Drossel-, Bypass- und Drallregelung.

Allgemeines zu Resonanzproblemen

Unter Resonanz versteht man das Mitschwingen eines schwingungsfähigen Systems bei einer Erregung, die in der Frequenz der Eigenschwingung liegt. Unter Erregerfrequenz versteht man die Ventilatorfrequenz. Die Eigenschwingungszahl hängt im Wesentlichen vom Federweg der verwendeten Federschwingungsdämpfer ab. Das Wesen der Federisolierung besteht darin, dass durch Einschalten eines Federsystems zwischen Störquellen und Untergrund kurzzeitig oder periodisch auftretende Erregerkräfte zeitlich gedehnt und damit in ihrer Wirkung gemindert werden. Dazu soll die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems so gewählt werden, dass sie mindestens um den Faktor $\sqrt{2} = 1,414$ unter der Erregerfrequenz liegt.

Dies führt zu der gewünschten überkritischen, weichen Lagerung. Der Isoliereffekt ist umso wirkungsvoller, je höher die Erregerfrequenz über der Eigenfrequenz liegt. Eine unterkritische Lagerung liegt

Bezeichnungen

F_g :	Gesamtgewichtskraft in N
F_i :	Belastung je Dämpfer N
g :	Erdbeschleunigung $9,81 \frac{m}{s^2}$
z :	Anzahl der Federdämpfer in Stück
δ :	Federweg in cm
c_D :	Federkonstante für Druckbelastungen in N/cm
n :	Erregerdrehzahl in min^{-1}
n_0 :	Eigenschwingungszahl in min^{-1}
μ :	Isolierfaktor
λ :	Abstimmverhältnis n/n_0
ΔLK :	Körperschallminderung in dB

vor, wenn die Erregerfrequenz unter der Eigenfrequenz liegt. In diesem Fall werden keine schwingenden Kräfte isoliert. Handelt es sich bei Ventilatoren um geschlossene Systeme, d.h. Motor und Ventilator auf einem gemeinsamen Grundrahmen, sowie kleine Massenkräfte, können die Grundrahmen direkt auf die Federelemente gesetzt werden. Bei Ventilatoren mit großen Massenkräften und einer getrennt stehenden Motor-Ventilatoreinheit wird in der Regel eine zusätzliche Fundamentmasse erforderlich.

Der Isolierfaktor bzw. Isolierwirkungsgrad bestimmt sich aus dem Abstimmverhältnis λ . Darunter versteht man den Quotienten aus der Erregerdrehzahl (n) und der Eigenschwingungszahl (n_0) gemäß Bild 2.

Hieraus ergibt sich:

- $\lambda < 0,7$: unterkritischer Bereich (es werden keine schwingenden Kräfte isoliert),
- $\lambda < 0,7$ bis $1,42$: kritischer (Resonanz-)Bereich und
- $\lambda > 1,42$: überkritischer Bereich.

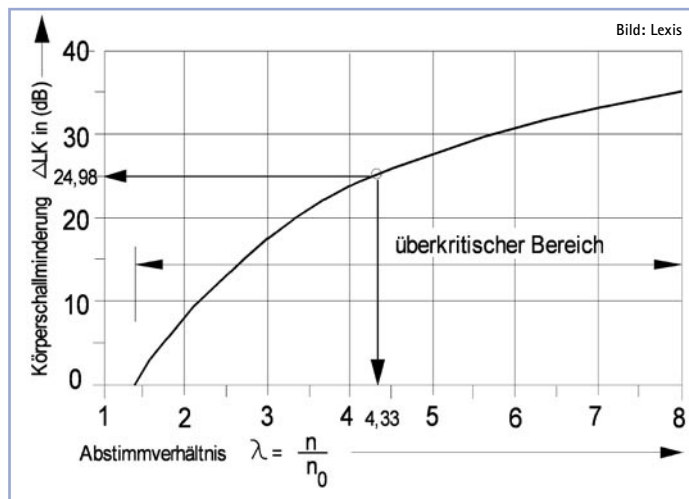


Bild 2
Körperschall –
Verbesserungsmaß

Ein Abstimmverhältnis von 3 entspricht einem Isolierwirkungsgrad von 87%. Isolierwirkungsgrade von 80 bis 90% bezeichnet man als gut. Ein Abstimmverhältnis von 5 entspricht einem Isolierwirkungsgrad von 96%. Isolierwirkungsgrade über 90% bezeichnet man als sehr gut. Das Abstimmverhältnis bei Aufstellung von Ventilatoreinheiten in Kellerräumen sollte mindestens 3 und bei Aufstellung auf Geschossdecken und empfindlichen Räumen mindestens 5 betragen.

Berechnung des Resonanzbereiches

Gegeben sei ein Hochleistung-Radial-Ventilator, zweiseitig saugend, Baugröße 900, vertikal ausblasend. Mit Hilfe eines drehzahlgeregelten Motors soll der Ventilator entlang der Anlagenkennlinie (Regelweg 3) geregelt werden. Für die Aufstellung des Ventilators sollen 6 Federdämpfer zum Einsatz kommen. Zur Auswahl stehen drei Typen von Federdämpfern mit Federkonstanten c_D gemäß Herstellerangabe:

- Typ 1, $c_D = 1304$ N/cm (Druckbelastung)
- Typ 2, $c_D = 785$ N/cm (Druckbelastung)
- Typ 3, $c_D = 420$ N/cm (Druckbelastung)

Der Regelweg soll von der maximalen Ventilatorfrequenz von 1000 min^{-1} bis zur gewünschten Mindestfrequenz von 350 min^{-1} führen. Die druckseitige Druckerhöhung im Auslegungszustand beträgt 1000 Pa , der Ausblasquerschnitt beträgt $1,25 \text{ m}^2$.

Das Gesamtgewicht der Ventilatoreinheit beträgt im ruhenden Zustand 680 kg und setzt sich aus $G_1 = 420 \text{ kg}$ (Ventilatorgewicht einschließlich Keilriemenscheiben) $G_2 = 80 \text{ kg}$ (Grundrahmen und Spannschienen für den Motor) und $G_3 = 180 \text{ kg}$ (Motor) zusammen.

Da der Ventilator senkrecht nach oben ausbläst, ist zu dem reinen Ventilatorgewicht auch die Gegenkraft aus der Druckerhöhung als Masse G_4 hinzuzurechnen (Bild 3). Sie beträgt:

$$G_4 = A_2 \cdot \Delta p_{t2} \cdot g^{-1}$$

$$1,25 \text{ m}^2 \cdot 1000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,102 \frac{\text{kg}}{\text{N}} = 127 \text{ kg}$$

Somit wirkt beim Betrieb der Anlage auf die Schwingungsdämpfer ein Gesamtgewicht von 807 kg bzw. eine gesamte Gewichtskraft $F_g = 7908 \text{ N}$.

Gesucht sei:

1. Welche Federdämpfertypen müssen gewählt werden, um den Ventilator auf

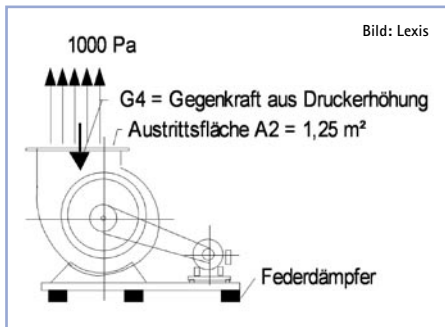


Bild 3 Ventilatoreinheit

die gewünschte Mindestdrehzahl von 350 min^{-1} zu regeln, ohne in den Bereich der Resonanz zu kommen? Die Eigenschwingungszahl n_0 darf nicht größer als $350 / 1,414 = 247 \text{ min}^{-1}$ sein.

2. Wie ist das Abstimmverhältnis n/n_0 ?
3. Wie hoch ist der Isolierwirkungsgrad?
4. Welche Körperschallminderung ΔLK wird erreicht?

Zu Frage 1

Da nicht auf Antrieb erkennbar ist, welcher von den drei zur Verfügung stehenden Federdämpfern geeignet wäre, die Eigenschwingungszahl unter dem Wert von 247 min^{-1} zu bringen, wird folgender Lösungsansatz als Modellrechnung auf den Dämpfertyp 1 bezogen:

Belastung F_i pro Dämpfer:

$$F_i = \frac{F_g}{z} = 1318 \text{ N}$$

Der Federweg bei vereinfacht angenommener, gleichmäßiger Belastung¹⁾ beträgt:

$$\delta = \frac{F_i}{c_D} = 1,01 \text{ cm}$$

Die Eigenschwingungszahl beträgt:

$$n_0 = \frac{300}{\sqrt{\delta}} = 300 \text{ min}^{-1}$$

¹⁾ Bei einer genaueren Berechnung ist zu beachten, dass jeder Federdämpfer eine unterschiedliche Gewichtskraft aufnimmt.

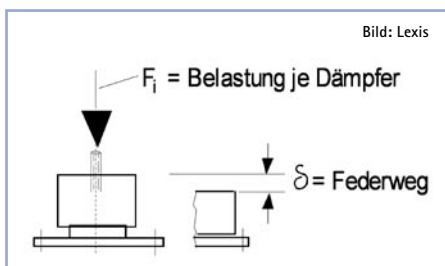


Bild 4 Federdämpfer

Bezeichnung	Einheit	Dämpfertyp		
		1	2	3
Federrate c_D	N/cm	1304	785	420
Federweg δ	cm	1,01	1,68	3,14
Eigenschwingungszahl n_0	min^{-1}	300	230	169

Tabelle 1 Eigenschwingungszahl der drei Dämpfertypen

Wie die Berechnung der Eigenschwingungszahl zeigt, ist mit dem Federdämpfer Typ 1 die Eigenschwingungszahl größer als 247 min^{-1} . Eine Drehzahlreduzierung auf die gewünschte Mindestdrehzahl von 350 min^{-1} wäre nicht möglich, ohne in den Resonanzbereich zu fahren. Berechnet man nach vorstehendem Beispiel alle drei Federdämpfer, so ergeben sich Werte nach Tabelle 1. Der Dämpfertyp 2 erfüllt die Forderung nach einer Eigenschwingungszahl von unter 247 min^{-1} .

Zu Frage 2

Da der Dämpfertyp 2 gewählt wurde, bestimmt sich das Abstimmverhältnis λ wie folgt:

$$\lambda = \frac{n}{n_0} = \frac{1000}{230} = 4,35$$

Zu Frage 3

Der Isolierfaktor μ bzw. der Isolierwirkungsgrad errechnet sich wie folgt

$$\mu = \frac{\lambda^2 - 2}{\lambda^2 - 1} = 0,94$$

und entspricht damit einem sehr guten Isolierwirkungsgrad von 94%.

Zu Frage 4

Die Körperschallminderung ΔLK errechnet sich:

$$\Delta LK = 20 \lg(\lambda^2 - 1) = 25 \text{ dB}$$

Wie dieses Ergebnis zeigt, wird für das Beispiel bei einem Isolierwirkungsgrad von 94% der Körperschall um 25 dB gemindert und jegliche Resonanzerscheinung mit der Wahl der richtigen Federdämpfer ausgeschlossen. Somit kann der gewünschte Regelweg gefahrlos betrieben werden.

Maßnahmen im Resonanzfall

Tritt bei einer installierten und geregelten Anlage eine Resonanzerscheinung auf, lässt sich gegebenenfalls Abhilfe bzw. eine Verbesserung durch folgende Maßnahmen erreichen.

- Schwingungsdämpfer: Die vorhandenen Schwingungsdämpfer sind gegen geeignete Dämpfer, die einen größeren Federweg garantieren, auszutauschen. Gegebenenfalls ist auch eine Reduzierung der Dämpferanzahl zu erwägen. Reduziert man jedoch die Dämpferanzahl, müssen die verbleibenden Dämpfer wieder schwerpunktorientiert angeordnet werden.
- Erhöhung der Masse: Eine weitere Möglichkeit den Federweg zu vergrößern, besteht in der Erhöhung der Masse der Ventilatoreinheit. Hier hat sich ein Betonausguss des Grundrahmens bewährt. Mit Erhöhung der Masse wird die Eigenschwingungszahl reduziert und damit ggf. so weit nach unten verlagert, dass der Regelweg diesen Bereich nicht mehr erreicht.
- Aussparung beim Frequenzumformer: Bei den heutigen Frequenzumformern besteht häufig die Möglichkeit, die kritischen Ventilator Drehzahlen im Resonanzbereich auszusparen.

Vorstehendes Beispiel zeigt, dass es relativ einfach ist, eine wichtige Frage im Vorfeld der Ventilator montage genügend genau zu berechnen. Wenige Minuten Berechnung ersparen häufig einen sehr kostspieligen und unliebsamen Reklamationsanlass. Laufen Ventilatoren über einen längeren Zeitraum im Resonanzbereich, können erhebliche mechanische Beschädigungen auftreten, z.B. Lagerschäden an Ventilator und Motor oder das Abreißen der Schweißnähte der Ventilatorstützen. ←



Ingenieur Josef Lexis,
90537 Feucht
bei Nürnberg