

IL RUMORE NEGLI IMPIANTI DI ASPIRAZIONE E VENTILAZIONE

Non occorre richiamare l'importanza che ha assunto il problema del rumore nella vita moderna; è stato infatti accertato definitivamente che gli ambienti rumorosi oltre a provocare un ovvio senso di fastidio hanno degli effetti dannosi sul rendimento delle persone che operano nel commercio e nell'industria.

Come qualsiasi altra macchina in movimento un ventilatore, inevitabilmente, genera rumore. Si può ovviare abbastanza facilmente limitando al massimo tale inconveniente progettando e costruendo degli impianti, dove possibile, con velocità e pressioni moderate, con conseguenti condotti di dimensioni maggiori, con ventilatori più grandi e quindi con minor numero di giri. Purtroppo tale scelta comporta quasi inevitabilmente un costo maggiore dell'impianto.

Gran parte delle industrie del settore, o perchè non a conoscenza di tali inconvenienti o per poter uscire con quotazioni inferiori alla concorrenza, ignorano questo genere di problemi e propongono impianti calcolati con altissime velocità dell'aria, ventilatori con elevato numero di giri e motori il più delle volte troppo «tirati».

Ne consegue la costruzione e installazione di impianti troppo rumorosi che il più delle volte, proprio a causa di questo inconveniente, non vengono neppure utilizzati dalle maestranze stesse, direttamente interessate.

Un suono è percettibile quando la pressione dell'aria in prossimità dell'orecchio fluttua al di sopra e al di sotto del valore medio stabile (vale a dire il valore della pressione barometrica) ad una frequenza compresa fra i 20 e i 20.000 Hz.

Non è necessario che tali fluttuazioni siano ampie: è infatti sufficiente che raggiungano un millesimo della pressione atmosferica (134 dB) perchè il suono sia tanto forte da provocare dolore e, persistendo, danni sicuri all'orecchio.

Per contro un orecchio fine, alla frequenza alla quale è più sensibile può riuscire a distinguere una fluttuazione di solo un diecimila milionesimo di atmosfera (6 dB al di sotto della soglia di udibilità). Nella tabella riportata di seguito indichiamo alcuni livelli tipici di pressione sonora da noi rilevata.

NOISE IN EXHAUST VENTILATION PLANTS

It is superfluous to point out the importance assumed by the noise problem in our life today; in fact it has been definitely proved that noisy environments, besides producing an obvious nuisance effect, also have harmful effects on the performance of persons working in commerce and industry.

Just like any other moving machine, a fan inevitably generates noise. Obviously this can be solved fairly easily by reducing such noise as much as possible through appropriate designing and building of systems with moderate velocities and pressure, where possible, and consequently with larger ducts, larger fans and therefore with lower r.p.m. Unfortunately this almost always leads to a greater cost of the plant.

Most of the industries in the sector - either because they are not aware of such nuisance or because they wish to come out with quotations lower than their competitors - overlook this kind of problem and offer plants designed with very high velocities, fans with high r.p.m and motors more often than not "stretched".

This leads to the manufacture and installation of excessively noisy plants that are often not even used by the workers directly concerned for this very problem.

A sound is perceptible when the air pressure close to the ear fluctuates above and below the average stable value (i.e. the barometric pressure level) at a frequency lying between 20 and 20,000 Hz.

Such fluctuations need not be wide: in fact, they merely have to reach a thousandth of the atmospheric pressure (134 dB) for the sound to be so strong as to cause pain, and on persisting, certain injury to the ear.

On the other hand, a person with excellent hearing is able to distinguish at the frequency to which the ear is more sensitive, a fluctuation of just a ten thousand millionth of atmosphere (6 dB under the threshold of hearing). The table below gives certain typical sound pressure levels found by us.

dB (di pressione)	
0	SOGLIA DI UDIBILITÀ (UDITO FINE)
10	MORMORIO LEGGERO
20	STORMIR DI FOGLIE
35	RESIDENZA PRIVATA (NON OCCUPATA)
40	BIBLIOTECA
45	UFFICI PRIVATI TRANQUILLI
50	UFFICI IN GENERE
60	CONVERSAZIONE
70	UFFICI MECCANIZZATI
80	OFFICINE DI MACCHINE UTENSILI
85	TRAM METROPOLITANA
90	SALE MACCHINE
95	CABINE DI PILOTAGGIO
100	MARTELLO PNEUMATICO
110	OFFICINE DI COSTRUZIONE CALDARERIA
120	AEREI IN DECOLLO A 30 MT.
130	SOGLIA DI DOLORE

FONTI DI RUMORE

Il rumore prodotto da impianti di aspirazione e ventilazione può essere suddiviso in tre principali categorie:

1) rumore meccanico; 2) rumore per vortici; 3) rumore di rotazione.

Il rumore meccanico è prodotto dai supporti delle parti rotanti, cinghie, motori di comando, ecc., dal tamburellare e dal battere di parti della struttura non sufficientemente rigide o non adeguatamente bloccate. La molestia provocata dal rumore meccanico può essere virtualmente eliminata ricorrendo a giunzioni ed a supporti antivibranti ed anche a pesanti blocchi di fondazione per ventilatori e motori.

Il rumore per vortici costituisce di solito la maggior parte del rumore prodotto dal ventilatore, prende origine in zone di afflusso turbolento ed è perciò strettamente dipendente dalle perdite dovute alle imperfezioni aerodinamiche nella progettazione del ventilatore. È un rumore che si riscontra anche al passaggio dell'aria, alle griglie, nelle curve troppo strette, nelle batterie di riscaldamento ed in altre parti dell'impianto dove si verificano perdite di carico. L'intensità acustica di tale suono aumenta molto rapidamente all'aumentare della velocità dell'aria e si moltiplica da 30 a 250 volte (vale a dire aumenta di 15-24 dB) ogni volta che la velocità raddoppia.

Il rumore di rotazione è un rumore che i ventilatori devono inevitabilmente produrre, causa l'azione esercitata dalla ventola sull'aria.

Questo si verifica perchè le forze agenti fra la ventola e l'aria non sono distribuite uniformemente entro la carcassa, ma sono concentrate in prossimità delle singole pale, generando pressioni statiche crescenti e decrescenti, le quali, benché stabili in sé, ruotano con la ventola. Esse perciò producono in un punto stabile in prossimità della ventola l'effetto di una pressione pulsante. La caratteristica che

dB (of pressure)	
0	THRESHOLD OF HEARING (EXCELLENT HEARING)
10	SOFT WHISPER
20	RUSTLING LEAVES
35	PRIVATE RESIDENCE (NOT OCCUPIED)
40	LIBRARY
45	QUIET PRIVATE OFFICES
50	OFFICES IN GENERAL
60	CONVERSATION
70	MECHANIZED OFFICES
80	MACHINE TOOL WORKSHOPS
85	TRAM / METRO
90	ENGINE ROOMS
95	PILOTS' CABIN
100	PNEUMATIC HAMMER
110	BOILER-MAKING WORKSHOPS
120	AIRCRAFT TAKING OFF AT 30 MT.
130	THRESHOLD OF PAIN

NOISE SOURCES

The noise produced by exhaust ventilation plants can be subdivided into three main categories:

1) mechanical noise; 2) rumble noise; 3) noise of rotation.

Mechanical noise is produced by the bearings of the rotating parts, belts, drive motors, etc., by the drumming and knocking of insufficiently rigid or insecurely fastened structure. The nuisance caused by mechanical noise can be practically eliminated by making use of vibration-damping supports and joints as well as heavy foundation blocks for fans and motors.

Rumble noise making up most of the noise produced by the fan, originates in turbulent flow areas. Hence it depends strictly on the losses due to aerodynamic imperfections in the fan design. It is the noise encountered also when the air flows through grids, too sharp bends, in heating coils, and in other parts of the plant where pressure drops occur. The acoustic intensity of such sound increases very suddenly as the air velocity is increased, and it multiplied by 30 to 250 times (i.e. increase of 15 to 24 dB) each time the velocity is doubled.

Noise of rotation is a noise inevitably produced by the fans owing to the action exerted by the impeller on the air.

This occurs because the forces acting between the fan and air are not distributed uniformly inside the housing, rather they are concentrated in the vicinity of the single blades, thus generating increasing and decreasing static pressures which, although stable in themselves, rotate with the fan. Hence they produce the effect of pulsating pressure in a stable point close to the impeller. The distinctive characteristic of the noise of rotation is that all the energy is concentrated in pure sounds. The main frequency of these pure sounds is always equal to the number of impeller blades, multiplied by the speed expressed in revs. per second; however they normally have, in

contraddistingue il rumore di rotazione è che tutta l'energia è concentrata in suoni puri. La frequenza principale di questi suoni puri è sempre uguale al numero di pale della ventola, moltiplicato per la velocità espressa in giri al secondo, ma si hanno di solito, in diverse proporzioni, altri suoni di frequenza pari a 2, 3, 4 o più volte di questa frequenza "fondamentale". Il rumore di rotazione può aumentare notevolmente a causa di un ostacolo posto vicino alla ventola e quindi tali ostruzioni andrebbero evitate oppure, se non sono inevitabili, dovrebbero essere accordate con un buon profilo aerodinamico. Gli effetti peggiori sono dovuti a ostruzioni poste a monte di una ventola a flusso assiale, poiché la scia di aria turbolenta dietro l'ostruzione verrà colpita successivamente dalle pale della ventola; gli stessi effetti si produrranno nel caso di ostacoli situati a valle di una girante centrifuga (per esempio una serranda mal sagomata o mal piazzata) a causa di pulsazioni di pressione provocate dall'impatto con l'ostruzione, da una parte di punte successive di velocità provenienti dalle pale della girante.

Tutti gli argomenti citati fino a questo punto hanno lo scopo di far comprendere come anche negli impianti di aspirazione e ventilazione sia necessario sviluppare uno studio e una progettazione attenti, accurati e diversi per ogni singolo problema e per ogni singola installazione. Purtroppo oggi, proprio da molte ditte costruttrici di impianti, queste regole vengono spesso trascurate quando addirittura non sono conosciute e ne derivano quindi dei prodotti ben poco validi tecnicamente che inducono spesso la Clientela a ritenere che tutti gli impianti di aspirazione e ventilazione possano essere facilmente costruiti da una qualsiasi officina meccanica da carpenteria.

Vorremmo infine richiamare l'attenzione dei responsabili di questi impianti sull'importanza di una regolare e accurata manutenzione degli stessi, al fine di conservarne il massimo rendimento ed evitare guasti e fermi che si ripercuoterebbero anche sulla produzione.

CORRISPONDENZA TRA LIVELLO DI PRESSIONE E LIVELLO DI POTENZA ACUSTICA

Abbiamo visto che il costruttore può garantire solo i valori di potenza acustica e non quelli di pressione che per altro determinano la sensazione di rumore. Fra potenza e pressione esistono rapporti che sono legati all'ambiente e alla distanza. In un ambiente chiuso la relazione tra potenza e pressione acustica è la seguente:

$$L_a = L_p - 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right)$$

different proportions, other sounds of frequency equal to 2, 3, 4 or more times this "fundamental" frequency. The noise of rotation may increase considerably because of an obstacle placed close to the fan. Therefore such obstructions could be avoided or else, if they are not inevitable, they could be tuned with a good aerodynamic profile. The worst effects are due to obstructions placed upstream of a propeller fan because the trail of turbulent air behind the obstruction would then be hit by the impeller blades; the same effects would be produced also in the case of obstacles located downstream of a centrifugal fan (e.g. a poorly positioned or poorly shaped damper) owing to pressure pulsations caused by the impact with the obstruction by another part of the subsequent peak speed velocity peaks coming from the impeller blades.

All the arguments mentioned up till now in order to understand how it is necessary, as also in exhaust ventilation plants, to carry out a careful study and design which is precise and different for each single problem and for each single installation. Unfortunately many plant engineering companies are often the very ones to ignore these rules, or they may even not be acquainted with them. As a result, technically invalid products appear, often causing customer to think that all exhaust ventilation plants can easily be built by just any fabricated metal workshop.

Finally we wish to draw the attention of those in charge of such plants concerning the importance of periodic and accurate plant maintenance in order to ensure maximum efficiency as well as to avoid failures and shut-downs which would also have negative effect on production.

CORRESPONDENCE BETWEEN PRESSURE LEVEL AND SOUND POWER LEVEL

We have already seen that the manufacturer can only guarantee sound power levels and not pressure levels which determine the sensation of noise. There are ratios between sound power and pressure, depending on the environment and distance. In a closed environment, the relationship between sound pressure and power is as follows:

$$L_a = L_p - 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right)$$

dove: Q = fattore di direzionalità
 d = distanza in metri

$$R \text{ costante ambientale} = \frac{S_1}{1 -}$$

$$\text{coeff. di assorb. medio ponderato} = \frac{{}_1S_1 + {}_2S_2 + \dots + {}_3S_3}{S_1 + S_2 + \dots + S_3}$$

S = superficie totale in m^2

${}_{1...3}$ = coeff. di assorb. relativi alle superf. componenti il locale $S_1 \dots S_3$

All'aperto la relazione tra potenza L_a e pressione L_p è la seguente:

$$L_a = L_p + 10 \log 4\pi d^2/Q$$

dove: d = distanza in metri

Q = fattore di direzionalità

Le situazioni pratiche acusticamente definite che si verificano all'aperto sono tre:

$Q = 2$ pavimento senza ostacoli circostanti

$Q = 4$ pavimento con una parete verticale vicina alla sorgente di rumore

$Q = 8$ pavimento con due pareti vicine alla sorgente di rumore (angolo).

RUMOROSITÀ DEI VENTILATORI

Dati due ventilatori omologhi A e B di diametri diversi e funzionanti a velocità diverse e noto il livello di potenza sonora del ventilatore A, si può calcolare il livello di potenza sonora del ventilatore B con la seguente relazione:

$$L_{wb} = L_{wa} + 70 \log \frac{D_b}{D_a} + 50 \log \frac{n_b}{n_a} + 20 \log \frac{Y_b}{Y_a}$$

dove: L_w = livello di potenza sonora

D = diametro girante

n = numero di giri

Y = massa volumica

La relazione si può applicare se i ventilatori appartengono alla stessa serie omologa, in cui tutte le dimensioni tra una grandezza e l'altra variano in modo proporzionale.

where: Q = directionality factor

d = distance in metres

$$R \text{ environmental constant} = \frac{S_1}{1 -}$$

$$\text{coeff. of mean weighted absorp.} = \frac{{}_1S_1 + {}_2S_2 + \dots + {}_3S_3}{S_1 + S_2 + \dots + S_3}$$

S = total surface in m^2

${}_{1...3}$ = coeff. of absorp. regarding surface comprising the room $S_1 \dots S_3$

In the open, relationship between power L_a and pressure L_p is as follows:

$$L_a = L_p + 10 \log 4\pi d^2/Q$$

where: d = distance in metres

Q = directionality factor

There are three practical acoustically defined situations occurring in the open:

$Q = 2$ floor without surrounding obstacles

$Q = 4$ floor with one vertical wall close to the noise source

$Q = 8$ floor with two walls close to the noise source (corner).

NOISE LEVELS OF FANS

Given two homologous fans A and B of different diameter and running at different speeds and given the sound power level of fan A, it is possible to calculate the sound power level of fan B with the following relation:

$$L_{wb} = L_{wa} + 70 \log \frac{D_b}{D_a} + 50 \log \frac{n_b}{n_a} + 20 \log \frac{Y_b}{Y_a}$$

where: L_w = sound power level

D = impeller diameter

n = rpm

Y = volumetric mass

The relation can be applied if the fans belong to the same homologous series in which all dimensions vary proportionally from one quantity to the next.