

Introduction

Avant de calculer un réseau de distribution d'air et les divers éléments qui le composent, rappelons d'abord le schéma général d'une installation de climatisation (fig. 1.1.a). Pour distribuer l'air d'une façon continue dans un ensemble de locaux, il est nécessaire de prévoir :

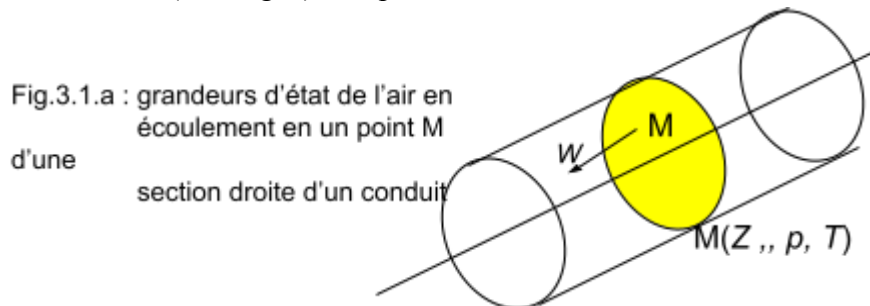
- des ventilateurs
- des conduits de distribution
- des clapets de réglage ou de sécurité
- des filtres
- des bouches de soufflage et de reprise de l'air.

Chacun de ces matériels installés sur le réseau a des caractéristiques qui lui sont propres. Pour les calculer ou les déterminer, un certain nombre de données générales doivent être exposées auparavant.

III.1 Données générales

III.1.1 Grandeurs d'état

On appelle grandeur d'état de l'air ou d'un gaz en écoulement dans un conduit les grandeurs qui caractérisent l'état de l'air (ou du gaz) lorsqu'il traverse une section droite du conduit (fig.3.1.a).



Ce sont les grandeurs suivantes :

- l'altitude Z du point considéré dans la section droite (m)
- la masse volumique ρ (kg/m^3) qui dépend de la température θ et de la pression p . Dans le cas d'air sec rappelons cette dépendance :

$$\rho = \frac{p}{287T}$$

- la pression absolue p qui est la somme de la pression atmosphérique p_a régnant à l'altitude Z et de la pression effective p_e (exercée par le fluide en mouvement sur l'élément de volume autour du point considéré). On a la relation :

$$p = p_a + p_e \quad (3.1.A)$$

Ces grandeurs d'état sont très importantes et nous les utiliserons constamment dans la suite de notre cours.

III.3.2 Etude des pressions

En aéraulique, on distingue trois sortes de pressions

- la pression effective p_e
- la pression dynamique p_d
- la pression totale p_t

a) ***Pression effective (fig.3.1.b)***

La pression effective est la différence entre la pression absolue p exercée par l'air sur la paroi intérieure d'un conduit et la pression atmosphérique p_a à l'altitude considérée.

On la mesure généralement par un manomètre relié à une sonde de pression effective ou type de Pitot (fig.3.1.c). On a la relation :

$$p_e = p - p_a$$

En d'autres termes, la pression effective est la pression de l'air dans le conduit par rapport à l'atmosphère. Elle peut être positive (surpression) ou négative (dépression) suivant qu'elle est supérieure ou inférieure à la valeur de la pression atmosphérique



b) ***Pression dynamique***

La pression dynamique résulte de l'écoulement de l'air dans un conduit. Elle est donnée par la relation :

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_m^2 \quad (3.1.B)$$

W_m vitesse moyenne de l'air dans la section considérée

La masse volumique de l'air humide dans cette relation est peu différente de celle de l'air sec.

Nous pouvons remplacer ρ par la valeur de ρ_{as} :

$$\rho_{as} = \frac{P_{as}}{287 \cdot T}$$

Nous obtenons

$$p_d = \frac{W_m^2 \cdot P_{as}}{574 \cdot T}$$

Lorsque la pression P_{as} est égale à la pression atmosphérique normale ($P_{as} = 1,013 \times 10^5 \text{ Pa}$), on obtient :

$$p_d = \frac{101300 W_m^2}{574 T} \quad \text{soit} \quad p_d = 177 \cdot \frac{W_m^2}{T} \quad (3.1.C)$$

l'abaque de la figure 3.1.d permet de lire immédiatement cette valeur dans le cas où l'air est sensiblement à la pression de $1,013 \times 10^5 \text{ Pa}$.

On mesure la pression dynamique au moyen d'une sonde de PITOT (fig.3.1.c) et en effectuant le montage représenté à la figure 3.1.e. La mesure de la pression dynamique est très importante, car elle permet de calculer la vitesse moyenne de l'air dans un conduit quand on connaît la masse la masse volumique ρ . On déduit de la relation (3.1.B) :

$$W_m = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} \quad (3.1.D)$$

c) **Pression totale**

La pression totale en un point donné d'une section droite d'un conduit d'air (ou un gaz) est la somme de la pression effective et de la pression dynamique en ce point :

$$P_t = P_e + p_d \quad (3.3.E)$$

C'est donc la pression maximale régnant à la surface d'un petit obstacle placé dans le conduit perpendiculairement à la direction de l'écoulement (fig.3.1.f). Cette pression totale est mesurée au moyen d'une sonde de PITOT, comme le montre la figure 3.1.f.

III.1.3 Energie volumique

La pression totale s'exprime en Pascal (Pa), mais on peut aussi l'exprimer en Joules par mètre cube (J/m^3). En effet,

$$1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}^3} = \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

Par conséquent, la pression totale n'est autre que l'énergie totale de l'unité de volume de l'air ou du gaz. On l'appelle aussi l'énergie volumique E_v .

$$E_v = P_e + p_d \quad (3.1.F)$$

Si q_v est le débit volumique dans la section droite envisagée, la puissance totale disponible dans la section est donnée par la relation (si on néglige l'énergie due à la pesanteur) :

$$P = q_v E_v = q_v (p_e + p_d) \quad (3.1.G)$$

3.1.4 Energie massique

Elle s'exprime par la relation :

$$E_m = \frac{E_v}{\rho_m} \quad (3.1.H)$$

ρ_m étant la masse volumique moyenne dans la section envisagée.

On obtient de même la puissance totale disponible dans la section en écrivant :

$$P = q_m E_m \quad (3.1.I)$$

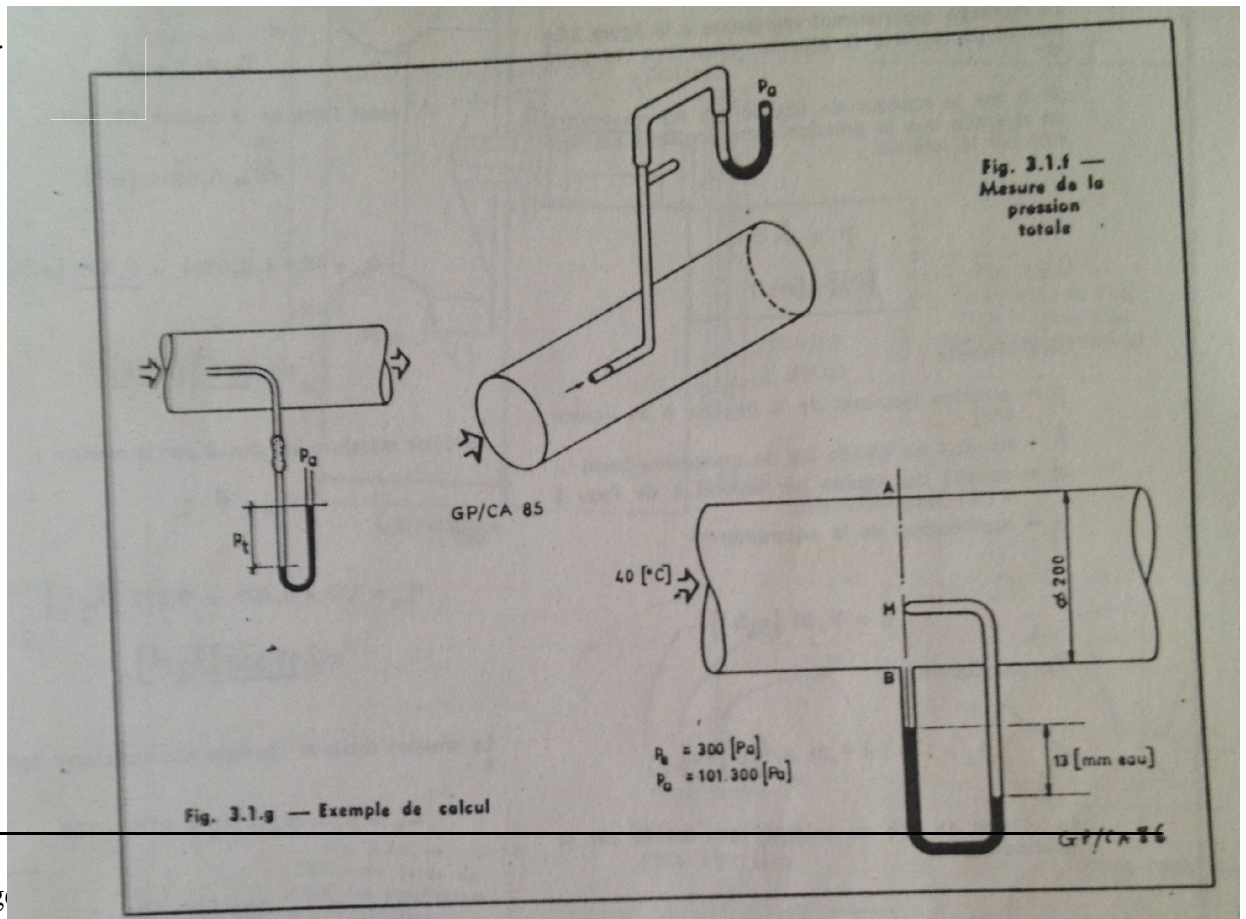
Exemple :

On considère un conduit de diamètre 200 (mm) dans lequel circule de l'air sec à 40°C. dans une section droite AB de ce conduit, on réalise le montage expérimental représenté à la figure 3.1.g, et qui permet de mesurer d'une manière approchée la vitesse moyenne dans la section.

Sachant que la pression effective est constante dans la section et égale à 300 Pa et que la pression atmosphérique est $1,013 \times 10^5$ Pa, calculer :

- la pression dynamique au point M
- la vitesse moyenne dans la section AB
- les débits volumique et massique
- les énergies volumique et massique totales
- la puissance totale disponible.

Réponse :



Le montage expérimental représenté à la figure 3.1.g permet de mesurer la pression dynamique au point M.

Si h est la hauteur de liquide lue au manomètre, on rappelle que la pression correspondante est donnée par la relation :

$$p = h \cdot d \cdot g$$

[Pa] [mm]

dans laquelle :

- p = pression résultant de la hauteur h de liquide [Pa]
- h = hauteur de liquide lue au manomètre [mm]
- d = densité du liquide par rapport à de l'eau à 4 °C (sans dimension)
- g = accélération de la pesanteur

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Par conséquent,

$$p_d = 13 \times 1 \times 9,81 = 128 \text{ [Pa]}$$

La vitesse de l'air au point M est donnée par la relation 3.1.D :

$$w_m = \sqrt{\frac{2 p_d}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \times 128}{1,13}}$$

$$\rho_{\text{air}} = 1,13 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ (fig. 1, 2.1.a)}$$

$$w_m = 15,1 \text{ [m/s]}$$

Par hypothèse, le montage expérimental représenté à la figure 3.1.g est conçu de façon à fournir une mesure directe de la vitesse.

$$Q_v = w_m \cdot A$$

A étant l'aire de la section AB, soit :

$$A = 0,0314 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$Q_v = 15,1 \times 0,0314 = 0,475 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\text{ou } 1710 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Le débit massique est donné par la relation :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

soit :

$$Q_m = 1,13 \times 0,475 = 0,537 \text{ [kg/s]}$$

$$\text{ou } 19350 \text{ [kg/h]}$$

La pression totale et l'énergie volumique sont égales à :

$$E_v = p_t = p_e + p_d = 300 + 128$$

$$E_v = 428 \text{ [J/m}^3\text{]}$$

L'énergie massique est alors :

$$E_m = \frac{E_v}{\rho} = \frac{428}{1,13}$$

$$E_m = 380 \text{ [J/kg]}$$

III.2 Les ventilateurs

III.2.1 définition

Le ventilateur est l'organe essentiel d'une installation de climatisation, car c'est lui qui assure l'écoulement continu d'air dans les réseaux de distribution et reprise.

Un ventilateur est une turbomachine (appareil qui agit dynamiquement sur un fluide à l'aide d'une roue à pales ou à aubes mobile autour d'un axe) entretenant l'écoulement de l'air (ou de tout autre fluide gazeux) qui reçoit ainsi en le traversant une énergie mécanique utilisable. Conventionnellement l'énergie massique reçue n'excède pas 25000 J/kg, sinon il ne s'agirait plus de ventilateur mais de compresseur. Cette limite d'énergie correspond à une augmentation de la pression totale de 30000 Pa ou 0.3 bar.

III.2.2 Classification et description

1) Classification suivant la trajectoire de l'air

D'après la forme de la trajectoire de l'air dans la roue, on classe les ventilateurs en trois catégories fondamentales :

• Les ventilateurs centrifuges (fig.3.2.a)

L'air entre dans la roue suivant une direction axiale et en sort perpendiculairement à l'axe de la rotation (fig.3.2.b).

Seule la conception de la roue et la disposition des pales permettent une telle trajectoire. Les roues de cette catégorie de ventilateurs centrifuges sont du type (fig.3.2.c) :

- à pales radiales
- à pales inclinées sur le dos (ou vers l'arrière)
- à pales inclinées vers l'avant
- à pales en forme de cuillères.

• Les ventilateurs hélicoïdes (fig.3.2.d)

L'air entre dans la roue en suivant une trajectoire axiale et en sort suivant une trajectoire hélicoïde dont l'axe est celui de la roue (fig.3.2.e)

• Les ventilateurs hélico-centrifuges (fig.3.2.f)

La trajectoire de l'air est intermédiaire entre celle des ventilateurs centrifuges et celle des ventilateurs hélicoïdes (fig.3.2.g)

2) classification suivant le mode d'utilisation du ventilateur

Suivant leur utilisation, les ventilateurs peuvent être raccordés de façons différentes :

• Les ventilateurs à enveloppes

constitués d'une enveloppe (*volute*) fixe qui entoure la roue, ces ventilateurs assurent la circulation continue de l'air dans un conduit (fig.3.2.a, 3.2.b, et 3.2.e)

• Les ventilateurs de paroi :

Utilisés pour faire circuler l'air entre deux locaux séparés par une paroi dans laquelle est disposée la roue du ventilateur. Ils peuvent être à roue centrifuge ou hélicoïde et leur enveloppe est très réduite (fig.3.2.h). Ils sont appelés *ventilateurs muraux*.

• Les ventilateurs brasseurs d'air :

On les utilise pour mettre l'air d'un local en mouvement sans utiliser de conduit. Ces ventilateurs sont constitués de pales montées sur l'axe d'un moteur (fig.3.2.i). Ils n'ont pas d'enveloppe et assurent seulement le brassage d'air dans la zone où ils sont placés.

On trouve aussi la classification suivant la position du ventilateur dans le circuit, suivant l'augmentation relative de pression dans le ventilateur, suivant le mode d'entraînement du ventilateur et suivant leurs applications.

Les ventilateurs dits normaux dont le but est de faire circuler l'air non chargé de poussière à une température inférieure à 40°C et dont la variation relative de pression ne dépassant pas les 732 Pa, c'est cette catégorie de ventilateurs dont nous aurons le plus souvent usage en climatisation de confort.

III.2.3 Caractéristiques d'un ventilateur

Les caractéristiques sont des données fondamentales pour le choix et les propriétés d'un ventilateur.

a) *Caractéristiques principales*

- Débit d'un ventilateur

On peut envisager :

· *le débit massique q_m*

C'est la masse d'air qui traverse le ventilateur par unité de temps, exprimé en kg/s ou kg/h.

· *le débit volumique moyen $q_{v,m}$*

C'est le volume d'air qui traverse le ventilateur par unité de temps exprimé en m³/s ou m³/h.

- Pression ou charge d'un ventilateur

C'est, par définition, la différence algébrique entre les pressions totales moyennes à la bride de refoulement et à la bride d'aspiration (fig.3.2.m).

$$\Delta p = p_{t,m,1} - p_{t,m,2} \quad (\text{en Pa ou mm eau})$$

Cette définition est essentiellement théorique. En effet, l'écoulement est beaucoup trop perturbé à la buse d'aspiration ou de refoulement du ventilateur pour qu'il soit possible d'effectuer des mesures précises de pression totale moyenne. Ainsi pour mesurer la pression ou le débit d'un ventilateur, on fait appel à la méthode dite du caisson réduit. Elle consiste à installer le ventilateur à essayer sur un conduit dans lequel l'écoulement se stabilise le plus rapidement possible, et à faire les mesures de débit et de pression dans une section suffisamment éloignée du ventilateur (fig.3.2.o).

- Vitesse de rotation

C'est le nombre de tours de la roue du ventilateur par unité de temps. On l'exprime en tours par minute : N (tr/mn)

On fait souvent appel à la vitesse angulaire de la roue qui s'exprime en radian par seconde :

$$\Omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{rd/s}) \quad \text{ou encore} \quad \Omega = 0,10 \cdot N \quad (\text{III.2.c})$$

On en déduit la vitesse périphérique de la roue :

$$W = R \cdot \Omega \quad (\text{m/s}) \quad \text{avec } R \text{ rayon de la roue}$$

- Puissance d'un ventilateur

On distingue dans un ventilateur plusieurs types de puissances :

· **la puissance fournie W** (par le moteur d'entraînement. On l'exprime en Watts (W) ou en chevaux (ch).

· **la puissance utile ou disponible W_u** à la sortie de l'appareil

Elle est donnée par la relation fondamentale :

$$W_u = \Delta p \cdot q_{v,m} \quad (\text{III.2.D})$$

· **le rendement d'un ventilateur**

Le rendement global d'un ventilateur est le rapport entre la puissance utile disponible dans le circuit à la sortie de l'appareil et la puissance nominale du moteur d'entraînement :

$$\eta = \frac{W_u}{W} \quad \text{soit} \quad \eta = \frac{\Delta p \cdot q_{v,m}}{W} \quad (\text{III.2.E})$$

C'est un nombre sans dimension, à condition que W_u et W soient exprimés avec la même unité.
Or d'après (III.2.B)

$$\Delta p \cdot q_{v,m} = W_m \cdot q_m \quad \text{Donc :} \quad \eta = \frac{W_m \cdot q_m}{W}$$

dans laquelle :

W_m travail massique fourni à l'air par le ventilateur (J/kg)

q_m débit massique du ventilateur (kg/s)

W puissance

Exemple :

On considère un ventilateur dont le débit volumique moyen est de 10000 (m³/h) et la pression 20(mm eau). Il est entraîné par un moteur de 1.20 (ch). Quel est son rendement global ?

Réponse :

The image shows handwritten calculations on a piece of paper. At the top, the formula $W_u = \Delta p \cdot q_{v,m}$ is written. Below it, the pressure drop is calculated: $\Delta p = 20 \text{ [mm eau]} = 20 \times 9,81 = 196 \text{ [Pa]}$. Then, the volumetric flow rate is converted: $q_{v,m} = 10.000 \text{ [m}^3/\text{h]} = 2,78 \text{ [m}^3/\text{s]}$. Next, the useful work is calculated: $W_u = 196 \times 2,78 = 545 \text{ [W]}$. The input power is then calculated: $W = 1,2 \text{ [ch]} = 1,2 \times 736 = 883 \text{ [W]}$. Finally, the global efficiency is calculated: $\eta = \frac{W_u}{W} = \frac{545}{883}$, which is approximately 0,62 or 62%.

$$\eta = \frac{W_u}{W} = \frac{545}{883}$$
$$\eta \simeq 0,62 \quad \text{ou} \quad 62 \text{ [\%]}$$

Remarque

Le rendement global d'un ventilateur est très variable. Il dépend des facteurs suivants :

- le principe de l'appareil
- la conception du ventilateur
- le type de construction
- le régime de fonctionnement (débit, pression)
- etc...

La théorie et l'expérience montrent que le rendement global d'un ventilateur est égal au produit du rendement du moteur d'entraînement par le rendement aéraulique du ventilateur. Démontrons cette propriété dans le cas d'un ventilateur entraîné par un moteur électrique.

Le rendement du moteur électrique est donné par la relation :

$$\eta_m = \frac{W_m}{W}$$

dans laquelle :

W_m : puissance mécanique transmise à l'arbre moteur

W : puissance nominale du moteur d'entraînement

D'autre part, le rendement aéraulique du ventilateur est égal à

$$\eta_a = \frac{W_u}{W_m}$$

avec W_u puissance utile et W_m puissance mécanique transmise à l'arbre du moteur.

Le rendement global du ventilateur étant égal à :

$$\eta = \frac{W_u}{W}$$

On en déduit :

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_a$$

Exemple :

Un moteur dont le rendement est 0.92 entraîne un ventilateur (rendement 72%). Ce ventilateur a un débit de 50000 (m³/h) sous une pression de 500 (Pa).

Quelle est la quantité d'énergie électrique consommée par jour par le moteur électrique ?

Réponse :

La puissance utile disponible à la sortie du ventilateur est égale à :

$$W_u = \frac{50.000}{3600} \times 500 = 6944 \text{ [W]}$$

La puissance électrique consommée par le moteur est

$$W =$$
$$\frac{6944}{0,72 \times 0,92} = 10.500 \text{ [W]} \text{ ou } 10,5 \text{ [kW]}$$

La consommation électrique journalière est égale à :

$$Q_e = 10,5 \times 24 = 252 \text{ [kWh]}$$

III.2.4 Courbes caractéristiques d'un ventilateur

On appelle courbes caractéristiques d'un ventilateur, les courbes représentant les variations des principales caractéristiques en fonction du débit volumique. On considère généralement :

- la courbe débit-pression
- la courbe débit-puissance utile
- la courbe débit-rendement.

Pour représenter ces courbes, nous supposerons d'abord que la vitesse de rotation du ventilateur et la masse volumique de l'air sont constantes.

· Vitesse de rotation et masse volumique constantes

1) courbe débit-pression

Considérons un ventilateur déterminé véhiculant de l'air dont la masse volumique ρ est bien définie et tournant à vitesse N constante.

Installons ce ventilateur sur un circuit dont on peut faire varier le débit volumique. L'expérience montre qu'à chaque valeur du débit q_v correspond une valeur de pression Δp . On peut représenter graphiquement ces variations de la pression et du débit, on obtient une courbe dite caractéristique du ventilateur pour une vitesse de rotation donnée et pour un état de l'air déterminé (fig.3.2.u).

On remarque, en général, que la pression du ventilateur (qui correspond à la résistance du circuit) diminue lorsque le débit augmente et inversement.

2) Courbes débit-puissance et débit-rendement

On peut de même étudier pour chaque type de ventilateur les variations relatives de la puissance et du rendement en fonction du débit volumique. L'expérience montre que l'on obtient, pour chaque catégorie de ventilateur, un ensemble de courbes représentées aux figures 3.2.x à 3.2.z.

Vitesse de rotation variable (masse volumique de l'air constante)

Lorsqu'on fait varier la vitesse de rotation d'un ventilateur installé dans un circuit déterminé (la masse de l'air étant constante), l'expérience et la théorie montrent que :

- le débit volumique varie proportionnellement à la vitesse de rotation :

$$\frac{q_{v,1}}{q_{v,2}} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.2.G)$$

- la pression du ventilateur varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation. On a la relation :

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (3.2.H)$$

- La puissance utile varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation, et suivant la relation :

$$\frac{W_{u,1}}{W_{u,2}} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (3.2.I)$$

Exemple :

On considère un ventilateur dont le débit volumique moyen est 15000 (m³/h) et la pression 500 (Pa). Il tourne à la vitesse de 1000 (tr/mn).

Calculer sa charge, son débit et sa puissance lorsqu'il tourne à 600 (tr/mn).

Réponse :

La relation 3.2.G nous permet d'écrire :

$$q_{v,2} = \frac{N_2}{N_1} q_{v,1}$$

On a

$$q_{v,1} = 15.000 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$N_1 = 1.000 \text{ [tr/mn]}$$

$$N_2 = 600 \text{ [tr/mn]}$$

Par conséquent,

$$q_{v,2} = \frac{600}{1000} \cdot 15.000$$

$$q_{v,2} = 9.000 \text{ [m}^3/\text{h}] = 2,5 \text{ [m}^3/\text{s}]$$

D'autre part, la relation 3.2.H nous permet d'écrire :

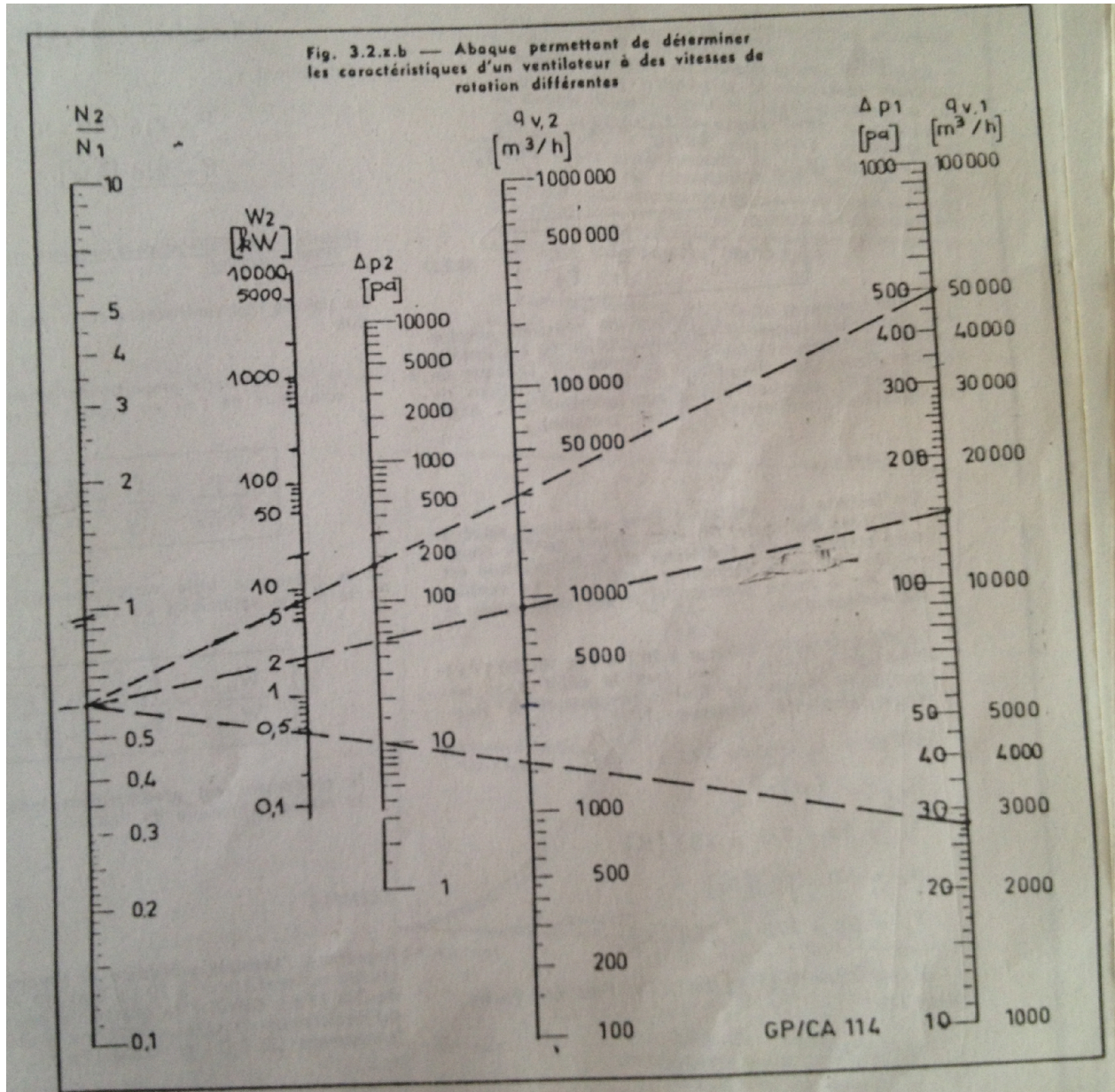
$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

$$\Delta p_2 = 500 \left(\frac{600}{1000} \right)^2$$

$$\Delta p_2 = 180 \text{ [Pa]}$$

L'abaque de la figure 3.2.z.b permet de connaître rapidement les caractéristiques d'un ventilateur dont on change la vitesse de rotation. Il suffit d'aligner successivement le rapport des vitesses

$\frac{N_1}{N_2}$ avec $q_{v,1}$, Δp_1 et W_1 pour lire sur les droites correspondantes $q_{v,2}$, Δp_2 et W_2



Masse volumique de l'air variable (vitesse de rotation constante)

1) Variation du débit

nous avons montré ultérieurement que la masse volumique de l'air varie avec la température et la pression absolue suivant la relation (air sec) :

$$\rho = \frac{p}{287 \cdot T}$$

Par conséquent, le débit massique de l'air étant constant dans une installation, on peut écrire, lorsque la température et la pression changent dans un circuit d'air :

$$q_m = q_{v,1} \cdot \rho_1 = q_{v,2} \cdot \rho_2$$

soit :

$$q_m = q_{v,1} \cdot \frac{p_1}{287 \cdot T_1} = q_{v,2} \cdot \frac{p_2}{287 \cdot T_2}$$

Ce qui donne :

$$q_{v,2} = q_{v,1} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{III.2.J})$$

Généralement, les variations de pression absolue sont dues surtout à l'altitude du lieu où est installé le ventilateur. Elles sont données dans une abaque (Elt 1 de ce module, abaque 2.1.a). Les variations de pression dues au ventilateur lui-même sont négligeables (ventilateur à basse pression).

Exemple :

On installe un ventilateur dans un circuit situé à 1000 m d'altitude. On veut aspirer de l'air considéré comme sec, à l'extérieur où la température est -10°C et le réchauffer à 80°C . Le ventilateur est à basse pression et il est situé après le réchauffeur d'air.

Le débit de ce ventilateur à 20°C et 101300 Pa étant de $2 \text{ m}^3/\text{s}$. Quel sera le débit dans les conditions réelles de fonctionnement et la puissance calorifique nécessaire ?

Réponse :

Appliquons la relation 3.2.J :

$$q_{v,1} = 2 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$T_1 = 20 + 273 = 293 \text{ [K]}$$

$$p_1 = 101.300 \text{ [Pa]}$$

$$T_2 = 80 + 273 = 353 \text{ [K]}$$

$$p_2 = 89.000 \text{ [Pa]} \text{ (fig. 2.1.a, Première Partie, page 12)}$$

Par conséquent :

$$q_{v,2} = 2 \cdot \frac{353}{293} \cdot \frac{101.300}{89.000}$$

$$q_{v,2} = 2,75 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

La puissance calorifique nécessaire est donnée par la relation :

$$P = q_m \cdot c \cdot \Delta\theta$$

$$\text{[kcal/h]} \quad \text{[kg/h]} \quad \text{[kcal/kg deg]} \quad \text{[deg]}$$

$$q_m = \rho_1 \cdot q_{v,1} = \rho_2 \cdot q_{v,2}$$

donc :

$$q_m = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ [kg/s]}$$

On obtient :

$$P = 2,4 (80 + 10)$$

$$P = 216 \text{ [kW]}$$

2) Variation de la charge, de la puissance utile et du rendement

La théorie des ventilateurs et l'expérience montrent que :

- la pression varie proportionnellement à la masse à la masse volumique de l'air en suivant la relation :

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{p_1 \cdot T_2}{p_2 \cdot T_1} \quad (3.2.K)$$

- la puissance utile varie proportionnellement à la masse volumique de l'air :

$$\frac{W_{u,1}}{W_{u,2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{p_1 \cdot T_2}{p_2 \cdot T_1} \quad (3.2.L)$$

- le rendement est pratiquement indépendant de la masse volumique.

Exemple :

Reprenons l'exemple précédent et supposons que la charge du ventilateur à 20°C et 101300 Pa est de 300 Pa. Calculer la charge, la puissance utile du ventilateur dans les conditions réelles de fonctionnement (80°C et 89000 Pa)

Réponse :

On obtient immédiatement :

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}$$
$$\Delta p_2 = 300 \cdot \frac{89.000 \times 293}{101.300 \times 353}$$
$$\Delta p_2 = 219 \text{ [Pa]}$$

De même,

$$W_{u,2} = W_{u,1} \cdot \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}$$
$$W_{u,1} = q_{v,1} \cdot \Delta p_1$$
$$W_{u,1} = 2 \times 300 = 600 \text{ [W]}$$
$$W_{u,2} = 600 \cdot \frac{89.000 \times 293}{101.300 \times 353}$$
$$W_{u,2} = 438 \text{ [W]}$$

III.2.5 Choix d'un ventilateur

Pour choisir un ventilateur, il est absolument nécessaire de comparer :

- d'une part, l'ensemble des courbes caractéristiques des divers types de ventilateurs
- d'autre part, la courbe caractéristique du réseau sur lequel doit être installé le ventilateur

Les constructeurs donnent les courbes caractéristiques des ventilateurs qu'ils fabriquent. Ces courbes sont généralement groupées sur un seul diagramme comme le montre la figure 3.2.z.a. De sorte que l'on peut immédiatement connaître, pour un ventilateur déterminé, l'ensemble des caractéristiques de l'appareil à partir d'un débit donné.

1) **courbe caractéristique d'un réseau**

Pour connaître la courbe caractéristique du réseau sur lequel doit être installé le ventilateur, il faut calculer les pertes de charge totales du circuit le plus défavorable, c'est à dire la résistance maximale du circuit (paragraphe suivant). On admet pour le moment que cette résistance est sensiblement proportionnelle au carré du débit volumique moyen du circuit. De sorte que la courbe caractéristique correspondante est une parabole dont le sommet est l'origine du système de coordonnées représentant le débit volumique en abscisse et les pertes de charge en ordonnées (fig.3.2.z.c).

Si nous représentons sur le même diagramme l'ensemble des courbes caractéristiques du ventilateur et la courbe de résistance maximale du réseau, nous obtenons des points d'intersection que l'on appelle les **points de fonctionnement probables** du ventilateur (fig.3.2.z.d).

Remarque :

On admet, en première approximation, que les pertes de charge (ou les résistances), dans un circuit aéraulique, où la vitesse de l'air est constante, entraînent une chute de la pression effective. De sorte que, le ventilateur doit avoir une pression effective au moins égale aux pertes de charges du circuit.

2) **choix du ventilateur**

Pour faire correspondre avec exactitude la courbe débit-pression totale d'un ventilateur avec la courbe de résistance maximale d'un réseau, on est amené à tracer la parabole représentant les variations de pression totale dans un circuit défavorable (fig.3.2.z.d).

Plus simplement, on porte en ordonnées la somme de la résistance maximale dans le réseau (que l'on considère comme une pression effective) et de la pression dynamique dans le ventilateur correspondant au débit volumique considéré. On a ainsi (fig.3.2.z.d)

$$AC=AB+BC=p_e+p_d=p$$

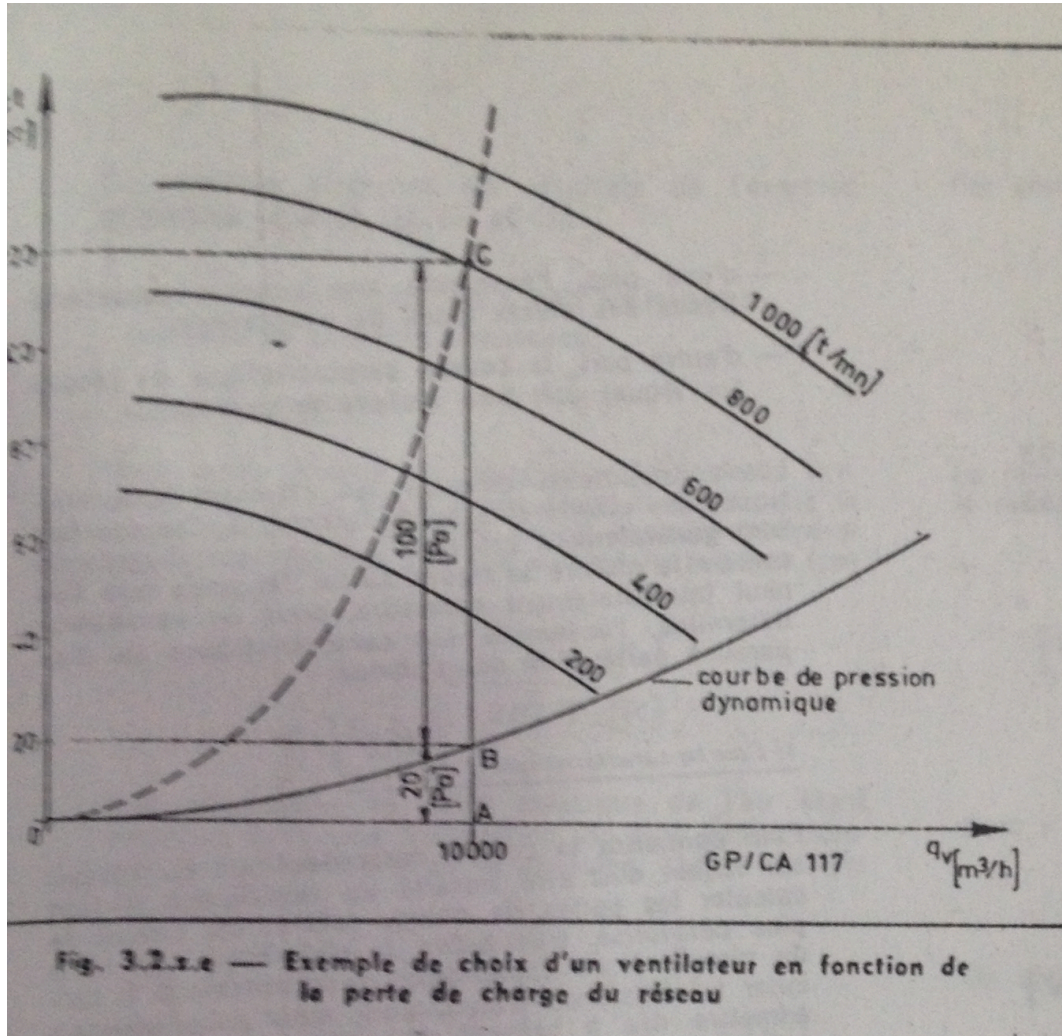
avec :

$$BC=AD=p_d$$

Le point C est le point de fonctionnement probable du ventilateur. Il doit théoriquement être situé sur la courbe caractéristique (débit-pression) du ventilateur choisi.

Exemple : Une installation présente une résistance maximale de 100 Pa pour un débit maximal de 10000 m³/h. On veut installer un ventilateur de type Z dont les caractéristiques sont données par le constructeur à la figure 3.2.z.e.

La construction du point C est immédiate et montre que le ventilateur de type Z tournant à une vitesse de 800 tr/mn conviendra parfaitement dans cette installation.



Remarques :

- 1) La comparaison de la caractéristique débit-pression du ventilateur et de la courbe de résistance du circuit permet de prévoir les effets sur le réseau d'un ventilateur qui aurait été surdimensionné (ou sous-dimensionné). Le point de fonctionnement réel sera toujours situé sur la courbe de résistance du circuit, un peu plus haut ou un peu plus bas que le point de fonctionnement préalablement envisagé (fig.3.2.z.f). Il s'ensuit un accroissement (ou une diminution) du débit et de charge du ventilateur.
- 2) Le point C de fonctionnement réel du ventilateur doit se situer dans une zone où le rendement de l'appareil est optimal. C'est ce qui explique que la caractéristique débit-pression d'un ventilateur ne peut pas être utilisée dans toute son étendue. Seule la

portion de courbe située dans la zone où le rendement est supérieur à 60% doit être envisagée (fig.3.2.z.a).

Cette dernière remarque nous montre la nécessité d'adapter correctement le type de ventilateur au mode de fonctionnement de l'installation. C'est donc le choix du type de ventilateur que nous allons analyser.

Dans quel cas faut-il installer un ventilateur centrifuge, un ventilateur hélicoïde ou un ventilateur hélico-centrifuge ?

Pour guider ce choix, nous allons nous référer aux diagrammes des figures 3.2.v et 3.2.w. Le premier diagramme représente les courbes caractéristiques de chaque type de ventilateur dans le cas où chacun a une roue de même diamètre et de la même vitesse de rotation exprimée en tr/mn. Le second diagramme indique la vitesse périphérique qu'il faudrait obtenir à l'extrémité des pales pour que toutes les caractéristiques débit-pressure de chaque type de ventilateur se coupent en un même point.

Ces diagrammes vont nous permettre de présenter les avantages et les inconvénients pour chaque type de ventilateur et d'en déduire les possibilités d'utilisation en climatisation.

III.3 Les conduits d'air

III.3.1 Généralités

Les conduits d'air ont pour rôle essentiel de transporter les différents air dans une installation de climatisation.

On peut considérer trois catégories de conduits d'air, fig.3.3.a :

- Les conduits de distribution qui transportent l'air traité depuis la centrale de traitement jusqu'aux locaux à climatiser
- Les conduits de reprise qui extraient l'air des locaux pour en rejeter une partie et ramener l'autre partie vers la centrale
- Les conduits de recyclage qui transportent l'air extrait vers la centrale de traitement

D'après le matériau qui constitue ces conduits et selon le mode de fabrication, on les classe, généralement en deux catégories :

- les conduits à section circulaire, qui sont caractérisés par un diamètre D et une épaisseur e
- les conduits à section carrée ou rectangulaire qui sont caractérisés par une hauteur b , une largeur a et une épaisseur e .

Déterminer un réseau de conduits d'air, c'est :

- calculer les dimensions des conduits (diamètre ou section) en fonction du débit volumique qu'ils transportent.
- calculer ensuite la résistance maximale des circuits (pertes de charge totales), de façon à choisir le type de ventilateur nécessaire à l'écoulement de l'air.

3.3.2 Calcul des dimensions des conduits

Les dimensions d'un conduit d'air se déterminent lorsqu'on connaît :

- le débit volumique du tronçon envisagé (dans la suite, nous appellerons *tronçon*, une partie de conduit de dimensions constantes)
- la vitesse admissible dans le tronçon. C'est la vitesse moyenne dans une section du tronçon. Ces vitesses dans différents tronçons sont généralement fixées par des

considérations économiques qui peuvent dépendre du type de l'installation de climatisation (confort ou industriel), etc....

Des exemples de vitesses moyennes admissibles en climatisation sont regroupés dans le tableau si-dessous

Type de climatisation	Débit maximal d'air traité (m³/h)	Vitesse moyenne recommandée (m/s)	
		Conduit principal	Conduit secondaire
Climatisation de type individuel (appartements, pavillons, salle de réunion Local ordinateur etc.....)	500 à 1000 1000 à 3000 3000 à 5000	1 à 3 3 à 5 3 à 5	1 1 à 2 1 à 3
Climatisation de confort · installations centralisées			
- locaux résidentiels	-----	3 à 5	1 à 3
- locaux publics	-----	5 à 7	1 à 3
- locaux industriels	-----	5 à 10	2 à 5
· installations semi-centralisées			
locaux résidentiels			
- conduits à basse vitesse	-----	3 à 7	3 à 5
- conduits à moyenne vitesse	-----	5 à 10	3 à 5
- conduits à grande vitesse	-----	10 à 20	5 à 10
locaux publics			
- conduits à moyenne vitesse	-----	5 à 10	3 à 5
- conduits à grande vitesse	-----	10 à 25	5 à 10
locaux industriels		7 à 12	3 à 7

Tableau III.3.1 : vitesses moyennes optimales recommandées dans les différents circuits d'une installation de climatisation

Le tableau III.3.1 recommande les vitesses moyennes optimales et économiques à adopter dans un tronçon déterminé d'une installation de climatisation.

Ainsi, connaissant le débit volumique d'un tronçon et la vitesse moyenne optimale, on en déduit par les relations liant le débit à la vitesse et à l'aire de la section du conduit et par conséquent les dimensions du tronçon.

Exemple :

Considérons le circuit principal d'une installation de climatisation semi-centralisée et à basse vitesse représenté en fig.3.3.b. En supposant les conduits métalliques à section rectangulaire et la hauteur b du conduit fixée à 500 ou 300mm, calculer d'après les valeurs du tableau III.3.1, les dimensions de chaque tronçon.

Le tableau III.3.1 recommande dans le circuit principal une vitesse comprise entre 3 et 7 m/s. adoptons 5m/s environ. Dans le circuit de distribution, nous prendrons 3m/s. Les dimensions des différents tronçons sont rassemblées dans le tableau III.3.2 ci-dessous.

Désignation du tronçon	Débit (m³/h)	Vitesse (m/s)	Section (m²)	Dimension du tronçon (mm)
OA	245000	5	1.35	500x2700
AB	23000	5.1	1.25	500x2500
BC	21000	5.07	1.15	500x2300
CD	14000	5.17	0.75	500x1500
DE	11000	5.1	0.60	500x1200
A1	1500	3	0.14	300x470
B2	2000	3	0.18	300x600
C3	7000	3	0.65	500x1300
D4	3000	3	0.28	500x560
E5	5000	3	0.46	500x920
E6	6000	3	0.55	500x1100

Tableau III.3.2 : dimensions des différents tronçons en fonction de la vitesse

III.3.3 Calcul des pertes de charge des conduits d'air

Après avoir dimensionné les différents tronçons d'un circuit d'air, calculons la résistance maximale du circuit ou les pertes de charge maximales en vue de déterminer le ventilateur le mieux adapté à l'installation.

a) Définition de la charge en un point d'un conduit

Considérons le montage expérimental de la figure 3.3.c. Il permet de mesurer au point M la pression totale de l'air en mouvement à l'intérieur du conduit. D'après ce qui précède, l'énergie volumique au point M est égale à la pression totale en ce point si on néglige l'énergie due à la pesanteur.

On peut écrire : $E_v = P + P_d$ (III.1.F)

En tenant compte de l'énergie due à la pesanteur, nous obtenons l'énergie volumique totale :

$$E_{v,M} = P_{t,M} + \bar{w} \cdot h_M \quad (\text{III.3.C})$$

Le terme $\bar{w} \cdot h$ représente l'énergie que produirait 1m³ d'air se déplaçant verticalement sous l'action de son poids jusqu'au niveau zéro.

Par définition, l'énergie volumique totale que possède l'air en mouvement au point M est appelée « la charge » en ce point.

La figure 3.3.d permet de concrétiser cette relation de « charge ». Elle est représentée par la somme H de la pression totale h_p et de la hauteur d'air h .

Exemple :

Calculer la charge en un point M d'un conduit, sachant que l'air sec est à une température de 60°C , que la vitesse en M est 8m/s , que la pression effective au point M est 30 Pa et que l'altitude du point M est 500m .

Réponse :

De ce qui précède, nous déduisons que la charge en un point n'est autre que l'énergie disponible par unité de volume (J/m^3). Elle peut s'exprimer aussi en unité de pression (Pa).

Par conséquent la charge en un point peut se représenter par une hauteur d'eau, de mercure, d'alcool, etc....

b) définition de la perte de charge

La diminution de l'énergie volumique (ou perte) entre deux points M_1 et M_2 est due :

- aux frottements de l'air dans les conduits
- aux variations de niveau dues au tracé des conduits dans les installations

Ces variations de l'énergie volumique sont appelées ***les pertes de charge***.

Elles sont représentées à la figure 3.3.e par la différence :

$$E_{v,M_1} - E_{v,M_2} = H_1 - H_2 \quad (\text{III.3.D})$$

que l'on peut expliciter par la relation :

$$H_1 - H_2 = (p_{t,M_1} + \bar{w} \cdot h_{M_1}) - (p_{t,M_2} + \bar{w} \cdot h_{M_2})$$

soit

$$H_1 - H_2 = (p_{t,M_1} - p_{t,M_2}) + \bar{w} \cdot (h_{M_1} - h_{M_2}) \quad (\text{III.3.E})$$

A condition évidemment que l'on suppose le poids volumique de l'air constant entre M_1 et M_2 .

Remarque : dans le cas d'un conduit horizontal, $h_{M_1} = h_{M_2}$ et la relation (III.3.E) devient :

$$H_1 - H_2 = p_{t,M_1} - p_{t,M_2} \quad (\text{III.3.F})$$

Dans un conduit horizontal dans lequel l'air peut être considéré à température constante, les pertes de charge sont égales à la chute de la pression totale.

Dans le cas particulier où la section est constante et le conduit horizontal on a :

$$H_1 - H_2 = p_{e,1} - p_{e,2}$$

C) Etude des pertes de charge

Pour calculer les pertes de charge d'un tronçon, on pourrait mesurer la pression totale entre deux points ou la pression totale moyenne dans une section, ce qui suppose que le conduit soit installé et déjà dimensionné.

Cette méthode serait longue et ne permet pas de déterminer a priori le type de ventilateur.

Pour calculer la résistance maximale d'un circuit après l'avoir dimensionné, on est donc amené à étudier les pertes de charge en recherchant les différents facteurs dont elles dépendent.

La théorie et l'expérience montrent que les pertes de charge peuvent se classer en deux catégories :

• Les pertes de charges dites réparties :

Elles interviennent dans un tronçon de longueur droite dont le diamètre ou la section est constante. Elles sont proportionnelles à la longueur droite l du tronçon. On peut écrire :

$$\Delta H_l = j \cdot l \quad (\text{III.3.G})$$

j (Pa/m) est appelé la perte de charge unitaire (par unité de longueur)

• Les pertes de charges dites singulières :

Ce sont les pertes de charge qui n'entrent pas dans la catégorie précédente. Elles concernent les tronçons coniques (élargissement ou rétrécissement de la section), les coudes, les branchements, etc... On classe dans cette catégorie les pertes de charge relatives aux divers appareils installés sur les conduits : clapets, filtres, diaphragmes, batteries, bouches...

Généralement, ces pertes de charges sont localisées dans le circuit. L'expérience montre que ces pertes de charge singulières sont proportionnelles à la pression dynamique de l'air.

$$\Delta H_s = \xi \cdot p_d \quad (\text{III.3.H})$$

ξ Coefficient de perte de charge singulière. Il est sans dimension et caractérise le type et la forme de la singularité.

On peut le considérer, en première approximation, indépendant de la vitesse moyenne de l'air dans la section de la singularité.

p_d Pression dynamique moyenne de l'air dans la singularité.

La relation III.3.H peut encore s'écrire :

$$\Delta H_s = \xi \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \quad (\text{III.3.I})$$

Les pertes de charge totale d'un réseau de conduits constitué de longueurs droites et de singularités peut se calculer par la relation générale :

$$\Delta H_t = \sum j \cdot l + \sum \xi \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \quad (\text{III.3.J})$$

d) Calcul des pertes de charge réparties

• Cas d'un conduit cylindrique

Les pertes de charge réparties dans un tronçon de conduit cylindrique de diamètre intérieur D et de longueur l sont :

- proportionnelles à la longueur l du conduit

- proportionnelles à la pression dynamique de l'air : $p_d = \rho \cdot \frac{W_m^2}{2}$

- inversement proportionnelles au diamètre du conduit

soient :

$$\Delta H_l = \Lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \rho \cdot \frac{W_m^2}{2}$$

Λ est le coefficient de perte de charge unitaire. C'est un coefficient sans dimension.

En faisant intervenir la perte de charge unitaire (par unité de longueur du tronçon), on en déduit :

$$j = \frac{\Delta H_l}{l}$$

ou

$$j = \Lambda \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{III.3.K}) \text{ (en Pa/m)}$$

si l'on veut exprimer j en hauteur d'eau, la relation (III.3.K) devient :

$$j = \frac{\Lambda}{g} \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \rho$$

où g étant l'accélération de la pesanteur

Etude d'un cas (voir TD)

Abaque pour le calcul des conduites d'eau

