



air processing management

# Guide pratique

## du ventilateur industriel



Dès qu'il y a mouvement de l'air, il y a perte de charge, de la même manière que dès qu'il y a courant électrique, il y a chute de tension. Autrement dit, il y aura déplacement d'air entre 2 points s'il existe une différence de pression entre ces 2 points, de la même manière qu'il n'y a courant électrique que s'il y a différence de potentiel.

**Le ventilateur est donc un " générateur de pression " capable de contrer les pertes de charge et de mettre l'air en mouvement.**

#### Types de ventilateurs:



Ventilateur centrifuge



ventilateur axial

Théoriquement, n'importe quel ventilateur, à condition de le faire tourner à la vitesse adéquate, est capable de fournir n'importe quelle pression à n'importe quel débit. Les limitations de résistance des matériaux et le critère de rendement impliquent que l'on réserve aux ventilateurs axiaux les grands débits aux faibles pressions et aux ventilateurs centrifuges les zones de débits modérés à plus forte pression.

Pour un ventilateur centrifuge, une pale inclinée vers l'avant produit plus de pression, mais fonctionne à un rendement moindre qu'une pale inclinée vers l'arrière. Pour les applications industrielles, le critère du rendement implique l'utilisation massive des pales arrières. Pour une question de coût de fabrication, celle-ci est le plus souvent plane, ou courbée dans un seul plan. Plus rarement, elle est carénée en profil d'aile d'avion pour optimiser le rendement.

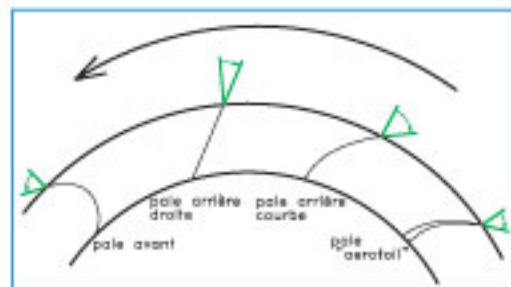


Fig.A : type de pales centrifuges couramment utilisées

### Courbe du ventilateur

Le ventilateur est caractérisé par sa courbe pression-débit et sa courbe puissance absorbée-débit, que l'on obtient sur banc d'essai. Pour les ventilateurs centrifuges à pales arrières, la courbe pression-débit est en général d'abord montante quand le débit augmente (cette zone est instable et peut provoquer le phénomène de pompage); puis à partir d'un maximum, elle redescend continuellement ( c'est la zone de fonctionnement stable).

La courbe puissance absorbée-débit est en général montante avec le débit, et passe parfois par un maximum avant de redescendre. Dans ce cas, le ventilateur est dit " non overloading ", car quel que soit le débit, on ne dépassera pas la puissance du moteur installé.

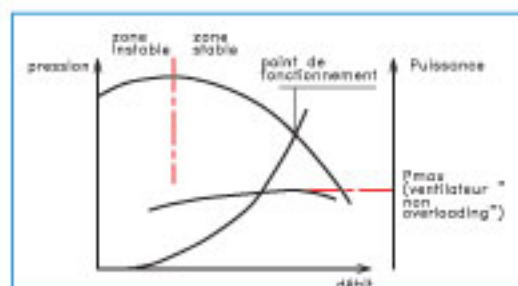


Fig. B. parabole de circuit équivalent, avec point de fonctionnement du ventilateur

## Point de fonctionnement du ventilateur

Le point de fonctionnement d'un ventilateur sur un circuit est le point de rencontre entre la courbe du ventilateur et la parabole des pertes de charge du circuit.

## Pressions statique, dynamique et totale

**La pression statique** est celle qui se mesure perpendiculairement à la paroi d'un réservoir ou d'une gaine sous pression, et est indépendante de tout mouvement de l'air.

**La pression dynamique** est celle qui naît de la vitesse de l'air. C'est elle qui s'exerce sur la main passée à l'extérieur d'un véhicule en mouvement. C'est aussi celle qui est générée par la transformation de pression statique du ballon en baudruche lorsqu'il se dégonfle, au droit de l'embouchure.

**La pression totale** est la somme des pressions statique et dynamique, prises avec leur signe.

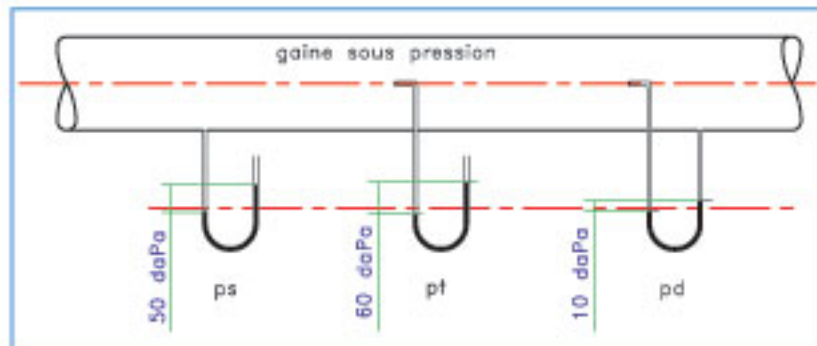


Fig.C. Pression statique, dynamique et totale.

Ces diverses pressions s'expriment dans la pratique en Pa, daPa, mmce, ou encore mbar.

La pression dynamique peut se mesurer par différence entre la pression totale et la pression statique, en reliant chacune de ces dernières aux branches d'un même manomètre en U. C'est ce principe que l'on utilise avec le tube de Pitot. La pression dynamique est une image de la vitesse de l'air, et donc du débit.

$$H_{dyn} (daPa) = v^2 \rho / 20$$

Avec  $\rho$  = masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)  
 $v$  = vitesse de l'air (m/s)

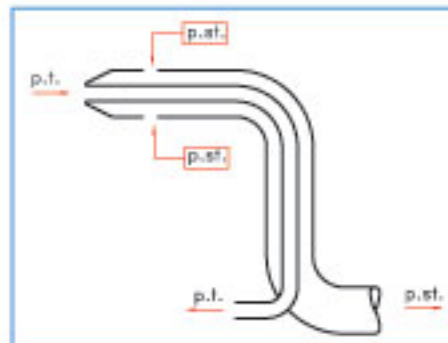


Fig.D. Tube de Pitot

## Masse volumique

Dans les conditions **Normales**, c'est-à-dire fixées par convention à 0°C et à la pression atmosphérique au niveau de la mer, la masse volumique de l'air est égale à 1.293 kg/Nm<sup>3</sup>. Pour une autre température, ou une autre pression, elle varie selon la loi suivante :

$$\rho (kg/m^3) = 1.293 \times \frac{273}{273 + T} \times \frac{101300 + p}{101300}$$

Avec T en °C et p en Pa.

$$\text{Et donc, } Q_v (m^3/s) = Q_m (kg/s) / \rho.$$

Conséquence de la variation de masse volumique avec la pression et la température, il faut tenir compte de cette variation pour les fluides chauds, ainsi que lors du dimensionnement d'un ventilateur fonctionnant en altitude. En outre, dans ce cas particulier, du fait de la moindre densité de l'air, le refroidissement du moteur d'entraînement est moins efficace et il faut, en général, le déclasser.

## Pertes de charge

Les pertes de charge d'un circuit sont habituellement proportionnelles au carré du débit et sont donc des paraboles du second degré passant par l'origine dans un système d'axe débit-pression. Elles sont de la forme:

$$\Delta p \text{ (daPa)} = k \cdot (v^2 / 20) = k \cdot H_{dyn}$$

ou  $k$  est un coefficient propre à l'accident de circuit rencontré.

La parabole du circuit équivalent est donc la somme de chacune des paraboles particulières des diverses pertes de charge rencontrées sur le circuit, à l'occasion d'accidents locaux (coudes, élargissements de section...) ou d'appareils (filtres, échangeur de chaleur...).


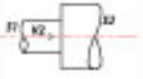

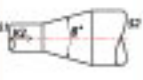


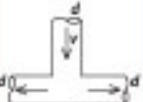


N°	k		N°	k																																									
1	1.5	Coude brusque à 90°	13	 k s'utilise avec $H_{dyn}$ dans la section $S_2$	<table border="1"> <tr> <td><math>S_2/S_1</math> avec arête</td> <td>0.2</td> <td>0.4</td> <td>0.5</td> <td>0.6</td> <td>0.7</td> <td>0.8</td> <td>0.9</td> </tr> <tr> <td>Vive</td> <td>0.35</td> <td>0.29</td> <td>0.22</td> <td>0.17</td> <td>0.1</td> <td>0.05</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Cassée</td> <td>0.11</td> <td>0.09</td> <td>0.07</td> <td>0.05</td> <td>0.03</td> <td>0.02</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Peu arrondie</td> <td>0.01</td> <td>0.01</td> <td>0.01</td> <td>0.01</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Bien arrondie</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </table>	$S_2/S_1$ avec arête	0.2	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	Vive	0.35	0.29	0.22	0.17	0.1	0.05	0	Cassée	0.11	0.09	0.07	0.05	0.03	0.02	0	Peu arrondie	0.01	0.01	0.01	0.01	0	0	0	Bien arrondie	0	0	0	0	0	0	0
$S_2/S_1$ avec arête	0.2	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9																																						
Vive	0.35	0.29	0.22	0.17	0.1	0.05	0																																						
Cassée	0.11	0.09	0.07	0.05	0.03	0.02	0																																						
Peu arrondie	0.01	0.01	0.01	0.01	0	0	0																																						
Bien arrondie	0	0	0	0	0	0	0																																						
2	0.15	Coude brusque à 90° avec directrices	14	 k s'utilise avec $H_{dyn}$ dans la section $S_1$	$k = (1 - S_1/S_2)^2$ <table border="1"> <tr> <td><math>S_2/S_1</math></td> <td>1.2</td> <td>1.5</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>5</td> <td><math>\infty</math></td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0.05</td> <td>0.11</td> <td>0.25</td> <td>0.45</td> <td>0.64</td> <td>1</td> </tr> </table>	$S_2/S_1$	1.2	1.5	2	3	5	$\infty$	k	0.05	0.11	0.25	0.45	0.64	1																										
$S_2/S_1$	1.2	1.5	2	3	5	$\infty$																																							
k	0.05	0.11	0.25	0.45	0.64	1																																							
3	0.5	Coude brusque 90° avec angles arrondis	15	 0-0.05	k s'utilise avec $v_1$ dans la section $S_1$																																								
4	0.5	Coude brusque à 135°	16	 k s'utilise avec $H_{dyn}$ dans la section $S_1$	$k = 0.15(1 - (S_1/S_2))^2$ <table border="1"> <tr> <td><math>S_2/S_1</math></td> <td>1.2</td> <td>1.5</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0.009</td> <td>0.017</td> <td>0.04</td> <td>0.07</td> <td>0.1</td> </tr> </table>	$S_2/S_1$	1.2	1.5	2	3	5	k	0.009	0.017	0.04	0.07	0.1																												
$S_2/S_1$	1.2	1.5	2	3	5																																								
k	0.009	0.017	0.04	0.07	0.1																																								
5	0.2	Coude brusque à 135° avec angles arrondis	17	 k s'utilise avec $H_{dyn}$ dans la section $S_1$	$k = \text{coefficient ci-dessous} \times (1 - S_1/S_2)^2$ <table border="1"> <tr> <td><math>\alpha</math></td> <td>2 faces</td> <td>4 faces</td> </tr> <tr> <td>4°</td> <td>0.1</td> <td>0.15</td> </tr> <tr> <td>11°</td> <td>0.25</td> <td>0.35</td> </tr> <tr> <td>4°</td> <td>0.8</td> <td>0.65</td> </tr> </table>	$\alpha$	2 faces	4 faces	4°	0.1	0.15	11°	0.25	0.35	4°	0.8	0.65																												
$\alpha$	2 faces	4 faces																																											
4°	0.1	0.15																																											
11°	0.25	0.35																																											
4°	0.8	0.65																																											
6	0.3 0.15 0.01	Courbe à 90° $r = d$ $r \geq 2d$ $r \geq 6d$	18	 $k_1 = 0$ $k_2 = 0.01 \text{ à } 0.3$																																									
7	0.05	Courbe à 135° $r \geq 2d$	19	 1.5	Bifurcation à 90°																																								
8	0.6	Mise en vitesse brusque dans une gaine	20	 Voir cas 21																																									
9	0.4	Mise en vitesse brusque dans une gaine	21	 $A = r/d$	<table border="1"> <tr> <td>A</td> <td>0</td> <td>0.25</td> <td>0.5</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>1.1</td> <td>0.4</td> <td>0.28</td> <td>0.2</td> <td>0.14</td> <td>0.1</td> <td>0.07</td> <td>0.05</td> <td>0.03</td> <td>0.01</td> </tr> </table>	A	0	0.25	0.5	1	2	3	4	5	6	7	k	1.1	0.4	0.28	0.2	0.14	0.1	0.07	0.05	0.03	0.01																		
A	0	0.25	0.5	1	2	3	4	5	6	7																																			
k	1.1	0.4	0.28	0.2	0.14	0.1	0.07	0.05	0.03	0.01																																			
10	1	Perte de vitesse à la sortie d'une gaine																																											
11	0.2	Mise en vitesse progressive $\alpha = 40 \text{ à } 45^\circ$																																											
12	0	Mise en vitesse progressive dans un pavillon																																											

Fig.E. Coefficients de perte de charge

## Puissance absorbée

La puissance absorbée à l'arbre est égale à la puissance utile fournie au fluide, divisée par le rendement du ventilateur.

$$P_{abs} (kW) = \frac{Q(m^3/s) \times H(daPa)}{100 \times \eta}$$

Pour obtenir la puissance absorbée au réseau électrique, il faut en outre tenir compte des rendements de la transmission, du moteur électrique et du variateur de vitesse éventuel.

## Lois des ventilateurs

1/ Sans modifier le circuit sur lequel est placé le ventilateur, à masse volumique constante, si on modifie uniquement la vitesse de rotation du ventilateur en passant de  $N_1$  (tr/min) à  $N_2$ , on obtient de nouvelles conditions de fonctionnement répondant aux lois ci-dessous:

$$Q_2/Q_1 = N_2/N_1 \quad H_2/H_1 = (N_2/N_1)^2 \quad P_2/P_1 = (N_2/N_1)^3$$

Q = débit ; H = pression ; P = puissance absorbée

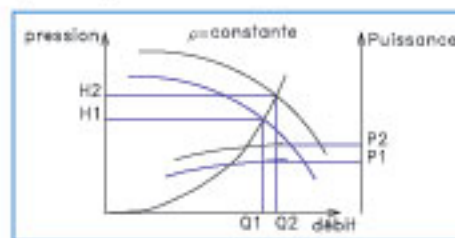


Fig.F. Lois des ventilateurs : variation de vitesse à masse volumique constante

2/ Sur un circuit donné, à vitesse constante, si le fluide véhiculé passe d'une masse volumique  $\rho_1$  (kg/m<sup>3</sup>) à  $\rho_2$ ,

- le débit volumique ne varie pas :  $Q_2/Q_1 = 1$
- les pertes de charge, de même que la pression engendrée par le ventilateur varient dans le rapport des masses volumiques :  $H_2/H_1 = \rho_2/\rho_1$ .
- la puissance absorbée varie dans le rapport des masses volumiques :  $P_2/P_1 = \rho_2/\rho_1$ .
- le rendement du ventilateur ne varie pas.
- le point de fonctionnement se déplace verticalement

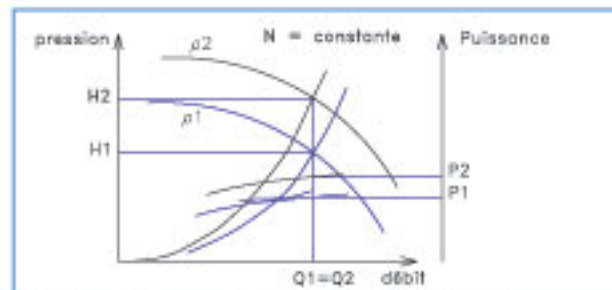


Fig.G. Lois des ventilateurs : variation de masse volumique à vitesse constante

## Bruit des ventilateurs

Les ventilateurs sont des machines particulièrement bruyantes qui nécessitent souvent un traitement acoustique, par l'isolation de la volute et/ou l'adjonction de silencieux d'aspiration et de refoulement.



Volute de ventilateur acoustiquement isolée.

## Pression et puissance acoustique

L'oreille est sensible aux variations de **pression** de l'air engendrées par les vibrations sonores. De la même manière, le micro du sonomètre mesure la **pression acoustique** s'exerçant sur sa membrane.

Les niveaux de **pression acoustique** ( $L_p$  en dB) sont toujours exprimés en fonction d'une distance par rapport à la source. Par contre, les niveaux de **puissance acoustique** ( $L_w$  en dB) sont indépendants de la distance et, dans le cas d'une source émettant également dans toutes les directions, ils peuvent être obtenus en multipliant la pression par la surface de la sphère de rayon égal à la distance de mesure de la pression acoustique par rapport à la source.

Si  $P$  = pression acoustique en  $W/m^2$ ,  $W$  = puissance acoustique en  $W$ ; et  $r$  = rayon de la sphère, centrée sur la source, et dont la surface externe passe par le point de mesure,

on a  $P = W/4\pi r^2$  et, exprimé en dB,  $L_p = L_w + 10.\log(1/4\pi r^2)$ , avec  $r$  exprimé en m.

Si la source a un effet de directivité, elle émet toujours au total la puissance  $W$ , mais non plus de manière isotropique à travers une sphère. On prendra en compte un facteur de directivité  $Q$ , qui vaut 2 pour une source au sol en champ libre, 4 si la source est placée contre un mur réverbérant, et 8 si elle est placée dans un coin formé par le sol et 2 murs réverbérants.

On a donc

$$L_p = L_w + 10.\log(Q/4\pi r^2).$$

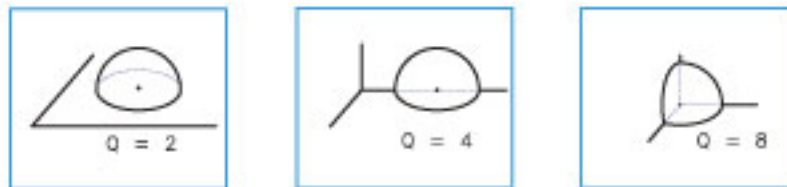


Fig.H. Définition de la valeur de  $Q$ .

Conséquence de la formule ci-dessus, on peut calculer ce que devient un niveau de bruit lorsqu'on modifie la distance de mesure et que l'on passe de la distance  $r_1$  à  $r_2$ .

$$L_{p2} = L_{p1} + 10.\log(r_1^2/r_2^2) = L_{p1} + 20.\log(r_1/r_2).$$

En particulier, si on double la distance:  $L_{p2} = L_{p1} - 6$ .

## Courbes de pondération A

La physiologie de l'oreille humaine est telle qu'elle ne perçoit pas comme également gênants deux bruits de même pression acoustique, émis à des fréquences différentes.

Afin de rendre comparables les gênes auditives, on est amené à pondérer les pressions acoustiques selon les fréquences auxquelles elles sont émises, en fonction de la sensibilité de l'oreille à ces fréquences. On utilise le plus fréquemment la courbe de pondération A donnée ci-dessous.

Fréquence moyenne de bande d'octave	Hz	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Pondération A	dB	-26	-16	-8.6	-3.2	0	+1.2	+1	-1.1

Fig.I. Courbe de pondération A.

## Composition de niveaux acoustiques

Pour obtenir le niveau de bruit global d'un spectre acoustique, il faut additionner logarithmiquement les  $L_{pi}$  émis dans chaque bande d'octave.

$$L_{p \text{ global}} (\text{dB ou dBA}) = 10.\log(\sum 10^{L_{pi}/10}).$$

On peut aussi utiliser la formule ci-dessus pour connaître le niveau de bruit résultant émis par plusieurs sources. En faisant l'exercice, on constatera que, si l'écart de niveau de bruit entre 2 sources dépasse 10 dB, l'addition des deux niveaux donne une correction négligeable par rapport au plus bruyant. On dit alors que le plus bruyant "masque" le moins bruyant.

En particulier, si  $L_{pv}$  est le bruit d'un seul ventilateur, le bruit résultant de deux ventilateurs identiques fonctionnant côte à côte sera 3 dB supérieur à celui d'un ventilateur fonctionnant seul. En effet :

$$L_{p \text{ global}} (\text{dB ou dBA}) = 10.\log(2.10^{L_{pv}/10}) = 10.\log 2 + 10.\log(10^{L_{pv}/10}) = 3 + L_{pv}$$

On peut évidemment extrapoler à n ventilateurs. S'ils ne sont pas identiques, on fera d'abord l'addition logarithmique des n niveaux, bande de fréquence par bande de fréquence, et on recomposera ensuite le spectre de valeurs résultantes pour obtenir le niveau global.

### Champs libre et réverbérant

Les formules ci-dessus fonctionnent si on est en champ libre, non réverbérant. Si on est dans un local, on est en présence d'obstacles sur lesquels les ondes sonores se réfléchissent et viennent influencer la mesure par l'addition d'ondes indirectes. Une étude acoustique du local par une société spécialisée permettra de calculer son coefficient moyen d'absorption acoustique  $\alpha$ , par application de la formule dite de Sabine qui lie entre eux  $\alpha$ , le volume du local, la surface de ses parois, et le temps de réverbération du local. Cette étude permettra de définir le niveau de bruit acceptable de chaque machine prise isolément pour que le niveau de bruit résultant soit inférieur au niveau requis (généralement 85 dBA).





*Place de l'Université 16  
1348 Louvain-La-Neuve  
Belgium  
Tel.: +32 (0) 10 47 00 80  
Fax: +32 (0) 10 47 00 81  
e-mail: [info@airvision.be](mailto:info@airvision.be)  
[www.airvision.be](http://www.airvision.be)*

**AIRVISION**  
Air Processing Management

