

**OFPPT**

**ROYAUME DU MAROC**

---

**مكتب التكوين المهني وإنعاش الشغل**

**Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail**  
**DIRECTION RECHERCHE ET INGENIERIE DE FORMATION**

---

**RESUME THEORIQUE**  
**&**  
**GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES**

**MODULE N°:21      RESEAU AERAULIQUE**

**SECTEUR : FROID ET GENIE THERMIQUE**

**SPECIALITE :TECHNICIEN SPECIALISE EN GENIE CLIMATIQUE**

**NIVEAU : TECHNICIEN SPECIALISE**

**MAI 2003**



**ISTA.ma**  
**Un portail au service**  
**de la formation professionnelle**

### **Le Portail <http://www.ista.ma>**

Que vous soyez étudiants, stagiaires, professionnels de terrain, formateurs, ou que vous soyez tout simplement intéressé(e) par les questions relatives aux formations professionnelles, aux métiers, <http://www.ista.ma> vous propose un contenu mis à jour en permanence et richement illustré avec un suivi quotidien de l'actualité, et une variété de ressources documentaires, de supports de formation, et de documents en ligne ( supports de cours, mémoires, exposés, rapports de stage ... ) .

Le site propose aussi une multitude de conseils et des renseignements très utiles sur tout ce qui concerne la recherche d'un emploi ou d'un stage : offres d'emploi, offres de stage, comment rédiger sa lettre de motivation, comment faire son CV, comment se préparer à l'entretien d'embauche, etc.

Les forums <http://forum.ista.ma> sont mis à votre disposition, pour faire part de vos expériences, réagir à l'actualité, poser des questionnements, susciter des réponses. N'hésitez pas à interagir avec tout ceci et à apporter votre pierre à l'édifice.

### **Notre Concept**

Le portail <http://www.ista.ma> est basé sur un concept de gratuité intégrale du contenu & un modèle collaboratif qui favorise la culture d'échange et le sens du partage entre les membres de la communauté ista.

### **Notre Mission**

Diffusion du savoir & capitalisation des expériences.

### **Notre Devise**

Partageons notre savoir

### **Notre Ambition**

Devenir la plate-forme leader dans le domaine de la Formation Professionnelle.

### **Notre Défi**

Convaincre de plus en plus de personnes pour rejoindre notre communauté et accepter de partager leur savoir avec les autres membres.

### **Web Project Manager**

- Badr FERRASSI : <http://www.ferrassi.com>

- contactez : [admin@ista.ma](mailto:admin@ista.ma)

## **Remerciements**

*La DRIF remercie les personnes qui ont participé ou permis l'élaboration de ce Module de formation.*

### **Pour la supervision :**

***GHRAIRI RACHID :***                      ***Chef de projet du Secteur Froid et Génie Thermique***

***BOUJNANE MOHAMED :***            ***Coordonnateur de C D C du Secteur Froid et Génie Thermique***

### **Pour l'élaboration :**

***BOUJNANE. LIOUBOV***                      ***Formatrice à l' ISGTF***                      ***DRGC***

### **Pour la validation :**

***Mr .Ahmed LAKDARI***                      ***: Formateur à l'ISGTF***  
***Mr Omar OUADGHIRI***                      ***: Formateur à l'ISGTF***

***Les utilisateurs de ce document sont invités à communiquer à la DRIF toutes les remarques et suggestions afin de les prendre en considération pour l'enrichissement et l'amélioration de ce programme.***

***Monsieur    Said SLAOUI***  
***DRIF***

<b>SOMMAIRE</b>	<b>PAGE</b>
<p><i>Présentation du module</i>  <i>Résumé de théorie</i></p> <p><i>I. Classification des réseaux de gaines.</i>  <i>I-1. La vitesse d'air</i>  <i>I-2 La pression</i>  <i>I-3 Le tube de Pitot</i></p> <p><i>II. Influence des facteurs économiques sur le tracé des gaines.</i>  <i>II-1 La construction des gaines</i>  <i>II-2 Gains ou pertes de chaleur.</i>  <i>II-3 Installation des gaines</i>  <i>II-4 Pertes de charge linéaires</i>  <i>II-5 Pertes de charge particulières</i>  <i>II-6 Coefficient de forme</i>  <i>II-7 Considération sur le tracé des gaines</i></p> <p><i>III. Calcul des réseaux de gaines.</i>  <i>III-1 Méthodes de calcul</i>  <i>III-2 Utilisation des courbes et des tables</i>  <i>III-3 Accessoires de systèmes de distribution d'air</i></p> <p><i>IV. Divers types de ventilateurs</i>  <i>IV-1 Types des ventilateurs</i>  <i>IV-1 Caractéristiques principales d'un ventilateur</i>  <i>IV-2 Courbes caractéristiques d'un ventilateur</i>  <i>IV-3 Choix d'un ventilateur</i>  <i>IV-4 Ventilateurs à vitesses de rotation variable</i></p> <p><i>V. Répartition de l'air dans le local</i>  <i>V-1 Critères d'une bonne diffusion de l'air</i>  <i>V-2 Différents modèles de diffuseurs</i>  <i>V-3 Implantation des bouches</i>  <i>V-4 Applications types</i>  <i>V-5 Choix des bouches de soufflage</i></p>	

<b>Guide de travaux pratique</b>	<b>PAGE</b>
<p><i>I. TP1</i></p> <p><i>I-1 Classement des réseaux de gaines en fonction de la vitesse</i></p> <p><i>I-2 Classement des réseaux de gaines en fonction de la pression</i></p> <p><i>I-3 Explication de l'utilisation de tube Pitot</i></p> <p><i>II- TP2</i></p> <p><i>II-1 Construction des gaines</i></p> <p><i>II-2 Les gaines ou pertes de chaleur.</i></p> <p><i>II-3 Calcul de l'isolation des gaines</i></p> <p><i>II-4 Calcul des pertes de charge linéaires</i></p> <p><i>II-5 Calcul des pertes de charge particulières</i></p> <p><i>II-6 Calcul du coefficient de forme</i></p> <p><i>II-7 Pièces de transformation</i></p> <p><i>III. TP3</i></p> <p><i>III-1 Méthodes de calcul des réseaux de gaines</i></p> <p><i>III-2 Utilisation des courbes et des tables</i></p> <p><i>III-3 Accessoires des systèmes de distribution d'air</i></p> <p><i>IV. TP4</i></p> <p><i>IV-1 Les ventilateurs</i></p> <p><i>IV-2 les caractéristiques principales d'un ventilateur</i></p> <p><i>IV-3 Les courbes caractéristique d'une ventilateur</i></p> <p><i>IV-4 Choix d' un ventilateur</i></p> <p><i>IV-5 Les ventilateur à vitesse de rotation à variables</i></p> <p><i>V. TP5</i></p> <p><i>V-1 Les critères d'une bonne diffusion de l'air</i></p> <p><i>V-2 Les différents modèles de diffuseurs</i></p> <p><i>V-3 L'implantation des bouches</i></p> <p><i>V-4 Application types</i></p>	

## PRESENTATION

*Le module N°- 21 : « Réseau aéraulique » s'inscrit parmi les modules qualifiants de la formation du Technicien Spécialisé en Génie Climatique. Le contenu de ce module permet au formateur de préparer convenablement les apprentissages des savoirs et du savoir faire et de faciliter l'atteintes des objectifs visés pour la maîtrise du réseau aéraulique.*

*Le volume horaire théorique est de : 44 heures*

*Le volume pratique est de 28 heures*

<b><u>MODULE 21: RESEAU AERAUQUE</u></b>
--

**Durée :72 heures**

**OBJECTIF OPERATIONNEL DE PREMIER NIVEAU DE COMPORTEMENT**

**Comportement attendu :**

*Pour démontrer sa compétence le stagiaire doit : dimensionner un réseau aéraulique et maîtriser les techniques de répartition de l'air dans le local, selon les conditions et les critères qui suivent :*

**Conditions d'évaluation :**

- A partir des plans des locaux à climatiser
- A l'aide de la documentation technique ( courbes, tables)
- A partir des consignes données par l'enseignant ou l'enseignante

**Critères généraux de performance :**

- Justesse de considérations sur le tracés des gaines
- Utilisation du méthode approprié du calcul d'un réseau des gaines
- Exactitude des calculs sur les courbes et les tables
- Maîtriser des techniques de répartition de l'air dans le local

**Précisions sur le comportement attendu :**

**Critères particuliers de performance**

A. Classifier les réseaux de gaines

- Exactitudes de classification des réseaux de gaines suivant la vitesse d'air et de la pression

B. Etudier l'influence des facteurs économiques sur le tracé des gaines

- Description juste des facteurs économiques influant sur le tracé des gaines

C. Calculer les réseaux des gaines en utilisant les courbes et les tables

- Exactitude des calculs  
- utilisation juste des courbes et des tables

D. Décrire divers types de ventilateurs

- Exactitude des description de divers types de ventilateurs

E. Répartir l'air dans un local

- Justesse de distribution de l'air dans le local selon les règles de l'art

<b>OBJECTIFS OPERATIONNELS DE SECOND NIVEAU</b>
---

**Le stagiaire doit maîtriser le savoir, le savoir-faire , le savoir percevoir et le savoir-vivre , jugés préalables aux apprentissages directement requis pour l'atteinte de l'objectif opérationnel de premier niveau, tels que :**

*Avant d'apprendre à classifier les réseaux de gaines le stagiaire doit connaître les paramètres suivants (A) :*

1. La vitesse d'air
2. Les pressions statiques, dynamiques et totales
3. Utiliser le tube de « Pitot »

*Avant d'apprendre à étudier l'influence des facteurs économiques sur le tracé des gaines le stagiaire doit (B) :*

4. Connaître les différents types de gaines
5. Connaître les pertes de chaleur par les gaines
6. Calculer les pertes de charges linéaires
7. Calculer les pertes de charges particulières
8. Connaître le rapport des dimensions de gaines
9. Décrire les types des coudes et des transformations

*Avant d'apprendre à calculer les réseaux de gaines le stagiaire doit(C) :*

10. Décrire les méthodes de calcul d'un réseau des gaines
11. Utiliser les courbes
12. Utiliser les tables
13. Calculer la longueur total équivalente
14. Décrire les accessoires de systèmes de distribution d'air

*Avant d'apprendre des divers types de ventilateurs le stagiaire doit (D) :*

15. Distinguer les types de ventilateurs
16. Décrire les caractéristiques et le mode de fonctionnement des ventilateurs
17. Montrer le mode d'entretien des ventilateurs
18. Décrire les méthodes et les principes d'ajustement des ventilateurs

*Avant d'apprendre à répartir l'air dans le local le stagiaire doit (E) :*

19. Connaître des critères d'une bonne diffusion de l'air
20. Décrire les types des bouches de soufflage et de reprise

***Module n°- 21 : RESEAU AERAULIQUE***

***RESUME DE THEORIES***

*Durée : 8heure*

***1 – CLASSIFICATION DES RESEAUX DE GAINES***

Les réseaux de gaines ont pour but de véhiculer l'air depuis la centrale de traitement jusqu'au local à conditionner.

Pour accomplir cette fonction d'une manière rationnelle, l'installation doit être calculée en tenant compte de certaines sujétions, telles que encombrement, pertes de charge, vitesse, niveau sonore, gains de chaleur et fuites.

Les réseaux de gaines de soufflage et de reprise sont classés en fonction de la vitesse et de la pression intérieures.

### **I –1 Vitesse d'air**

L'air peut être véhiculé dans des réseaux de gaines. Soit conventionnels ou à faible vitesse soit à grande vitesse. La ligne de démarcation entre ces deux systèmes n'est pas très bien établie pourront servir de guide :

1. installation de climatisation commerciale (confort)
  - Basse vitesse –jusqu'à 12,5m/sec
  - Normalement entre 6m/sec. et 11m/sec
  - a) Grande vitesse –Au-dessus de 12,5m/sec
2. Installation de climatisation industrielle (confort)
  - a) Base vitesse –jusqu'à 12,5m/sec. Normalement entre 11m/sec. et 12,5m/sec. à 25m/sec
  - b) grande vitesse – de 12,5m/sec. à 25m/sec

Normalement, les réseaux de prise des installations à base vitesse. les vitesses recommandées pour des installations de confort, immeubles commerciaux et usines, sont les suivantes (réseau de reprise) :

1. Installation commerciale (confort)-Basse vitesse jusqu'à 10m/sec. Normalement entre 7,5m/sec. et 9m/sec
2. Installation de climatisation industrielle (confort)-Base vitesse jusqu'à 12,5m/sec. Normalement entre 9m/sec. et 11m/sec.

La vitesse de bas d'un réseau de gaines, dépend principalement du niveau sonore admissible, du prix de revient initial, ainsi que des frais d'exploitation.

Les vitesses recommandées pour les gaines de soufflage et de reprise des réseaux basse vitesse, dictées par l'expérience, sont indiquées table 1.

Dans les réseaux à grande vitesse, la vitesse dans les gaines de soufflage est généralement limitée à 25m/sec. Au-dessus de cette valeur, le niveau sonore peut devenir gênant et les frais d'exploitation (pertes de charge) excessifs. Le choix de la vitesse de l'air élevée correspond à une section de gaine plus faible et, par conséquent, un moindre prix de revient. Par contre, les pertes de charge plus importantes entraînent des frais d'exploitation plus élevés, et peuvent conduire à choisir un moteur et un ventilateur d'un modèle supérieur.

Les vitesses limites indiquées table 1 pour les gaines de reprise sont valables également pour les réseaux à grande vitesse, à moins qu'un traitement acoustique permette des vitesses plus élevées.

**TABLE 1- VITESSE MAXIMALES RECOMMANDEES DANS LE RESEAUX "BASSE PRESSION (m/s) "**

application	facture limitatif niveau de bruit gaines principales	Facture limitatif-perte de charge			
		gaines principales		dérivations	
		soufflage	reprise	soufflage	reprise
<b>Pavillons</b>	3,0	5,0	4,0	3,0	3,0
<b>Appartements Chambre d'hôtel Chambre d'hôpital</b>	5,0	7,5	6,5	6,0	5,0
<b>Bureaux privés Bureaux de direction Bibliothèques</b>	6,0	10,0	7,5	8,0	6,0
<b>Théâtres Auditorium</b>	4,0	6,5	5,5	5,0	4,5
<b>Bureaux communs Restaurants Magasins de luxe Banques</b>	7,5	10,0	7,5	8,0	6,0
<b>Magasins courants Cafétérias</b>	9,0	10,0	7,5	8,0	6,0
<b>Industrie</b>	12,5	15,0	9,0	11,0	7,5

## I-2 PRESSION

Les réseaux de distribution d'air sont divisés en trois catégories relativement à la pression : Basse, moyenne et haute. Ces catégories qui correspondent aux classes I,II,III des ventilateurs, sont définies comme suite :

1. Basse pression – jusqu'à 100mm/CE- Ventilateur classe I.

2. Pression moyenne – de 100mm à 170mm/CE- Ventilateur classe II.

3. Haute pression – de 170mm/CE jusqu'à 300mm/CE- Ventilateur classe III.

Ces pressions correspondent à la hauteur manométrique totale, y compris les pertes de charge à travers le matériel de traitement d'air, le réseau de distribution et les diffuseurs d'air.

En aéraulique, on distingue 3 sortes de pressions à l'intérieur d'un conduit :

- La pression effective  $p_e$
- La pression dynamique  $p_d$
- La pression totale  $p_t$ .

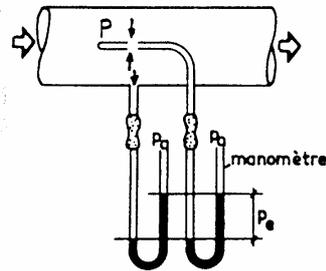
a) **pression effective  $p_e$**

La pression effective est la pression de l'air dans le circuit, par rapport à l'atmosphère. C'est donc la différence entre la pression absolue  $p$  exercée sur les parois intérieures et la pression atmosphérique.

Donc :  $p_e = p - p_a$

Mesure de  $p_e$

Au tube de Pitot =



b) **pression dynamique  $p_d$**  :

La pression dynamique résulte de l'écoulement de l'air dans le conduit, et est donnée par la relation .

$$P_d = \rho \times w^2 / 2$$

$p_d$  en pascal (pa)

$\rho$  = masse volumique de l'air ( $\text{Kg} / \text{m}^3$ )

$w$  = vitesse de l'air

$p$  = masse volumique de l'air ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

La masse volumique de l'air humide est très proche de celle de l'air sec ; on peut donc appliquer la formule :

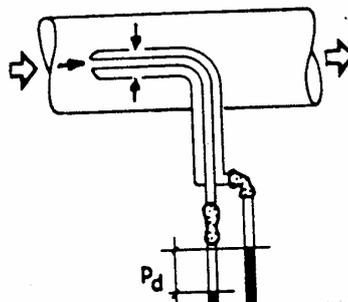
$$\rho_{as} = \rho_{as} / 287 \times T \quad (T \text{ en } [K])$$

On a alors :  $\rho_{as} \times w^2$

$$p_d = \frac{\rho_{as} \times w^2}{574 T}$$

pour une pression atmosphérique normal de 101000 [pa] =  $p_d = 176 \times w^2 / T$

Mesure de la pression dynamique  $p_d$  =



**PRESSIONS DYNAMIQUE**

<b>VITESSE</b> <b>m/s</b>	<b>PRESSION</b> <b>DYNAMIQUE</b> <b>mm CE</b>						
2,0	0,24	13,0	10,1	19,2	22,1	25,4	386
2,5	0,37	13,2	10,4	19,4	22,5	25,6	39,2
3,0	0,54	13,4	10,7	19,6	23,0	25,8	39,9
3,5	0,73	13,6	11,0	19,8	23,5	26,0	40,5
4,0	0,96	13,8	11,4	20,0	24,0	26,2	41,1
4,5	1,21	14,0	11,7	20,2	24,4	26,4	41,7
5,0	1,49	14,2	12,1	20,4	24,9	26,6	42,4
5,5	1,81	14,4	12,4	20,6	25,4	26,8	43,0
6,0	2,15	14,6	12,7	20,8	25,9	27,0	43,7
6,5	2,53	14,8	13,1	21,0	26,4	27,2	44,3
7,0	2,93	15,0	13,5	22,2	29,9	27,4	45,0
7,5	3,37	15,2	13,8	21,4	27,4	27,6	45,6
8,0	3,83	15,4	14,2	21,6	27,9	27,8	46,3
8,5	4,33	15,6	14,6	21,8	28,4	28,0	47,0
9,0	4,85	15,8	14,9	23,0	29,0	28,2	47,6
9,5	5,40	16,0	15,3	23,2	29,5	28,4	48,3
10,0	5,99	16,2	15,7	22,4	30,0	28,6	49,0
10,2	6,23	16,4	16,1	22,6	30,6	28,8	49,7
10,4	6,48	16,6	16,5	22,8	31,1	29,0	50,4
10,6	6,73	16,8	17,0	24,0	31,7	29,2	51,1
10,8	6,98	17,0	17,3	24,2	32,2	29,4	51,8
11,0	7,25	17,2	17,7	23,4	32,8	29,6	525
11,2	7,51	17,4	18,1	23,6	33,3	29,8	53,2
11,4	7,78	17,6	18,5	23,8	33,9	30,0	53,9
11,6	8,06	17,8	19,0	24,0	34,5		
11,8	8,34	18,0	19,4	24,0	35,1		
12,0	8,62	18,2	19,8	24,4	35,6		
12,2	8,91	18,4	20,3	24,6	36,2		
12,4	9,21	18,6	20,7	24,8	36,8		
12,6	9,51	18,8	21,2	25,0	37,4		
12,8	9,81	19,0	21,6	25,2	38,0		

**REMARQUES :** 1. Air STANARD (21c°-760mm Hg)

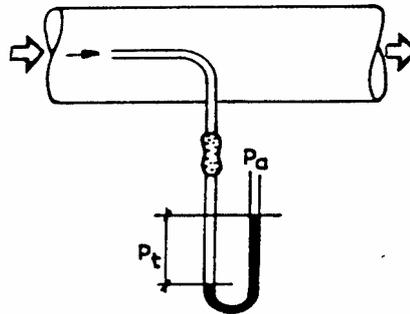
2. Valeur calculées d'après la relation :  $p_{dyn} = 5,99 \times 10^{-2} v^2$   $p_{dyn}$  = pression dynamique (mm CE)  
V = Vitesse (m/s)

### c) PRESSION TOTALE

La pression total est la somme de la effective et de la pression dynamique :

$$P_t = p_e + p_d$$

Mesure de la pression totale  $p_t$  :



### I-3 TUBE E PILOT

#### **Tube de pitot statique**

Avant de décrire le tube de pilote et de parler de son application pratique, il convient de rappeler le principe sur lequel est basé l'utilisation de cet appareil de mesure .

Nous avons déjà dit que la pression dynamique ( $p_d$ ) est celle qui résulte de la vitesse du fluide en mouvement. Ce mouvement, à son tour , résulte de la différence de pression entre deux points quelconques considérés.

La vitesse d'écoulement dépend, elle, de la résistance que la veine d'aire rencontre (on peut rencontrer ) sur son passage à travers un conduit (plus ou moins restreint, la plus ou moins rugueux ou sinueux).

Cette résistance à l'écoulement engendre une pression antagoniste dans la canalisation, tendant à diminuer le débit du fluide. Et nous savons que cette pression interne, qui n'est produite par la vitesse , mais qui s'oppose à la résistance, est désignée par pression statique.

Dés lors, il devient clair que pour assurer, malgré tout, un écoulement « normal » du fluide (sous un débit et pression données) du travers un conduit et donc, fournir un travail , il est nécessaire que le ventilateur soit capable d'exercice, à chaque instant, la somme des deux pression ci-dessus (dynamique et statique), et que l'on désigne par « pression total » ( $p_1$ ).

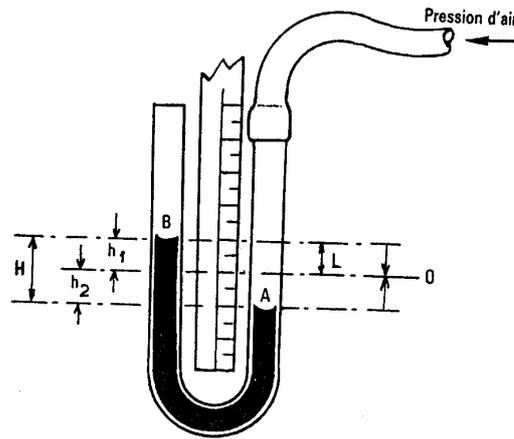
Il y a lieu de remarque à ce sujet que dans la grand majorité des cas , la pression dynamique ne constitue pas un critère important, susceptible de caractériser les performances d'un ventilateur (elle n'est ni utilisable, ni récupérable).

C'est donc bien la pression statique qui constitue le plus sûr moyen de juger de l'aptitude recherché sous une résistance statique donnée (et donc, de surmonter cette dernier).

La mesure de la pression statique seule peut être effectuée facilement au moyen d'un tube dit « manométrique » à deux branche, en forme d'un « U » l'une des deux branches est reliée à une canalisation d'air, l'extrémité de l'autre branche étant ouverte à l'air environnant et donc, à la pression atmosphérique.

Le tube en U étant partiellement rempli d'eau, tout mouvement d'air dans le conduit d'air considéré se traduira par une certaine pression d'air qui s'exercera

Sur li niveau d'eau dans la branche reliée à la canalisation. Ce niveau s'abaissera, tandis que celui de la branche ouverte à l'extérieur s'élèvera. Il suffit donc alors de mesurer la différence de hauteur entre les deux colonnes d'eau au moyen d'une échelle graduée. On peut ainsi exprimer la pression d'air en hauteur de colonne d'un liquide incompressible, de masse volumique connue ( eau, mercure).



Manomètre à liquide . la pression (par rapport à l'atmosphère) est mesurée par la dénivellation  $H=h_1+h_2$  et donc par la lecture de la longueur « L » à partir du point « O » qui est celui la position d'équilibre à l'atmosphère.

Nota : dans le cas d'un ventilateur « aspirant », la position des deux ménisques se trouverait, bien entendu, inversée (par suite d'une dépression statique)m

Supposons qu'on introduit l'une de ses deux branche (munie d'un tuyau prolongateur en matière plastique flexible) dans le manière à ce que son à ce que son bout de prise de pression soit dirigé perpendiculairement au courant (à angle droit avec ce dernier et affleurant la paroi interne du conduit).

Dans une telle position de la seconde , l'abaissement du niveau de liquide dans la branche de mesure (en supposant qu'il s'agit d'un ventilateur soufflant) sera provoqué par la pression statique et la différence de niveau dans l'appareil indiquera sa valeur en mm de CE.

Si maintenant, en introduisant davantage la sonde flexible dans le conduit , la différence de niveau du liquide indiquera la pression totale .on pourra ainsi déduire dynamique ( $p_d=p_t-p_s$ ). Il convient de noter que , dans les deux cas, il s'agit des pression relatives ; en d'autres termes, on mesure les différence entre les pression absolues et l'atmosphère. Et nous avons vu qu'on peut déduire de la pression dynamique relative la vitesse et donc , le débit du fluide en circulation .

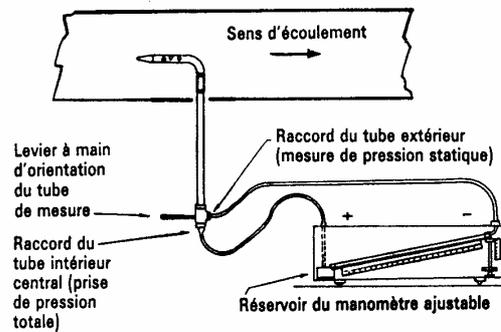
Quant au tube de Pitot statique, le principe de son fonctionnement est basé sur la simple combinaison des deux modes de mesure décrites ci-dessus en un seul tube double, l'un étant à l'intérieur de l'autre et cet ensemble coudé à l'angle droit. Il s'ensuit que le tube central, orienté convenablement, fait face à la direction de l'écoulement et de ce fait reçoit la reçoit la pression totale du flux d'air. Quant au tube extérieure, il comporte un certain nombre de trous, percés radialement, sur sa périphérie. De cette manière, les entrées d'air dans les trous s'effectuent à angle droit avec le courant d'air , ce qui fait que le tube extérieur enregistre bien la pression statique qui se manifeste dans le conduit.

*Il suffit ensuite de relier les deux sorties du double tube (extérieur et central) aux deux branches d'un manomètre incliné, le tube extérieur branché à l'extrémité supérieure (centrale) tube manométrique et le tube intérieur (central)*

*A la branche inférieure qui est celle du réservoir du manomètre incliné.*

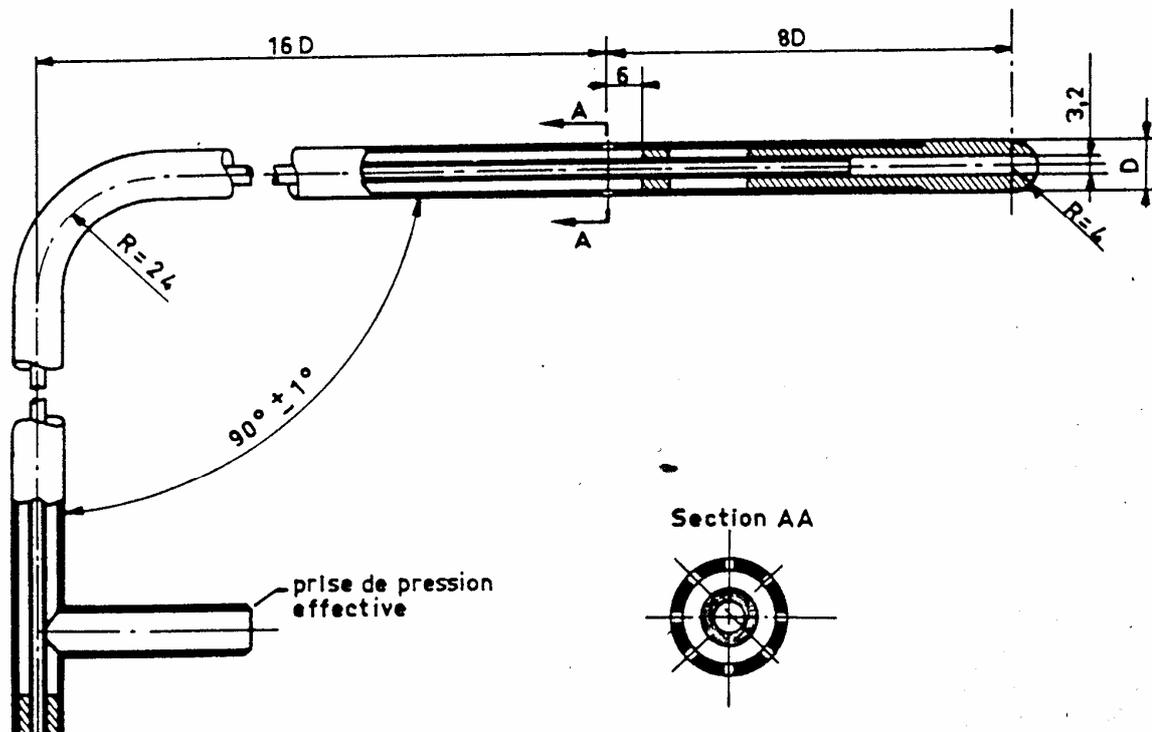
*La différence de niveau que l'on observera ainsi dans l'appareil, indiquera la pression total diminuée de la pression statique et*

*Partant la pression dynamique recherchée (pression due à la vitesse).*

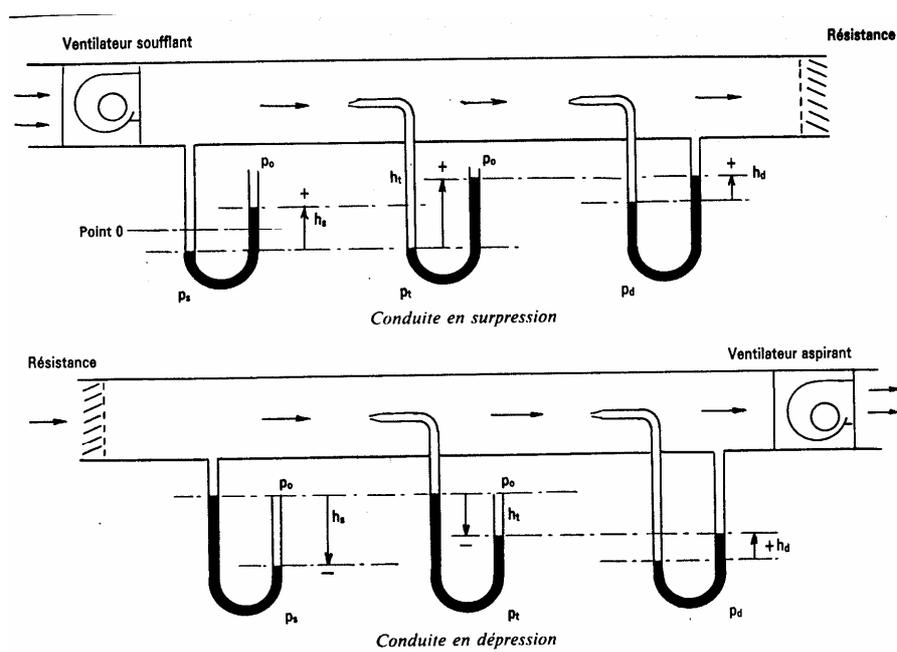


- *Disposition schématique du montage pour mesure de la pression dynamique au moyen d'un tube de Pitot statique et d'un manomètre incliné ajustable.*
- *Nota : le niveau liquide dans le manomètre st influencé du côté inférieur (+) du tube (réservoir) par la pression statique. La différence de niveau dans le tube manométrique montre ainsi la pression totale et contrebalancé(-) par la pression statique. La différence de niveau dans le tube manométrique montre ainsi la pression totale diminuée de la pression statique et donc, la pression dynamique.*

Tube de Pitot  
Schéma :



- Détermination des surpressions et dépression (statiques, totales et dynamique) avec le tube de Pitot dans le cas d'un ventilateur soufflant (croquis du haut) et d'un ventilateur aspirant (croquis du bas)



En récapitulant la pression statique ( $p_s$ ) est entièrement et immédiatement utilisable pour vaincre la résistance aérodynamique d'un complexe de distribution d'air dans système centralisé de traitement de cet air ( canalisations aérauliques, filtres, batteries chaudes et froides, unités terminales, registres ,etc.).

La pression dynamique ( $p_d$ ) ou « pression de vitesse » constitue , elle l'énergie cinétique du fluide en mouvement, à la sortie du ventilateur, et nous savons que la pression totale ( $p_t$ ) est la somme de  $p_s$  et de  $p_d$

La partie dynamique de cette pression totale peut être plus ou moins partiellement transformée en pression statique par l'emploi d'un divergent conique, mais pour que cette transformation puisse se faire avec un rendement acceptable, il est indispensable qu'un tel divergent comporte un angle au sommet voisin de  $7^\circ$  mais cet impératif conduit alors à un encombrement important et partant, à un prix d'établissement pratiquement prohibitif.

Il y a donc lieu, dans la très grand majorité des problèmes de distribution et de soufflage de fluide gazeux de ne tenir compte que de la pression statique fournie ( ou disponible) et e considérer la pression dynamique comme perdue, quitte à sélectionner un ventilateur de dimensions plus important.

#### Conversion des unités de pression

Unité	N/m <sup>2</sup>	Kpa	bar	mbar	mmCE	atm	at	torr	lB/in <sup>2</sup>
<b>1N/m<sup>2</sup></b>	1	$10^{-3}$	$10^{-5}$	0,01	0,102	$0,987 \cdot 10^{-5}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$0,75 \cdot 10^{-2}$	$1,45 \cdot 10^{-4}$
<b>1kpa</b>	1000	1	0,01	10	102	$0,987 \cdot 10^{-5}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$	7,50	0,145
<b>1bar</b>	$10^5$	100	1	1000	$1,02 \cdot 10^4$	0,987	1,02	750	14,50
<b>1 mbar</b>	100	0,1	$10^{-3}$	1	10,2	$0,987 \cdot 10^{-3}$	$1,02 \cdot 10^{-3}$	0,75	0,0145
<b>1mmCE</b>	9,81	$9,81 \cdot 10^{-3}$	$9,81 \cdot 10^{-5}$	$9,81 \cdot 10^{-2}$	1	$0,97 \cdot 10^{-4}$	$10^{-4}$	0,075	$1,42 \cdot 10^{-3}$
<b>1atm</b>	$1,01 \cdot 10^5$	101	1,01	1010	10332	1	1.033	760	14,70
<b>1at</b>	$9,81 \cdot 10^4$	98,1	0,981	98	10000	0,968	1	735	14,22
<b>1torr</b>	133	0,133	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1,33	13,6	$1,32 \cdot 10^{-2}$	$1,36 \cdot 10^{-2}$	1	0,019
<b>1lB/in<sup>2</sup></b>	$6,89 \cdot 10^3$	6,89	0,089	689	703	0,068	0,070	51,7	1

$$P_{abs} = p_{ef} + 1 \text{ (pression atm)}$$

*Résume théorique*

*Durée : 12H*

***II- INFLUENCE DES FACTURES ECONOMIQUES SUR LE TRACE DES GAINES***

## **II-1 LA CONSTRUCTION DES GAINES**

### *a) la forme de la section*

*le plus souvent on utilise des conduites rectangulaires car elle sont moins pertes encombrantes à section égale que les conduites circulaires, bien que leurs pertes de charge et leurs déperditions caloriques soient légèrement supérieures Elles ont le grand avantage d'être plus esthétiques dans le cas ou elles sont apparentes.*

*Par contre les conduites circulaires sont moins coûteuses et se prêtent particulièrement bien à des tracés compliqués .leur emploi est surtout limité au cas de gros débits dans les sous-sols ou dans les combles et au cas de très petits débits dans des doubles parois : elles résistent bien à la pression ou à la dépression et ne risquent pas d'engendrer du bruit par vibration de leur parois.*

### *b) Modes de construction*

*Les modes de réalisation le plus souvent utilisés sont les suivants :*

#### *1. Gains en tôle d'acier.*

*L'on utilise le plus fréquemment possible la tôle galvanisée à l'avance, assemblée par agrafage soudo- brasure, rivetage par rivets ou par points de soudure électrique.*

*Certaines pièces compliquées doivent être soudée : transformations, coudes, etc*

*L'on utilise alors la tôle noire, soudée, et les pièces sont ensuite protégées sur toutes leurs faces par métallisation (zinc projeté) plutôt que par galvanisation à chaud qui les déformerait*

#### *2. Gains en tôle d'alliage léger.*

*Elles sont plus faciles à mettre en place et d'un transport moins coûteux que les gains en acier les plus souvent utilisés sont les alliages d'aluminium et magnésium du type AG, choisi pour sa grand résistance à la corrosion, même à l'air salin. Elles peuvent être construites par les mêmes procédées que les gains en tôle galvanisée. Pour leur utilisation à bord des navires, on accroît la résistance à la corrosion par l'un des nombreux appliquée à cause de son prix de revient . On lui préfère la protalisation, les procédés à la framalite, etc.*

#### *3. Gains en produits moulés*

*Fréquemment utilisées pour leur prix de revient, leur insonorité dans le bâtiment, elles comportent des assemblages faciles notamment dans le cas de grands séries qui permettent d'amortir le prix de revient des moules rendant possible la réalisation de pièces complexe telles que piquage simples ou multiples, section évolutives , etc.*

#### *4. Gains façonnées à partir de produits isolants*

*il existe des panneaux de produits isolants faces de feuilles minces d'alliages légers qui permettent par découpage et assemblage la confection de gains isolées thermiquement et faisant également fonction d'atténuateur de bruit si la face interne laisse pénétrer une partie de l'énergie sonore qui sera ensuite détruite dans la masse de l'isolant après plusieurs réflexions : cet isolant peut être constitué à partir de fibres de verre ou de roche plus ou moins agglomérées avec des résines, et revêtu ou non sur la face interne d'un tissu collé, suivant la vitesse adoptée pour la circulation de l'air , afin d'éviter l'arrachement et l'envol éventuel des fibres si elle est trop élevée.*

*L'utilisation de matériaux combustibles est absolument prohibée pour la construction de gains de ventilation.*

## **INFLUENCE DES FACTURES ECONIMIQUES SUR LE TRACE DES GAINES**

On devra , pour déterminer le meilleur système considérer les frais d'accusation, les frais d'exploitation, ainsi que l'espace disponible. Chaque cas est différent et doit faire l'objet d'une étude spéciale ; seuls des principes généraux peuvent être établis pour guider dans le choix du système le plus approprié. Les factures suivants ont une influence direct sur les frais d'acquisition et d'exploitation :

1. Gains ou pertes de chaleur par les gaines
2. Rapport des dimensions de la gaine.
3. perte de charge linéaire
4. type des coudes ou transformations

### **II-2 Gains ou pertes de chaleur**

Les gains ou pertes de chaleur dans les réseaux de gaines de soufflage ou de reprise peuvent être considérable. Ceci n'est pas seulement vrai dans le cas de gaines passant dans un local non conditionné, mais également dans le cas de gaines de grande longueur installées dans les locaux traitées. Les échanges se font depuis l'extérieure de la gaine en refroidissement, et à l'inverse en chauffage.

Pour compenser les gains ou les déperditions par la gaine, il est quelquefois nécessaire de modifier la répartition du débit aux bouche de soufflage , par apport au calcul initial.

Les principes généraux suivants permettront de mieux comprendre les divers paramètres ayant une influence sur les gains de chaleur par les gaines.

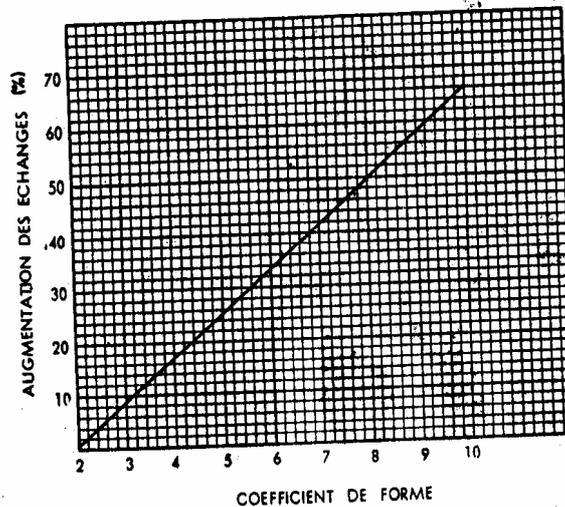
1.pour une section donnée , la gaine présentant le plus petit périmètre est le siège des gains de chaleur les plus faible (rapport des dimensions le plus faible).

Voir courbes n°1

2. les gaines véhiculant de faible débits d'air à basse vitesse, ont proportionnellement les gains de chaleur les plus élevés.

3. on diminuera les apports calorifiques dans les gaines les calorifugeant ; par exemple, un revêtement isolant donnant  $K= 0,60$  diminuera les apports calorifiques de 90%.

## COUBRES N°1 – ECHANGES EN FONCTION DU COEFFICIENT DE FORME



*Dans ce cas sens , il est donc avantageux de calculer les réseaux de gaines avec des coefficients de forme se rapprochant le plus possible de l'unité, ainsi qu'avec des vitesses relativement élevées, de manière à limiter les gains de chaleur. Il est bien entendu que si la gaine traverse un local non conditionné, elle devra être soigneusement calorifugée.*

### **Condensation sur les gaines**

*Des condensation se produisent sur les gaines lorsque leur température superficielle est inférieure au point de rosée de l'air ambiant. Les différences maximales entre le point de rosée de l'air du local et la température de véhiculé, pour qu'il n'y ait pas condensation, sont indiquées dans la table 2. se référer aux remarques pour l'utilisation de cette table. La table 1 donne les coefficient K des matériaux isolant les plus courants . ils permettent, à l'aide de la table 2 de déterminer l'épaisseur d'isolation nécessaire pour empêcher le condensations.*

**Table 1: coefficients de transmission à travers les gaines**

Type du calorifuge	Enduit	Epaisseur total mm	Poids kg/m <sup>2</sup>	X10-3	kt
Tôle nue	Aucun	-	-	-	5,5
	Grillage et plâtre+20mm	-	-	-	4,8
	Lattis bois et plâtre-20mm	-	-	-	3,8
Plaques de liège	Aucun	25	3,4	34	1,06
	Aucun	50	6,8	-	0,54
	Plâtre 10mm	25	10,7	34	1,06
	Plâtre 10mm	50	14,2	-	0,54
Papier d'amiante ondulé	Aucun	25	3,6	61	1,64
	Aucun	50	7,1	-	0,96
Liège aggloméré	Aucun	25	6,6	43	1,11
	Aucun	50	13,2	-	0,63
	Plâtre 10mm	25	14,2	43	1,11
	Plâtre 10mm	50	20,1	-	0,63
Mats de laine minérale	Aucun	25	5,7	34	1,06
	Aucun	50	11,5	-	0,54
Fibre de verre	Aucun	25	0,3	33	1,01
		50	0,8	-	0,48
Carbonate de magnésium-85%	Aucun	25	4,9	48	1,25

- coefficient de conductibilité (kcal/h.m.°c) dans les gaines
- coefficient global pour air extérieur cal me et 6m/s dans la gaine
- pour gaines nues non isolées

Vitesse dans les gaines (m/s)	2	4	6	8	10
Coefficients k	4,7	5,2	5,5	5,7	5,9

**TABLE 2 – DIFFERENCE MAXIMALE ENTRE LE POINT DE ROSEE DU LOCAL ET LA TEMPERATURE DE L’AIR VEHICULE SANS CONDENSATION SUR LA GAINES**

ETAT DE L’AIR BAINANT LA GAINES		VITESSE DE L’AIR DANS LES TRONCONS DROITS DE GAINES* (m/s)											
		Peint	Métal brillant	Peint	Métal brillant	Peint	Métal brillant	Peint	Métal brillant	Peint	Métal brillant	Peint	Métal brillant
$t_s$ °C	$\varphi$ %	2		4		6		8		10		15	
23 - 38	45	11,1	8,3	8,3	5,0	6,1	4,4	4,4	2,8	3,9	2,2	2,8	1,7
	50	10,0	7,2	7,2	4,4	5,5	3,9	3,9	2,8	3,3	2,2	2,2	1,7
	55	8,3	6,1	6,1	3,9	4,4	3,3	3,3	2,2	2,8	1,7	2,2	1,1
	60	7,2	5,5	5,5	3,3	3,9	2,8	2,8	1,7	2,2	1,7	1,7	1,1
	70	5,0	3,9	3,9	2,2	2,8	2,2	2,2	1,1	1,7	1,1	1,1	1,1
	80	3,3	2,2	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	1,1	1,1	0,5	1,1	0,5
	85	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	1,1	1,1	0,5	1,1	0,5	0,5	0,5
$\frac{\alpha}{k} - 1$		0,90	0,66	0,66	0,42	0,49	0,31	0,37	0,24	0,31	0,20	0,23	0,15

RELATION :  $t_r - t_a = (t_e - t_r) (\alpha/k - 1)$

avec:  $t_r$  = température de surface de l’air, supposée égale au point de rosée delirium du local  
 $t_a$  = température de rosée de l’air du local  
 $t_e$  = température sèche de l’air du local

**K** = coefficient de transmission global (Kcal/h.m<sup>2</sup>.°c)

$\alpha$  = coefficient de transmission superficiel extérieur (Kcal/h.m<sup>2</sup>.°c.) pris égal à 5 pour les gaines nues brillantes et à 8 pour les gaines peintes

## REMARQUES

1. Cas exceptionnels ; la condensation apparaîtra pour un degré hygrométrique plus faible que ce lui indiqué dans les tables, si  $\alpha$  est inférieure aux valeurs prises comme base de calcul (5 pour les gaines brillantes et 8 pour les gaines petites) .la composant de rayonnement de  $\alpha$  diminuera si la gaine es exposée à des surface de température inférieure à celle du local ; si elle retrouvent à proximité d'un mur froid par exemple. La composante de convection sont gênés ; comme ce serait l cas pour une convection sont gênés ; comme ce serait le cas pour une gaine placée à proximité d'une paroi prendre une valeur de degré hygrométrique de 5% inférieure à celle indiquée dans la table l'une de ces conditions existe, et de 10% inférieure si les 2 condition sont réunies simultanément.

2. source : calcul basé sur un coefficient superficiel intérieur compris entre 7,2 et 35k cal/h.m2.°c. la relation précédente repose sur le principe que le gradient de température est directement proportionnel à la résistance thermique. On a admis que la vitesse de l'air en contact avec la gaine , n'était pas supérieur à environ 25/cm/s.

3. pour les conditions non envisagées : appliquer la relation précédente en utilisant les valeurs de

$$\frac{\alpha}{k} - 1$$

données au bas de la table.

4. application : à utiliser uniquement pour les gaines nues. Prendre les valeurs indiquées dans les colonnes repérées « métal brillant », aussi bien pour les gaines en aluminium que pour celles en tôle d'acier galvanisée la condensation sur les coudes ou autres pièces de raccordement, se produira pour une température plus élevée de l'air , du fait de l'augmentation du coefficient.

Intérieur. Pour deux réseaux à basse vitesse, utiliser la table précédent, avec une vitesse double de sa valeur dans les tronçon droits. Pour des vitesses égales ou supérieurs à 7,5m/s. la température de l'air véhiculé ne doit pas être inférieure de plus de 0,5°C, au point de rosé de l'air du local. les changement de section pour lesquels la pente est inférieure à 1/6, peuvent être considérés comme des tronçons droits.

5. By-pass factor et chaleur fournie par le ventilateur : tenir compte du fait , qu'à cause du bypasse factor, la température de l'air sortant de la batterie est supérieur à L'ADP tenir compte également , de l'élévation de température, puissance absorbée par le ventilateur.

6. ruissellement : la condition n'est généralement pas assez importante pour produire un ruissellement, sauf si la température de surface est inférieure de plus 2° environ au point de rosée de l'air du local . remarquer que la table est basée sur l'hypothèse de l'égalité entre la température de surface et le point de rosée de l'air du local. Il est recommandé de maintenir la température de surface au –dessus du point de rosée.

7. Elimination des condensation : La température de l'air véhiculé doit être suffisante pour ne pas provoquer des condensations aux coudes ou pièce de raccordement. Il peut être parfois nécessaire de calorifuger uniquement ces coudes ou pièces de raccordement. l'isolation pourra être appliquée à l'intérieur ou l'extérieur de la gaine , et devra s'étendre sur une longueur égale à 1,5 fois le périmètre de part et d'autre de transformation .(une épaisseur de 10 à 15mm est généralement suffisante) Si des condensations se produisent sur des tronçon droits, l'épaisseur de calorifuge peut être déterminée d'après la valeur de K, tirée de la relation précédente.

### II-3- L'ISOLATION DES GAINES

Dans toute installation comportant des gaines, leur isolation doit être envisagée. Même en ventilation simple, le problème des échanges calorifiques se pose. L'on est amené en effet parfois à ventiler des locaux avec de l'air extérieur conduit par des gaines traversant des locaux beaucoup plus chauds que cet air. Il est alors indispensable de faire un calcul succinct pour savoir si l'isolation est nécessaire. L'on prend en général un coefficient  $K = 10$  calories/m<sup>3</sup>/Δ°C pour une gaine en tôle nue et une vitesse de l'air de 5m/s dans la gaine.

Cette isolation est naturellement indispensable dans les systèmes utilisant l'air chaud soit comme mode de chauffage principal, soit comme appoint, si les gaines traversent des locaux à basse température et qui ne doivent pas être chauffés. Par exemple, si une gaine en tôle de 1000\*500 mm de section véhiculant 9000 m<sup>3</sup>/h d'air à 40° traverse sur 20 m de longueur un local où la température de 4,8° entre l'entrée et la sortie.

Dans les deux cas précédents l'on est en général loin de la zone où se produit la condensation. Fléau des isolants est redouter. Par exemple si une gaine en tôle nue est parcourue par de l'air à 25° et traverse un compartiment où l'air est à une température de 35°, il y aura condensation sur la gaine si l'humidité de cet air dépasse le chiffre de 57% qui est l'état hygrométrique de l'air saturé d'humidité à 25° et qui contient 20 g de vapeur d'eau par kilogramme d'air sec. Pour qu'il y ait condensation, il faudrait donc qu'il y ait un fort dégagement de vapeur d'eau dans le local : si l'air extérieur dont la température est de 25° a une humidité élevée, par exemple de 70%, il ne contient que 13,8g d'eau par kilogramme, il faudrait donc, pour qu'il y ait risque de condensation, qu'il ait un dégagement dans le local d'au moins 6,2 g d'eau par kilogramme d'air circulant dans ce local.

Dans le cas de chauffage par air chaud, les condensations ne peuvent naturellement se produire qu'à l'intérieur de la gaine, et seulement dans le cas où les dispositifs d'humidification d'air seraient déréglés et incorporeraient à l'air un excès d'eau ; ce phénomène n'est guère à redouter qu'avec les dispositifs d'humidification par injection de vapeur.

L'isolation doit être extrêmement soignée dans le cas de gaines transportant de l'air froid pour deux raisons : d'une part le prix de revient des frigorifiques est plus élevée que celui des calories et l'on doit tout mettre en œuvre pour diminuer les puissances installées et les puissances consommées ; d'autre part, les risques de condensation deviennent importants dès que l'on est obligé de transporter de l'air à basse température. Ces deux phénomènes obligent à faire appel pour l'isolation des gaines véhiculant l'air froid à des matériaux présentant la plus faible sensibilité à l'humidité et à une mise en œuvre permettant de réduire au minimum des mouvements d'air à travers les faces externes de l'isolant.

En reprenant l'exemple précédent d'une gaine de 1000\*500 mm de section véhiculant 9000m<sup>3</sup>/h à 5m/s, mais en supposant en outre que ce n'est pas seulement nous aurions cette fois-ci une élévation de température de 2,4° mais il y a risque de condensation si l'air à 30° atteint une humidité relative supérieure à 55% ; chiffre correspondant à un sec pour cette température. Si l'air du local est humide et si les mouvements d'air sont importants, les condensations peuvent atteindre plusieurs dizaines de litres à l'heure : le ruissellement peut endommager les parois du local, abîmer ce qu'il contient et même rendre inutilisable le local. En plus de cet effet, chaque kilogramme d'eau condensée cède 600 calories à l'air parcourant la gaine.

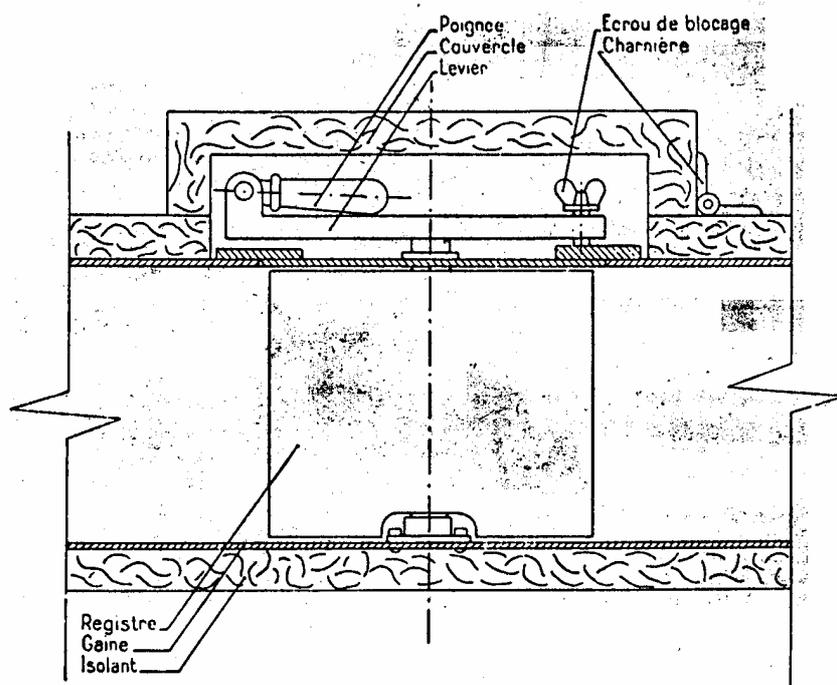
Une isolation réalisée par 20 à 30 mm d'un matériau courant appliqué sans précaution spéciale, qui serait très efficace dans la gaine, serait très efficace dans le premier exemple où l'air à 40°C se trouvait dans la gaine serait presque inefficace dans le cas présent, car l'isolant s'imbiberait rapidement d'eau et sa conductibilité croîtrait fortement.

Le remède le plus efficace consisterait à enfermer l'isolant dans une enveloppe rigoureusement imperméable à l'air, condition difficile à réaliser étant donné les très fortes pressions mises en jeu quand l'isolant « respire » par suite des variations de températures soit de l'air circulant dans la gaine soit de l'air extérieure à la gaine.

De bons résultats peuvent être obtenus en plaquant des panneaux de liège contre la gaine avec interposition d'un enduit spécial en remplissant les joints entre panneaux par cet enduit et en l'utilisant également pour réaliser un revêtement extérieure lisse des panneaux. une toile recevant une peinture étanche enveloppera ensuite l'ensemble de la gaine isolée. Chaque fois que cela sera possible il faudra mieux isoler l'intérieure à condition d'utiliser un produit dont le contact avec l'air ne présente aucune inconvénient au point de vue incendie, poussières, odeurs, etc.

Si l'on n'est pas limité par le prix de revient, une bonne solution consiste à bourrer l'isolant entre deux gaines métalliques coaxiales réservant entre elles un espace dont l'épaisseur est celle choisie pour l'isolant. aux deux extrémités l'isolant est remplacé par un mastic rigoureusement étanche.

Les commandes de volets et registres doivent être également soigneusement isolées afin qu'aucune pièce métallique ne risque de se couvrir de condensations. Une bonne solution est de enfermer dans des couvercles isolants. Ce sera également le cas des servo- moteurs si on ne peut les placer dans la gaine elle-même



Exemple d'isolation thermique d'un registre à commande manuelle

#### **II-4 -Pertes de Charge linéaires**

*Du fait des frottement sur les parois de la gaine l'air en mouvement résistance qui se traduit par une perte de charge.*

*Cette perte de charge est fonction de :*

- 1. Vitesse de l'air*
- 2. Dimensions de la gaine*
- 3. Rugosité la paroi intérieure*
- 4. Longueur de la gaine*

*Elle peut être exprimée par la relation*

$$\Delta_p = 6. L/D^{1,22} \times V^{1,82}$$

*Dans laquelle :*

$\Delta_p$  = perte de charge (mm CE)

L= longueur de la gaine (m)

D= Diamètre de la gaine (diamètre équivalent pour une gaine rectangulaire)(mm)

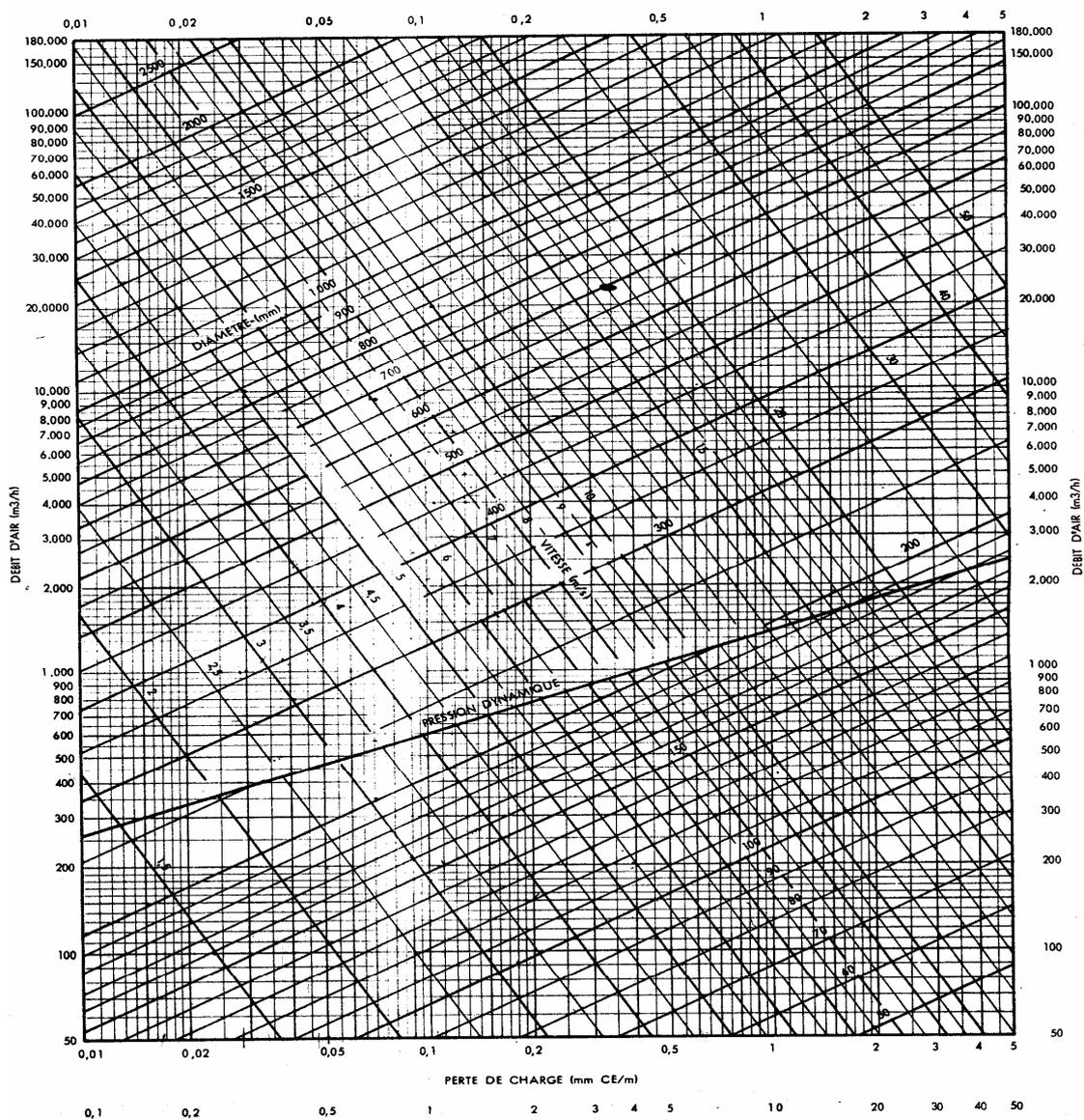
V= Vitesse de l'air (m/sec)

*Cette équation a servi aux tracés des courbes n° 7 établies à partir des hypothèses suivantes : air à 21° et sous 760 mm hg, gaines en tôle galvanisée. Elle peuvent être utilisées sans correction pour des température comprises entre 0 et 120°)*

#### **Détermination des pertes de charge linéaires**

*Dans les courbes N°-7 , les pertes de charge sont exprimées en mm CE par mètre de longueur équivalente. La perte de charge d'un tronçon de gaines donnée, lue dans les courbes par la longueur du traçons. La longueur équivalente doit tenir compte des coudes ou transformations éventuelles.*

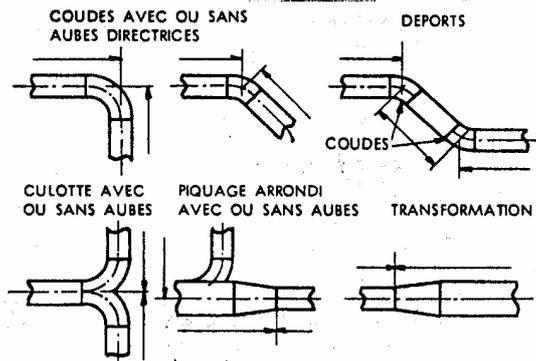
## COURBES N°7 - PERTES DE CHARGE DANS LES GAINES CIRCULAIRES



## II-5 - PERTES DE CHARGE PARTICULIERES

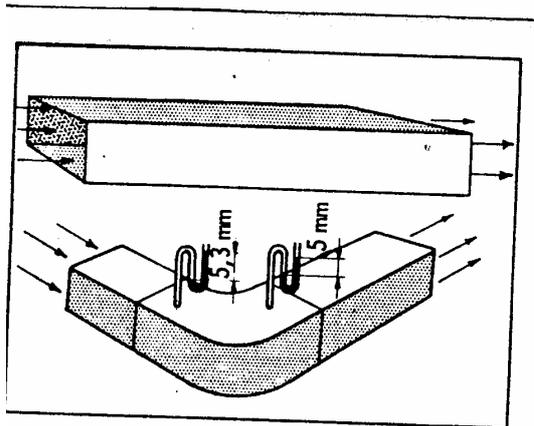
Les pertes de charge particulières des pièces de transformation sont exprimées en longueur équivalente. Cette méthode permet d'appliquer à ces pièces de transformations, les valeurs des pertes de charge donnée par les courbes n°7.

Les pertes de charge particulières exprimées en longueur équivalentes de gaine rectiligne, sont indiquées dans les tables. La longueur pertes équivalente totale d'un tronçon comportant une transformation, est égale à la longueur de la partie droite, augmentée de la longueur équivalente de la transformation. La longueur droite est mesurée comme indiqué figure ci-dessous :



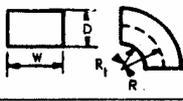
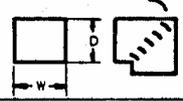
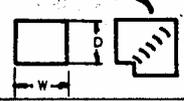
**REMARQUES :** Toutes les cotes sont relevées à partir de l'axe les pièces de transformation sont considérées comme faisant partie du tronçon de gaine présentant la plus grande dimension.

### - DETERMINATION DE LA LONGUEUR DES GAINES

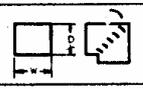
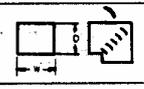


Supposons que l'on ait mesuré la perte de charge dans un coude déterminé, pour un débit donné, la valeur trouvée étant de 0,3 mm CE. S'il nous faut trois mètres de gaines droite de même dimension, avec le même débit, pour obtenir la même perte de charge, nous devons que la longueur équivalente du coude est de 3 mètres. Les valeurs des longueurs équivalentes pour différents types de coudes sont données dans la table jointe extraite du « Manuel Carrier ».

## PERTES DANS LES COUDES RECTANGULAIRES

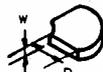
DIMENSIONS dm		SANS AUBES	AVEC AUBES†		COUDE DROIT‡	
						
W	D	Rapport† R/D = 1,25	R <sub>1</sub> = 150 (Recommandé)	R <sub>1</sub> = 75 (Acceptable)	Aubes profilées	Aubes non profilées
<b>LONGUEURS EQUIVALENTES (m)</b>						
			Aubes			
24	12	9,4	13,7	0,6	13,1	0,9
	9	7,6	11,0	0,6	9,5	0,9
	7,5	6,7	9,4	0,6	11,6	0,6
	6	5,8	10,1	0,3	8,8	0,6
	5	4,9	8,5	0,3	7,6	0,6
23	12	8,5	13,4	0,6	12,5	0,9
	9	7,0	10,1	0,6	8,8	0,9
	7,5	6,4	8,5	0,6	10,1	0,6
	6	5,2	8,9	0,3	7,6	0,6
	5	4,6	7,0	0,3	5,8	0,6
	4	4,0	5,5	0,3	4,9	0,6
	3	3,7			4,6	0,3
15	12	8,2	12,5	0,6	11,9	0,9
	9	6,7	9,5	0,6	8,2	0,9
	7,5	5,8	7,6	0,6	9,5	0,6
	6	4,9	8,2	0,3	7,9	0,6
	5	4,3	6,7	0,3	6,4	0,6
	4	3,7	4,9	0,3	4,6	0,6
	3	3,0			4,3	0,3
12	24*	13,7	10,7	0,9		
	12	7,9	10,7	0,6	10,4	0,9
	9	6,1	7,9	0,6	6,7	0,9
	7,5	5,5	7,0	0,6	8,5	0,6
	6	4,6	7,3	0,3	6,4	0,6
	5	4,3	5,8	0,3	5,2	0,6
	4	3,3	4,6	0,3	4,3	0,6
	3	2,7			4,0	0,3
	2,5	2,4			3,3	0,3
	2	2,4			2,7	0,3
13	13	7,0	8,5	0,6	7,9	0,9
	9	6,1	7,3	0,6	6,4	0,9
	7,5	5,2	6,4	0,6	7,9	0,6
	6	4,6	6,4	0,3	5,8	0,6
	5	4,0	5,5	0,3	4,9	0,6
	4	3,3	4,3	0,3	4,0	0,6
	3	2,7			4,0	0,3
	2,5	2,4			3,0	0,3
	2	2,1			2,4	0,3
18*	18*	10,4	8,2	0,9		
	9	5,8	6,7	0,6	5,8	0,9
	6,5	4,9	5,8	0,6	6,7	0,6
	6	4,3	6,1	0,3	6,7	0,6
	5	3,7	5,2	0,3	4,6	0,6
	4	3,0	4,0	0,3	3,7	0,6
	3	2,7			3,7	0,3
	2,5	2,4			2,7	0,3
	2	2,1			2,4	0,3
8	8	5,2	5,8	0,6	4,9	0,9
	7,5	4,9	5,5	0,6	6,4	0,6
	6	4,3	5,8	0,3	5,2	0,6
	9	3,7	4,9	0,3	4,3	0,6
	4	3,0	3,6	0,3	3,7	0,6
	3	2,4			3,7	0,3
	2,5	2,1			2,7	0,3
	2	1,8			2,4	0,3

## PERTES DANS LES COUDES RECTANGULAIRES (SUITE)

DIMENSIONS dm		SANS AUBES	AVEC AUBES†				COUDE DROIT‡	
								
W	D	RAPPORT R/D = 1,25	$R_1 = 150$ (Recommandé)		$R_2 = 75$ (Acceptable)		Aubes profilées	Aubes non profilées
LONGUEURS EQUIVALENTES (m)								
			Aubes		Aubes			
7	7	4,6	4,3	0,6	5,2	0,6	4,3	10,4
	6	4,0	5,2	0,3	4,6	0,6	4,0	9,1
	5	3,7	4,6	0,3	4,0	0,6	3,7	7,6
	4	3,3	3,3	0,3	3,3	0,6	3,3	6,1
	3	2,4			3,3	0,3	2,4	4,6
	2,5	2,1			2,7	0,3	2,1	3,7
	2	1,8			2,4	0,3	1,8	3,3
6	24*	11,6	5,8	0,9			7,0	24,4
	18*	9,7	5,2	0,9			6,4	22,0
	12*	6,7	6,1	0,6	6,1	0,9	5,5	18,9
	6	4,0	4,9	0,3	4,3	0,6	3,7	9,1
	5	3,3	4,0	0,3	3,7	0,6	3,0	7,6
	4	3,0	3,4	0,3	3,3	0,6	2,7	6,1
	3	2,4			3,3	0,3	2,4	4,6
2,5	2,1			2,4	0,3	2,1	3,7	
2	1,8			2,1	0,3	1,8	3,3	
1,5	1,5					1,2	2,4	
5	20*	9,7	4,9	0,9			5,5	20,1
	15*	7,9	5,8	0,6			5,2	17,7
	10*	6,7	4,6	0,6	4,3	0,9	4,3	14,9
	5	3,3	3,7	0,3	3,3	0,6	3,3	7,6
	4	2,7	2,7	0,3	2,7	0,6	2,4	6,1
	3	2,1			2,7	0,3	2,1	4,6
	2,5	1,8			2,4	0,3	1,8	3,7
2	1,5			2,1	0,3	1,5	3,3	
1,5	1,2					1,2	2,4	
4	16*	7,9	2,7	0,9			4,3	14,6
	12*	6,4	3,7	0,6	3,7	0,9	3,7	13,1
	8*	4,6	3,4	0,6	2,7	0,9	3,3	11,6
	4	2,7	2,4	0,3	2,4	0,6	2,1	6,1
	3	2,1			2,4	0,3	1,8	4,6
	2,5	1,8			1,8	0,3	1,5	3,7
	2	1,5			1,8	0,3	1,5	3,3
1,5	1,2					1,2	2,4	
3	12*	5,8	2,4	0,6	2,4	0,9	3,0	10,1
	9*	4,9	2,1	0,6	2,1	0,9	2,7	9,1
	6*	3,3	2,4	0,3	2,4	0,6	2,4	7,9
	3	2,1			2,1	0,3	1,5	4,6
	2,5	1,8			1,5	0,3	1,5	3,7
	2	1,5			1,5	0,3	1,2	3,3
	1,5	1,2					0,9	2,4
2,5	10*	5,8	1,8	0,6	1,8	0,9	2,4	8,2
	7,5*	4,0	1,8	0,6	2,4	0,6	2,1	7,3
	5*	2,7	2,1	0,3	1,8	0,6	1,8	6,4
	2,5	1,5			1,5	0,3	1,2	3,7
	2	1,2			1,5	0,3	1,2	3,3
	1,5	1,2					0,9	2,4
2	8*	4,0	1,5	0,6	1,2	0,9	1,8	6,4
	6*	3,3	1,8	0,3	1,5	0,6	1,8	5,8
	4*	2,4	1,2	0,3	1,5	0,6	1,5	4,9
	2	1,2			1,2	0,3	0,9	3,3
	1,5	0,9					0,9	2,4
1,5	6*	3,0	1,2	0,3	1,2	0,6	1,2	4,6
	3*	2,4	0,9	0,3	1,2	0,6	1,2	4,0
	4*	1,8			1,2	0,3	0,9	3,4
	1,5	0,9					0,9	2,4

\* Correspond à un coude serré

Coude serré



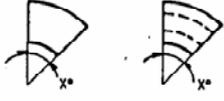
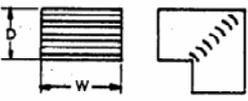
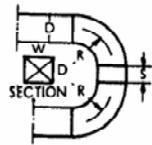
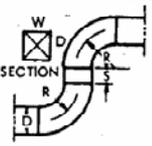
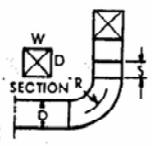
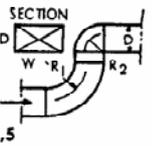
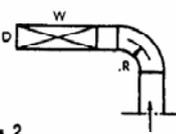
Coude large



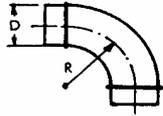
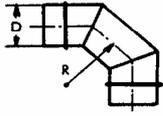
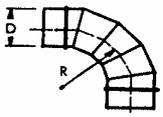
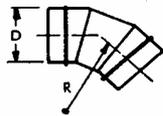
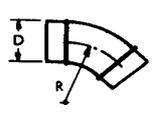
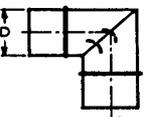
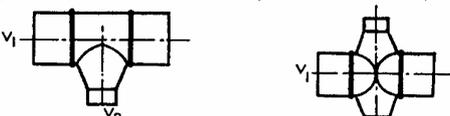
**PERTES DE CHARGES DES PIÈCES DE RACCORDEMENT RECTANGULAIRES (SUITE)**

ELEMENT	CONDITIONS	VALEUR DE $n \ddagger$																												
<b>Transformation</b> 	$V_2 = V_1$ Perte P.S. = $nhv_1$	0,15																												
<b>Elargissement</b> 	$n$ Angle "a" <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_2/V_1</math></th> <th>5°</th> <th>10°</th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,20</td> <td>0,83</td> <td>0,74</td> <td>0,68</td> <td>0,62</td> <td>0,52</td> <td>0,45</td> </tr> <tr> <td>0,40</td> <td>0,89</td> <td>0,83</td> <td>0,78</td> <td>0,74</td> <td>0,68</td> <td>0,64</td> </tr> <tr> <td>0,60</td> <td>0,93</td> <td>0,87</td> <td>0,84</td> <td>0,82</td> <td>0,79</td> <td>0,77</td> </tr> </tbody> </table> Gain P.S. = $n(hv_1 - hv_2)$	$V_2/V_1$	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0,20	0,83	0,74	0,68	0,62	0,52	0,45	0,40	0,89	0,83	0,78	0,74	0,68	0,64	0,60	0,93	0,87	0,84	0,82	0,79	0,77	
$V_2/V_1$	5°	10°	15°	20°	30°	40°																								
0,20	0,83	0,74	0,68	0,62	0,52	0,45																								
0,40	0,89	0,83	0,78	0,74	0,68	0,64																								
0,60	0,93	0,87	0,84	0,82	0,79	0,77																								
<b>Contraction</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>1,02††</td> <td>1,04</td> <td>1,07</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $n(hv_2 - hv_1)$ †† Pente 1/4	a	30°	45°	60°	n	1,02††	1,04	1,07																					
a	30°	45°	60°																											
n	1,02††	1,04	1,07																											
<b>Contraction brusque</b> 	Perte P.S. = $nhv_1$	0,35																												
<b>Entrée profilée</b> 		0,03																												
<b>Elargissement brusque</b> 	Admettre $\Delta P_s = 0$																													
<b>Sortie profilée</b> 																														
<b>Orifice rentrant</b> 	Perte P.S. = $nhv_1$	0,85																												
<b>Orifice en miace paroi</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>A_2/A_1</math></th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>2,5</td> <td>2,3</td> <td>1,9</td> <td>1,1</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $nhv_2$	$A_2/A_1$	0	0,25	0,50	0,75	1,00	n	2,5	2,3	1,9	1,1	0																	
$A_2/A_1$	0	0,25	0,50	0,75	1,00																									
n	2,5	2,3	1,9	1,1	0																									
<b>Contraction brusque</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_1/V_2</math></th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>1,34</td> <td>1,24</td> <td>0,96</td> <td>0,52</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $nhv_2$	$V_1/V_2$	0	0,25	0,50	0,75	n	1,34	1,24	0,96	0,52																			
$V_1/V_2$	0	0,25	0,50	0,75																										
n	1,34	1,24	0,96	0,52																										
<b>Elargissement brusque</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_2/V_1</math></th> <th>0,20</th> <th>0,40</th> <th>0,60</th> <th>0,80</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,32</td> <td>0,48</td> <td>0,48</td> <td>0,32</td> </tr> </tbody> </table> Gains P.S. = $nhv_1$	$V_2/V_1$	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,32	0,48	0,48	0,32																			
$V_2/V_1$	0,20	0,40	0,60	0,80																										
n	0,32	0,48	0,48	0,32																										
<b>Tube dans la gaine</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,20</td> <td>0,55</td> <td>2,00</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,20	0,55	2,00																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,20	0,55	2,00																											
<b>Barre dans la gaine</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,7</td> <td>1,4</td> <td>4,00</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,7	1,4	4,00																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,7	1,4	4,00																											
<b>Obstacle caréné</b> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,07</td> <td>0,23</td> <td>0,90</td> </tr> </tbody> </table> Perte P.S. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,07	0,23	0,90																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,07	0,23	0,90																											

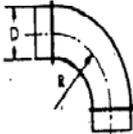
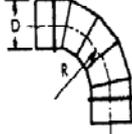
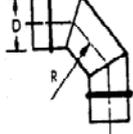
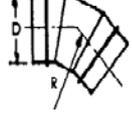
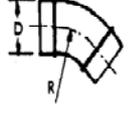
## PERTES DE CHARGE DES PIÈCES DE RACCORDEMENT RECTANGULAIRES

ELEMENT	CONDITIONS	RAPPORT L/D †																																									
<b>Coude rectangulaire sans aubes</b> 	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">W/D</th> <th colspan="5">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,5</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,25*</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="5" style="text-align: center;">Rapport L/D</td> </tr> <tr> <td>0,5</td> <td>33</td> <td>14</td> <td>9</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>45</td> <td>18</td> <td>11</td> <td>7</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>80</td> <td>30</td> <td>14</td> <td>8</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>125</td> <td>40</td> <td>18</td> <td>12</td> <td>7</td> </tr> </tbody> </table>	W/D	R/D					0,5	0,75	1,00	1,25*	1,50		Rapport L/D					0,5	33	14	9	5	4	1	45	18	11	7	4	3	80	30	14	8	5	6	125	40	18	12	7	
W/D	R/D																																										
	0,5	0,75	1,00	1,25*	1,50																																						
	Rapport L/D																																										
0,5	33	14	9	5	4																																						
1	45	18	11	7	4																																						
3	80	30	14	8	5																																						
6	125	40	18	12	7																																						
<b>Coude rectangulaire avec aubes</b> 	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Nombre d'aubes</th> <th colspan="4">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,5</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="4" style="text-align: center;">Rapport L/D</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>18</td> <td>10</td> <td>8</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>12</td> <td>8</td> <td>7</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>10</td> <td>7</td> <td>7</td> <td>6</td> </tr> </tbody> </table>	Nombre d'aubes	R/D				0,5	0,75	1,00	1,50		Rapport L/D				1	18	10	8	7	2	12	8	7	7	3	10	7	7	6													
Nombre d'aubes	R/D																																										
	0,5	0,75	1,00	1,50																																							
	Rapport L/D																																										
1	18	10	8	7																																							
2	12	8	7	7																																							
3	10	7	7	6																																							
<b>Coude à X°</b> 	Coude avec ou sans aubes	Valeur pour coude à 90° × X/90																																									
<b>Coude droit</b> 	Sans aubes Aubes non profilées Aubes profilées	60 15 10																																									
<b>Coude double</b>  $W/D = 1, R/D = 1,25^*$	$S = 0$ $S = D$	15 10																																									
<b>Coude double</b>  $W/D = 1, R/D = 1,25^*$	$S = 0$ $S = D$	20 22																																									
<b>Coude double</b>  $W/D = 1, R/D = 1,25^*$ pour les 2	$S = 0$ $S = D$	15 16																																									
<b>Coude double</b>  $W/D = 2, R_1/D = 1,25^*, R_2/D = ,5$	Sens de la flèche Sens inverse	45 40																																									
<b>Coude double</b>  $W/D = 4, R/D = 1,25^*$ pour les 2	Sens de la flèche Sens inverse	17 18																																									

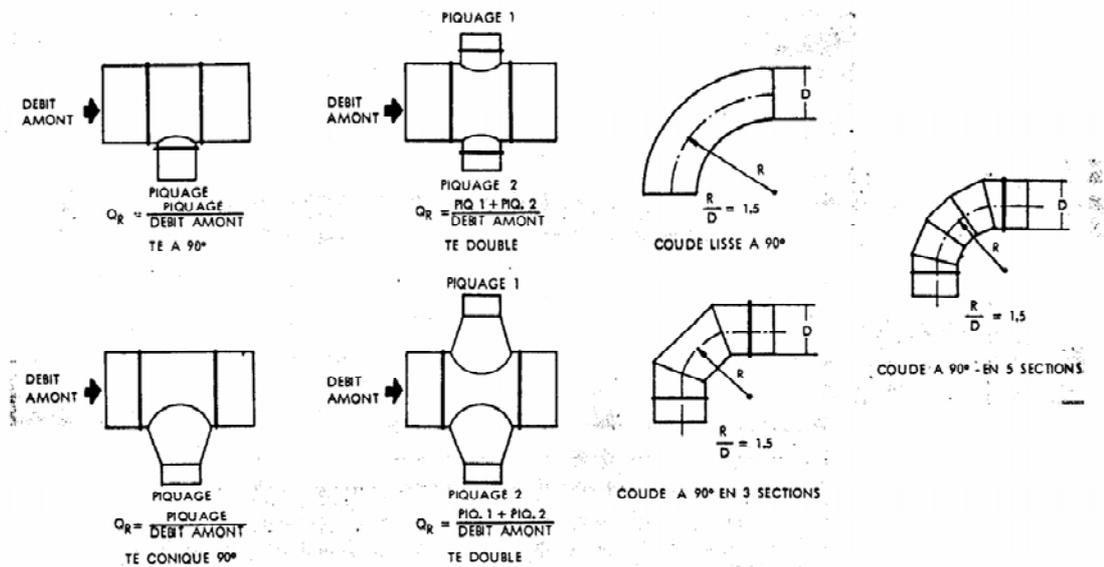
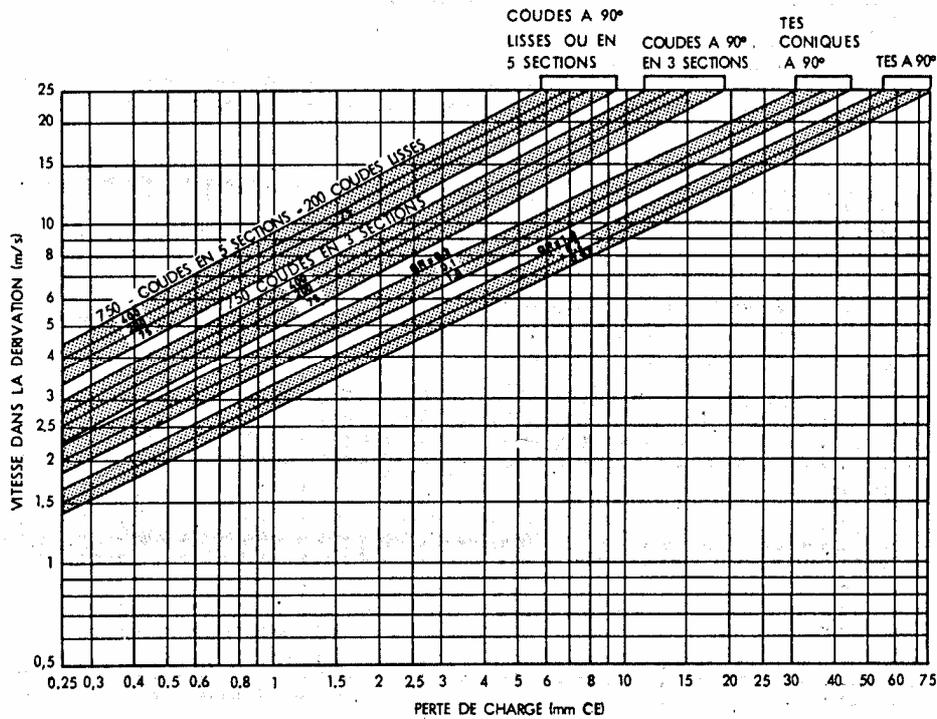
## PERTE DE CHARGE DES PIÈCES DE RACCORDEMENT CIRCULAIRES

ELEMENT	CONDITION	RAPPORT L/D*
Coude lisse à 90° 	R/D = 1,5	9
Coude à 90° en 3 sections 	R/D = 1,5	24
Coude à 90° en 5 sections 	R/D = 1,5	12
Coude à 45° en 3 sections 	R/D = 1,5	6
Coude lisse à 45° 	R/D = 1,5	4,5
Coude à angle droit 	avec aubes sans aubes	22 65
ELEMENT	CONDITION	VALEUR DE $\eta_f$
Té simple † à 90° et té double à 90, 135 et 190° ‡  Perte dans la dérivation = $\eta h v_2$	$\frac{v_2}{v_1} = \begin{cases} 0,2 \\ 0,5 \\ 1,0 \\ 5,0 \end{cases}$	4,0 2,0 1,75 1,6
Té à 45° †  Perte dans la dérivation = $\eta h v_2$	$\frac{v_2}{v_1} = \begin{cases} 0,8 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 3,0 \end{cases}$	0,10 0,44 1,21 1,47
Té conique simple à 90° et té conique double à 180°  Perte dans la dérivation = $\eta h v_2$	$\frac{v_2}{v_1} = \begin{cases} 0,5 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 5,0 \end{cases}$	0,2 0,5 1,0 1,2

## PERTE DE CHARGE DANS LES COUDES CIRCULAIRES

DIAMETRE mm	LISSE A 90°  R/D = 1,5	5 SECTIONS A 90°  R/D = 1,5	3 SECTIONS A 90°  R/D = 1,5	3 SECTIONS A 45°  R/D = 1,5	LISSE A 45°  R/D = 1,5
	LONGUEUR EQUIVALENTE (m)				
25	0,7	0,9	1,8	0,4	0,3
100	0,9	1,2	2,4	0,6	0,4
125	1,2	1,5	3,0	0,8	0,6
150	1,4	1,8	3,6	0,9	0,7
175	1,6	2,1	4,2	1,1	0,8
200	1,8	2,4	4,8	1,2	0,9
225	-	2,7	5,4	1,4	-
250	-	3,0	6,0	1,5	-
275	-	3,3	6,6	1,7	-
300	-	3,6	7,2	1,8	-
350	-	4,2	8,4	2,1	-
400	-	4,8	9,6	2,4	-
450	-	5,4	10,8	2,7	-
500	-	6,0	12,0	3,0	-
550	-	6,6	13,2	3,3	-
600	-	7,2	14,4	3,6	-

## PERTES DANS LES COUDES ET LES CIRCULAIRES



### REMARQUES :

-1. la perte de charge d'un TE est fonction de la vitesse dans le piquage. Elle représente la chute de pression statique entre le débit amont et le piquage.  $Q_R$  est le rapport entre les débits dans le piquage et en amont du TE

-2. La perte de charge d'un coude lisse à 45° est la moitié de celle d'un coude lisse à 90°

## II-6 Coefficient de forme

Le coefficient de forme, rapport entre le grand et petit côté de la gaine, est un facteur important qui doit être considéré lors du calcul initial, car son augmentation entraîne une augmentation des frais d'acquisition et d'exploitation.

Le prix de revient des gains dépend du poids de tôle utilisée et des difficultés de fabrication. La table 6 tient compte de ces facteurs. Cette table indique également les diamètres équivalents des gains rectangulaires, les sections correspondant aux différents diamètres, ainsi que la classification des gaines (chiffres en gros caractères).

Les gaines ont été divisées en 6 classes, repérées de 1 à 6, en utilisant comme critère, la dimension la plus grande de la gaine et son demi-périmètre ; comme indiqué dans la table ci-dessous.

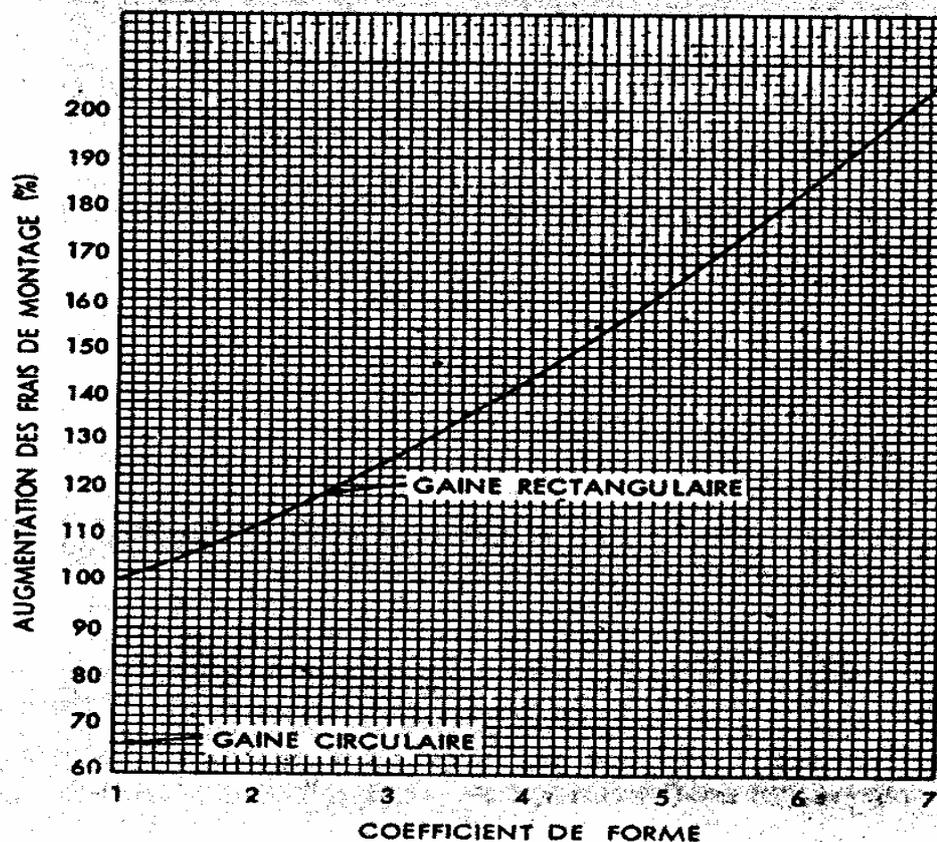
CLASSE	PLUS GRAND COTE (mm)	DEMI-PERIMETRE (mm)
1	150 - 450	250 - 580
2	300 - 600	300 - 1170
3	660 - 1000	810 - 1170
4	600 - 2250	1220 - 2390
5	1200 - 2300	2440 - 4470
6	2300 - 3650	2440 - 6040

Cette notion de classe est intéressante en ce qu'elle permet de réparer qualitativement les coûts de fabrication. Quand on passe d'une classe à la classe supérieure, on augmente le coût de la gaine. En effet, on aura pour une section donnée, augmentation :

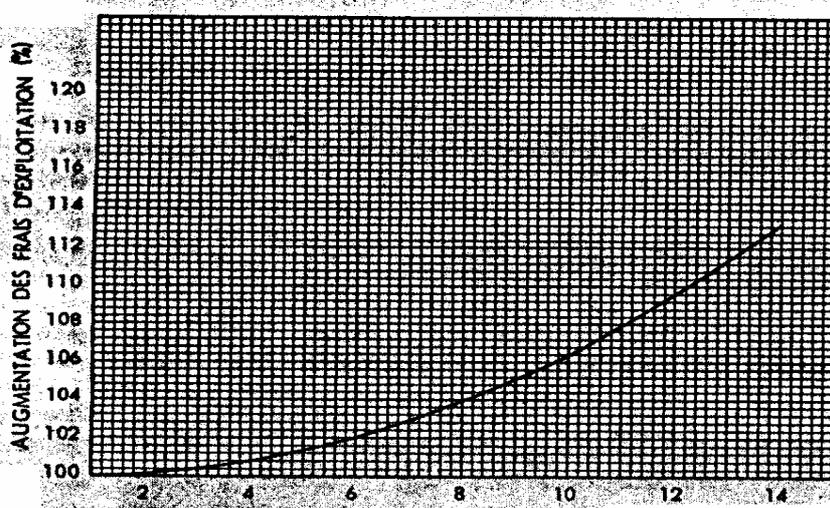
1. du demi-périmètre et de la surface développée
2. du poids de tôle
3. de l'épaisseur de la tôle
4. de la quantité de calorifuge nécessaire

Par conséquent on devra, du point de vue économique, avoir des gaines dont le coefficient de forme et la « classe », soient le plus faible possible.

### FRAIS DE MONTAGE EN FONCTION DU COEFFICIENT DE FORME



### FRAIS D'EXPLOITATION EN FONCTION DU COEFFICIENT DE FORME



Coefficient de forme

Les frais d'exploitation d'une réseau de distribution peuvent être augmentés lorsque les dimensions des gaines rectangulaires ne sont pas calculées d'après la table des diamètres équivalentes (table 6) .la table 6 permet de déterminer les dimensions de gaines rectangulaires qui , pour un même débit, donnent la même perte de charge que la gaine circulaire d'une diamètre donné. Supposons que la section d'une gaine soit  $30 \text{ dm}^2$  et que les dimensions de la gaine rectangulaire soient déterminées directement d'après cette section. Le tableau ci-après donne les diamètres équivalents, ainsi que après donne les diamètres équivalents, ainsi que les pertes de charge pour un débit d'aire de  $7000 \text{ m}^3 / \text{h}$ .

DIMENSIONS GAINÉ mm	DIAMETRE EQUIVALENT mm	PERTE DE CHARGE mm CE/m	COEFF. FORME
600 × 500	598	0,085	1,2
750 × 400	591	0,090	1,87
1200 × 250	558	0,11	4,8
2000 × 150	506	0,18	13,3

Si la pression statique totale nécessaire est de 25 mm pour une longueur équivalente de 30 m.de gaine dans l'installation ci-dessus, le prix de revient de ce réseau augmentera en même temps que le coefficient de forme, ce que montre la courbe

Par conséquent, le prix de revient et les frais d'exploitation les plus faibles seront obtenus en utilisant des gaines circulaires. S'il est impossible, pour des raisons d'encombrement, d'utiliser des gaines circulaires doit donc se rapprocher autant que possible de 1 :1.

## II-7- CONSIDERATION SUR LE TRACE DES GAINES

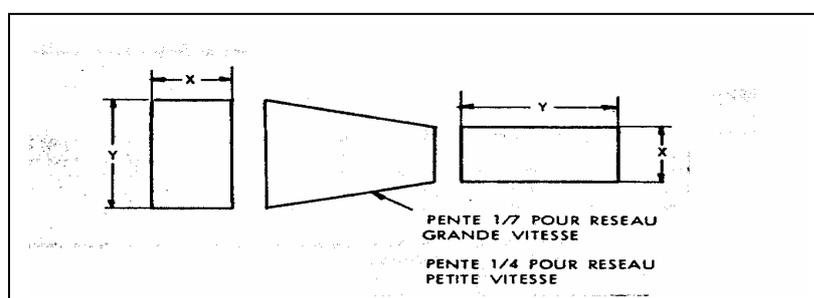
Il est nécessaire de tenir compte de nombreux éléments:lors du tracé des réseaux de distribution, notamment : pièces de transformation, coudes, piquages, etc....

### Pièces de transformation

Elles sont utilisées lorsqu'il est nécessaire de modifier la forme d'un gaine .lorsque la forme ou la section d'une gaine rectangulaire est modifiée , alors que sa section reste la même, la pente ne doit pas être supérieure à 1/7. ( angle de  $8^\circ$ )

Si la pente doit pourtant être supérieure, on ne devra en aucun cas dépasser  $\frac{1}{4}$  (angle de  $14^\circ$ ).

Il arrive souvent que la section d'une gaine doivent être réduite pour éviter un obstacle. Toutefois, il est recommandé de ne pas diminuer cette section de plus de 20% de sa valeur initial . Les pièces de transformation, sont valable ici aussi. Quand la transformation correspond à une augmentation de section, l'angle au sommet ne doit pas dépasser  $8^\circ$  (pente de 1/7).



TRANSFORMATION

## Réduction des sections

L'application des méthodes usuelles de calcul des réseaux- de gaines, entraîne une réduction de la section après chaque bouche ou piquage. Pourtant, si la section calculée en aval du piquage correspond à une diminution inférieure à 50 mm sur l'une des dimensions de la gaine, il est recommandé de conserver la section amont jusqu'au piquage suivant. On peut réaliser des économies sur les frais de main- d'œuvre pouvant atteindre 25% , en conservant la même section sur une longueur correspondant à plusieurs piquages.

Les dimensions des gaines devraient être des multiples de 50 mm, et chaque réduction de la section devrait être telle qu'elle corresponde à une diminution de 50 mm sur l'une des dimensions. Les dimensions minimales des gaines fabriquées en atelier, devraient être de 200x 250 mm

### II-8 Coudes et pièces de raccordement

En général, les coudes peuvent être divisés en deux classes : A et B pour obtenir un prix de revient minimum, il est conseillé d'utiliser les coudes de la classes A, puisque le temps de fabrication d'un coude classe B est d'environ 2,5 fois celui d'un code classes A.

#### CLASSE DES COUDES ET TRANSFORMATION

CLASSE A - SANS AUBES DIRECTRICES	
Coudes dont les dimensions de la section restent constantes	
Coudes de largeur constante mais de rayon variable	
Transformations à arrêtes rectilignes	
CLASSE B - AVEC AUBES DIRECTRICES	
Coudes à rayon constant et largeur variable	
Coudes avec rayon et largeur variables	

## COUDES

Il existe une grande variété de coudes pour gaines rectangulaires ou circulaires, dont les plus courants sont énumérés ci-dessous

### Gaines Rectangulaires

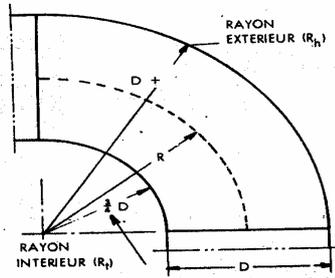
1. coudes de rayon standard
2. coude à petit rayon avec directrice
3. coude droit avec directrice

### Gaines circulaires

1. coude lisse
2. coude en trois sections
3. coude en cinq sections

Ces coudes ont été classés dans l'ordre décroissant des prix de revient, qui ne correspond pas forcément à une perte de charge décroissante.

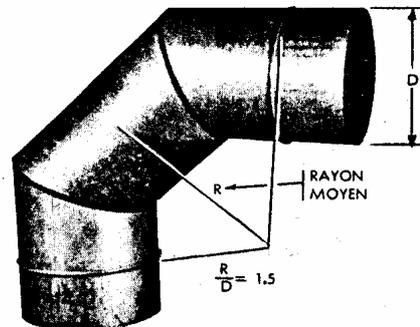
Ces pertes de charge sont données dans les table 9à 12, pour les coudes de section rectangulaire ou circulaire.



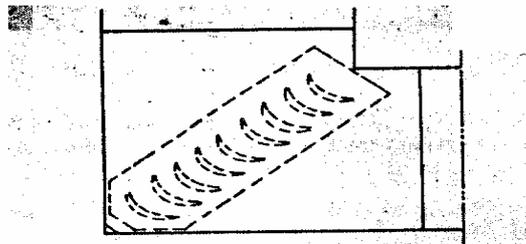
### Coude a section rectangulaire a grand rayon

Un coude brusque avec directrice peut comporter soit des directrice simple, soit des directrices profilées, très rapprochées les unes des autres. Ces coudes sont utilisés lorsque l'emplacement disponible interdit l'emploi de coudes standard. les coudes brusques avec directrices rapprochées sont coûteux et présentent habituellement une perte de charge plus élevée que les coudes à court rayon, munis de directrice, ou que les coudes standard ( $R/D=1,25$ )

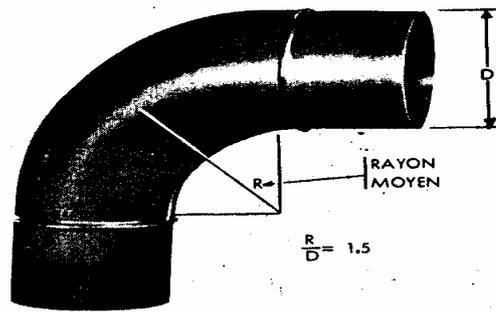
Les coudes lisses sont recommandés pour les réseaux de gaines circulaires lisses ou spirales



### Coude a 90° en 3 sections



### COUDE DROIT AVEC AUBES

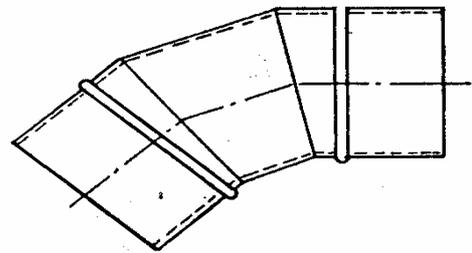
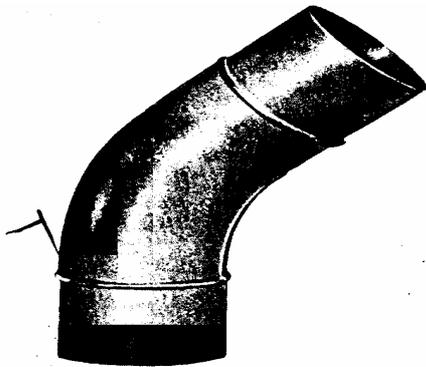


### COUDE LISSE A 90°

Un coude en 3 sections présente le même rapport  $R/D$  que les coudes lisses, mais sa perte de charge est plus élevée que celle du coude lisse ou du coude en 5 section. Le prix du coude en 3 section est intermédiaire entre ceux du coude lisse et du coude en 5 sections, on l'utilise quand on ne dispose pas de coude lisse.

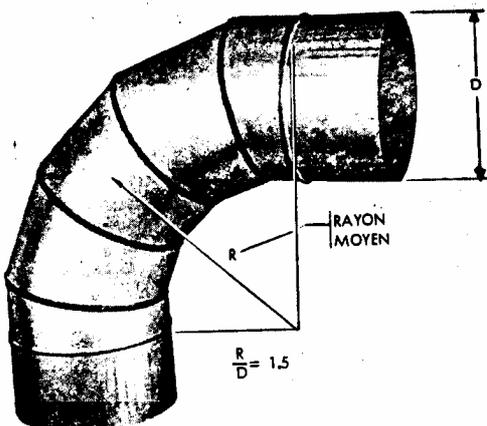
Malgré son prix élevée, le coude en 5 section est l'utilisé de préférence au coude à 3 section, quand on désire limiter la perte de charge.

Un coude à 45° peut être lisse ou en 3 sections. Les coudes en 3 section est plus cher et présente une plus grande perte de charge On l'utilise quand on ne dispose pas de coude lisse.



### COUDE LISSE A 45°

### COUDE A 45° EN 3 SECTIONS



### COUDE A 90° EN 5 SECTIONS

## Piquages

Plusieurs types de piquage sont communément utilisés dans les réseaux de gaines rectangulaires. Les recommandations données pour les coudes à section rectangulaire, s'appliquent également au piquage. La figure 1 représente les types de piquages les plus courants. Piquage avec coude standard, figure 1A. Dans les figures 1A et 1B, les centres des rayons intérieurs et extérieurs ne coïncident pas,  $D$  étant plus grand que  $D_1$ . La différence principale entre les figures 1A et 1B, provient du fait que le piquage pénètre à l'intérieur de la gaine (figure 1B) et que la gaine principale conserve la même section.

La figure 1C représente un piquage simple, la dérivation ne s'engageant pas à l'intérieur de la gaine. Ce genre de dérivation est souvent utilisé lorsque le débit d'air vers la dérivation est assez faible. Le piquage à angle droit (figure 1D) est le moins favorable, des points de vue de revient et pertes de charge. Son utilisation est limitée au cas où l'espace disponible restreint empêche d'effectuer le piquage par un coude.

Les piquages directs (figure 2) sont rarement utilisés pour les gaines secondaires. Toutefois, leur emploi est courant lorsque la gaine porte un seul diffuseur. On prévoit alors souvent des déflecteurs, de façon à assurer une répartition plus uniforme de l'air sur toute la section de la bouche.

Les piquages des gaines circulaires sont de types : simple (figure 3) ou coniques (figure 4). Les tés coniques à  $90^\circ$  sont utilisés lorsque la vitesse de l'air dans la dérivation déposée à  $90^\circ$  et  $180^\circ$ , sont représentées figure 5

Le calcul du réseau de gaine peut conduire à diminuer le diamètre de la gaine à certains piquages. Cette réduction peut être effectuée, soit directement sur le té (figure 6), soit par une pièce de transformation disposée en aval du té (figure 6) est préférable, puisqu'elle permet

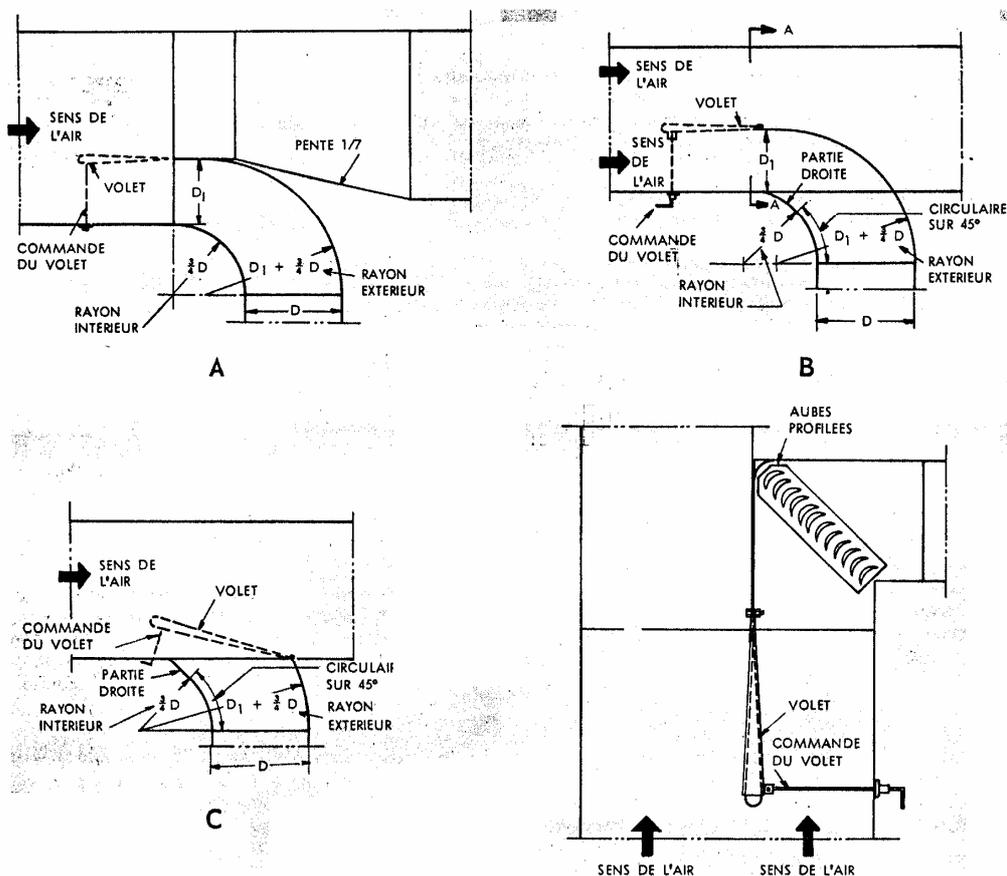


FIG1.DIVERS TYPES DE PIQUAGES

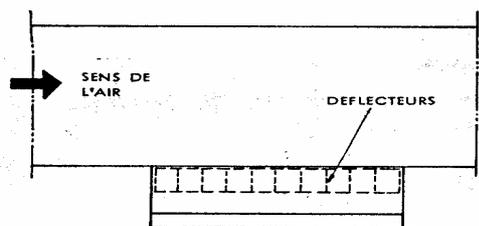


FIG.2 MANCHETTE DE FIXATION DE LA BOUCHE

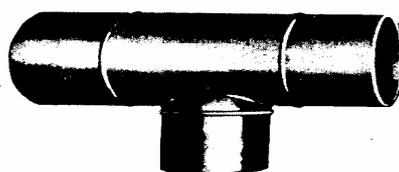


FIG.3 TE A 90°

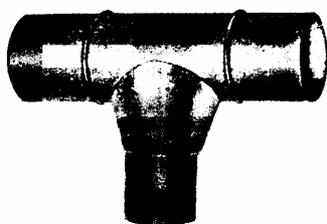
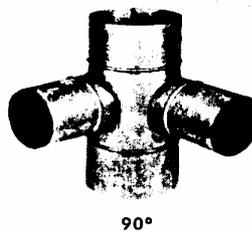
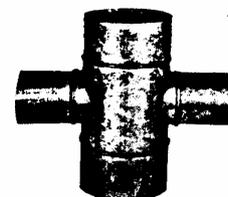


FIG 4 TE CONIQUE A 90°



90°



180°

FIG 5 TES DOUBLES

TE A 90°

Réduction

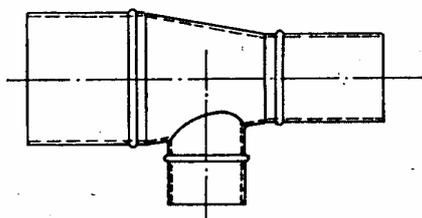


FIG 6 -PIQUAGE AVEC REDUCTION PIQUAGE

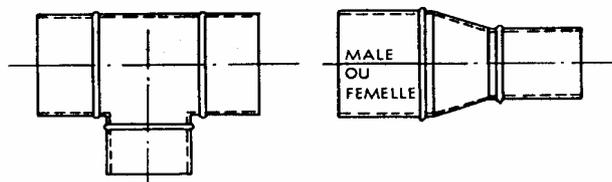


FIG 7 -REDUCTION APRES PIQUAGE

**III -CALCUL DES RESEAUX DE GAINES**

### III- 1 METHODES DE CALCUL

En règle générale, on s'efforcera d'obtenir un tracé aussi simple que possible, et symétrique les bouches seront réparties de manière à assurer une distribution correcte de l'air dans le local. Le tracé des gaines sera alors prévu pour relier ces diffuseurs entre eux et avec l'appareil, en évitant que possible les obstacles.

Le calcul des réseaux à basse vitesse peut être effectué par l'une des 3 méthodes suivantes :

1. Réduction arbitraire de la vitesse
2. Perte de charge linéaires constantes
3. Gaines de pression statique

#### RESEAUX DE GAINES A BASSE VITESSES

##### 1. Réduction arbitraire de la vitesse

Dans cette méthode, on choisit d'abord la vitesse au départ du ventilateur. On réduit ensuite cette vitesse de façon arbitraire d'un tronçon à l'autre. La vitesse de départ ne doit pas être supérieure aux limites indiquées dans la table 1. Les diamètres équivalents peuvent être obtenus d'après les courbes n°7, en fonction du débit et de la vitesse. Connaissant le diamètre équivalent, la table 6 permet de choisir les dimensions de la gaine rectangulaire.

La perte de charge totale du réseau de soufflage est égale à celle du circuit qui présente la plus grande longueur équivalente, qui ne correspond pas forcément au circuit le plus long.

Un circuit court présentant de nombreuses transformations peut avoir une perte de charge élevée. Les pertes de charge particulières seront déterminées à l'aide des tables.

Cette méthode n'est pas souvent utilisée, car elle demande une grande expérience du calcul des gaines pour donner un équilibrage satisfaisant.

Elle ne doit être utilisée que pour des réseaux très simples. Il est indispensable de prévoir des registres d'équilibrage, pour permettre la mise au point.

##### 2. pertes de charge linéaires constantes

Cette méthode, qui s'applique aux réseaux de soufflage, de reprise et d'extraction, est caractérisée par le fait que l'on choisit une perte de charge linéaire, qui servira pour la détermination de l'ensemble du réseau. Elle est supérieure à la méthode de réduction arbitraire de la vitesse, car elle donne un meilleur équilibrage des réseaux symétriques. Par contre, si le réseau comporte des dérives de longueurs très différentes, elle peut conduire, pour l'équilibrage, à créer des pertes de charge supplémentaires importantes. Un tel réseau est alors difficile à équilibrer, puisque d'après le principe même de cette méthode, il est impossible d'obtenir une pression statique uniforme en amont des bouches.

On commence, généralement, par choisir une vitesse dans le tronçon raccordé au ventilateur. On pourra se baser sur les valeurs de la table 1 et sur le niveau de bruit admissible. La vitesse ayant été choisie et le débit d'air étant connu, on détermine la perte de charge linéaire correspondante, d'après les courbes n°7.

On conserve alors cette perte de charge linéaire pour l'ensemble du réseau. Pour chaque tronçon, connaissant maintenant la perte de charge et le débit, on en déduira le diamètre équivalent, puis les dimensions de la gaine rectangulaire.

La table 6 permet de déterminer les dimensions de la gaine rectangulaire.

*Cette méthode de détermination entraîne une réduction automatique de la vitesses de l'air dans la direction de l'écoulement.*

*La perte charge du réseau qui doit être compensé par le ventilateur, est égale à celle du tronçon présentant la plus grand longueur équivalente, compte tenu de toute les transformations.*

### **3. Méthode des gaines de pression statique**

*le principe de cette méthode consiste à dimensionner chaque tronçon de telle manière que l'augmentation de pression statique due à diminution de la vitesse après chaque piquage ou diffuseur, compense exactement sa perte de charge la pression statique reste donc la même à chaque piquage ou diffuseur.*

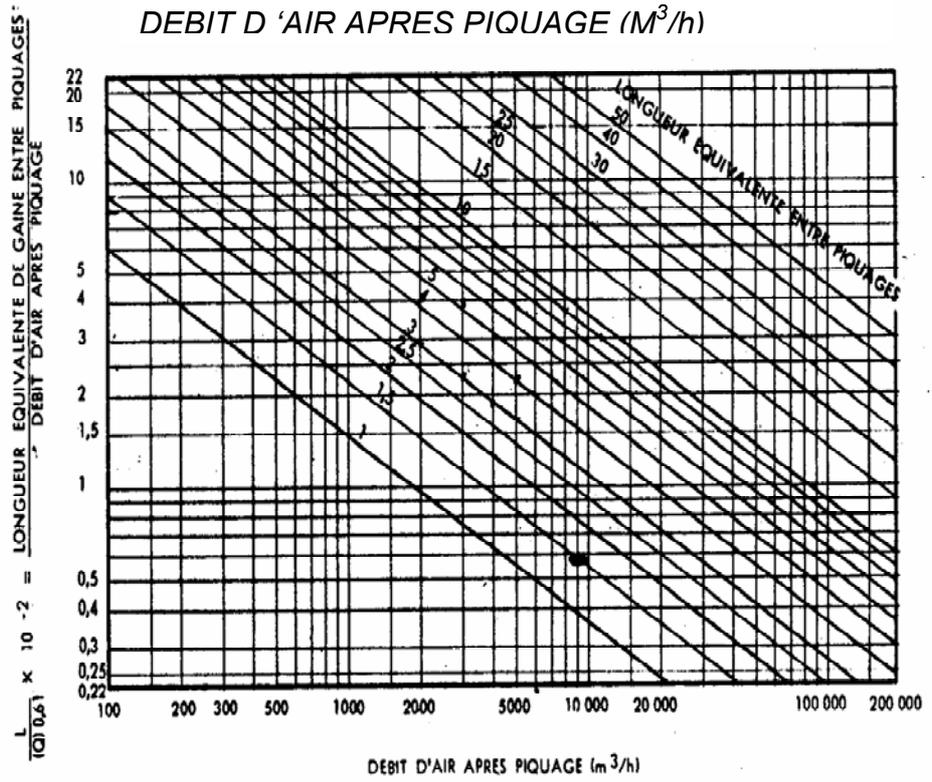
*La marche à suivre est la suivante : choisir la vitesse dans le tronçon de raccordement au ventilateur d'après la table 1 et dimensionner ce tronçon d'après la table 6.*

*Les tronçon suivants sont dimensionnés à l'aide des courbes n°10 (rapport  $L / Q$ ) et 11 (gaine e pression statique – réseau à base vitesse ) connaissant le débit  $Q$  et la longueur  $L$  , les courbes 10 permettent d'obtenir directement la valeur les bouches ou piquages, compte tenu des coudes, mais non des changements de section .l'influence de ces transformation a été considérée dans l'établissement des courbes n° 11.il faut évidemment que ces changements e section répondent aux caractéristiques données dans ce chapitre.*

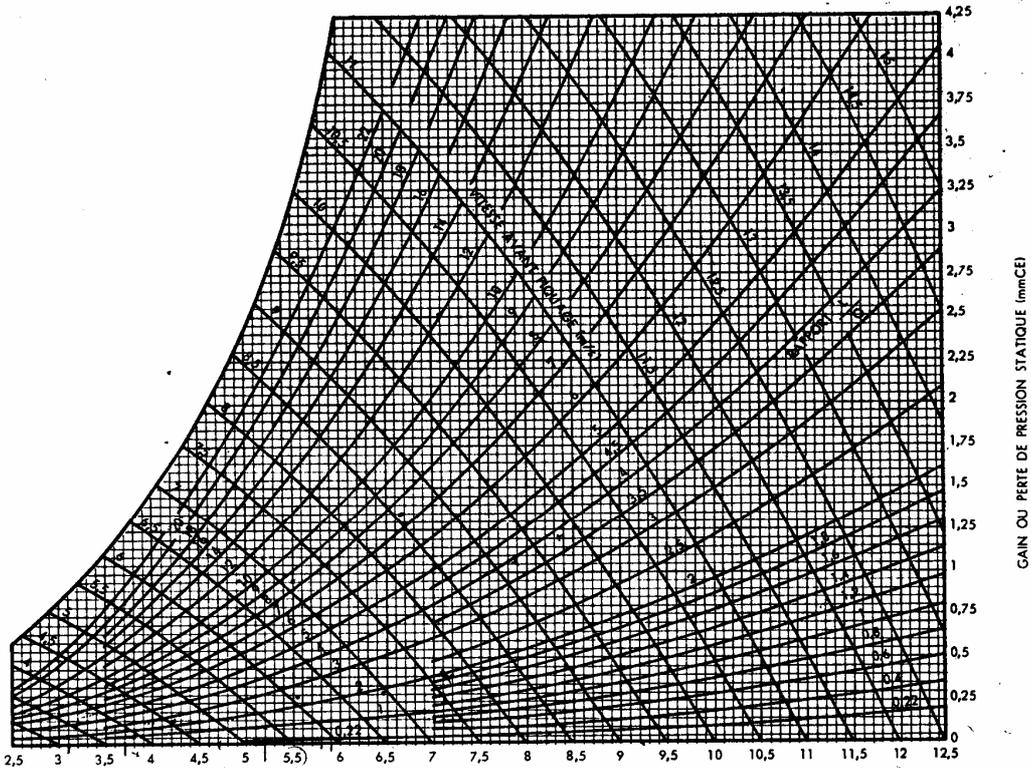
*Les courbes n°11 permettent de déterminer la vitesse  $V_2$  à admettre dans le tronçon considéré, connaissant la rapport  $L / Q$  (courbes n°10) et la vitesse  $V_1$  dans le tronçon précédent. On calcule alors la section correspondant à  $V_2$ , puis à l'aide de la table 6, les dimensions de la gaine rectangulaire et son diamètre équivalent avec cette dimension de gaine, la perte de charge dans le tronçon est exactement compensée par l'augmentation de pression statique due à la diminution de la vitesse. Pourtant, dans certains cas, ou bien la section adoptée est plus faible que la valeur calculée. On aura la hauteur manométrique à prévoir pour le ventilateur. Portant, en général, ce gaine est assez faible pour pouvoir être négligé.*

*Au lieu de concevoir le réseau pour un gain net égal à 0, on peut prévoir un gaine net positif ou négatif constant. Il est évident que, dans le cas de gaine net négatif , la méthode s'apparente à celle des pertes de charge linéaire constantes. La hauteur manométrique et la puissance absorbée par le ventilateur sont plus élevée, ce qui peut obliger à choisir un ventilateur et moteur d'un modèle supérieur. Cette méthode n'est pas conseillée, quoi qu'elle entraîne une diminution des dimensions des gaines.*

**COUBRES N°10 -RAPPORT L/Q**



**COUBRES N°11 GAINS DE PRESSION STATIQUE (BASSE VITESSE)**



### VITESSE APRE PIQUAGE

*Epaisseurs pour gaines spirales*

*Réseaux base pression*

Diamètre (mm)	Epaisseurs	
	Acier galvanisé	Aluminium
Jusqu'à 200	0,50	0,60
200-600	0,6	0,81,0
600-800	0,8	

### Construction des gaines rectangulaires

*Réseau basse pression*

DIMENSIONS (mm)	EPAISSEUR				DETAILS DE CONSTRUCTION*
	Acier galvanisé		Aluminium		
	Gaine	Agrafe	Gaine	Agrafe	
Jusqu'à 600	0,75	0,75	0,60	0,80	Agrafes type A ou F distantes de moins de 2,4 m.
600 - 750	0,75	0,75	0,60	0,80	Agrafes type A ou F distantes de moins de 1,2 m.
750 - 1.500	0,94	0,94	0,80	1,2	
1.500 - 1.800	1,0	1,0	0,80	1,2	Agrafes type A ou F renforcées † distantes de moins de 1,2 m. Renforts par cornières de 40 × 40 × 3 en oblique ou à la périphérie à mi-distance des joints ‡. Renforts par fer plat de 40 × 3 pour largeurs de 2 à 2,5 m.
1.800 - 2.200	1,0	1,0	0,80	1,2	Agrafes type A ou F renforcées † distantes de moins de 1,2 m. Renforts par cornières de 40 × 40 × 3 en oblique ou à la périphérie à mi-distance des joints ‡.
Plus de 2.200	1,25	1,0	1,2	1,2	Renforts par fer plat de 40 × 3 pour largeurs de 2,25 à 3,0 m. Renforts par fer plat de 40 × 3 distants de 1,2 m pour largeurs supérieures à 3,0 m.

\*les gaines de plus de 450mm doivent être diamantées à moins d'être calorifugées par panneaux rigides ou de porte piquage ou des bouches-agrafage par pli pittshurgh ou couture longitudinale

† joint renforcés par fer plat de 40\*3

‡ cornière fixées à la gaine soudage par points, vis Parker ou rivets distant de 150mm

### construction des gaines circulaires

*réseaux basse et haute vitesse*

†

DIAMETRE mm	EPAISSEUR		DETAILS DE CONSTRUCTION	
	Acier galvanisé	Aluminium	Renforts	Joints et agrafage
Jusqu'à 200	0,75	0,60		Les tronçons sont raccordés par soudage, par joint, ou par emmanchement
200 - 600	0,94	0,80		
600 - 900	1,0	1,0	Cornières périphériques de 40×40×3 distantes de 200 mm.	Coutures longitudinales par soudage ou agrafage type C.
900 - 1.200	1,0	1,0	Cornières périphériques de 40×40×3 distantes de 150 mm.	
1.200 - 1.800	1,25	1,2	Cornières périphériques de 40×40×3 distantes de 100 mm.	
Plus de 1.850	1,5	1,6		

*poids des matériaux pour gaines*

POIDS kg/m <sup>2</sup>	EPAISSEUR mm	POIDS PAR FEUILLE (kg)		
		1.000×2.000	1.000×3.000	1.250×2.500
<b>ACIER GALVANISE</b>				
4	0,50	8	12	12,5
5	0,62	10	15	15,6
6	0,75	12	18	18,7
7	0,94	14	21	21,9
8	1	16	24	25
10	1,25	20	30	31,1
12	1,5	24	36	37,5
<b>ACIER DOUX</b>				
3,9	0,50	7,8	11,7	12,2
4,7	0,60	9,4	14,1	14,7
5,5	0,70	11,1	16,5	17,2
6,2	0,80	12,4	18,6	19,4
7,0	0,90	14,0	21,0	21,9
7,8	1,0	15,6	23,4	24,4
9,4	1,2	18,8	28,2	29,4
11,7	1,5	23,4	33,1	36,6
<b>ALUMINIUM</b>				
1,4	0,50	2,8	4,2	4,4
1,7	0,60	3,4	5,1	5,3
2,2	0,80	4,4	6,6	6,9
2,8	1,0	5,6	7,4	8,7
3,4	1,2	6,8	10,2	10,6
4,5	1,6	9,0	13,5	14,1
5,6	2,0	11,2	16,8	17,5
<b>CUIVRE</b>				
4,4	0,50	8,8	13,2	13,7
5,3	0,60	10,6	15,9	16,6
7,1	0,80	14,2	21,3	22,2
8,8	1,0	17,6	26,4	27,5
10,6	1,2	21,2	31,8	33,1
14,1	1,6	28,2	42,3	44,0
17,6	2,0	35,2	52,8	55,0

### **III-2 Utilisation des courbes et des tables .**

#### **DEBIT D'AIR**

*Le débit d'air à traiter et à véhiculer vers chaque local est déterminé d'après la feuille de calcul du bilan thermique.*

#### **DIAMETRE DES GAINES**

*Les section des gaines rectangulaires pour différents diamètres équivalents, tels qu'ils sont déterminés sur les courbes 7, sont indiqués dans la table6.*

*Les gaines rectangulaires dont les dimensions correspondent à cette section présentent , pour un m<sup>me</sup> débit, les mêmes pertes de charge que la gaines circulaire équivalente .Remarquons que cette section est plus faible que celle de la gaine rectangulaire .On peut ainsi entrer dans la table 6, soit avec le diamètre équivalent déterminé d'après les courbes7, soit avec la section calculée à partir du débit et de la vitesse.*

*Les dimensions des gaines rectangulaires ne doivent pas être calculées à partir de la section, ce qui, pour un débit donné, se traduirait par une vitesse d'air et des pertes de charge supérieures à celles qui sont prévues*

#### **VITESSE DE L'AIR**

*La vitesse de base d'un réseau e gaines, dépend principalement du niveau sonore admissible, du prix de revient initial, ainsi que des frais d'exploitation.*

*Le vitesses recommandées pour les gaines de soufflage et reprise des réseau basse vitesse, dictées par l'expérience, sont indiquées tabl 7.*

*Dans les réseaux à grande vitesse, la vitesse dans les gaines de soufflage est généralement limitée à 25m/sec . Au dessus de cette valeur, le niveau sonore peut devenir gênant et les frais d'exploitation ( pertes de charge) excessifs. Le choix de la vitesse de l'air dans les gaines est une question de prix . A une vitesse élevée correspondent des sections e gaines plus faibles et, par conséquent, un moindre prix de revient. Par contre , les pertes de charge plus importantes entraînant des frais d'exploitation lus élevés, et peuvent conduire à choisir un moteur et un ventilateur d'un modèle supérieur..*

*Les vitesses limites indiquées table7 pour les gaines de reprises, sont valables également pour les réseaux à grandes vitesses, à moins qu'un traitement acoustique des vitesses plus élevées.*

#### **DETERMINATION DES PERTES DE CHARGE LINEAIRES**

*Dans les courbes 7, les pertes de charge sont exprimes en mm CE par mètre de longueur équivalente. La perte de charge d'un tronçon de gaines donné est donc égale au produit de la perte de charge, lue dans les courbes par la longueur du tronçon. La longueur équivalente doit tenir compte des courbes ou transformations éventuelles.*

*Les tables sont utilisées l'évaluation des pertes particulières dans les divers raccords et coudes. Ces pertes sont exprimées en longueur équivalentes.*

*Les transformations sont considérées comme faisant partie du tronçon dont la grande dimension est la plus forte.*

#### **PRESSIOIN DYNAMIQUE**

*Une courbe de transformation de la pression dynamique est représentée sur l'abaque 7. La pression dynamique est donnée par l'abscisse du point d'intersection de la droite correspondant à la vitesse considérée. La pression dynamique peut également être déterminée à l'aide de la table.*

#### **GAINES METALLIQUES SOUPLES**

*Elles sont souvent utilisées pour raccorder les groupes terminaux dans les installations à grande vitesse . Leur perte de charge est supérieur à celle de la gaine circulaire rigide. Voir*

les courbes 8.

### **CONVERSION DE PRESSION A LA SORTIE DU VENTILATEUR**

La détermination de la hauteur manométrique du ventilateur doit tenir compte de la conversion de pression, due à une variation de vitesse éventuelle entre l'orifice de sortie du ventilateur et la gaine. Si la vitesse augmente, c'est à dire si la section de la gaine est plus faible que celle de sortie, on a une chute de pression statique, qui pourra être évaluée par la relation :

$$\Delta ps = -6,6 \times 10^{-2} (V_d^2 - V_f^2)$$

Dans laquelle :

$V_d$  = vitesse de l'air dans les gaines (m/sec)

$V_f$  = vitesse de l'air à la sortie du ventilateur (m/s)

$\Delta ps$  = variation de la pression statique

Si la vitesse de sortie de l'air du ventilateur est plus élevée que la vitesse dans la gaine, la pression statique augment d'une quantité qui pourra être évaluée par la relation :

$$\Delta ps = 4,5 \times 10^{-2} (V_f^2 - V_d^2)$$

TABLE 6 - DIAMETRES\* ET SECTIONS EQUIVALENTS DES GAINES RECTANGULAIRES  
CLASSE DE LA GAINÉ †

Dimen- sions dm	1,5		2,0		2,5		3,0		3,5		4,0		4,5		5,0		5,5	
	Diam. dm	Sect. dm <sup>2</sup>																
2,5	2,10	3,46	2,44	4,67	2,73	5,86	3,28	8,44										
3,0	2,28	4,10	2,66	5,70	2,99	7,02	3,54	9,84	3,82	11,5								
3,5	2,45	4,71	2,86	6,44	3,22	8,15	3,54	9,84	3,82	11,5								
4,0	2,60	5,31	3,04	7,29	3,43	9,25	3,77	11,2	4,08	13,1	4,37	15,0						
4,5	2,74	5,89	3,21	8,11	3,63	10,3	3,99	12,5	4,33	14,7	4,63	16,9	4,91	19,0				
5,0	2,87	6,46	3,37	8,92	3,81	11,4	4,20	13,8	4,55	16,3	4,88	18,7	5,28	21,1	5,46	23,5		
5,5	2,99	7,01	3,51	9,70	3,97	12,4	4,39	15,1	4,76	17,8	5,11	20,5	5,43	23,1	5,73	25,8	6,01	28,4
6,0	3,10	7,55	3,65	10,5	4,13	13,4	4,57	16,4	4,96	19,3	5,33	22,3	5,66	25,2	5,98	28,1	6,28	30,9
6,5	3,21	8,27	3,78	11,2	4,28	14,4	4,74	17,6	5,15	20,8	5,53	24,0	5,88	27,2	6,22	30,4	6,53	33,5
7,0	3,31	8,60	3,90	11,9	4,43	15,4	4,90	18,9	5,33	22,3	5,73	25,7	6,10	29,2	6,44	32,6	6,77	36,0
7,5	3,40	9,11	4,02	12,7	4,56	16,4	5,05	20,1	5,50	23,8	5,91	27,4	6,30	31,2	6,66	34,8	7,00	38,5
8,0	3,50	9,61	4,13	13,4	4,69	17,3	5,20	21,2	5,66	25,2	6,10	29,1	6,49	33,1	6,86	37,0	7,21	40,9
8,5	3,59	10,1	4,24	14,1	4,82	18,2	5,34	22,4	5,82	26,6	6,26	30,8	6,67	35,0	7,06	39,2	7,43	43,4
9,0	3,67	10,6	4,34	14,8	4,94	19,2	5,48	23,6	5,96	28,0	6,43	32,4	6,85	36,9	7,25	41,3	7,63	45,7
9,5	3,75	11,1	4,44	15,5	5,05	20,1	5,60	24,7	6,11	29,4	6,58	34,1	7,02	38,8	7,44	43,5	7,83	48,1
10,0	3,83	11,6	4,54	16,2	5,17	21,0	5,73	25,8	6,25	30,7	6,74	35,7	7,19	40,6	7,61	45,6	8,02	50,5
10,5	3,91	12,0	4,63	16,8	5,27	21,9	5,86	27,0	6,39	32,1	6,89	37,2	7,35	42,4	7,78	47,6	8,20	52,8
11,0	3,98	12,5	4,72	17,5	5,38	22,7	5,97	28,0	6,52	33,4	7,03	38,8	7,50	44,2	7,95	49,7	8,38	55,1
11,5	4,06	12,9	4,81	18,2	5,48	23,6	6,09	29,1	6,65	34,7	7,17	40,4	7,65	45,9	8,11	51,7	8,55	57,4
12,0	4,13	13,4	4,90	18,8	5,58	24,4	6,20	30,2	6,77	36,0	7,30	41,9	7,80	47,8	8,27	53,7	8,71	59,7
12,5			4,98	19,5	5,68	25,3	6,31	31,3	6,89	37,3	7,43	43,4	7,94	50,7	8,42	55,7	8,87	61,8
13,0			5,06	20,1	5,77	26,1	6,41	32,3	7,01	38,6	7,56	44,9	8,08	51,3	8,57	57,7	9,04	64,1
13,5			5,14	20,7	5,86	27,0	6,52	33,4	7,12	39,9	7,69	46,4	8,22	53,0	8,72	59,7	9,19	66,3
14,0			5,21	21,4	5,95	27,8	6,62	34,4	7,24	41,1	7,81	47,9	8,35	54,7	8,86	61,6	9,34	68,5
14,5			5,28	22,0	6,04	28,6	6,72	35,4	7,34	42,4	7,93	49,4	8,48	56,4	9,00	63,6	9,50	70,9
15,0			5,36	22,6	6,12	29,4	6,81	36,4	7,45	43,6	8,04	50,8	8,60	58,1	9,13	65,5	9,63	72,9
16,0			5,50	23,8	6,28	31,0	7,00	38,4	7,65	46,0	8,27	53,7	8,84	61,4	9,40	69,3	9,91	77,1
17,0					6,44	32,6	7,17	40,4	7,85	48,4	8,48	56,5	9,09	64,7	9,64	73,0	10,2	81,3
18,0					6,59	34,2	7,34	42,4	8,04	50,8	8,69	59,4	9,36	68,0	9,88	76,7	10,4	85,0
19,0					6,74	35,7	7,51	44,3	8,22	53,1	8,89	62,1	9,49	71,3	10,1	80,3	10,7	89,6
20,0					6,88	37,2	7,67	46,2	8,40	55,4	9,08	64,8	9,73	74,3	10,3	83,9	10,9	93,5
21,0							7,82	48,1	8,57	57,7	9,27	67,5	9,93	77,4	10,5	87,5	11,1	97,6
22,0							7,97	49,8	8,73	59,9	9,45	70,1	10,1	80,5	10,7	91,0	11,3	101,5
23,0							8,12	51,7	8,90	62,1	9,62	72,7	10,3	83,5	10,9	94,4	11,6	105,4
24,0							8,26	53,6	9,05	64,4	9,79	75,4	10,5	86,5	11,1	97,9	11,8	109,3
25,0									9,20	66,5	9,96	77,9	10,7	89,5	11,3	101,2	12,0	113,1
26,0									9,35	68,7	10,1	80,5	10,8	92,5	11,5	104,6	12,2	116,9
27,0									9,50	70,8	10,3	83,0	11,0	95,4	11,7	108,0	12,4	120,6
28,0									9,64	72,9	10,4	85,5	11,2	98,3	11,9	111,2	12,6	124,4
29,0											10,6	88,0	11,3	101,1	12,0	114,5	12,8	128,0
30,0											10,7	90,4	11,5	104,0	12,2	117,7	12,9	131,4
31,0											10,8	92,8	11,6	106,8	12,4	121,0	13,1	135,3
32,0											11,0	95,2	11,8	109,5	12,5	124,1	13,3	139,0
33,0													11,9	112,3	12,7	127,3	13,4	142,4
34,0													12,1	115,1	12,9	130,6	13,6	146,0
35,0													12,2	117,8	13,0	133,5	13,8	149,5
36,0													12,4	120,5	13,2	136,6	13,9	153,0

\* Diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation  $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gainé

TABLE 6 - DIAMETRES\* ET SECTIONS EQUIVALENTS DES GAINES RECTANGULAIRES  
CLASSE DE LA GAINE † (suite)

DIMEN- SIONS dm	6,0		6,5		7,0		7,5		8,0		8,5		9,0		9,5		10,0	
	Diam dm	Sect dm <sup>2</sup>	Diam dm	Sect. dm <sup>2</sup>														
2,5																		
3,0																		
3,5																		
4,0																		
4,5																		
5,0																		
5,5																		
6,0	6,55	33,8																
6,5	6,82	36,6	7,10	39,6														
7,0	7,08	39,3	7,37	42,7	7,65	46,0												
7,5	7,32	42,1	7,63	45,7	7,92	49,2	8,20	52,8										
8,0	7,55	44,8	7,87	48,6	8,17	52,5	8,47	56,3	8,74	60,5								
8,5	7,77	47,5	8,11	51,6	8,42	55,7	8,72	59,8	9,01	63,8	9,3	67,8						
9,0	7,99	50,1	8,32	54,4	8,66	58,9	8,97	63,2	9,27	67,5	9,6	71,8	9,8	76,0				
9,5	8,20	52,8	8,55	57,4	8,89	62,0	9,21	66,6	9,52	71,2	9,8	75,7	10,1	80,2	10,4	84,7		
10,0	8,40	55,4	8,76	60,3	9,11	65,2	9,44	70,0	9,76	74,8	10,1	79,6	10,4	84,4	10,6	89,1	10,9	93,8
10,5	8,59	58,0	8,97	63,1	9,32	68,3	9,67	73,4	10,0	78,4	10,3	83,5	10,6	88,5	10,9	93,5	11,2	98,5
11,0	8,78	60,5	9,17	65,9	9,53	71,3	9,89	76,7	10,2	82,0	10,5	87,4	10,9	92,7	11,2	97,9	11,5	103,1
11,5	8,96	63,1	9,36	68,7	9,73	74,4	10,1	80,0	10,4	85,6	10,8	91,2	11,1	96,8	11,4	102,5	11,7	107,8
12,0	9,14	65,6	9,54	71,5	9,93	77,4	10,3	83,3	10,6	89,2	11,0	95,0	11,3	100,8	11,6	106,3	12,0	112,4
12,5	9,31	68,1	9,72	74,3	10,1	80,4	10,5	86,6	10,9	92,7	11,2	98,8	11,6	104,8	11,9	110,9	12,2	116,9
13,0	9,48	70,6	9,90	77,0	10,3	83,4	10,7	89,8	11,1	96,2	11,4	102,5	11,8	108,8	12,1	115,2	12,4	121,5
13,5	9,64	73,0	10,1	79,7	10,5	86,4	10,9	93,0	11,3	99,6	11,6	106,2	12,0	112,8	12,3	119,4	12,7	126,0
14,0	9,80	75,4	10,2	82,4	10,7	89,3	11,1	96,2	11,5	103,1	11,8	109,9	12,2	116,8	12,5	123,6	12,9	130,4
14,5	9,96	77,9	10,4	85,0	10,8	92,2	11,2	99,3	11,6	106,5	12,0	113,6	12,4	120,7	12,8	127,8	13,1	134,9
15,0	10,1	80,9	10,6	87,7	11,0	95,1	11,4	102,5	11,8	109,9	12,2	117,3	12,6	124,6	13,0	132,0	13,3	139,3
16,0	10,4	85,0	10,9	92,9	11,3	100,8	11,8	108,7	12,2	116,6	12,6	124,5	13,0	132,4	13,4	140,2	13,7	148,1
17,0	10,7	89,7	11,2	98,1	11,6	106,0	12,1	114,9	12,5	123,3	12,9	131,6	13,3	140,0	13,7	148,4	14,1	156,8
18,0	11,0	94,3	11,5	103,2	11,9	112,0	12,4	120,9	12,9	129,8	13,3	138,7	13,7	147,6	14,1	156,5	14,5	165,3
19,0	11,2	98,6	11,7	108,2	12,2	117,5	12,7	126,9	13,2	136,3	13,6	145,7	14,0	155,1	14,5	164,5	14,9	173,8
20,0	11,5	103,3	12,0	113,2	12,5	123,0	13,0	132,8	13,5	142,7	13,9	152,6	14,4	162,5	14,8	172,3	15,2	182,2
21,0	11,7	107,8	12,3	118,1	12,8	128,4	13,3	138,7	13,8	149,0	14,2	159,4	14,7	169,8	15,1	180,1	15,6	190,5
22,0	11,9	112,2	12,5	122,9	13,0	133,7	13,6	144,5	14,1	155,3	14,5	166,2	15,0	177,0	15,5	187,9	15,9	198,8
23,0	12,2	116,5	12,8	127,7	13,3	139,0	13,8	150,2	14,3	161,5	14,8	172,8	15,3	184,2	15,8	195,5	16,2	206,9
24,0	12,4	120,9	13,0	132,5	13,5	144,2	14,1	155,9	14,6	167,6	15,1	179,5	15,6	191,3	16,1	203,1	16,5	215,0
25,0	12,6	125,1	13,2	137,2	13,8	149,3	14,3	161,5	14,9	173,7	15,4	186,0	15,9	198,3	16,4	210,6	16,8	223,0
26,0	12,8	129,6	13,4	141,8	14,0	154,4	14,6	167,0	15,1	179,8	15,7	192,5	16,2	205,3	16,7	218,1	17,1	230,9
27,0	13,0	133,5	13,7	146,5	14,2	159,5	14,8	172,6	15,4	185,7	15,9	198,9	16,4	212,2	17,0	225,5	17,4	238,8
28,0	13,2	137,6	13,9	151,1	14,5	164,5	15,1	178,0	15,6	191,7	16,2	205,3	16,7	219,0	17,2	232,8	17,7	246,6
29,0	13,4	141,7	14,1	155,5	14,7	169,5	15,3	183,5	15,9	197,5	16,4	211,6	17,0	225,8	17,5	240,0	18,0	254,3
30,0	13,6	145,8	14,3	160,0	14,9	174,4	15,5	188,8	16,1	203,3	16,7	217,9	17,2	232,6	17,7	247,2	18,3	262,0
31,0	13,8	149,9	14,5	164,5	15,1	179,3	15,7	194,2	16,3	209,1	16,9	224,0	17,5	239,2	18,0	254,4	18,5	269,5
32,0	14,0	153,9	14,7	168,9	15,3	184,1	15,9	199,4	16,5	214,8	17,1	230,3	17,7	245,9	18,2	261,5	18,8	277,1
33,0	14,2	157,8	14,9	173,3	15,5	188,9	16,2	204,7	16,8	220,5	17,4	236,4	17,9	252,5	18,5	268,5	19,0	284,6
34,0	14,35	161,8	15,0	177,7	15,7	193,7	16,3	209,9	17,0	226,2	17,6	242,5	18,2	259,0	18,7	275,5	19,3	292,1
35,0	14,53	165,7	15,2	182,0	15,9	198,5	16,5	215,1	17,2	231,8	17,8	248,6	18,4	265,5	19,0	282,4	19,5	299,5
36,0	14,70	169,5	15,4	186,3	16,1	203,2	16,7	220,2	17,4	237,3	18,0	254,6	18,6	271,9	19,2	289,3	19,8	306,8

\* Diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation  $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

TABLE 6 - DIAMETRES\* ET SECTIONS EQUIVALENTS DES GAINES RECTANGULAIRES  
CLASSE DE LA GAINÉ † (suite)

DIMENSIONS dm	10,5		11,0		11,5		12,0		12,5		13,0		13,5		14,0		14,5	
	DIAM. dm	SECT. dm <sup>2</sup>																
10,0																		
10,5	11,4	103,4																
11,0	11,7	108,4	12,0	113,5														
11,5	12,0	113,3	12,3	118,7	12,6	124,1												
12,0	12,3	118,1	12,6	123,8	12,8	129,5												
12,5	12,5	122,9	12,8	128,9	13,1	134,8	13,4	140,7	13,7	146,6								
13,0	12,7	127,7	13,1	134,0	13,4	140,1	13,6	146,3	13,9	152,5	14,2	158,6						
13,5	13,0	132,5	13,3	139,0	13,6	145,4	13,9	151,9	14,2	158,3	14,5	164,7	14,8	171,0				
14,0	13,2	137,2	13,5	144,0	13,8	150,7	14,2	157,4	14,5	164,1	14,7	170,7	15,0	177,3	15,3	183,9		
14,5	13,4	141,9	13,8	149,0	14,1	155,9	14,4	162,9	14,7	169,8	15,0	176,7	15,3	183,6	15,6	190,5	15,8	197,0
15,0	13,7	146,6	14,0	153,9	14,3	161,1	14,6	168,4	15,0	175,6	15,2	182,7	15,5	189,9	15,8	197,0	16,1	204,1
16,0	14,1	155,9	14,4	163,7	14,8	171,5	15,1	179,2	15,4	187,0	15,7	194,6	16,0	202,3	16,3	210,0	16,6	217,5
17,0	14,5	165,1	14,9	173,4	15,1	181,7	15,5	190,0	15,9	198,2	16,2	206,4	16,5	214,6	16,8	222,8	17,1	230,9
18,0	15,0	174,2	15,3	183,0	15,6	191,8	16,0	200,6	16,3	209,4	16,7	218,0	17,0	226,8	17,3	235,6	17,6	244,2
19,0	15,3	183,2	15,7	192,5	16,0	201,9	16,4	211,1	16,7	220,4	17,1	229,7	17,4	238,9	17,8	248,2	18,1	257,3
20,0	15,6	192,1	16,0	201,9	16,4	211,8	16,8	221,6	17,2	231,4	17,5	241,2	17,9	250,9	18,2	260,7	18,5	270,3
21,0	16,0	200,9	16,4	211,2	16,8	221,6	17,2	231,9	17,6	242,2	17,9	252,5	18,3	262,8	18,6	273,0	19,0	283,3
22,0	16,3	209,6	16,8	220,5	17,2	231,3	17,6	242,2	18,0	253,0	18,3	263,8	18,7	274,6	19,1	285,4	19,4	296,1
23,0	16,7	218,3	17,1	229,6	17,5	241,0	17,9	252,3	18,3	263,7	18,7	275,0	19,1	286,3	19,5	297,6	19,8	308,8
24,0	17,0	226,8	17,4	238,7	17,9	250,5	18,3	262,4	18,7	274,2	19,1	286,0	19,5	297,9	19,9	309,7	20,2	321,4
25,0	17,3	235,3	17,8	247,7	18,2	260,0	18,6	272,4	19,0	284,7	19,4	297,0	19,8	309,4	20,2	321,7	20,6	333,9
26,0	17,6	243,7	18,1	256,6	18,5	269,4	19,0	282,3	19,4	295,1	19,8	307,9	20,1	320,8	20,6	333,6	21,0	346,4
27,0	17,9	251,9	18,4	265,4	18,8	278,7	19,3	292,0	19,7	305,4	20,1	318,8	20,6	332,1	21,0	345,4	21,4	358,7
28,0	18,2	260,3	18,7	274,2	19,1	288,0	19,6	301,8	20,0	315,7	20,5	329,5	20,9	343,3	21,3	357,2	21,7	371,0
29,0	18,5	268,6	19,0	282,8	19,4	297,2	19,9	311,5	20,4	325,8	20,8	340,1	21,2	354,4	21,7	368,8	22,1	383,1
30,0	18,8	276,7	19,3	291,5	19,7	306,3	20,2	321,1	20,7	335,9	21,1	350,7	21,6	365,5	22,0	380,4	22,4	395,1
31,0	19,0	284,8	19,6	300,0	20,0	315,3	20,5	330,6	21,0	345,9	21,4	361,2	21,9	376,5	22,3	391,9	22,8	407,1
32,0	19,3	292,8	19,8	308,5	20,3	324,3	20,8	340,0	21,3	355,8	21,7	371,7	22,2	387,4	22,7	403,3	23,1	419,1
33,0	19,6	300,8	20,1	317,0	20,6	333,2	21,1	349,4	21,6	365,7	22,0	382,0	22,5	398,3	23,0	414,6	23,4	431,1
34,0	19,8	308,7	20,4	325,3	20,9	342,0	21,4	358,8	21,9	375,5	22,3	392,3	22,8	409,0	23,3	425,9	23,7	442,6
35,0	20,1	316,5	20,6	333,7	21,1	350,8	21,6	368,0	22,1	385,2	22,6	402,5	23,1	419,7	23,6	437,0	24,0	454,3
36,0	20,3	324,3	20,9	341,9	21,4	359,5	21,9	377,0	22,4	394,9	22,9	412,6	23,4	430,4	23,9	448,1	24,4	465,9

DIMENSIONS dm	15,0		16,0		17,0		18,0		19,0		20,0		21,0		22,0		23,0	
	DIAM. dm	SECT. dm <sup>2</sup>																
10,0																		
10,5																		
11,0																		
11,5																		
12,0																		
12,5																		
13,0																		
13,5																		
14,0																		
14,5																		
15,0	16,4	211,2																
16,0	16,9	225,2	17,5	240,1														
17,0	17,4	239,0	18,0	255,2														
18,0	17,9	252,8	18,5	270,0	18,6	271,2												
19,0	18,4	266,5	19,0	284,7	19,6	302,8	20,2	320,8	20,8	338,5								
20,0	18,9	280,1	19,5	299,3	20,1	318,5	20,7	337,5	21,3	356,5	21,9	373,3						
21,0	19,3	293,5	20,0	313,8	20,6	334,0	21,2	354,2	21,8	374,2	22,4	394,0	22,9	413,8				
22,0	19,8	306,8	20,4	328,2	21,1	349,5	21,7	370,7	22,3	391,7	22,9	412,5	23,5	433,4	24,0	454,1		
23,0	20,2	320,1	20,9	342,5	21,5	364,8	22,2	387,0	22,8	409,1	23,4	431,0	24,0	453,0	24,6	474,7	25,1	496,4
24,0	20,6	333,2	21,3	356,6	22,0	380,0	22,7	403,2	23,3	426,4	23,9	449,4	24,5	472,4	25,1	495,2	25,7	517,9
25,0	21,0	346,2	21,7	370,7	22,4	395,1	23,1	419,4	23,8	443,6	24,4	467,7	25,0	491,4	25,6	515,5	26,2	539,3
26,0	21,4	359,2	22,1	384,7	22,8	410,1	23,5	435,5	24,2	460,7	24,9	485,8	25,5	510,8	26,1	535,8	26,7	560,6
27,0	21,8	372,0	22,5	398,5	23,3	425,0	24,0	451,4	24,7	477,7	25,3	503,7	26,0	529,9	26,6	555,9	27,2	581,6
28,0	22,1	384,8	22,9	412,3	23,7	439,8	24,4	467,2	25,1	494,5	25,8	521,7	26,4	548,9	27,1	575,9	27,7	602,8
29,0	22,5	397,4	23,3	426,0	24,1	454,5	24,8	482,9	25,5	511,3	26,2	539,6	26,9	567,7	27,5	595,8	28,2	623,8
30,0	22,8	410,0	23,7	439,6	24,4	469,1	25,2	498,6	25,9	528,0	26,6	557,4	27,3	586,5	28,0	615,6	28,6	644,6
31,0	23,2	422,5	24,0	453,1	24,8	483,6	25,6	514,1	26,3	544,5	27,1	574,8	27,8	605,1	28,4	635,3	29,1	665,3
32,0	23,5	434,9	24,4	466,5	25,2	498,0	26,0	529,5	26,7	561,0	27,5	592,3	28,1	623,6	28,9	654,8	29,6	686,0
33,0	23,9	447,2	24,7	479,8	25,5	512,4	26,3	544,8	27,1	577,4	27,9	609,7	28,6	642,0	29,3	674,3	30,0	706,4
34,0	24,2	459,6	25,1	493,0	25,9	526,6	26,7	560,1	27,5	593,6	28,3	627,0	29,0	660,4	29,7	693,6	30,4	726,8
35,0	24,5	471,6	25,4	506,2	26,2	540,8	27,1	575,3	27,9	609,8	28,6	644,2	29,4	678,6	30,1	712,9	30,8	747,1
36,0	24,8	483,7	25,7	519,2	26,6	554,8	27,4	590,4	28,2	625,9	29,0	661,4	29,8	696,7	30,5	732,1	31,3	767,3

\* Diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation  $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$

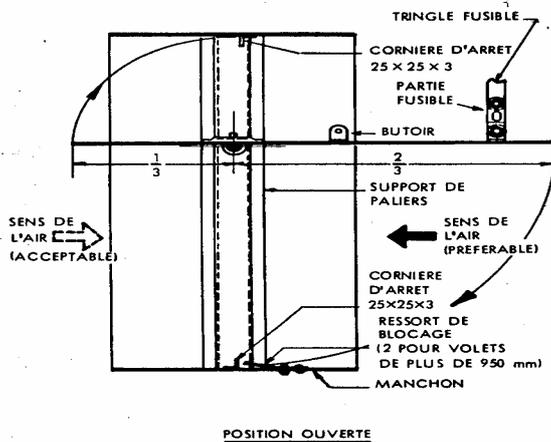
† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gainé

### III-3 Accessoires de système de distribution d'air.

Des accessoires tels que volets pare-feu, portes de visite, absorbeurs de bruit, sont fréquemment utilisés dans les réseaux de gaine. Leur perte de charge intervient dans la hauteur manométrique du ventilateur.

#### Volets par-feu

Leur emploi, emplacement, mode de construction, sont généralement dictés par la réglementation.

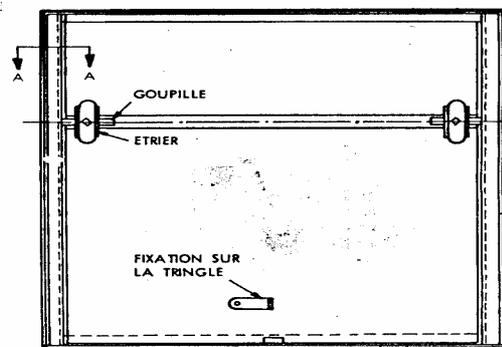


POSITION OUVERTE

Il existe deux types principaux de volets pare-feu utilisés dans les gaines rectangulaires :

1. Le volet simple pour gaines rectangulaires qui peut être monté dans la position verticale ou horizontale.
2. le volet pare-feu à plusieurs lames, qui doit être monté en position horizontale.

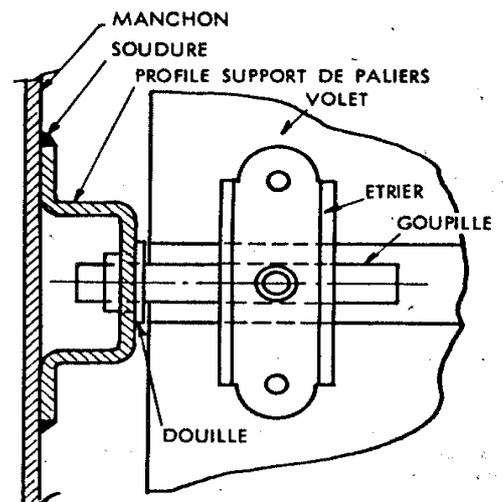
Un volet pare-feu pour gaines circulaire est représenté. Il peut être utilisé soit dans la position horizontale, soit dans la position



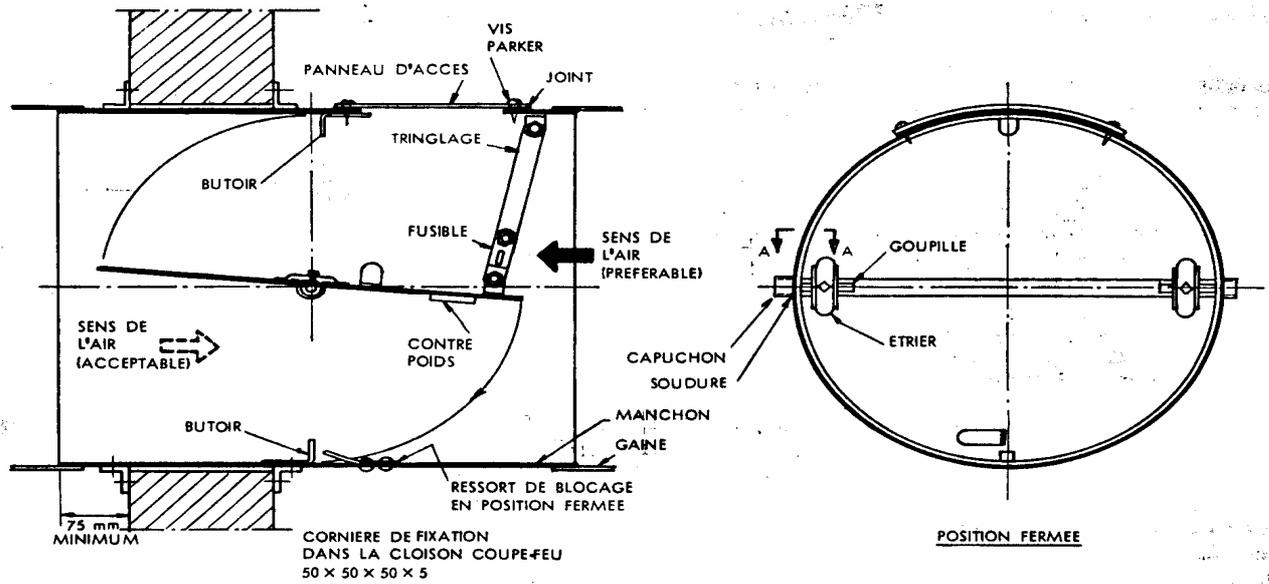
POSITION FERMEE

#### SPECIFICATION DU MATERIEL

Hauteur maximale hors-tout =	750mm
Langueur maximale hors-tout =	1250mm
Langueur maximale du manchon =	300mm
Manchon	Acier 3,5
Voltes-jusqu'à	450 mm
De 450 à 900 mm	Acier 2,0
Profilé support de palier	75*22*3
Etrier	Acier moulé
Ressort de blocage	Bronze 1 mm



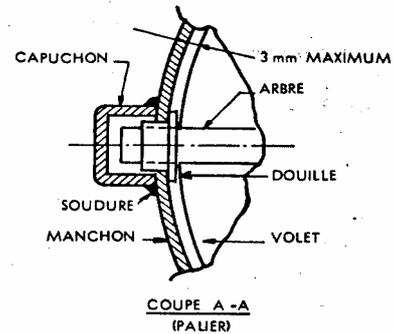
COUPE A-A



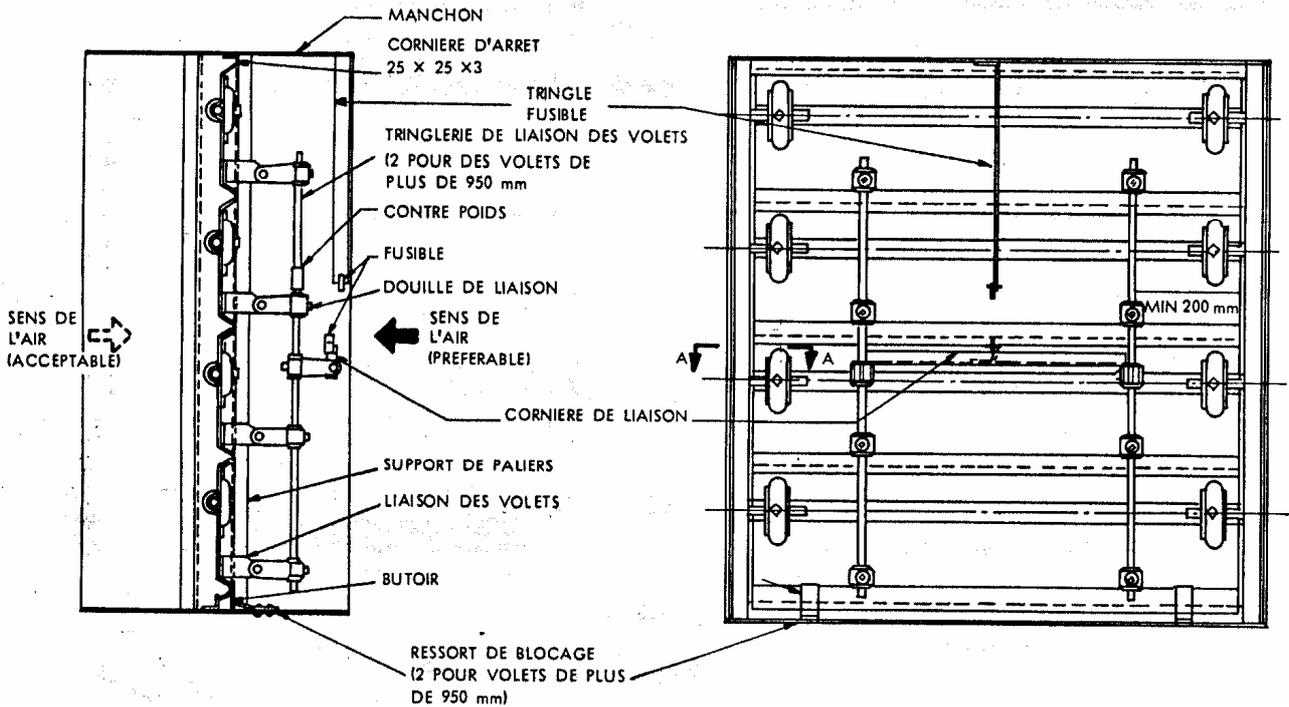
Diamètre maximum	1200 mm
Longueur minimale du manchon	400 mm + épaisseur du mur*
Manchon	Acier 3,5
Volet - jusqu'à 450	Acier 1,5
- de 450 à 900	Acier 2,0
- au-dessus de 900 †	Acier 5,0
Etrier	Acier moulé
Ressort de blocage	Bronze 1 mm

\* Panneau d'accès dans le manchon - si le panneau d'accès est sur la gaine, prendre 200 mm en plus de l'épaisseur du mur

† Prévoir une cornière de 20 x 20 x 3 pour le raidissement du volet



*volet coupe feu circulaire*

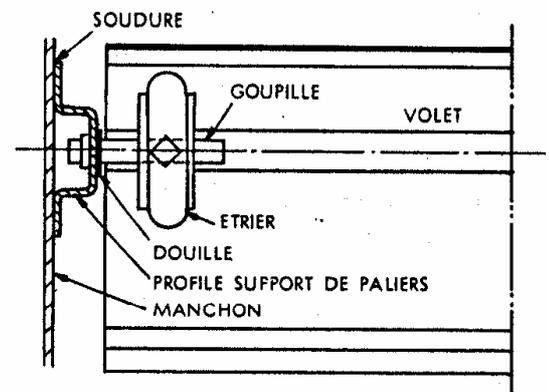


COUPE A - A

## REGISTRE COUPE-FEU A VOILETS MULTIPLES

## Spécification du matériel

Hauteur maximale hors-tout	2300 mm
Largeur maximale hors-tout	1250 mm
Longueur maximale du manchon	300 mm
Largeur maximale des volets	150 mm
Manchon	Acier 3,5
Volets	Acier 1,5
Profilé support de paliers	75x22x3
Tringlerie de liaison des volets	Ø 8
Etrier	Acier moulé
Ressort de blocage	Bronze 1 mm



COUPE A - A

## REGISTRE COUPE-FEU A VOILETS MULTIPLES

### **Contrôle du débit d'air**

*Dans les réseaux de distribution à basse vitesse, le débit d'air dans les dérivations est contrôlé par un registre dont la position est réglée à l'aide d'une tige de commande. Des registres à papillon sont quelquefois installés dans les gaines secondaires pour contrôler le débit d'air. Ils remplacent d'utiliser des registres simples dans les réseaux à basse vitesse, et des registres à papillon dans les réseaux à grande vitesse.*

*Dans les réseaux à grande vitesse, le débit aux bouches doit pouvoir être réglé par des registres à papillon, disposé derrière celles-ci.*

### **Portes de visite**

*Les portes ou trappes de visite doivent être installés dans les réseaux de gaines en amont et en aval de l'équipement monté à l'intérieur des gaines. Des trappes de visite doivent permettre également d'accéder aux fusibles des volets pare-feu.*

#### ***IV DIVERS TYPES DES VENTILATEURS***

#### IV-1 Les ventilateurs :

##### a- Présentation – Classifications :

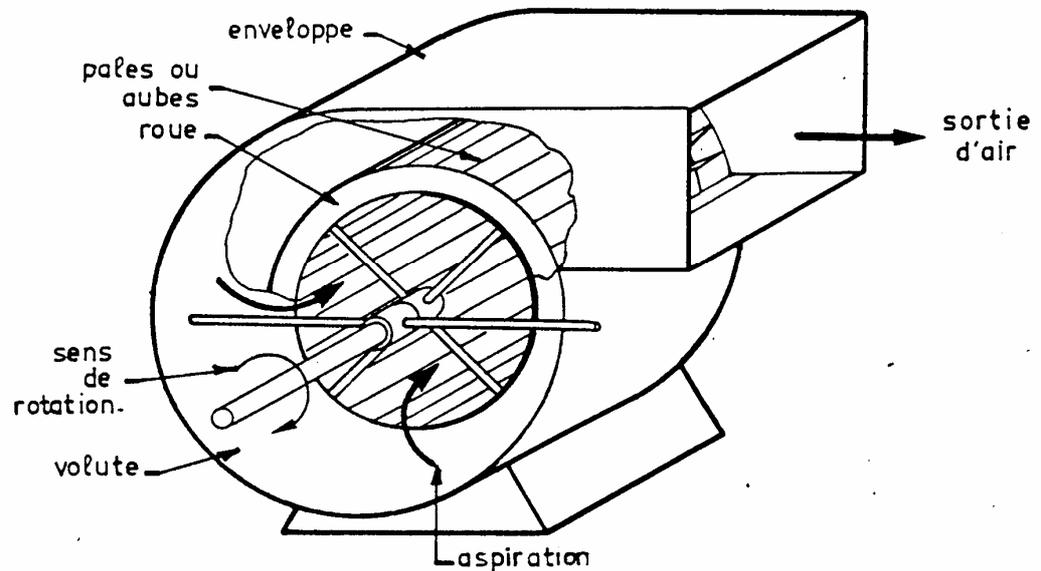
Le ventilateur est l'appareil essentiel d'une installation de climatisation.

C'est lui qui assure l'écoulement de l'air de soufflage ou de reprise.

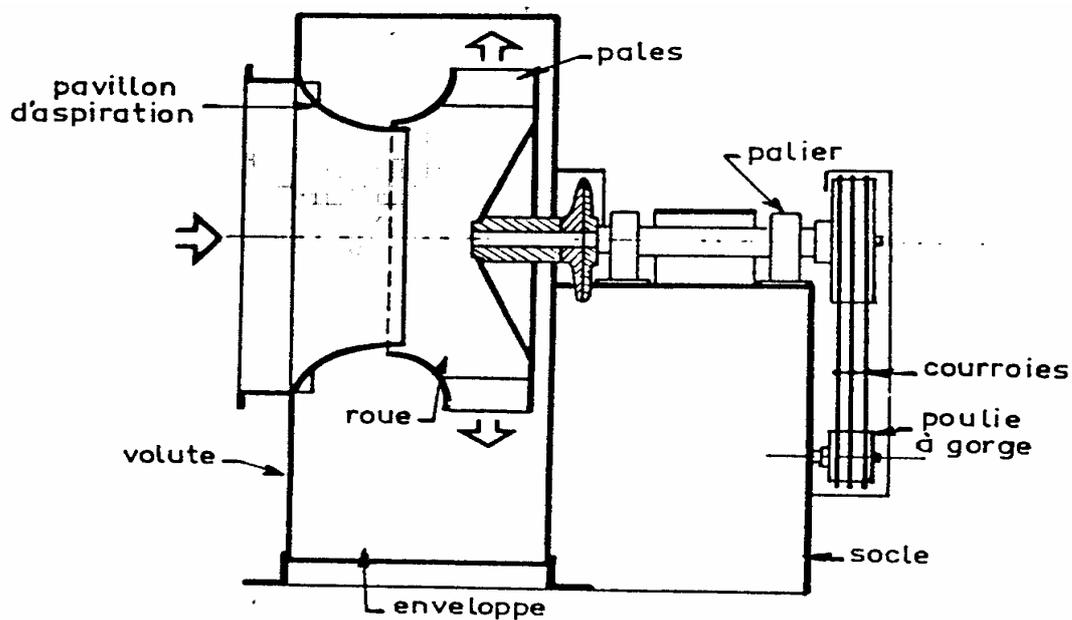
Il existe plusieurs sortes de classifications des ventilateurs, que le formateur explicitera à l'aide des appareils disponibles dans l'atelier.

##### a-1 Suivant la trajectoire de l'air :

les ventilateurs centrifuges :



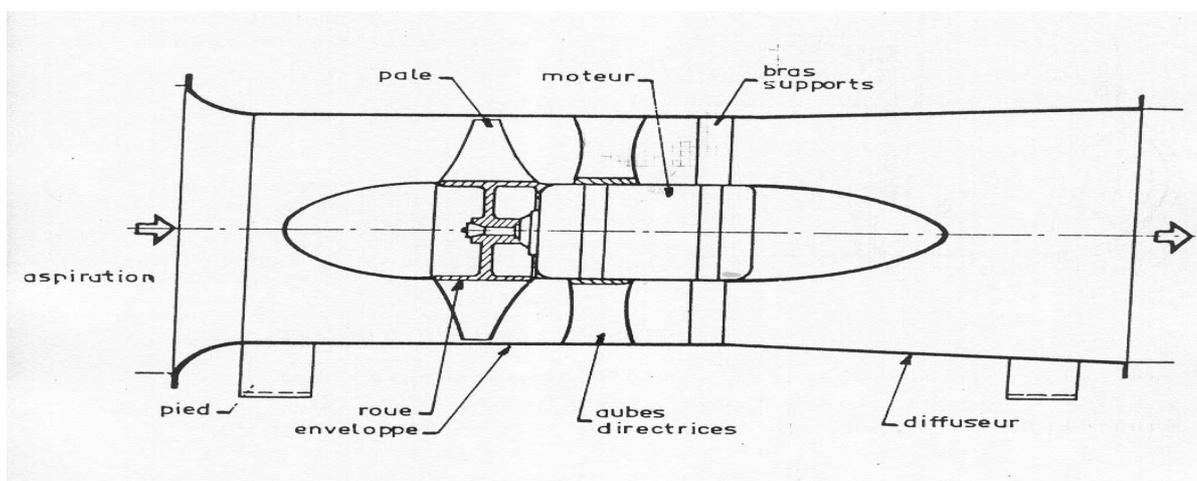
L'air entre dans la roue en suivant une direction « axiale », et sort perpendiculairement à cet axe :



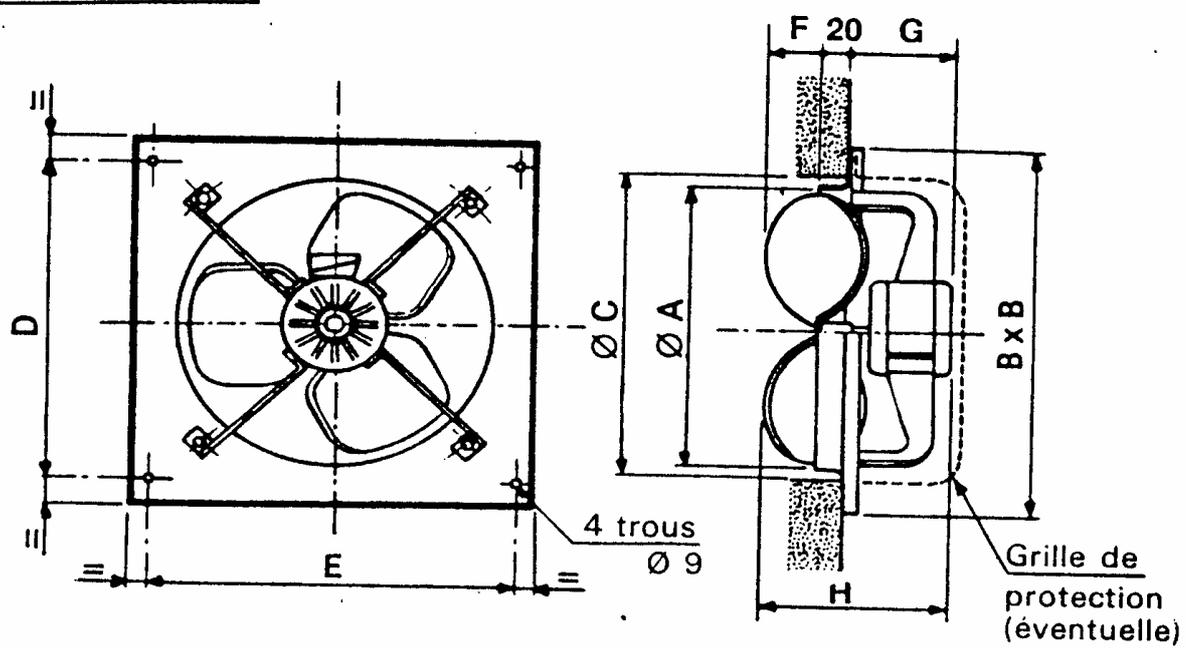
*Les pales sont, suivant les cas, inclinées vers l'avant, vers l'arrière, ou radiales.*

*Les ventilateurs hélicoïdes (ou axiaux) :*

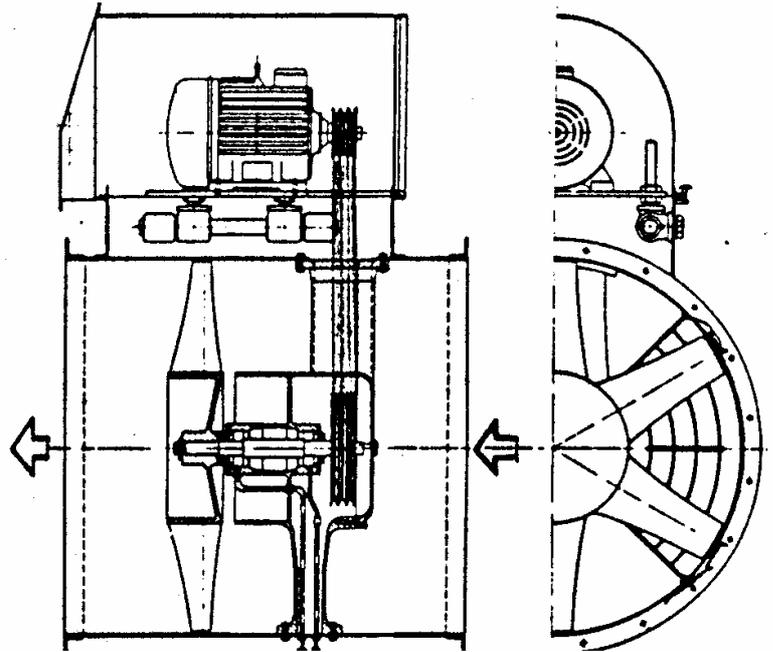
*L'air entre par une direction axiale, et sort suivant une trajectoire hélicoïde (axe = celui de la roue) :*



modèle mural :



*Moteur axiale  
Avec moteur extérieur :*



**Ventilateurs hélico-centrifuges :**

*La trajectoire de l'air est intermédiaire entre les deux modèles de ventilateurs précédents, centrifuges et hélicoïdes ; ci-dessous deux types de roues de ventilateurs hélico-centrifuges :*



**a-2 Suivant leur utilisation :**

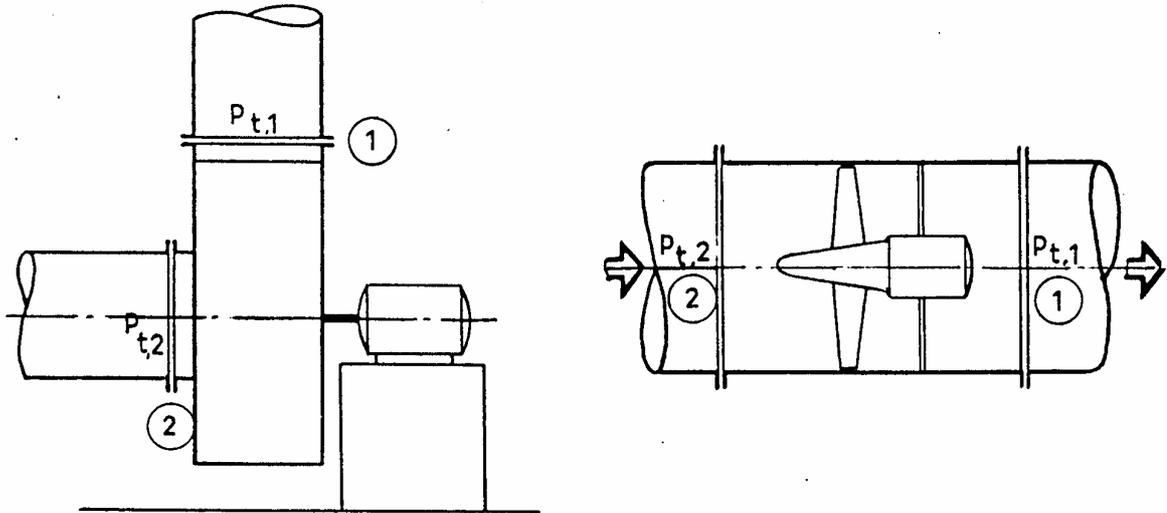
- Ventilateurs « brasseurs d'air » (sur socle, plafonniers)
- Ventilateur « muraux » ou « de parois » incorporés dans une paroi sur un simple vitrage.
- Ventilateurs « à enveloppe », les plus courants pour nos applications,
- L'enveloppe est appelée « volute » pour les ventilateurs centrifuges et « virole » pour les ventilateurs hélicoïdes

**a.3 Suivant l'augmentation de pression qu'ils assurent :**

*Rappel :*

*L'augmentation de pression réalisée par un ventilateur est la différence entre la pression totale moyenne au refoulement et celle à l'aspiration :*

2 exemples ci-dessous :  $\Delta P = p_{t,1} - p_{t,2}$  (Pa).



On un pascal (PA) équivaut à un joule / m<sup>3</sup> (j/m<sup>3</sup>)

Donc : la pression d'un ventilateur correspond au travail volumique fournie à l'air

$$W_v = \Delta P \text{ (j/m}^3\text{)}$$

Le travail massique correspondant est:

$$W_m = W_v / \rho = \Delta P / \rho \text{ (j/kg)}$$

avec  $\rho$  = masse volumique de l'air entrant dans le ventilateur (kg/m<sup>3</sup>).

On distingue ainsi :

**Les ventilateurs à basse pression :**

- Fournissant un travail massique inférieur à 600 (J/kg) .
- Pour de l'air aspirés à 20°C, ce travail massique correspond à une augmentation de pression de  $600 \times 1.22$  , soit 732 Pa , (environ 75 mm CE)

**Les ventilateurs à moyenne pression :**

Dont le travail massique est compris entre 600 et 3000 (J/kg) ; soit une pression maximale de 3660 PA pour de l'air ) 20°C.

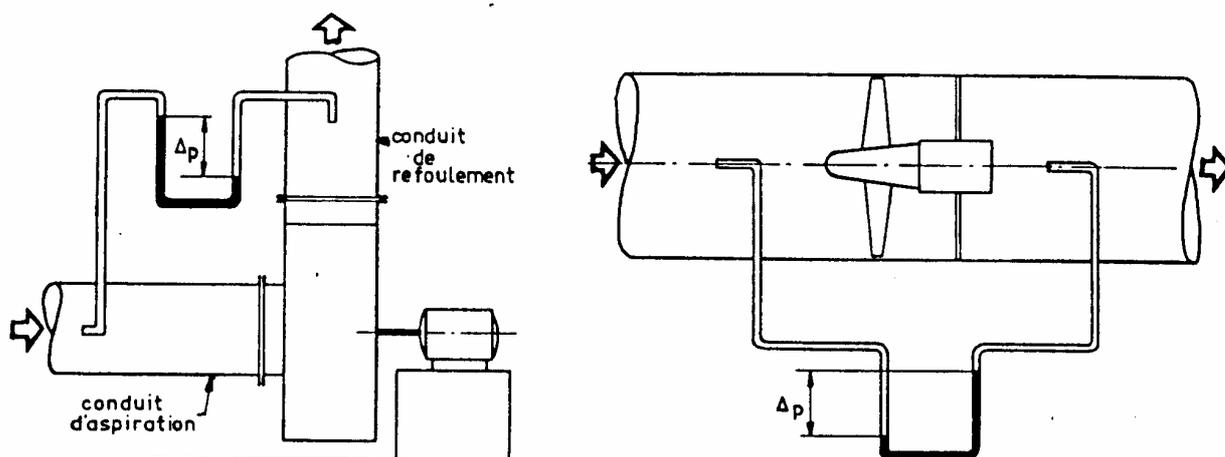
Les ventilateurs à haute pression :

Ils peuvent fournir un travail massique supérieur à 3000 J/kg.

NOTA :

Ils convient de souligner qu'en climatisation, la plupart des ventilateurs utilisés sont des appareils à basse pression

Exemples de mesures :



Courbes comparatives entre différents types de ventilateurs (ayant le même débit et la même charge au point F), et pour diverses vitesses périphériques  $w$  (en m/s) :

## IV-2 caractéristiques principales d'un ventilateur

### 1- LE DEBIT :

C'est généralement la caractéristique de basse, celle qui permet de retenir le ventilateur en climatisation.

On doit parler de débit massique

Soit  $q_m$  en (kg/s) ou en (kg/h)

On parle aussi de débit volumique, soit  $q_v$  en ( $m^3/s$ ) ou en ( $m^3/h$ )

On a bien sûr :  $q_m = q_v \ell$

Avec  $\ell$  = masse volumique moyenne de l'air dans le ventilateur en ( $kg/m^3$ )

$\ell$  = constant dans les ventilateurs basse pression.

### 2- LA PRESSION (OU CHARGE)

c'est la différence entre la pression totale au refoulement et celle à l'aspiration :

$$\Delta p = p_{t1} - p_{t2} \text{ (Pa)}$$

### 3- LA VITESSE DE ROTATION

- qui s'exprime en (tr/mn),
- de symbole N

parfois en radian/seconde, soit (rd/s), de symbole  $\Omega$  s'il s'agit de « vitesse angulaire de la roue », avec

$$\Omega = 2 \times \pi \times N/60 \text{ . (rd/s)}$$

- La vitesse périphérique est  $w = \Omega R$  (où R est le rayon de la roue en (m) et elle a une grande influence sur le niveau sonore du ventilateur.

### 4- LA PUISSANCE

- On distingue :
- La puissance fournie par le moteur, W, qui s'exprime en (W) ou en (CV).
- La puissance utile  $W_u$ , disponible à la sortie de l'appareil où :

$$W_u = \Delta p \times q_v \text{ (W)}$$

$\Delta p$  = pression du ventilateur (pa)

$q_v$  = débit volumique ( $m^3/s$ )

### 5- LE RENDEMENT :

le rendement global d'un ventilateur est le rapport  $W_u/W$ .

$$\eta = W_u/W$$

$W_u$  = puissance utile en W

$W$  = puissance nominale du moteur e W

Donc,  $\eta = \Delta p \times q_v/W$

Ou  $\eta = W_m \times q_m/W$

On peut démontrer que le rendement global d'un ventilateur est le produit :

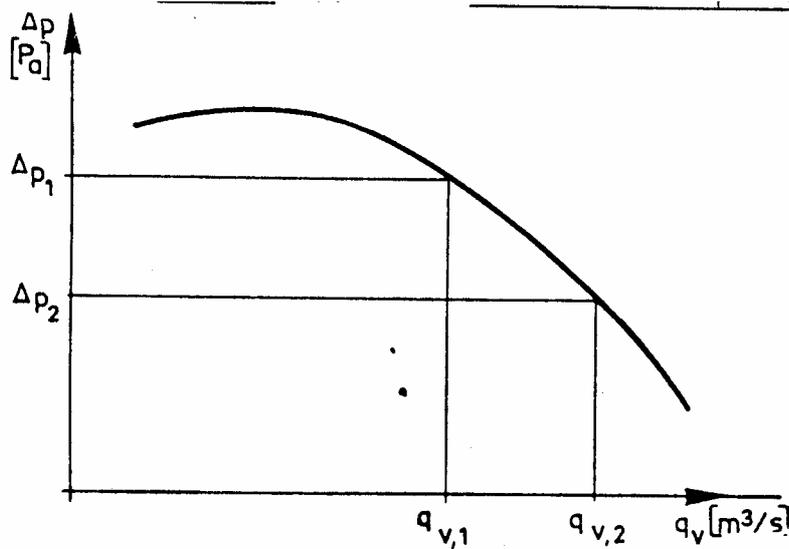
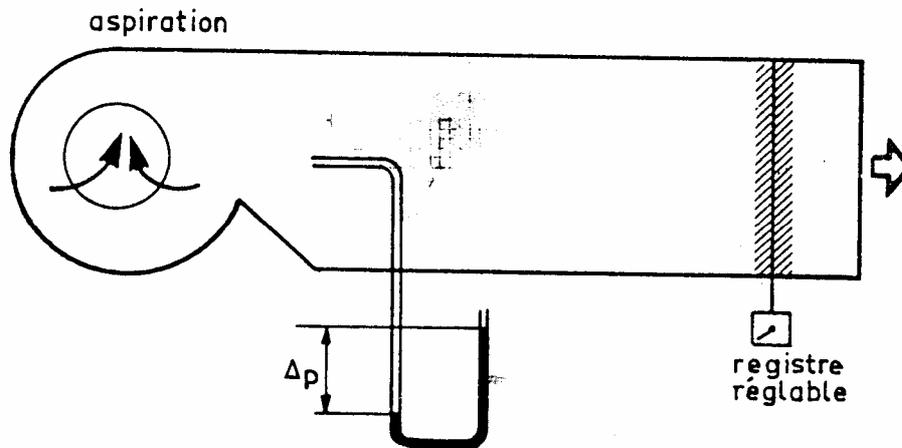
- Du rendement du moteur électrique  $\eta_m = W_m/W$  avec  $W_m$  = puissance mécanique transmise à l'arbre
- Du rendement aéraulique du ventilateur,  $\eta_a = W_u/ W_m$

Donc :  $\eta = \eta_m \times \eta_a$ .

### IV- 3- Courbes caractéristiques d'un ventilateur

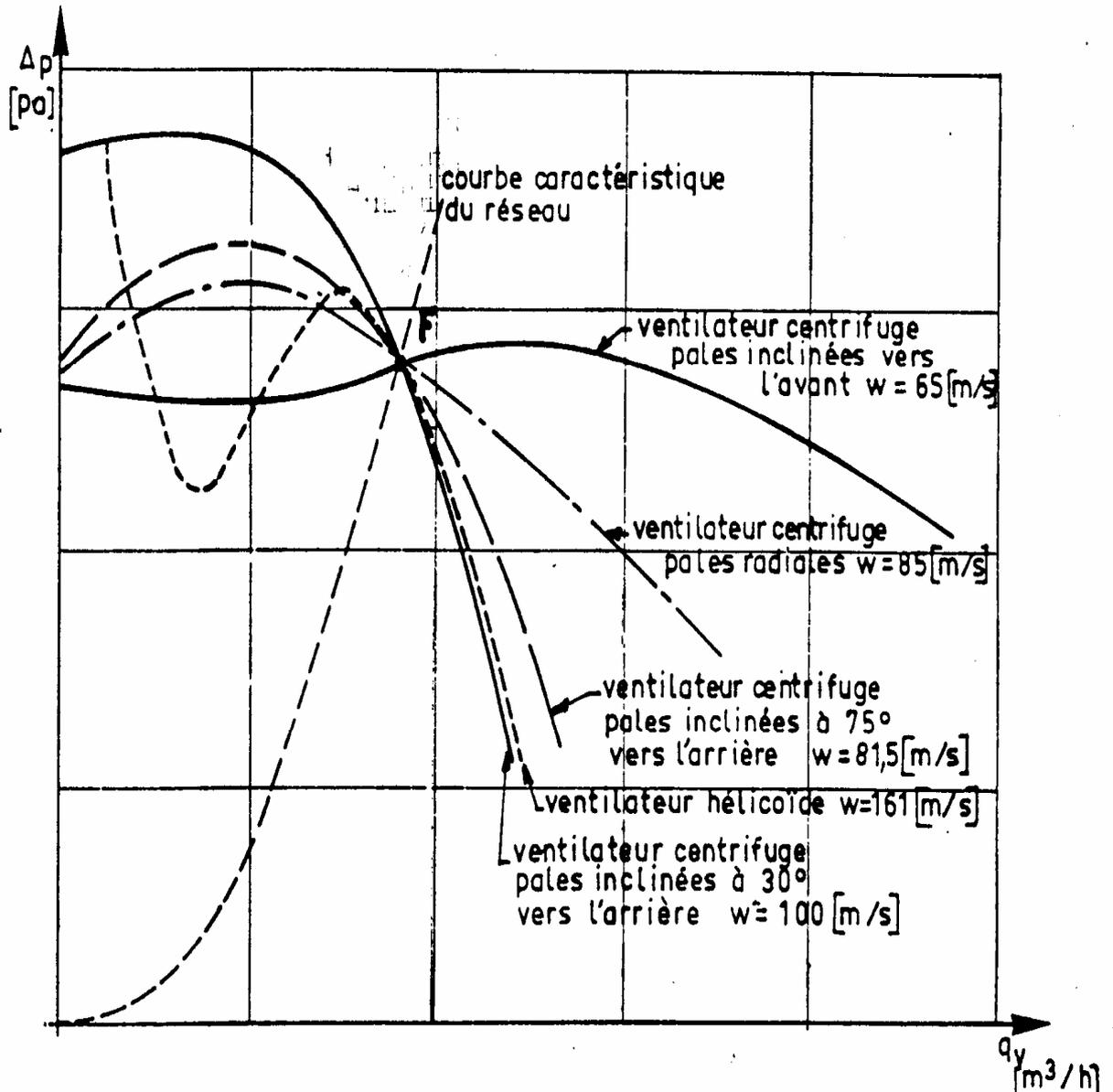
#### 1-Courbe de débit-pression

Soit le montage suivant d'un ventilateur tournant à vitesse constante et installé sur un circuit dont on règle le débit en agissant sur un registre :



Le débit est donc réglable,  
A chaque valeur de  $q_v$  (débit volumique), correspond une pression.

Ces variations, portées graphiquement, permettant d'obtenir la courbe appelée « caractéristiques du ventilateur » :



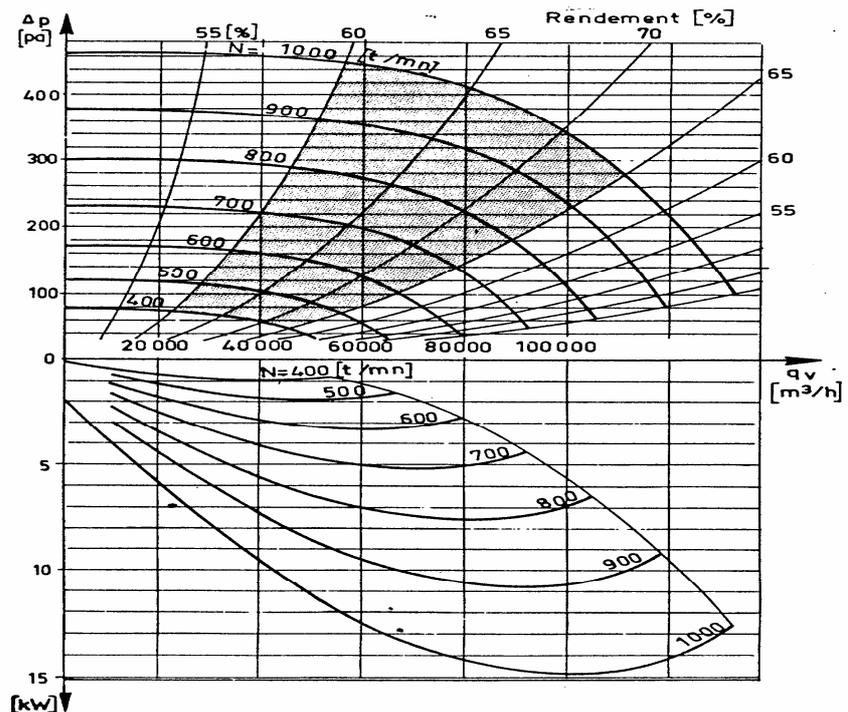
- que les courbes des ventilateurs centrifuges à pales radiales ou inclinées vers l'arrière sont très « tombantes faible variation de débit si forte variation de charge, ce qui est un avantage important
- que le ventilateur hélicoïde ne maintient une pression suffisante qu'au prix d'une vitesse de rotation très élevée ; il est ainsi très bruyant à forte charge.

## 2- COURBES DEBIT – PUISSANCE ET DEBIT-RENDEMENT.

Pour chaque type de ventilateur, on peut étudier les variations de la puissance et du rendement en fonction du débit volumique.

On obtient un ensemble de courbes, pour chaque type de ventilateur.

Exemples d'in ventilateur centrifuge à pale inclinées vers l'arrière, ceci pour différentes vitesses de rotations :



On constate l'existence d'un rendement maximal (ici 70%) aux différentes vitesses de rotation, ainsi que l'augmentation de la puissance avec le débit, qui passe par un maximum.

Pour des pales inclinées vers l'avant, un ventilateur centrifuge verrait sa puissance augmenter de manière continue avec le débit, d'où un danger pour le moteur d'entraînement

Pour les ventilateurs hélicoïdes, la pression et la puissance décroissent si le débit augmente leur rendement reste médiocre

On veillera à rester dans la zone où le rendement au moins égale à 60%

### IV-4 Choix d'un ventilateur :

Il est nécessaire de comparer :

Les courbes caractéristiques de divers types de ventilateurs, avec,

La courbe caractéristique du réseau, sur lequel doit être installé le ventilateur.

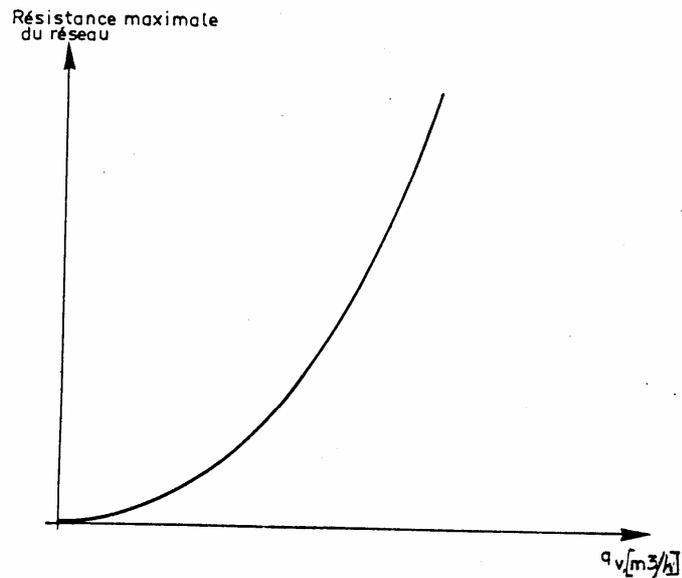
IV Les courbes des ventilateurs sont fournies par les fabricants.

La courbe du circuit est déterminée à partir du calcul des pertes de charge totales du circuit le plus défavorisé, c'est-à-dire la résistance maximale du circuit.

Ce calcul est explicité lors de l'opération suivante.

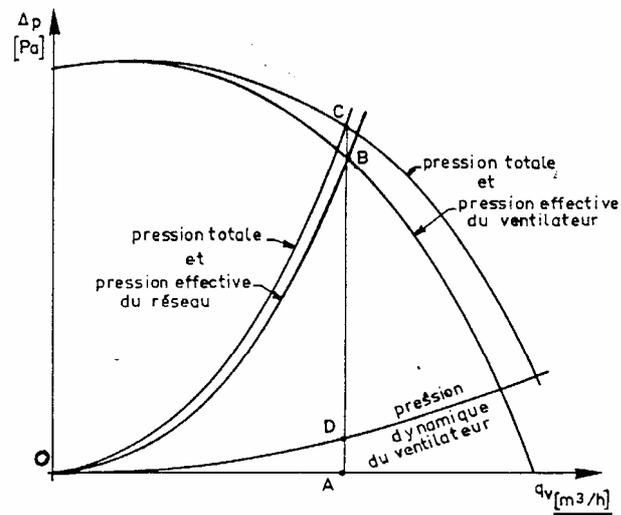
Exemple de courbe caractéristique d'un réseau. :

### EXEMPLE DE COURBE CARACTERISTIQUE D'UN RESEAU



On admet que le ventilateur doit vaincre ces pertes de charge pour assurer le débit correspondant à l'intérieur du réseau.

On trace cette courbe,  $OB$  ; ainsi que  $OC$  qui est la somme de la résistance maximale du réseau et de la pression dynamique dans le ventilateur :



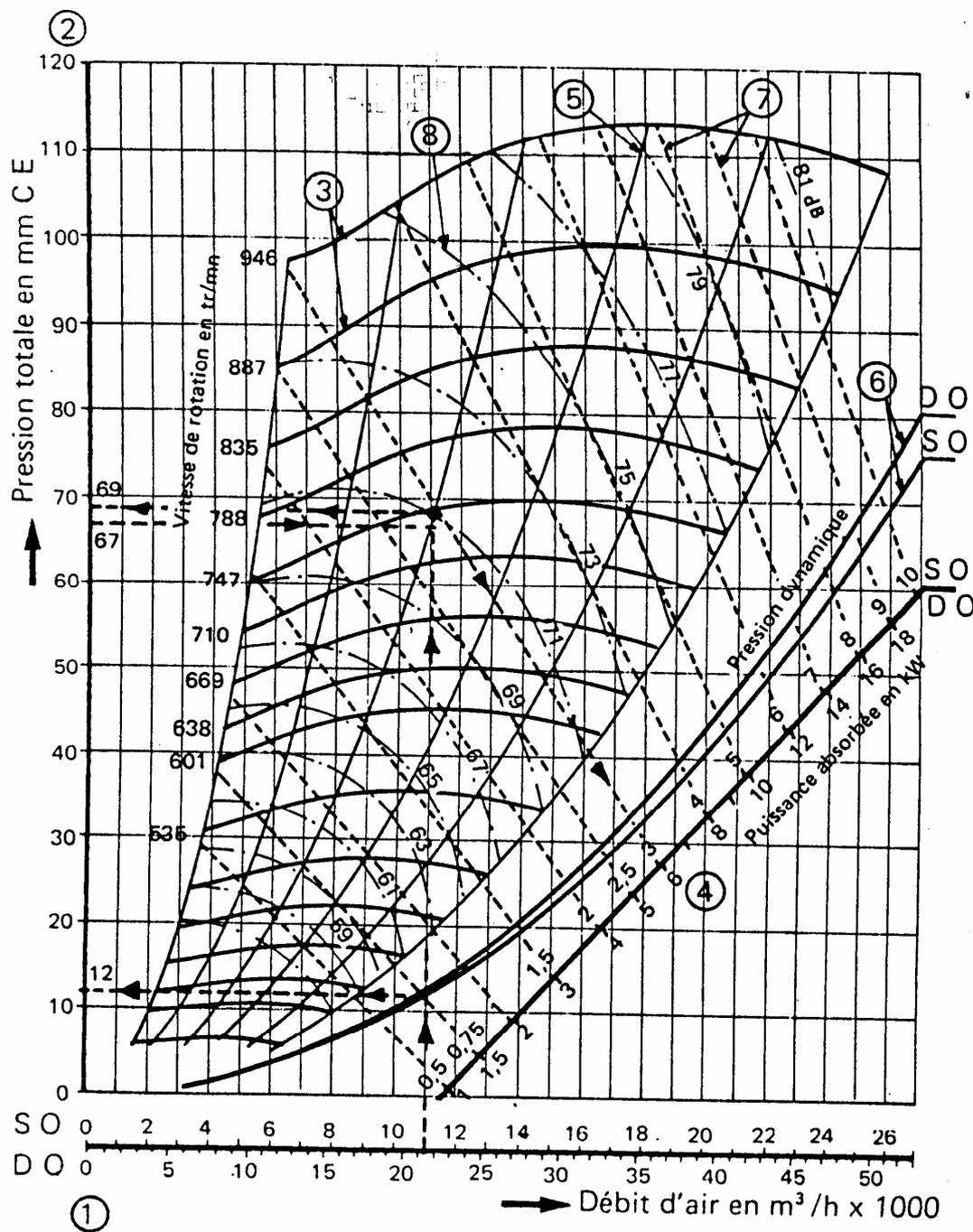
On a donc  $BC = AD = P_d$

$$AC = AB + BC = P_e + P_d = P_t$$

Le point  $C$  est donc le point de fonctionnement probable du ventilateur.

Exemple de courbes fournies par un fabricant (CIAT) :

- ventilateur centrifuge basse pression
- air à + 15°C et pression 760 mm hg





**Utilisation des courbes :**

1. Echelles des débits d'air en  $m^3/h \times 1000$  des ventilateurs simple ouïe et double ouïe.
2. Echelle des pressions totales en mm CE.
3. Courbes débit-pression correspondant à des vitesses de rotation standardisées.
4. Echelles des puissances absorbées par les ventilateurs simple ouïe et double ouïe (en kw).
5. Courbes d'orifice équivalent.
6. Courbes des pressions dynamiques des ventilateurs simple ouïe et double ouïe. (valeur à lire sur l'échelle des pressions totales).
7. Droites d'égale puissance absorbée.
8. Courbes d'égale niveau de pression sonore pour ventilateur simple ouïe.  
Ajouter 3 dB pour ventilateur double ouïe.

**Exemple de sélection :**

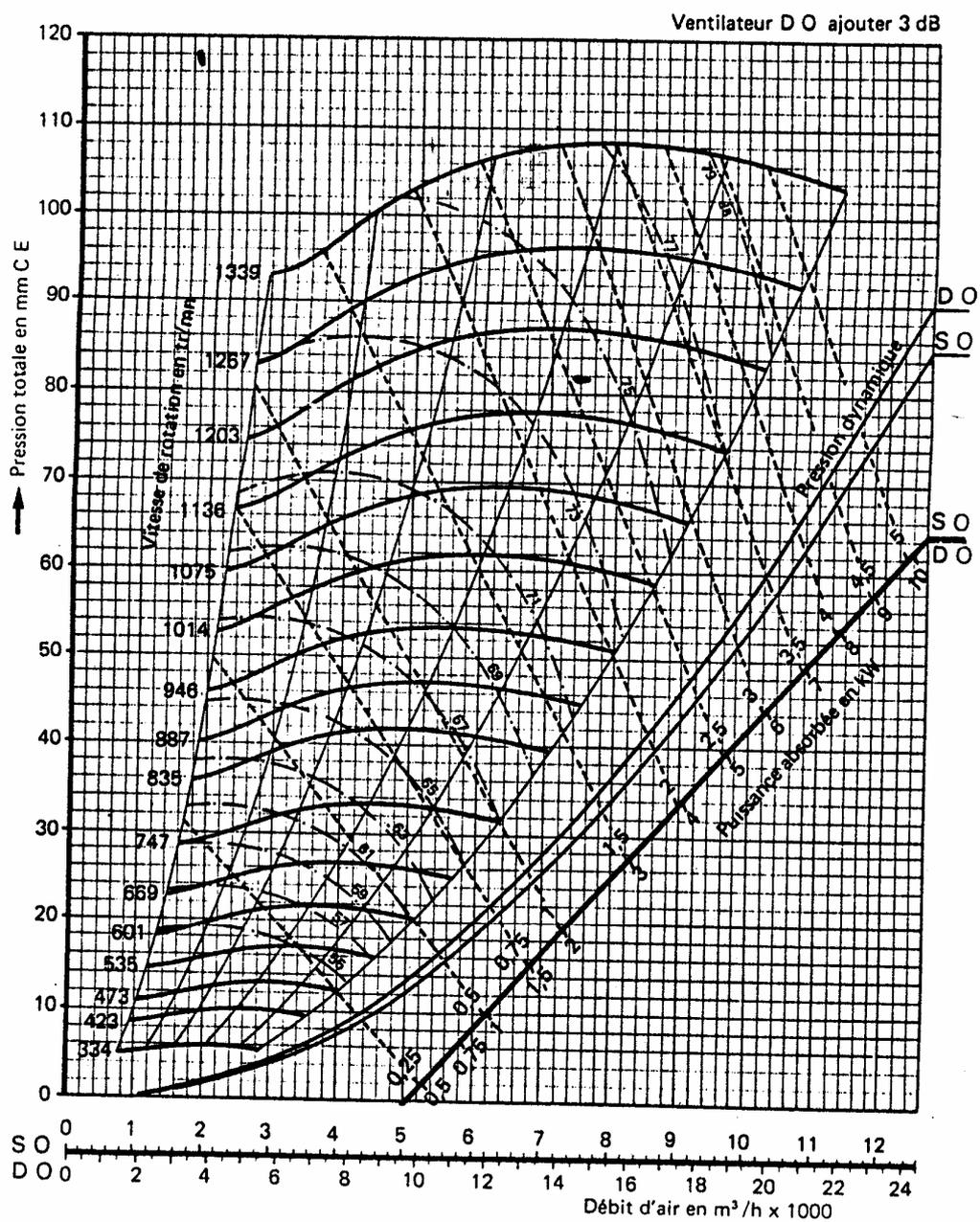
Données : ventilateur simple ouïe – débit d'air :

11000  $m^3/h$  – pression totale : 67 mm CE

sur la courbe ci-dessous nous relevons pour un débit d'air de 11000  $m^3/h$  et pour une pression totale de 69 mm CE (pour 67 demandés).

- Une vitesse de rotation de 747 tr/mn.
- Une puissance absorbée par le ventilateur de 3 kw.
- Une pression dynamique au refoulement de 12 mm CE .
- Un niveau de pression sonore de 71 dB.

**Important :** la puissance des moteurs dans tous les cas doit toujours être supérieure d'au moins 20% à la puissance absorbée lue sur la courbe. Avec certains ventilateurs dont la puissance absorbée varie fortement pour une même vitesse de rotation en fonction du débit, la majoration doit être portée à 30 % au minimum.



#### **IV-5 Ventilateur à vitesse de rotation variables :**

Si l'on fait varier la vitesse de rotation d'un ventilateur installé dans un circuit donné, on a :

\* le débit qui varie proportionnellement à la vitesse de rotation

$$\text{soit : } q_{v,1}/q_{v,2} = N1/N2$$

\* la pression du ventilateur qui varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation :

$$\text{soit } P1/P2 = (N1/N2)^2$$

\* la puissance utile qui varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation :

$$\text{soit : } W_{u,1}/W_{u,2} = (N1/N2)^3$$

multiplions la vitesse de rotation  $Nt/m$  par un nombre quelconque  $k$ , choisi avec cette seule restriction que la pression ne dépasse pas la zone dite des fortes pressions et que, naturellement,  $U$ , qui varie proportionnellement à  $N$ , reste dans les limites admissibles pour la résistance mécanique de la roue.

Les débits  $q_v$  et  $q_p$  varient proportionnellement à  $k$ .

Les pressions  $p$ ,  $p_a, p_t$  varient proportionnellement à  $k^2$ .

L'indice de pression statique  $i_p$  est indépendant à  $k$ .

Les puissances  $p_a$  et  $p_u$  varient proportionnellement à  $k^3$ .

Le niveau de puissance sonore  $N_w$  est approximativement augmenté de  $50 \log k$ .

Le rendement  $\eta$  est indépendant de  $k$ .

#### **Masse volumique d'air variable**

Il peut nécessaire de tenir compte de la variation de masse volumique de l'air ; d'une part, à cause d'une éventuelle variation de température (par exemple, chauffage de 20 à 80°C ; d'autre part, à cause de l'effet de l'altitude.

On appliquera la formule de base :

$$\rho = p/287 \times T$$

$$\text{sachant que } qm \text{ constant} = q_{v1} \times \rho_1 = q_{v2} \times \rho_2$$

$qm$  = débit massique (kg/s)

$q_v$  = débit volumique ( $m^3/s$ )

$\rho$  = masse volumique ( $kg/m^3$ )

Le rendement  $\eta$  est indépendant de  $\rho$ , dans le domaine du conditionnement d'air.

On remarquera que, lorsque  $\rho$  augmente le nombre de kilogrammes d'air traversant par heure, le ventilateur augmente et que la pression augmente également : il ne faudrait surtout pas en déduire que la puissance varie comme le carré de  $\rho$ . (Pour maintenir le débit poids constant lorsque  $\rho$  varie il faudrait faire varier la vitesse de rotation  $N$  comme  $1/\rho$  pour que le débit volume varie comme  $1/\rho$ ). La pression variant comme le poids spécifique et le carré de la vitesse de rotation, donc comme le produit de  $\rho$  et de  $1/\rho^2$ , elle variera finalement comme  $1/\rho$  et la puissance absorbée variera comme  $1/\rho^2$ .

Il faut faire très attention au fait que dans ce qui précède c'est la masse volumique de l'air traversant le ventilateur et tout le circuit qui change de la même manière : si elle ne change que dans une partie du circuit, l'orifice  $O_e$  équivalant au circuit pour le ventilateur change et nous arrivons alors au cas examiné dans le 4<sup>e</sup> : les variations des caractéristiques dépendent du type du ventilateur. C'est ainsi qu'un ventilateur suivi d'un réchauffeur puis d'un réseau verra l'orifice équivalent se fermer c'est-à-dire  $O_e$  diminuer de valeur, quant la puissance du réchauffeur augmente, la perte de charge dans le réseau augmente pour un même débit traversant le ventilateur, car si la même volumique diminue quand la température augmente, la vitesse de l'air augmente et intervient au carré.

#### **- VARIATION DES DIMENSIONS DES VENTILATEUR ET DES ORIFICES**

Multiplions toutes les dimensions du ventilateur par  $\lambda$  en conservant les angles, c'est-à-dire construisons un ventilateur géométriquement semblable au premier, avec les mêmes restrictions pour  $\lambda$  que pour  $k$ . faisons-le tourner à la même vitesse  $Nt/m$  et souffler dans un orifice dont les dimensions linéaires sont également multipliées par  $\lambda$ .

Les débits  $q_v$  et  $q_p$  varient proportionnellement à  $\lambda^3$

Les pressions  $p$ ,  $p_d$ ,  $p_t$  varient proportionnellement à  $\lambda^2$

L'indice de pression  $p_a$  et  $p_u$  varient proportionnellement à  $\lambda^5$

Le niveau de puissance sonore  $N_p$  est approximativement augmenté de  $70 \log \lambda$

Le rendement  $\eta$  est indépendant de  $\lambda$ . En réalité, il augmente légèrement avec  $\lambda$  ; les très gros ventilateur ont un meilleur rendement que les petits de la même famille. En passant d'un ventilateur dont la turbine a 0.50m de diamètre à un semblable dont la turbine a 2 m de diamètre, le rendement peut dans certains cas augmenter de 10%.

#### **VARIATION DE LA MASSE VOLUMIQUE DE L'AIR TRAVERSANT LE VENTILATEUR ET LE CIRCUIT.**

Cette variation peut être due soit à celle de la température  $t$ , à l'entrée du circuit comprenant le ventilateur, soit à celle de la pression atmosphérique  $p_a$ , soit à celle de ces deux facteurs simultanément, puisque :

$$\rho = 1.293 \frac{P_a}{760} \times \frac{273}{273 + t}$$

Le débit  $q_v$  est indépendant de  $\rho$ .

Le débit  $q_p$  kg/h varie comme  $\rho$ .

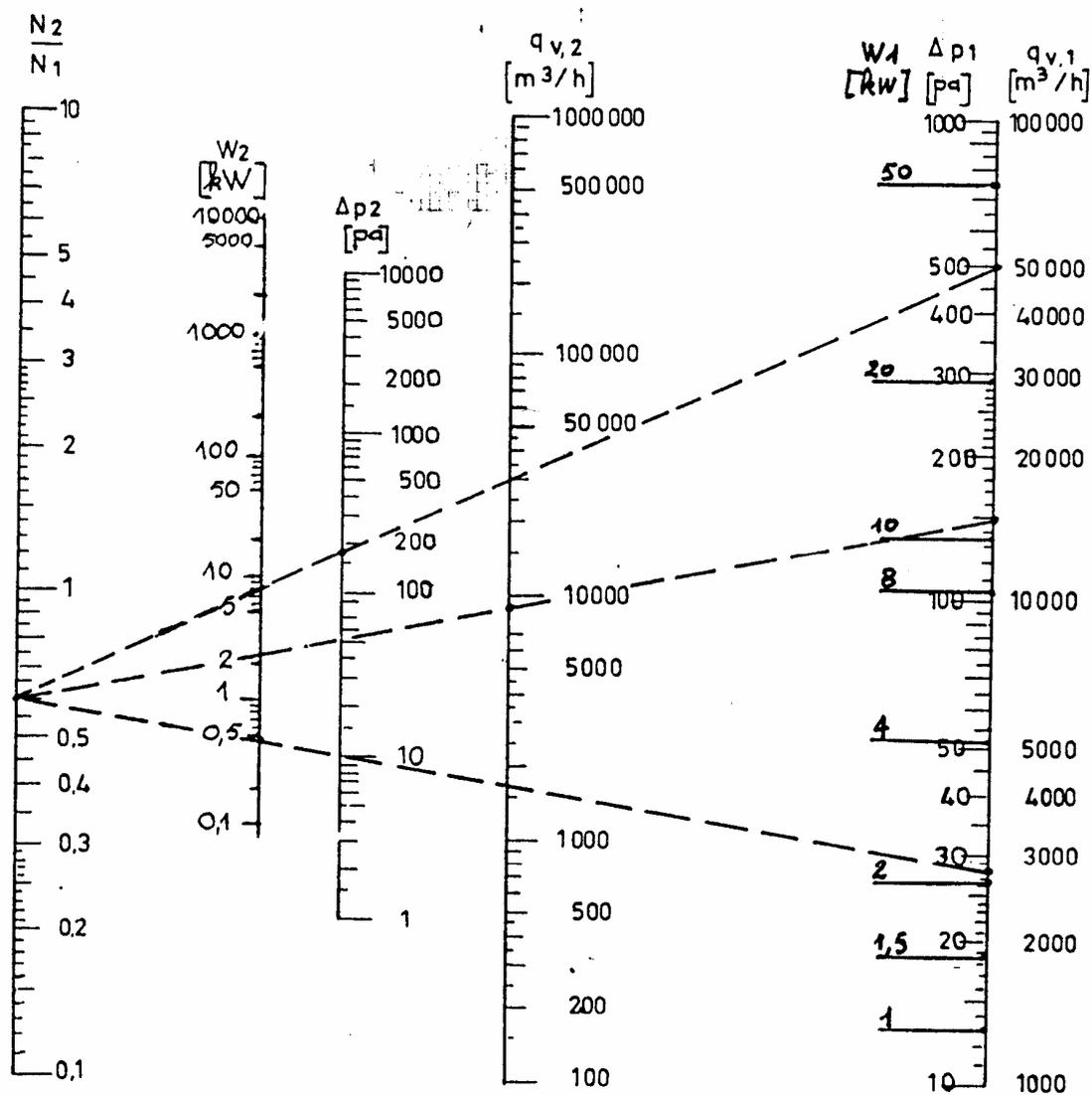
Les pressions  $p$ ,  $p_d$ ,  $p_t$  varient comme  $\rho$ .

L'indice de pression statique  $i_p$  est indépendant de  $\rho$ .

Les puissances  $p_a$  et  $p_u$  varient comme  $\rho$ .

Le niveau de puissance sonore  $N_w$  augmente approximativement de  $20 \log \rho'/\rho$ .

**Abaque permettant de déterminer les caractéristiques d'un ventilateur, dont on change la vitesse de rotation :**



*Durée : 8h*

**V- REPARTITION DE L'AIR DANS LE LOCAL.**

## V-1- CRITERES D'UNE BONNE DIFFUSION DE L'AIR

### TEMPERATURE

*Le système de distribution de l'air doit être conçu pour maintenir les températures dans les limites admissibles recommandées. Dans un local, la différence de température maximum pouvant être tolérée entre deux points de la zone occupée, est de 1°C. les variations de température sont plus désagréables en hiver qu'en été.*

*On remarque davantage les fluctuations de température que le manque d'homogénéité. Ces fluctuations résultent habituellement du système de régulation employé. lorsqu'elles sont accompagnées par les de placement d'air dont la vitesse est proche du maximum recomand2 ? les occupants peuvent en être incommandés*

### VITESSE DE 'AIR

*Latable1 donne les valeurs recommandées des vitesse de l'air dans la zone d'occupation, ainsi que les réactions des occupants à ces vitesses*

#### DIRCTION DU SOUFLAGE

*D'après la table 1 , on peut remarquer qu'un certain mouvement de l'air dans un local est souhaitable et même nécessaire. La figure 2 , représente l'orientation recommandée des jets d'air par rapport à une personne assise.*

### POREE

*la porté est la distance horizontale parcourue par la veine d'air sortant d'un diffuseur jusqu'à un point du local ou' la vitesse est de 0,40m/s. et est mesurée à une hauteur de 2 m au dessus du sol.*

*La portée est proportionnelle à la vitesse du jet d'air sortant du diffuseur, mais ne dépend pas de l'écart de température entre l'air de soufflage et l'air ambiant.*

TABLE1- VITESSE DANS LA ZONE D'OCCUPATION

VITESSE CM/S	REACTION	APPLICATION RECOMMANDEE
0-8	Air stagnant	aucune
12	Favorable-base idéale	Toutes applications commerciales
12-25	Assez favorable, mais 25cm/s représente le maximum acceptable pour des personnes assises	
32	Défavorable- les papiers légers s'envolent	Grand magasin et magasin e détail
38-150	Limite supérieure pour personnes se déplaçant lentement- favorable	Climatisation d'usines. Valeurs supérieures pour refroidissement localisé

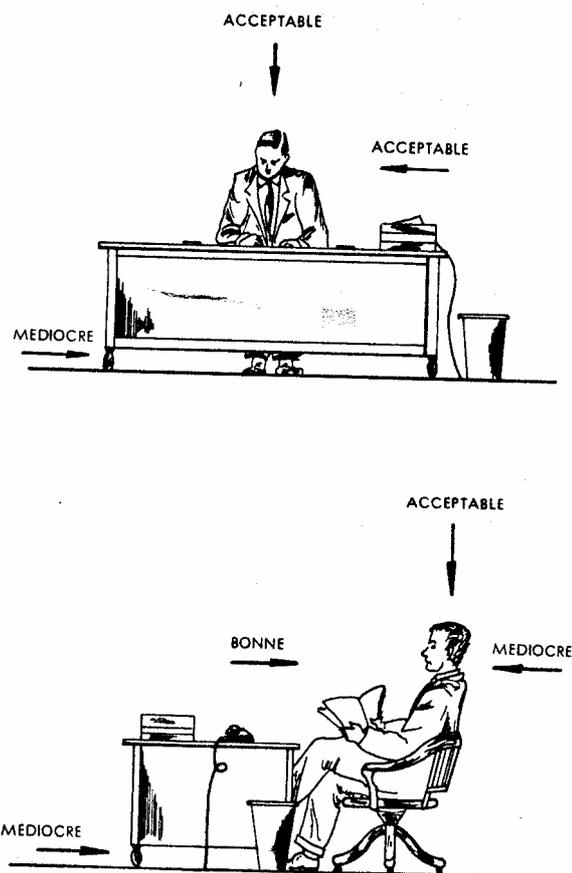


Figure 2- influence du sens de l'air

**DEFLECTION DE LA VEINE D'AIR**

On appelle déflexion, la composante verticale du déplacement de l'air, mesurée à une distance de la bouche égale à la portée.

**INDUCTION**

L'air sortant de la bouche (air primaire) entraîne dans son mouvement une certaine quantité d'air du local (air secondaire). Ce phénomène est appelé « l'induction ».

En écrivant qu'il y a conservation de la quantité de mouvement, on obtient :

$$M_1 V_1 + M_2 V_2 = (M_1 + M_2) \times V_3$$

Dans laquelle :

$M_1$  = Masse de l'air primaire

$M_2$  = Masse de l'air secondaire

$V_1$  = Vitesse de l'air primaire

$V_2$  = Vitesse de l'air secondaire

$V_3$  = vitesse de l'air mélange.

Le taux d'induction (R) est défini comme le rapport de l'air de mélange à l'air primaire :

$$R = \frac{\text{Air de mélange}}{\text{Air primaire}} = \frac{\text{Air primaire} + \text{air secondaire}}{\text{Air primaire}}$$

Air primaire

Air primaire

**IMPORTANCE DE L'INDUCTION**

La portée dépend de la vitesse initiale et du taux d'induction. Celui-ci est fonction du périmètre de la bouche. Si l'on considère deux bouches de même section, celle de plus grand périmètre aura la portée la plus faible. Ainsi, pour un débit et une section donnés, une bouche unique circulaire donnera l'induction minimale et la portée maximale. Inversement, une fente étroite et longue correspondra au maximum d'induction et au minimum de portée.

**EPANOUISSEMENT DES JETS D'AIR**

L'épanouissement du jet d'air est caractérisé par l'angle de diffusion à la sortie du diffuseur.

On distinguera l'angle de diffusion horizontale et l'angle de diffusion verticale.

L'épanouissement de la veine d'air résulte de l'induction.

Un diffuseur sans déflecteurs produit un angle de diffusion d'environ 18 à 20° dans les deux plans. Le type et la forme du diffuseur influent sur cet angle, mais il reste compris entre 15 et 23° pour la plupart des diffuseurs.

**INFLUENCE DES DEFLECTEURS**

Déflecteurs normaux au plan de la bouche.

L'angle de diffusion est d'environ 19° dans chacun des plans horizontal et vertical (figure4).

Déflecteurs convergents

L'angle est sensiblement le même que dans le cas précédent 19°, mais la portée est augmentée d'environ 15%(figure5)

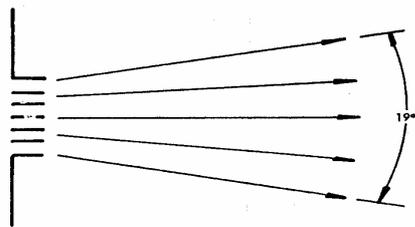


figure 4- Epanouissement avec diffuseurs normaux

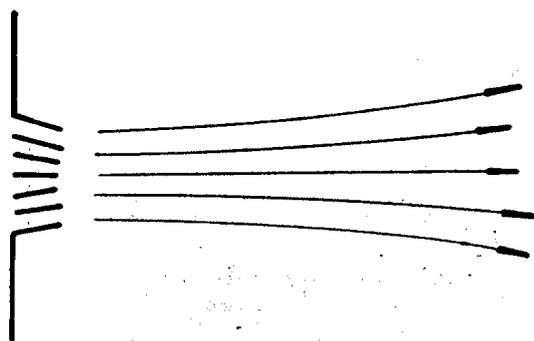


figure 5- Epanouissement avec déflecteurs convergents

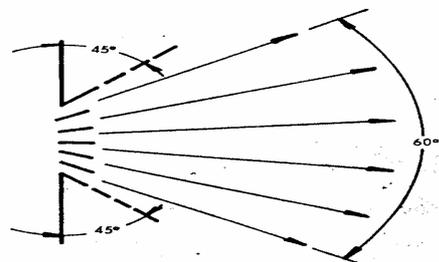


figure 6- Epanouissement avec déflecteurs divergents

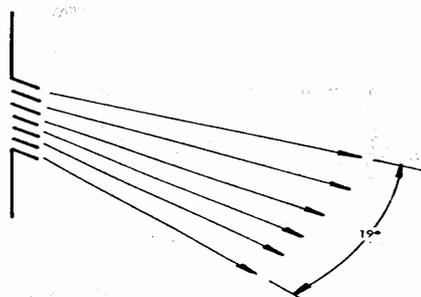


figure 7 déflecteurs parallèles et convergents par à rapport à la normale

### **Défecteurs divergents**

L'influence sur l'angle de diffusion est très manquée. Si les déflecteurs forment avec la normale à la bouche, un angle variable de 0 à 45°, du centre vers chacune des extrémités, l'angle de diffusion est 60° environ (figure6), La portée est alors réduite de 50%. Pour des orientations inférieures à 45°, l'angle de diffusion diminue et la portée augmente. Avec des déflecteurs divergents, la surface libre de la bouche diminue ; donc, pour un débit donné, la perte de charge augmentera avec l'angle d'orientation. Les déflecteurs peuvent être disposés de façon à former un angle constant avec la normale à la bouche (figure7), dans le but d'éviter un obstacle, par exemple. Remarquons que l'angle de divergence du jet d'air reste sensiblement égal à 19°.

### **INFLUENCE DE LA VITESSE INITIALE**

Une bouche est conçue pour assurer une diffusion correcte dans des limites déterminées de vitesse, pression, direction, de l'air qui lui est fourni. Elles n'est pas prévue pour corriger des conditions anormales d'écoulement. La vitesse de sortie d'une bouche sans déflecteur montée directement sur une gaine, est la résultante de la vitesse dans la gaine et de la vitesse due à la surpression, qui règne dans celle-ci (figure8).

La direction de cette résultante peut être modifiée du fait des caractéristiques physiques de la bouche. C'est ainsi que la résultante peut être ramenée vers la normale au plan de l'ouverture, par des déflecteurs orientables, disposés derrière la bouche. La nécessité de leur utilisation dépend des tolérances admissibles dans la direction du jet d'air.

Les bouches sont souvent montées sur des manchettes. On admet que des déflecteurs doivent être montés à l'entrée de la manchette, lorsque la vitesse dans la gaine est égale ou supérieure à la vitesse de sortie (figure9).

### **IMPORTANCE DE LA PORTEE**

Il n'est généralement pas nécessaire que la portée soit égal à la distance entre la bouche et le paroi opposée. On admet que la portée doit être égale aux  $\frac{3}{4}$  de cette distance (sauf lorsqu'il existe des sources de chaleur localisées à proximité de cette paroi). Ces apports de chaleur peuvent provenir, soit d'équipement électrique, soit de l'ouverture des portes extérieures. Dans ce cas, la portée devra être plus longue et des précautions devront être prises pour éviter les courants d'air.

### **DIFFERENCE DE TEMPERATURE AU SOUFFLAGE**

La différence de température acceptable entre l'air ambiant et l'air soufflé, dépend en grande partie : (1) du taux d'induction du diffuseur, (2) des obstacles se trouvant sur la trajectoire de la veine d'air, (3) de la hauteur sous plafond. La figure 10 montre la trajectoire de la veine d'air, suivant que le  $\Delta t$  au soufflage est positif ou négatif.

Puisque l'induction dépend de la vitesse initiale, le  $\Delta t$  admissible variera avec celle-ci.

### **DEPLACEMENT DE L'AIR DANS LE LOCAL**

Le but de la distribution de l'air dans un local est provoquer un moment d'air satisfaisant dans la zone occupée. Les relations suivantes expriment les rapports existant entre les caractéristiques du diffuseur et le déplacement de l'air :

1. débit d'air total en mouvement  
= débit d'air soufflé x taux d'induction
2. vitesse moyenne de l'air dans le local  
= 1.4 x débit d'air en mouvement ( $m^3/h$ ) /  
Section libre perpendiculaire aux bouches ( $m^2$ )
3. K = vitesse moyenne de l'air dans le local / 1.4 x taux d'induction

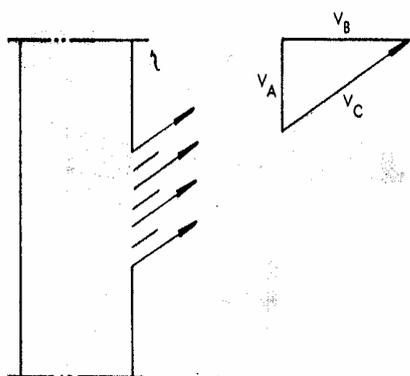
$$= \frac{\text{débit d'air } (m^3/h)}{\text{Section libre perpendiculaire aux bouches } (m^2)}$$

Dans laquelle :

K, qui a la dimension d'une vitesse, caractérise le mouvement de l'air dans le local.

Le coefficient 1.4 tient compte du volume occupé par la veine d'air soufflé. Remarquons que K est exprimé en fonction de la section libre. Les obstructions éventuelles doivent donc être déduites

La table 1 précise que la vitesse moyenne de l'air dans le local doit être comprise entre 7.5 et 25 cm/s, dans la plupart des applications. De nombreux essais ont été faits à différentes vitesses initiales, pour déterminer les caractéristiques des bouches



$V_A$  = VITESSE DANS LA GAINÉ  
 $V_B$  = VITESSE DUE A LA CHUTE DE PRESSION

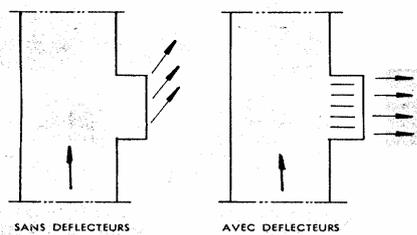
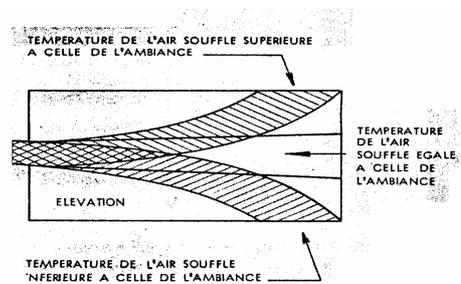


Figure 10



## **V-2 DIFFÉRENTS MODÈLES DE DIFFUSEURS**

### **GRILLE PERFORÉE**

Le rapport de la hauteur des déflecteurs à leur espacement est faible (0.05 à 1.20 en général), et l'influence sur la direction de l'air peu importante. En conséquence, cette grille sert principalement pour l'extraction ou la reprise de l'air et rarement comme bouche de soufflage. On peut incorporer, à l'arrière de cette grille, un volet de réglage de débit.

### **GRILLE A DÉFLECTEURS FIXES**

Ce modèle convient particulièrement pour des applications dans lesquelles la direction de l'air ne revêt que peu d'importance ou peut être prédéterminée. Le rapport hauteur sur espacement des déflecteurs, doit être au moins de 1. On donne, pour l'esthétique, la préférence aux faibles espacements.

### **GRILLE A DÉFLECTEURS ORIENTABLES.**

Cette grille représente le modèle idéal pour les applications murales. Elle peut être équipée de déflecteurs horizontaux et verticaux orientables, ce qui facilite la mise au point.

### **DIFFUSEUR RECTILIGNE**

Ce diffuseur comprend une ou plusieurs fentes très espacées représentant une surface utile d'environ 10%. Les performances de ce diffuseur sont à peu près identiques à celles des grilles à déflecteurs fonctionnant avec un débit et sous une pression statique identiques. Toutefois, la portée est plus faible en raison du taux d'induction plus élevé. Il existe un autre modèle de diffuseur ayant une forme rectiligne et étroite, et comportant une ou deux fentes continues. Ce modèle est particulièrement avantageux pour des locaux de faible hauteur, lorsque l'espace de disponible pour le diffuseur est limité, ou encore du point de vue esthétique.

### **EJECTEUR**

Ce modèle de diffuseur fonctionne sous une pression élevée et est surtout utilisé pour les applications industrielles et pour le rafraîchissement localisé. Dans ce dernier cas, il doit présenter une grande souplesse d'orientation.

## **BOUCHE A INDUCTION INTERNE**

Lorsque la pression de l'air primaire est suffisamment élevée, l'air du local est induit dans le diffuseur par des ouvertures spéciales. Il est mélangé avec l'air primaire et est refoulé ensuite dans le local sous une température plus faible. L'induction se décompose alors en deux phases : Induction à l'intérieur de la bouche et induction à l'extérieur de celle-ci.

### **DIFFUSEUR PLAFONNIER**

Ouverture avec plaque déflectrice

Ce modèle simplifié comprend une collerette et une simple plaque, située au-dessous. L'air passe de la gaine dans le collerette, d'où il est ensuite projeté contre la plaque. Cette dernière doit être d'un diamètre suffisant pour dissimuler l'ouverture dans la gaine, et être pourvue d'un dispositif permettant de régler l'écartement entre la plaque et la gaine, la plaque peut également être perforée pour permettre une diffusion partielle vers le bas. Par contre, la diffusion n'est pas uniforme, du fait que l'air aborde l'ouverture dans de mauvaises conditions de traces noires au plafond.

### **BOUCHE PLAFONNIÈRE**

Ce diffuseur est une version améliorée de la bouche précédente. Son taux d'induction est supérieur, puisque l'air est introduit d'arrivée de plusieurs couches. Les conditions d'arrivée de diffusion uniforme. Très souvent, ce diffuseur est combiné avec des appareils d'éclairage. Il peut être équipé d'un dispositif permettant une induction interne.

### **PLAFOND PERFORÉ**

La répartition de l'air par plafond perforé trouve une utilisation croissante dans les installations industrielles et de confort, et une grande variété de ces plafonds est actuellement disponible. Cette méthode a l'avantage de permettre l'introduction dans le local d'un plus grand débit d'air par m<sup>2</sup> de surface au sol, à une température plus basse et avec déplacement d'air minimum dans la zone d'occupation. Ceci diminue les risques de courant d'air. La vitesse de l'introduction de l'air également réduite. On doit donc s'assurer que la vitesse de l'air dans la zone d'occupation est supérieure à 7cm/s.

Le tracé des gaines destinées à alimenter un plafond perforé est le même que pour des bouches plafonniers. Il ne suffit pas d'utiliser le faux-plafond comme plénum pour assurer une répartition uniforme. Chaque plaque perforée doit être desservie par sa propre dérivation. Du fait de leur plus grande surface de diffusion, les plafonds perforés permettent des  $\Delta t$  au soufflage relativement élevées, même avec de faibles hauteurs sous plafond.

### UTILISATION DES BOUCHES PLAFONNIERES

Les plaintes de courants d'air sont plus rares avec les bouches plafonniers qu'avec les bouches murales. Leur application correcte est basée sur les considérations suivantes :

#### PORTEE

Choisir les bouches pour une portée d'environ 75% de sa valeur nominale. Une portée trop grande présente souvent des inconvénients, alors que c'est rarement le cas pour une portée trop faible.

#### PERTES DE CHARGE

La plupart des tables fournies par les constructeurs ; indiquent uniquement la perte de charge proprement dite, sans tenir compte de la perte due au changement de direction de la veine d'air dans la gaine, ni de la perte dans la manchette de raccordement. Ceci doit donc être vérifié.

#### ARRIVEE DE L'AIR AU DIFFUSEUR

Une arrivée de l'air uniforme au diffuseur est un des critères importants d'une bonne diffusion. Ceci nécessite une collerette d'au moins 4 fois le diamètre de la gaine, ou des aubes directrices. Celles-ci forment un quadrillage parallèlement au sens de l'écoulement. Elles sont montées à l'entrée de la collerette. Leur espacement doit être de 50 mm environ

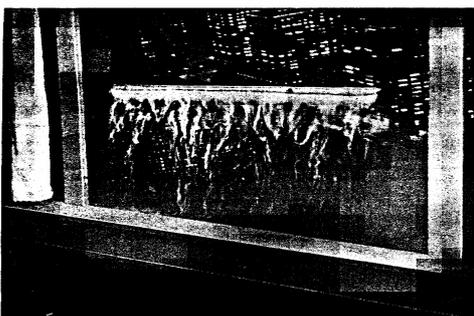


Figure 11-courant d'air descendant le long d'une vitre froide

### OBSTACLES

Lorsque des obstacles (poutres, colonnes, etc.) sont situées sur la trajectoire du jet d'air de la bouche, une partie du diffuseur doit être obstruée, afin d'éviter les turbulences au point d'impact. Des plaques spéciales sont disponibles à cet effet.

### NIVEAU SONORE

Le niveau sonore des diffuseurs constitue également un facteur important. Les plages de vitesse recommandées suivant les applications sont indiquées dans la table 2

TABLE 2 VITESSES DE SOUFFLAGE RECOMMANDEES

APPLICATION	VITESSE (m/s)
Studios de radio	1,5-2,5
Pavillons	2,5-3,8
Appartements	2,5-3,8
Chambres d'hôtel	2,5-3,8
Théâtres	2,5-3,8
Bureaux privés (avec traitement acoustique)	2,5-3,8
Bureaux privés (sans traitement acoustique)	2,5-4,0
Cinemas	5,0
Bureaux communs	5-6,2
Grands magasins	
Niveaux supérieurs	7,5
Rez-de-chaussée	10,0



Figure 12-l'air refoule élimine le courant d'air descendant

### V-3- IMPLANTATION DES BOUCHES

Aussi souhaitable qu'il puisse être d'implanter une bouche dans un endroit donné, l'esthétique intérieure ou le mode de construction du bâtiment, peuvent rendre cette implantation impossible.

Ce problème ayant été résolu, les principes de la diffusion en ce qui concerne les débits, la chute le  $\Delta t$  au soufflage, la vitesse dans le local, constituent autant de sujétions à prendre en considération.

Les sources de chaleur localisées, dues à une concentration des occupants, à la présence d'appareils, à des surfaces vitrées impotentes, peuvent influencer sur le choix de l'implantation des bouches. Le courant d'air descendant qui se forme au contact d'une paroi froide, telle qu'une vitre (figure 11), peut atteindre une vitesse de l'ordre de 1 m/s. ce courant d'air froid qui tend à se stratifier à proximité du plancher, doit être éliminé, sinon les occupants se plaindront d'avoir froid aux pieds. Dans les régions où la température extérieure en hiver est basse, ceci est obtenu, soit par des surfaces chauffantes statiques, soit par un soufflage en allège (figure 12).

Indépendamment du courant d'air qui se forme au contact d'une paroi froide, celle-ci peut être également une source d'inconfort, du fait de son rayonnement. En hiver, une bouche d'allège permet d'élever la température de la surface intérieure de la vitre, et donc d'éliminer cette source d'inconfort.

#### BOUCHES PLAFONNIERES

Elles peuvent être montées directement sur des gaines apparentes ou non. bien que bouches murales soient souvent montées sur des gaines apparentes, habillées ou non, elle sont rarement utilisées pour souffler directement vers le bas, à moins qu'il soit possible d'obtenir un mélange suffisant des airs primaire et secondaire, en dehors de la zone d'occupation.

#### BOUCHES MURALES

Il est préférable de situer ces bouches à une hauteur maximum lorsqu'il n'y a aucun obstacle au plafond. avec poutres, abaisser le diffuseur de telle sorte que la veine d'air horizontale ne rencontre aucun obstacle. Si on place la bouche à proximité du plafond, les déflecteurs horizontaux étant inclinés vers le bas de façon à éviter les obstacles, la

vitesse de la veine d'air est trop grande à son arrivée dans la zone d'occupation (figure 13)

L'implantation à proximité du plancher convient pour le chauffage, mais pas pour le refroidissement, à moins que la veine d'air ne soit que très peu inclinée sur la verticale. L'angle correspondant doit être tel, que la veine d'air soufflé ne vienne pas en contact avec les occupants et que ceux-ci ne soient pas gênés par le courant d'air secondaire (figure 14).

#### BOUCHES EN ALLEGE

En hiver, elles sont préférables aux bouches murales ou plafonniers, car elles permettent de combattre le courant d'air frais qui se forme au contact des vitrages simples. Les déflecteurs doivent être orientés de façon à ce que l'angle de soufflage soit incliné de 15 à 20° sur la verticale

#### BOUCHES DE SOL

Elles ne conviennent pas pour les locaux où les occupants restent assis (cinémas). Par contre, elles peuvent être utilisées lorsque les occupants se déplacent c'est le cas, par exemple dans les magasins où l'air est soufflé horizontalement par bouches linéaires, placées à la partie basse d'un comptoir. Le  $\Delta t$  au soufflage doit être voisin de 3°, ce qui entraîne évidemment des débits d'air très importants. Pourtant, si l'air est refoulé verticalement derrière le comptoir, le  $\Delta t$  peut atteindre 15° ce type de bouches présente, en outre, l'inconvénient de collecter les poussières

#### APPLICATION TYPES

Les principes précédents ayant été correctement appliqués, il est rare, qu'après réalisation la diffusion de l'air dans le local, donne lieu à des difficultés. On peut poser comme règle, que plus la hauteur sous plafond est importante, moins nombreux sont les problèmes susceptibles d'être rencontrés. Ceci permet, pour les grandes hauteurs sous plafond, de prendre certaines libertés sans grand risque. Par contre, avec des hauteurs sous plafond inférieures à 3,60 m, la diffusion de l'air doit être étudiée le plus grand soin

L'expérience montre que les bouches plafonniers permettent des taux de brassage plus importants que les bouches murales. Leur utilisation est recommandée dès que les débits correspondent à 36m<sup>3</sup>/h par m<sup>2</sup> de surface au sol.

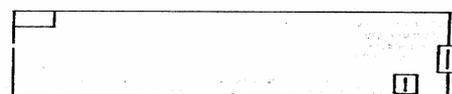


Figure 17- Soufflage par le couloir avec chauffage statique

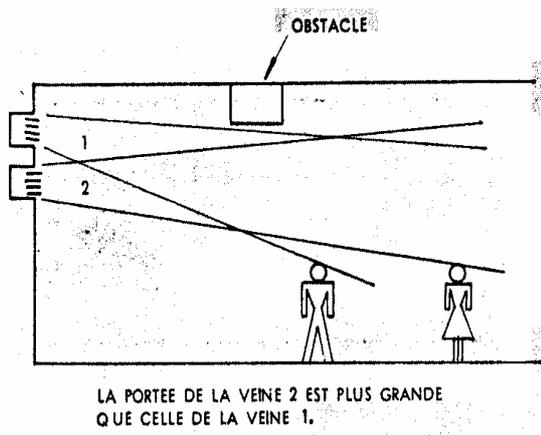


Figure13- bouche murale avec obstacle au plafond

## APPARTEMENTS , HOTELS, IMMEUBLES DE BUREAUX

### 1. soufflage à partir du couloir-sans chauffage statique (figure16)

avantage- faible prix de revient

inconvénients peu efficace en hiver courants d'air froids descendants le long des vitres, renforcés par la veine d'air soufflé  
Remarque : la portée de la bouche ne doit pas être supérieure à 75% de la longueur de la pièce.

### 2. soufflage à partir du couloir-avec chauffage statique sous les vitres (figures17).

Avantage –suppression des courants d'air le long des vitres en hiver lorsque le système de chauffage statique fonctionne .  
Inconvénient- de légers courants d'air subsistent en demi-saison ou en hiver si le chauffage statique est arrêté.  
Remarque- la portée de la bouche ne doit pas être supérieure à 75% de la longueur de la pièce.

### 3. bouches au dessus des vitres soufflant vers le couloir (FIG18)

Avantage-diffusion légèrement améliorée par rapport au soufflage à partir du couloir, mais le chauffage statique reste nécessaire pour éliminer le courant d'air froid le long des vitres.  
Inconvénients-prix de revient sensiblement égal à celui du soufflage en allége, qui lui donne des résultats bien supérieurs.

### 4. soufflage en allége (figure 19)

avantage- élimine le courant d'air froid le long des vitres en hivers –de loin la meilleure méthode de distribution.

Inconvénient- le prix de revient peut devenir excessif lorsque les surfaces vitrées sont nombreuses.

### 5. Grille de reprise :

lorsqu'il est possible de reprendre l'air dans le couloir et qu'il n'existe pas de réseau de gaines de reprise on doit prévoir des grilles de décompression, ou un espace libre suffisant à la partie basse des portes.

Pour les appartements ou hôtels, consulter la réglementation en vigueur avant d'utiliser les corridors comme pléniums de reprise ; même si la réglementation ne s'y oppose pas, cette méthode est déconseillée du point de vue technique

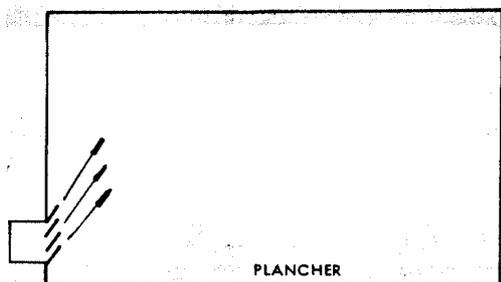


FIG14 BOUCHE MURALE PRES DU PLANCHER

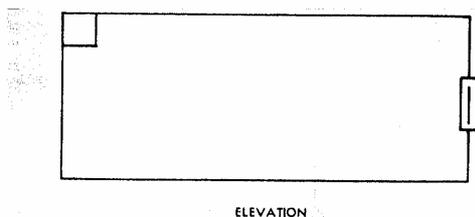


FIG16. SOUFFLAGE PAR LE COULOIR

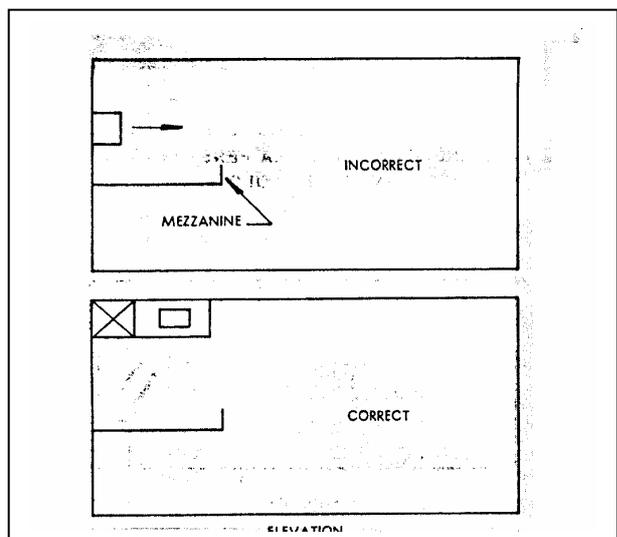


FIG 21 DIFFUSION POUR MEZZANINE

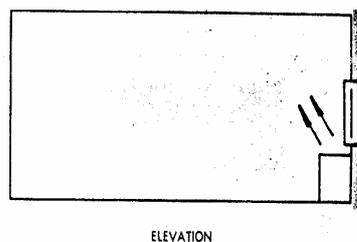


FIG 19 SOUFFLAGE EN ALLEGE

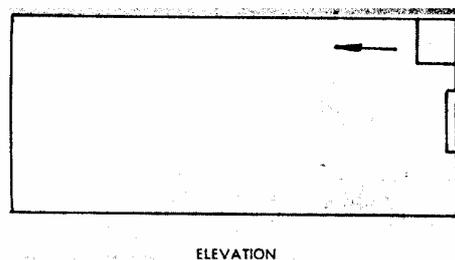
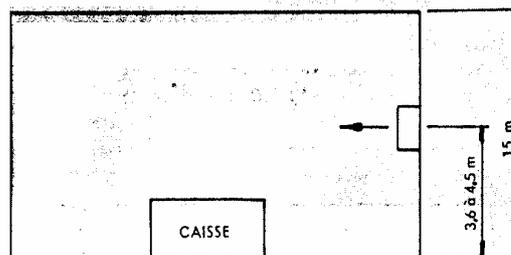


FIG18- GAINE AU DESSUS DE LA FENETRE-SOUFFLAGE VERS LE couloir



G 20 SOUFFLAGE AVEC GRAND HAUTEUR SOUS PLAFOND

## BANQUES (figure20)

Les halls des banques présentent souvent des hauteurs sous plafond importantes . de plus, les gains dus à l'éclairage sont élevés. Le fait de souffler par bouches murales, montées à une certaine distance du plafond, en favorisant la stratification, peut permettre de réduire les gains par l'éclairage. Cette disposition est utilisée pour des hauteurs sous plafond supérieures à 6m.

## GRANDS MAGASINS (figure21)

La diffusion de l'air ne présente pas de problème particulier, à condition de prendre les précautions usuelles. Des précaution doivent pourtant être prises pour les mezzanines, car la portée risque d'être trop grand, auquel cas elles sont mal desservies. C'est pourquoi est préférable de souffler dans le sens longitudinal. La diffusion correct dans les locaux en sous-sol peut être rendue difficile, du fait de faible hauteur sous plafond et de la présence de tuyauteries. Il est généralement nécessaire de renforcer le débit à proximité des portes donnant sur l'extérieur.

## RESTAURANT (Figure22)

Des précautions doivent être prises en ce qui concerne l'implantation des bouches par rapport aux hottes d'extraction et aux passe-plats. En effet, le sens normal de circulation risques d'être inversé, soit indirectement par la veine d'air de soufflage, soit indirectement par induction

## MAGASINS

1. diffuseurs situés au plafond du magasin et soufflant vers l'entrée ( figure 23)  
conditions d'emploi- plafond sans saillies.  
**Inconvénients**-peut conduire à une vitesse moyenne exagérée dans la zone d'occupation.

**Remarque**- la portée doit être égale à la longueur, sinon il risque de se former une zone plus chaude à proximité de l'entrée, du fait des infiltrations

Par contre, si la portée est supérieure, la vitesse d'impact sur la paroi provoque des courants d'air.

Avantage-vitesse moyenne modérée dans la zone d'occupation.

2. Diffuseurs au –dessus des portes et soufflant vers le fond ( figure24)condition d'emploi- plafond sans saillies.  
**Inconvénient**- peut conduire à une vitesse moyenne exagérée dans la zone d'occupations

**Remarque : l'induction favorise les infiltrations par la porte.**

3. Diffuseurs à chaque extrémité de la pièce st soufflant vers le centre (figure 25)  
avantage-vitesse moyenne modérée dans la zone d'occupation.

**Remarque**- Des courants d'air des descendants peuvent se former au centre de la pièce.

La portée des diffuseurs ne doit passer 40% de la longueur totale du local.

4. Diffuseurs au centre du local et soufflant vers les extrémités (figure26).

5. Gaine sur la paroi la plus longue (Figure 27).

Avantage-vitesse moyenne modérée dans la zone d'occupation.

**Remarque**-une portée excessive peut créer un courant d'air descendant sur le mur opposé.

6. Bouches plafonniers (figure 28).

Condition d'emploi- s'impose dans le cas de plafonds irréguliers.

Avantage : type donnant la meilleure diffusion

Inconvénient : coût élevé

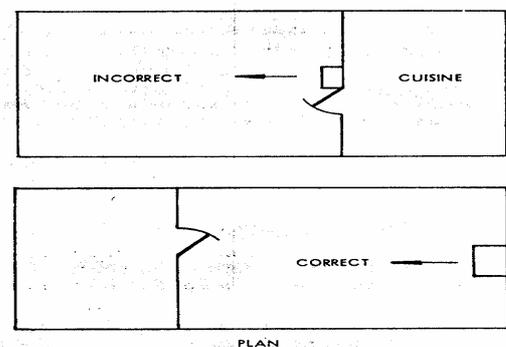


FIG.22 DIFFUSION DANS UN RESTAURANT

FIG 24-SOUFFLAGE AU-DESSUS DE LA PORTE

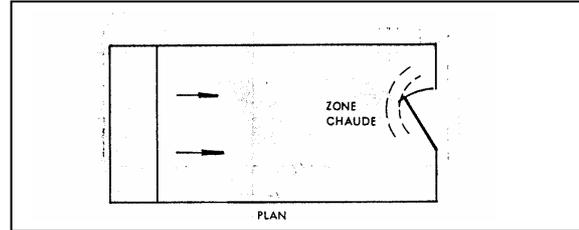
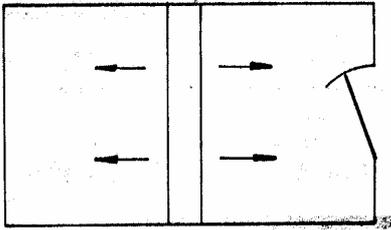
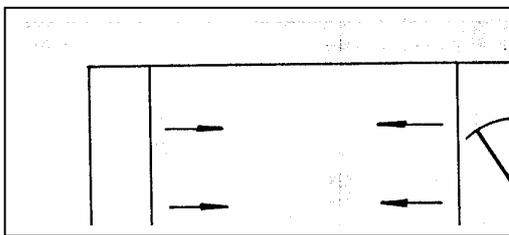


FIG 23 SOUFFLAGE PAR LE FOND BDU MAGASIN

FIG 26 SOUFFLAGE A PARTIR DU CENTRE DU MAGASIN

Avantage –type donnant la meilleure diffusion.  
Inconvénient –coût élevé.



THEATRES

FIG 26 SOFFLAGE A CHAQUE EXTERMITE DU MAGASIN

1. Bouches à éjection pour le petits théâtres, sans balcon (figure 29).

Condition d'emploi- plafond sans saillies et possibilité d'implanter les diffuseurs sur le mur arrière.

Avantage- Faible prix de revient.

Remarque- possibilité de zones mortes aux extrémités du théâtre. La reprise peut se faire par des champignons placés sous les sièges. Dans statique climats froids, il peut être nécessaire d'installer les surfaces de chauffe le long des parois latérales.

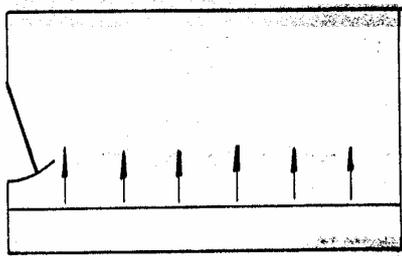


FIG 27 SOUFFLAGE TRANVERSAL

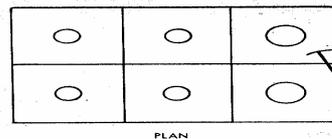


FIG 28 DIFFUSION PAR BOUCHES PLAFONNIERS

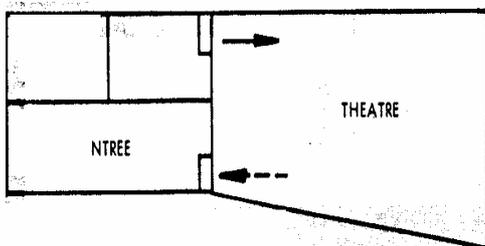


FIG 29 DIFFUSION DE L'AIR DANS UN PETIT THEATRE

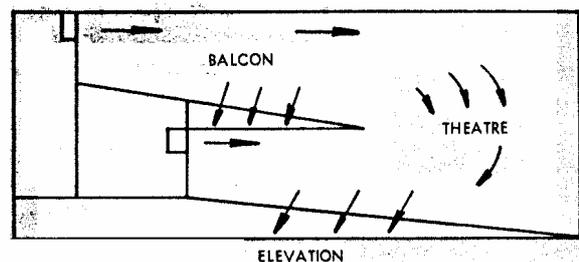


FIG 30- DIFFUSION DANS UN GRAND THEATRE AVEC BALCON

## 2. Bouches à éjection pour le grands théâtres avec balcons (figure 30)

Condition d'emploi- plafond sans saillies.

Avantage- Faible prix de revient.

Remarque – les reprises du balcon et de l'orchestre doivent être indépendantes.

Placer les bouches de préférence sous les sièges, ou à défaut le long des parois de reprise les latérales ou arrières. La reprise à proximité de la scène ne donne généralement pas de bons résultats. Les bouches sous le balcon doivent être dimensionnées pour desservir uniquement cette zone. La zone de l'orchestre au-delà du balcon, doit être desservie par les bouches du balcon.

Prévoir éventuellement des bouches de soufflage supplémentaires pour le promenoir.

## 3. Bouches plafonniers (figure 31)

conditions d'emploi plafond irrégulier.

Avantage – répartition uniforme de l'air sans zone morte.

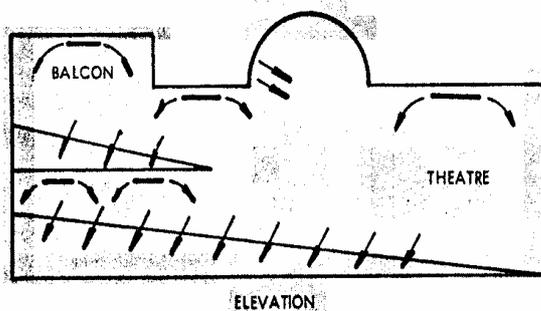


FIG 31 DIFFUSION PAR LE PLAFOND

Inconvénient prix revient élevé.

Remarque- la vitesse d'impact sur un obstacle ne doit pas être telle qu'elle soit à l'origine de courants d'air. Le  $\Delta t$  au soufflage doit être faible aux endroits où le plafond est bas. Dimensionner les bouches pour une faible vitesse de sortie.

## GRILLES DE REPRISES

Les vitesses de reprise d'air dépendant :

1. De la perte de charge admissible,
2. des effets sur les occupants

La perte de charge doit être déterminée en fonction de la surface libre et non de la surface frontal puisque leur rapport peut descendre à 0,7.

On pourra admettre les vitesses suivantes :

IMPLANTATION DE LA GRILLE	VITESSE FRONTALE (m/s)
Applications commerciales	
Au-dessus de la zone d'occupation	4 et au-dessus
Dans la zone d'occupation, pas trop près des sièges	3 à 4
Dans la zone d'occupation, à proximité des sièges	2 à 3
Sur les portes ou sur les murs	2,5 à 5
Espace sous les portes	3
Applications industrielles	4 et au-dessus
Applications résidentielles	2

## IMPLANTATION

La vitesse de l'air chute très rapidement avec la distance à la grille. C'est dire que le choix de l'implantation d'une grille de reprise, demande beaucoup moins de précaution que celle d'une bouche de soufflage. Ceci explique également, que l'on puisse admettre sans inconvénient des vitesses frontales relativement élevée. Le déplacement de l'air vers la grille ne doit pas entraîner des vitesses supérieures à 25cm/s. la figure 32 donne un exemple de la chute de la vitesse avec la distance à la grille. Le débit aspiré est ici de 850m<sup>3</sup>/h et la vitesse frontale de 2,5m/s .

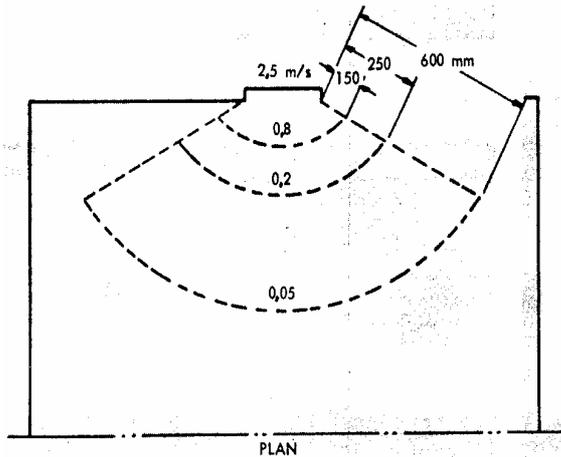


FIG 32 VITESSE EN FONCTION DE LA DISTANCE A LA BOUCHE

### Reprise murale

C'est l'implantation la plus favorable, à condition que la grille soit située à proximité du plancher. En effet, si la bouche est située en hauteur, on retrouve les mêmes inconvénients qu'avec la reprise au plafond. La reprise près du sol empêche en hiver la stratification d'air froid à proximité du plancher, puisque la couche d'air froid qui tend à se former est constamment aspirée.

### Reprise au sol

Son emploi doit être évité, car elle constitue alors un véritable collecteur de poussières et est à l'origine d'un encrassement accéléré des filtres et batteries. Pourtant, quand on est obligé de l'utiliser, il est indispensable de faire passer l'air dans un caisson à très faible vitesse, de façon à permettre une décantation.

### V-5 CHOIX DES BOUCHES DE SOUFLAGE

La méthode de détermination des bouches murales est illustrée par l'exemple suivant. Les caractéristiques des bouches envisagées ici, figurent dans

### Données :

Petit magasin

Dimension : 10m x 7m x 5m

Plafond sans saillie

Apports calorifiques : uniformément répartis

Débit d'air 3.400 m<sup>3</sup>/h

Δt au soufflage : 14°C

### Déterminer :

Le nombre de bouches

Leurs dimensions

Leur implantation

### Solution :

Déterminer la portée nécessaire ainsi que la surface du mur sur lequel les bouches sont placées. Dans le cas considéré (gains uniformément répartis) la portée minimale doit être égale à 75% de la longueur du local, soit : 0,75 x 7 = 5,25 m. La portée maximale est égale à la largeur du local, soit 7 m.

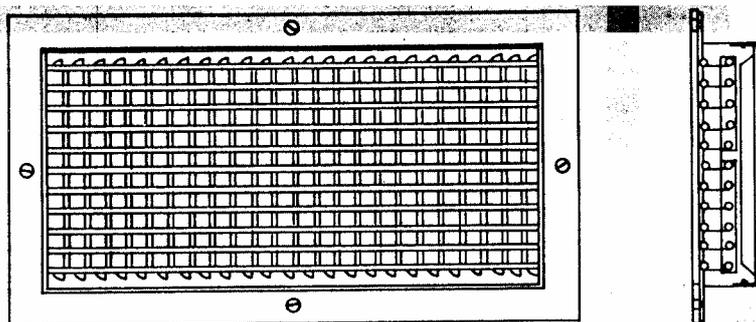
On a :

$$K = \frac{3.400}{10 \times 5} = 68 \text{ m}^3/\text{h par m}^2$$

de surface du mur.

Cette valeur de K doit être située entre les limites données au bas des tables ci-après.. ceci nous fixe la plage des vitesses de sortie soit ici entre 3,75 et 7,5 m/s. d'après la table 2 la limite recommandée pour cette application est de 1,5 M/s, la plage des vitesses de sortie ne se trouve donc pas modifiée par des considérations de niveau sonore. En considérant maintenant la portée, nous voyons que nous pouvons envisager l'emploi de 4 bouches de 600x150, chacune d'elles donnant 850 m<sup>3</sup>/h, l'orientation des déflecteurs permettant d'obtenir la portée voulue. La vitesse de sortie sera de l'ordre 4 m/s. nous vérifierons finalement que pour le Δt prévu au soufflage, la hauteur disponible sous plafond est supérieure au minimum indiqué par les tables. c'est bien le cas ici, puisque nous disposons de 5 m. alors que le minimum indiqué, compte tenu de l'orientation des déflecteurs, est inférieure à 3 m. D'après la remarque 8 des tables, la distance entre le plafond et le bord supérieur des bouches, doit être au moins égale à 300 mm

### Choix d'une bouche



*type de bouche murale auquel  
correspond les caractéristiques*

**TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)**  
**Plafond lisse**

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5,0						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage					
				8	11	14			8	11	14			8	11	14			
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					
200 × 100 (0,011)	Droits 22 ½° 45°	200	7,3 5,5 3,65	2,7 2,3 2	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	300	12,2 9,1 6,1	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,1	3,4 2,9 2,3	405	17,6 13,4 8,8	3,2 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,65 2,9 2,3			
250 × 100 (0,014)	Droits 22 ½° 45°	255	7,9 5,8 3,95	2,7 2,3 2,1	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	382	12,8 9,7 6,4	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	510	18,2 13,7 9,1	3,2 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	3,65 2,9 2,3			
300 × 100 (0,016)	Droits 22 ½° 45°	308	8,2 6,1 4,25	2,7 2,4 2,1	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	463	13,4 10,3 6,7	3 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	617	18,8 14,3 9,4	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4			
400 × 100 (0,023)	Droits 22 ½° 45°	415	8,5 6,4 4,25	2,7 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	623	14 10,6 7	3 2,7 2,1	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,4	830	19,8 14,9 10	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,3	3,8 3,2 2,4			
500 × 100 (0,029)	Droits 22 ½° 45°	524	8,8 6,7 4,55	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	788	14,6 10,9 7,6	3,2 2,7 2,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	1045	20,4 15,2 10,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,4			
600 × 100 (0,035)	Droits 22 ½° 45°	630	9,1 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	948	14,9 11,2 7,6	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,65 3 2,4	1260	20,7 15,5 10,3	3,5 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,6			
750 × 100 (0,044)	Droits 22 ½° 45°	792	9,15 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	1185	15,2 11,3 7,6	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1585	21,3 16,1 10,7	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4	4,1 3,4 2,6			
900 × 100 (0,054)	Droits 22 ½° 45°	950	9,4 7 4,85	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	1428	15,5 11,6 7,9	3,4 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1884	21,5 16,1 11	3,5 2,9 2,3	3,8 3,2 2,4	4,1 3,4 2,6			
200 × 150 (0,017)	Droits 22° ½° 45°	350	11 8,2 5,5	2,9 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,4	527	18 13,4 9,1	3,65 3 2,4	3,8 3 2,6	4,1 3,4 2,7	700	25 18,8 12,5	3,8 3,2 2,6	4,25 3,5 2,7	4,55 3,65 2,7			
250 × 150 (0,022)	Droits 22 ½° 45°	445	12,2 9,1 6,1	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,6	3,95 3,4 2,7	667	20 15,2 10	3,8 3,2 2,6	4,25 3,2 2,7	4,55 3,65 2,9	890	28 21 14	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5 3,65 3			
300 × 150 (0,027)	Droits 22 ½° 45°	540	12,5 9,4 6,4	3,5 3 2,4	3,8 3,2 2,6	4,1 3,4 2,7	810	20,4 15,2 10,4	3,95 3,4 2,6	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	1162	28,6 21,3 14,3	4,4 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5,4 4,1 3,2			
400 × 150 (0,037)	Droits 22 ½° 45°	730	13,4 10 6,7	3,65 3 2,4	3,95 3,4 2,7	4,25 3,5 2,7	1095	22 16,4 11	4,1 3,5 2,7	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	1455	31 23,4 15,5	4,7 3,8 2,9	5,2 4,1 3	5,5 4,4 3,4			
500 × 150 (0,046)	Droits 22 ½° 45°	914	14,3 10,6 7,3	3,8 3,2 2,6	4,1 3,5 2,7	4,4 3,65 2,9	1368	23,4 17,8 11,8	4,4 3,65 2,9	4,85 3,8 3	5,2 4,25 3,2	1830	32,8 24,6 16,4	4,85 3,95 3	5,3 4,25 3,2	5,8 4,55 3,4			
600 × 150 (0,056)	Droits 22 ½° 45°	1162	14,6 11 7,3	3,95 3,2 2,6	4,25 3,5 2,9	4,7 3,8 2,9	1655	24 18 12,2	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	5,3 4,4 3,2	2200	33,7 25,2 17	5,2 4,1 3	5,3 4,4 3,2	5,9 4,7 3,5			
750 × 150 (0,070)	Droits 22 ½° 45°	1380	15,2 11,6 7,6	3,95 3,4 2,7	4,4 3,65 2,9	4,7 3,8 3	2100	25 18,9 12,5	4,7 3,8 2,9	5,2 3,95 3	5,5 4,55 3,4	2760	35 26,2 17,6	5,3 4,1 3	5,8 4,55 3,4	6,2 4,85 3,65			
900 × 150 (0,080)	Droits 22 ½° 45°	1665	15,5 11,6 7,9	4,1 3,4 2,7	4,55 3,65 2,9	4,85 3,95 3	2500	25,5 19,2 12,8	4,85 3,95 3	5,3 4,1 3,2	5,8 4,55 3,4	3340	36,2 27 18,2	5,5 4,25 3,2	5,9 4,55 3,4	6,4 5 3,65			
VALEUR DE K																			
Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		131						87						65					
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		40						25						20					

**TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFOIDISSEMENT)  
Plafond lisse**

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage					
				8	11	14			8	11	14			8	11	14			
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					
300 × 200 (0,037)	Droits 22 ½° 45°	770	15,8 14,9 7,9	4,25 3,5 2,7	4,55 3,8 3	5 4,1 3	1150	26,2 19,8 13,1	4,85 3,95 3	5,5 4,25 3,2	6 4,25 3,5	5,8 4,7 3,65	1540	37 27,6 18,9	5,5 4,25 3,2	6,1 4,7 3,5	6,5 5,2 3,65		
400 × 200 (0,050)	Droits 22 ½° 45°	1045	17,3 13,1 8,8	4,55 3,8 2,9	5 4,1 3	5,5 4,4 3,4	1575	29 21,6 14,6	5,5 4,25 3,2	6 4,25 3,5	6,4 5,2 3,65	2100	40,8 30,5 20,5	6,1 4,6 3,4	7,2 5,2 3,65	7,3 5,6 3,95			
500 × 200 (0,063)	Droits 22 ½° 45°	1310	18,9 14,3 9,3	4,85 3,95 3	5,5 4,4 3,2	5,9 4,7 3,5	1960	31 23,4 15,5	5,8 4,55 3,4	6,4 4,7 3,65	7 5,5 3,95	2620	43,8 32,8 21,9	6,4 5 3,65	7,2 5,5 3,95	7,9 6,1 4,25			
600 × 200 (0,076)	Droits 22 ½° 45°	1560	19,8 14,9 10	5,2 4,1 3,2	5,8 4,55 3,4	6,4 4,85 3,65	2350	32,5 24,3 16,4	6,1 4,7 3,5	6,8 5 3,95	7,5 5,6 4,1	3140	46 34,5 23,2	6,7 5,3 3,65	7,6 5,8 4,1	8,4 6,25 4,4			
750 × 200 (0,096)	Droits 22 ½° 45°	1960	20,7 15,5 10,3	5,3 4,25 3,2	5,9 4,7 3,5	6,4 5,2 3,8	2950	33,8 25,2 17	6,4 5 3,5	7,1 5,3 3,95	7,7 5,9 4,1	3940	47,5 35,8 24	7,1 5,5 3,95	7,9 6,1 4,25	9 6,5 4,55			
900 × 200 (0,115)	Droits 22 ½° 45°	2390	21,6 16,1 10,9	5,6 4,4 3,4	6,2 4,85 3,65	6,7 5,3 3,8	3560	35,2 26,4 17,6	6,5 5,2 3,65	7,6 5,5 3,95	8 6,1 4,25	4800	49,8 40,5 24,9	7,5 5,8 3,95	8,4 6,4 4,4	9,4 6,8 4,7			
400 × 250 (0,063)	Droits 22 ½° 45°	1345	21,6 16,1 10,9	5,6 4,4 3,4	6,2 4,85 3,65	6,7 5,3 3,8	2030	35,2 26,4 17,6	6,5 5,2 3,65	7,6 5,5 3,95	8 6,1 4,25	2700	49,8 40,5 24,9	7,5 5,8 3,95	8,4 6,4 4,4	9,4 6,8 4,7			
500 × 250 (0,079)	Droits 22 ½° 45°	1690	22,8 18 11,6	5,9 4,7 3,5	6,7 5,2 3,8	7,3 5,6 4,1	2540	37,2 28 18,6	7 5,5 3,95	8,1 5,8 4,25	9,3 6,5 4,55	3390	53 39,5 26,5	7,9 6,1 4,25	9 6,85 4,7	10,3 7,3 5			
600 × 250 (0,097)	Droits 22 ½° 45°	2040	24,3 18,2 12,2	6,4 5 3,65	7,3 5,6 3,95	7,8 5,9 4,25	3040	40 29,8 20	7,5 5,8 4,1	8,7 6,1 4,4	9,3 7,2 4,7	4090	56,5 42,2 18,3	8,5 6,5 4,4	9,7 7,3 5	11,1 7,8 5,2			
750 × 250 (0,126)	Droits 22 ½° 45°	2550	26,2 19,8 13,1	6,9 5,5 3,8	7,8 5,9 4,25	8,4 6,4 4,6	3850	42,2 31,6 21,3	8,1 6,3 4,25	9,3 6,6 4,7	10,4 7,5 5	5100	59,6 44,6 29,8	9,3 7 4,7	10,4 7,9 5,2	12 8,5 5,6			
900 × 250 (0,146)	Droits 22 ½° 45°	3080	26,5 19,8 13,4	6,9 5,6 3,95	8,1 6,1 4,4	8,7 6,6 4,6	4790	43,1 32,3 21,6	8,2 6,4 4,4	9,6 7 4,9	10,7 7,6 5,2	6150	61 45,6 30,5	9,6 7,2 4,7	11 8,2 5,3	12,3 8,8 4,6			
400 × 300 (0,076)	Droits 22 ½° 45°	1660	24,6 18,6 12,5	6,4 5 3,65	7,3 5,6 3,95	7,8 5,9 4,25	2500	40 29,8 20,1	7,5 5,8 4,1	8,5 6,5 4,4	9,4 6,9 4,7	3320	48,1 42 28,3	8,5 6,5 4,4	9,7 7,5 5	11,1 7,8 5,2			
500 × 300 (0,097)	Droits 22 ½° 45°	2090	26,5 19,8 13,4	7,2 5,6 3,95	8,1 6,1 4,4	8,7 6,6 4,6	3120	43,2 32,9 21,6	8,2 6,4 4,4	9,6 7,2 4,9	10,6 7,6 5,2	4170	61 45,6 30,5	9,6 7,2 4,7	11 8,2 5,3	12,3 8,8 4,6			
600 × 300 (0,117)	Droits 22 ½° 45°	2520	28,3 21,3 14,3	7,6 5,9 4,1	8,7 6,6 4,6	9,3 7 4,9	3760	46,5 35 23,4	8,8 6,7 4,6	10,4 7,6 5,2	11,4 8,1 5,5	5050	65 48,6 32,5	10,5 7,6 5	11,7 8,8 5,6	13 9,5 6,1			
750 × 300 (0,147)	Droits 22 ½° 45°	3150	29,8 22,5 14,9	8,2 6,4 4,4	9,4 7 4,9	10,4 7,6 5,2	4720	49,6 37,1 25	9,6 7,3 4,9	11,1 8,2 5,5	12,3 8,7 5,8	6300	69 50,7 34,5	11,6 8,2 5,3	13,1 9,4 5,9	14,3 10,5 6,4			
900 × 300 (0,177)	Droits 22 ½° 45°	3790	31,5 23,4 15,5	8,8 6,7 4,6	10 7,5 4,9	11 8,1 5,3	5690	52,3 39,3 26,2	10,5 7,6 5	11,6 8,5 5,6	13 9,1 6,1	7600	72,8 54,2 36,2	12,2 8,7 5,5	13,7 9,9 6,3	15,2 10,8 6,7			

## REMARQUES

- Quand on emploie les caractéristiques relatives aux plafonds lisses, il est entendu que les déflecteurs horizontaux doivent être orientés vers le plafond.
- La portée est la distance au plan de la bouche, pour laquelle la vitesse de la veine d'air, présente une valeur minimale déterminée.
- La portée doit être inférieure à la distance entre le plan de la bouche et la paroi opposée, sauf dans le cas où des sources de chaleur localisées (appareils, vitres ensoleillées, portes ouvertes, etc...), se trouvent à proximité de cette paroi. Pour une répartition uniforme des gains par m<sup>2</sup> de surface au sol, la portée doit être égale à 75 % de la distance entre la bouche et la paroi opposée.
- On augmente l'angle de diffusion en orientant les déflecteurs verticaux. L'orientation doit être telle que l'angle formé avec la normale au plan de la bouche, soit croissant du centre vers chacune des extrémités. C'est-à-dire que, pour un angle de 45° par exemple, seuls les déflecteurs extrêmes forment un angle de 45° avec la normale.
- Les vitesses de sortie se rapportent à la surface libre de la bouche.
- La perte de charge représente la pression statique à maintenir en amont de la bouche, pour obtenir la vitesse indiquée. Elle est exprimée en mm C.E.
- La hauteur sous plafond est la distance entre le plancher et le plan passant par la partie inférieure des poutres ou saillies éventuelles.
- La hauteur minimale sous plafond indiquée dans les tables, correspond à la hauteur minimale pour laquelle on obtiendra une diffusion correcte, compte-tenu de la vitesse de sortie, de l'orientation des déflecteurs, du Δt au soufflage, du débit de la portée. La hauteur libre réelle du local doit être supérieure ou égale à cette valeur. La distance entre le bord supérieur de la bouche et le plafond doit être au moins égale ou double de la hauteur de la bouche.
- Le rapport entre le débit d'air primaire et la surface de la paroi, permet d'apprécier la vitesse moyenne dans la zone d'occupation. Les valeurs maximales indiquées correspondent à une vitesse d'environ 25 cm/s, pour une section libre de 90 % de la surface totale. Si le pourcentage libre est différent de cette valeur, K doit être corrigé en conséquence.
- La vitesse de soufflage est limitée par le niveau sonore admissible, compte-tenu de l'application considérée.

## VALEUR DE K

Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	131	87	65
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	40	25	20

**TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)**  
**Plafond avec poutres**

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage					
				8	11	14			8	11	14			8	11	14			
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					
200 × 100 (0,011)	Droits 22 ½° 45°	200	7,32 5,5 3,65	3,16 2,75 2,3	3,4 2,9 2,45	3,65 3,1 2,55	300	12,2 9,15 6,1	3,65 3 2,35	3,95 3,2 2,48	4,2 3,4 2,6	405	17,6 13,4 8,85	3,85 3,1 2,4	4,25 3,35 2,5	4,6 3,55 2,6			
250 × 100 (0,014)	Droits 22 ½° 45°	255	7,95 5,8 3,95	3,2 2,78 2,35	3,5 2,95 2,5	3,7 3,2 2,6	382	12,8 9,75 6,4	3,7 3,05 2,38	4 3,25 2,55	4,3 3,15 2,65	510	18,3 13,7 9,15	3,95 3,2 2,45	4,3 3,45 2,6	4,7 3,65 2,7			
300 × 100 (0,016)	Droits 22 ½° 45°	308	8,25 6,1 4,26	3,25 2,85 2,4	3,55 3 2,5	3,75 3,2 2,63	463	13,4 10,1 6,7	3,75 3,1 2,45	4,05 3,3 2,6	4,4 3,55 2,7	617	18,9 14,3 9,3	4,05 3,2 2,5	4,4 3,5 2,65	4,8 3,75 2,8			
400 × 100 (0,023)	Droits 22 ½° 45°	415	8,52 6,4 4,26	3,35 2,9 2,38	3,6 3,1 2,55	3,85 3,2 2,63	623	14 10,7 7	3,85 3,2 2,5	4,2 3,45 2,65	4,5 3,65 2,8	830	19,8 15 10	4,2 3,35 2,6	4,6 3,65 2,75	4,95 3,9 2,9			
500 × 100 (0,029)	Droits 22 ½° 45°	524	8,85 6,7 4,55	3,4 2,95 2,4	3,7 3,15 2,6	3,9 3,3 2,7	788	14,6 11 7,3	3,9 3,25 2,65	4,3 3,5 2,7	4,6 3,7 2,85	1045	20,5 15,2 10,4	4,25 3,45 2,6	4,7 3,75 2,8	4,75 4 2,95			
600 × 100 (0,035)	Droits 22 ½° 45°	630	9,15 6,7 4,6	3,45 3 2,45	3,75 3,2 2,6	4 3,35 2,7	948	15 11,3 7,62	4 3,3 2,55	4,3 3,5 2,75	4,7 3,8 2,85	1260	20,7 15,6 10,4	4,3 3,5 2,65	4,75 3,8 2,85	5,05 4,05 3			
750 × 100 (0,044)	Droits 22 ½° 45°	792	9,15 6,7 4,56	3,5 3 2,45	3,8 3,2 2,5	4,05 3,4 2,7	1185	15,2 11,3 7,63	4 3,3 2,6	4,4 3,6 2,75	4,75 3,85 2,9	1585	21,3 16,2 10,7	4,1 3,55 2,7	4,8 3,85 2,9	5,2 4,1 3,05			
900 × 100 (0,054)	Droits 22 ½° 45°	950	9,45 7 4,9	3,5 3,05 2,45	3,8 3,25 2,8	4,1 3,4 2,75	1428	15,6 11,6 7,95	4,05 3,35 2,6	4,4 3,65 2,8	4,8 3,85 2,9	1884	21,6 16,2 10,4	4,4 3,55 2,75	4,85 3,9 2,9	5,3 4,15 3,1			
200 × 150 (0,017)	Droits 22 ½° 45°	350	11 8,25 5,5	3,55 3,3 2,6	4,2 3,5 2,8	4,5 3,75 2,9	527	18 13,4 9,15	4,5 3,65 2,85	4,95 4 3,05	5,3 4,3 3,25	700	25 18,9 12,5	4,95 3,95 3	5,5 4,3 3,25	5,9 4,7 3,45			
250 × 150 (0,022)	Droits 22 ½° 45°	445	12,2 9,15 6,1	4,2 3,55 2,8	4,6 3,85 3	5 4,1 3,2	667	20,2 15,3 10,5	4,9 4 3,1	5,5 4,4 3,3	6 4,7 3,55	890	28 21 14	5,5 4,05 3,3	6,1 4,8 3,55	6,6 5,2 3,8			
300 × 150 (0,027)	Droits 22 ½° 45°	540	12,5 9,45 6,4	4,3 3,6 2,85	4,7 4,9 3,05	5,2 4,2 3,2	810	20,4 15,3 10,4	5 4,1 3,1	5,6 4,5 3,35	6 4,8 3,6	1162	28,7 21,4 14,3	5,6 4,45 3,35	6,2 4,9 3,6	6,7 5,3 3,9			
400 × 150 (0,037)	Droits 22 ½° 45°	730	13,4 10,1 6,72	4,6 3,8 2,95	5 4,15 3,2	5,5 4,45 3,4	1095	22 16,5 11	5,4 4,35 3,3	6 4,75 3,55	6,5 5,2 3,8	1455	31,2 23,5 15,6	6,1 4,75 3,55	6,7 5,2 3,8	7,3 5,7 4,1			
500 × 150 (0,046)	Droits 22 ½° 45°	914	14,3 10,7 7,32	4,8 4 3,1	5,3 4,3 3,3	5,8 4,7 3,5	1368	23,5 17,7 11,9	5,7 4,55 3,4	6,4 5 3,7	6,8 5,4 3,95	1830	33 24,7 16,5	6,4 5 3,7	7,1 5,5 3,95	7,7 6 4,3			
600 × 150 (0,056)	Droits 22 ½° 45°	1162	14,7 11 7,32	5 4,1 3,15	5,5 4,45 3,4	6 4,8 3,6	1655	24,2 18 12,2	5,9 4,7 3,55	6,6 5,2 3,8	7,1 5,6 4,05	2200	34 25,3 17,1	6,7 5,2 3,8	7,4 5,7 4,1	8 6,4 4,4			
750 × 150 (0,070)	Droits 22 ½° 45°	1380	15,3 11,6 7,62	5,2 4,2 3,2	5,7 4,6 3,5	6,2 4,95 3,7	2100	25 18,5 12,5	6,1 4,85 3,6	6,8 5,3 3,85	7,3 5,8 4,2	2760	35 26,3 17,7	6,9 5,3 3,9	7,6 5,8 4,2	8,3 6,5 4,5			
900 × 150 (0,080)	Droits 22 ½° 45°	1665	15,6 11,6 7,95	5,3 4,3 3,3	5,9 4,7 3,55	6,3 5,05 3,8	2500	25,6 19,2 12,8	6,3 5 3,6	7 5,4 3,9	7,6 6 4,25	3340	36,5 27,2 18,3	7,1 5,5 3,95	7,9 6 4,25	8,5 6,6 4,65			
VALEUR DE K																			
Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		131						87						65					
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		40						25						20					

**TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)  
Plafond avec poutres**

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface, libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage					
				8	11	14			8	11	14			8	11	14			
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					
200 × 100 (0,011)	Droits 22 1/2° 45°	200	7,32 5,5 3,65	3,16 2,75 2,3	3,4 2,9 2,45	3,65 3,1 2,55	300	12,2 9,15 6,1	3,65 3,2 2,35	3,95 3,2 2,48	4,2 3,4 2,6	405	17,6 13,4 8,85	3,85 3,1 2,4	4,25 3,35 2,5	4,6 3,55 2,6			
250 × 100 (0,014)	Droits 22 1/2° 45°	255	7,95 5,8 3,95	3,2 2,78 2,35	3,5 2,95 2,5	3,7 3,2 2,6	382	12,8 9,75 6,4	3,7 3,05 2,38	4 3,25 2,55	4,3 3,15 2,65	510	18,3 13,7 9,15	3,95 3,2 2,45	4,3 3,45 2,6	4,7 3,65 2,7			
300 × 100 (0,016)	Droits 22 1/2° 45°	308	8,25 6,1 4,26	3,25 2,85 2,4	3,55 3 2,5	3,75 3,2 2,63	463	13,4 10,1 6,7	3,75 3,1 2,45	4,05 3,3 2,6	4,4 3,55 2,7	617	18,9 14,3 9,3	4,05 3,2 2,5	4,4 3,5 2,65	4,8 3,75 2,8			
400 × 100 (0,023)	Droits 22 1/2° 45°	415	8,52 6,4 4,26	3,35 2,9 2,38	3,6 3,1 2,55	3,85 3,2 2,63	623	14 10,7 7	3,85 3,2 2,5	4,2 3,45 2,65	4,5 3,65 2,8	830	19,8 15 10	4,2 3,35 2,6	4,6 3,65 2,75	4,95 3,9 2,9			
500 × 100 (0,029)	Droits 22 1/2° 45°	524	8,85 6,7 4,55	3,4 2,95 2,4	3,7 3,15 2,6	3,9 3,3 2,7	788	14,6 11 7,3	3,9 3,25 2,65	4,3 3,5 2,7	4,6 3,7 2,85	1045	20,5 15,2 10,4	4,25 3,45 2,6	4,7 3,75 2,8	4,75 3,9 2,95			
600 × 100 (0,035)	Droits 22 1/2° 45°	630	9,15 6,7 4,6	3,45 3 2,45	3,75 3,2 2,6	4 3,35 2,7	948	15 11,3 7,62	4 3,3 2,55	4,3 3,5 2,75	4,7 3,8 2,85	1260	20,7 15,6 10,4	4,3 3,5 2,65	4,75 3,8 2,85	5,05 4,05 3			
750 × 100 (0,044)	Droits 22 1/2° 45°	792	9,15 6,7 4,56	3,5 3 2,45	3,8 3,2 2,5	4,05 3,4 2,7	1185	15,2 11,3 7,63	4 3,3 2,6	4,4 3,6 2,75	4,75 3,85 2,9	1585	21,3 16,2 10,7	4,1 3,55 2,7	4,8 3,85 2,9	5,2 4,1 3,05			
900 × 100 (0,054)	Droits 22 1/2° 45°	950	9,45 7 4,9	3,5 3,05 2,45	3,8 3,25 2,8	4,1 3,4 2,75	1428	15,6 11,6 7,95	4,05 3,35 2,6	4,4 3,65 2,8	4,8 3,85 2,9	1884	21,6 16,2 10,4	4,4 3,55 2,75	4,85 3,9 2,9	5,3 4,15 3,1			
200 × 150 (0,017)	Droits 22 1/2° 45°	350	11 8,25 5,5	3,55 3,3 2,6	4,2 3,5 2,8	4,5 3,75 2,9	527	18 13,4 9,15	4,5 3,65 2,85	4,95 4 3,05	5,3 4,3 3,25	700	25 18,9 12,5	4,95 3,95 3	5,5 4,3 3,25	5,9 4,7 3,45			
250 × 150 (0,022)	Droits 22 1/2° 45°	445	12,2 9,15 6,1	4,2 3,55 2,8	4,6 3,85 3	5 4,1 3,2	667	20,2 15,3 10,5	4,9 4,4 3,1	5,5 4,4 3,3	6 4,7 3,55	890	28 21 14	5,5 4,05 3,3	6,1 4,8 3,55	6,6 5,2 3,8			
300 × 150 (0,027)	Droits 22 1/2° 45°	540	12,5 9,45 6,4	4,3 3,6 2,85	4,7 4,9 3,05	5,2 4,2 3,2	810	20,4 15,3 10,4	5 4,1 3,1	5,6 4,5 3,35	6 4,8 3,6	1162	28,7 21,4 14,3	5,6 4,45 3,35	6,2 4,9 3,6	6,7 5,3 3,9			
400 × 150 (0,037)	Droits 22 1/2° 45°	730	13,4 10,1 6,72	4,6 3,8 2,95	5 4,15 3,2	5,5 4,45 3,4	1095	22 16,5 11	5,4 4,35 3,3	6 4,75 3,55	6,5 5,2 3,8	1455	31,2 23,5 15,6	6,1 4,75 3,55	6,7 5,2 3,8	7,3 5,7 4,1			
500 × 150 (0,046)	Droits 22 1/2° 45°	914	14,3 10,7 7,32	4,8 4 3,1	5,3 4,3 3,3	5,8 4,7 3,5	1368	23,5 17,7 11,9	5,7 4,55 3,4	6,4 5,4 3,7	6,8 5,4 3,95	1830	33 24,7 16,5	6,4 5 3,7	7,1 5,5 3,95	7,7 6 4,3			
600 × 150 (0,056)	Droits 22 1/2° 45°	1162	14,7 11 7,32	5 4,1 3,15	5,5 4,45 3,4	6 4,8 3,6	1655	24,2 18 12,2	5,9 4,7 3,55	6,6 5,2 3,8	7,1 5,6 4,05	2200	34 25,3 17,1	6,7 5,2 3,8	7,4 5,7 4,1	8 6,4 4,4			
750 × 150 (0,070)	Droits 22 1/2° 45°	1380	15,3 11,6 7,62	5,2 4,2 3,2	5,7 4,6 3,5	6,2 4,95 3,7	2100	25 18,5 12,5	6,1 4,85 3,6	6,8 5,3 3,85	7,3 5,8 4,2	2760	35 26,3 17,7	6,9 5,3 3,9	7,6 5,8 4,2	8,3 6,5 4,5			
900 × 150 (0,080)	Droits 22 1/2° 45°	1665	15,6 11,6 7,95	5,3 4,3 3,3	5,9 4,7 3,55	6,3 5,05 3,8	2500	25,6 19,2 12,8	6,3 5 3,6	7 5,4 3,9	7,6 6 4,25	3340	36,5 27,2 18,3	7,1 5,5 3,95	7,9 6,6 4,25	8,5 6,6 4,65			

- REMARQUES**
1. Quand on emploie les caractéristiques relatives aux plafonds lisses, il est entendu que les déflecteurs horizontaux doivent être orientés vers le plafond.
  2. La portée est la distance au plan de la bouche, pour laquelle la vitesse de la veine d'air présente une valeur minimale déterminée.
  3. La portée doit être inférieure à la distance entre le plan de la bouche et la paroi opposée, sauf dans le cas où des sources de chaleur localisées (appareils, vitres ensoleillées, portes ouvertes, etc...), se trouvent à proximité de cette paroi. Pour une répartition uniforme des gains par m<sup>2</sup> de surface au sol, la portée doit être égale à 75 % de la distance entre la bouche et la paroi opposée.
  4. On augmente l'angle de diffusion en orientant les déflecteurs verticaux. L'orientation doit être telle que l'angle formé avec la normale au plan de la bouche, soit croissant du centre vers chacune des extrémités. C'est-à-dire que, pour un angle de 45° par exemple, seuls les déflecteurs extrêmes forment un angle de 45° avec la normale.
  5. Les vitesses de sortie se rapportent à la surface libre de la bouche.
  6. La perte de charge représente la pression statique à maintenir à l'entrée de la bouche, pour obtenir la vitesse indiquée. Elle est exprimée en mm C.E.
  7. La hauteur sous plafond est la distance entre le plancher et le plan passant par la partie inférieure des poutres ou saillies éventuelles.
  8. La hauteur minimale sous plafond indiquée dans les tables, correspond à la hauteur minimale pour laquelle on obtiendra une diffusion correcte, compte-tenu de la vitesse de sortie, de l'orientation des déflecteurs, du Δt au soufflage, du débit et de la portée. La hauteur libre réelle du local doit être supérieure ou égale à cette valeur. La distance entre le bord supérieur de la bouche et le plafond doit être au moins égale au double de la hauteur de la bouche.
  9. Le rapport entre le débit d'air primaire et la surface de la paroi, permet d'apprécier la vitesse moyenne dans la zone d'occupation. Les valeurs maximales indiquées correspondent à une vitesse d'environ 25 cm/s, pour une section libre de 90 % de la surface totale. Si le pourcentage libre est différent de cette valeur, K doit être corrigé en conséquence.

**VALEUR DE K**

Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	131	87	65
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	40	25	20

TABLE 21 CARACTERISTIQUES E BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)

Plafond avec poutres

TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface, libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage					
				8	11	14			8	11	14			8	11	14			
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					
300 × 200 (0,037)	Droits 22 ½° 45°	770	15,8 14,9 7,9	4,25 3,5 2,7	4,55 3,8 3	5 4,1 3	1150	26,2 19,8 13,1	4,85 3,95 3	5,5 4,25 3,2	5,8 4,7 3,5	1540	37 27,6 18,9	5,5 4,25 3,2	6,1 4,7 3,5	6,5 5,2 3,65			
400 × 200 (0,050)	Droits 22 ½° 45°	1045	17,3 13,1 8,8	4,55 3,8 2,9	5 4,1 3	5,5 4,4 3,4	1575	29 21,6 14,6	5,5 4,25 3,2	6 4,25 3,5	6,4 5,2 3,65	2100	40,8 30,5 20,5	6,1 4,6 3,4	6,7 5,2 3,65	7,3 5,6 3,95			
500 × 200 (0,063)	Droits 22 ½° 45°	1310	18,9 14,3 9,3	4,85 3,95 3	5,5 4,4 3,2	5,9 4,7 3,5	1960	31 23,4 15,5	5,8 4,55 3,4	6,4 4,7 3,65	7 5,5 3,95	2620	43,8 32,8 21,9	6,4 5 3,65	7,2 5,5 3,95	7,9 6,1 4,25			
600 × 200 (0,076)	Droits 22 ½° 45°	1560	19,8 14,9 10	5,2 4,1 3,2	5,8 4,55 3,4	6,1 4,85 3,65	2350	32,5 24,3 16,4	6,1 4,7 3,5	6,8 5 3,8	7,5 5,6 3,95	3140	46 34,5 23,2	6,7 5,3 3,65	7,6 5,8 4,4	8,4 6,25 4,4			
750 × 200 (0,096)	Droits 22 ½° 45°	1960	20,7 15,5 10,3	5,3 4,25 3,2	5,9 4,7 3,5	6,4 5,2 3,8	2950	33,8 25,2 17	6,4 5 3,5	7,1 5,3 3,95	7,7 6,1 4,9	3940	47,5 35,8 24	7,1 5,5 3,95	7,9 6,1 4,25	9 6,5 4,55			
900 × 200 (0,115)	Droits 22 ½° 45°	2390	21,6 16,1 10,9	5,6 4,4 3,4	6,2 4,85 3,65	6,7 5,3 3,8	3560	35,2 26,4 17,6	6,5 5,2 3,65	7,6 5,5 3,95	8 6,1 4,25	4800	49,8 40,5 24,9	7,5 5,8 3,95	8,4 6,4 4,7	9,4 6,8 4,7			
400 × 250 (0,063)	Droits 22 ½° 45°	1345	21,6 16,1 10,9	5,6 4,4 3,4	6,2 4,85 3,65	6,7 5,3 3,8	2030	35,2 26,4 17,6	6,4 5,2 3,65	7,6 5,8 3,95	8 6,1 4,25	2700	49,8 40,5 24,9	7,3 5,8 3,95	8,4 6,4 4,7	9,4 6,8 4,7			
500 × 250 (0,079)	Droits 22 ½° 45°	1690	22,8 18 11,6	5,9 4,7 3,5	6,7 5,2 3,8	7,3 5,6 4,1	2540	37,2 28 18,6	7 5,5 3,95	8,1 5,8 4,25	8,8 6,5 4,55	3390	53 39,5 26,5	7,9 6,1 4,25	9 6,85 4,7	10,3 7,3 5			
600 × 250 (0,097)	Droits 22 ½° 45°	2040	24,3 18,2 12,2	6,4 5 3,65	7,3 5,6 3,95	7,8 5,9 4,25	3040	40 29,8 20	7,5 5,8 4,1	8,7 6,1 4,4	9,3 7,2 4,7	4090	56,5 42,2 28,3	8,5 6,5 4,4	9,7 7,3 5	11,1 7,8 5,2			
750 × 250 (0,126)	Droits 22 ½° 45°	2550	26,2 19,8 13,1	6,9 5,5 3,8	7,8 5,9 4,25	8,4 6,4 4,6	3850	42,2 31,6 21,3	8,1 6,3 4,25	9,3 6,6 4,7	10,4 7,5 5	5100	59,6 44,6 29,8	9,3 7 4,7	10,4 7,9 5,2	12 8,5 5,6			
900 × 250 (0,146)	Droits 22 ½° 45°	3080	26,5 19,8 13,4	7,2 5,6 3,95	8,1 6,1 4,4	8,7 6,6 4,6	4790	43,1 32,3 21,6	8,2 6,4 4,4	9,6 7 4,9	10,7 7,6 5,2	6150	61 45,6 30,5	9,6 7,2 4,7	11 8,2 5,6	12,3 8,8 4,6			
400 × 300 (0,076)	Droits 22 ½° 45°	1660	24,6 18,6 12,5	6,4 5 3,65	7,3 5,6 3,95	4,7 5,9 4,25	2500	40 29,8 20,1	7,5 5,8 4,1	8,5 6,5 4,4	9,4 6,9 4,7	3320	48,1 42 28,3	8,5 6,5 4,4	9,7 7,5 5	11,1 7,8 5,2			
500 × 300 (0,097)	Droits 22 ½° 45°	2090	26,5 19,8 13,4	7,2 5,6 3,95	8,1 6,1 4,4	8,7 6,6 4,6	3120	43,2 32,9 21,6	8,2 6,4 4,4	9,6 7,2 4,9	10,6 7,6 5,2	4170	61 45,6 30,5	9,6 7,2 4,7	11 8,2 5,3	12,3 8,8 4,6			
600 × 300 (0,117)	Droits 22 ½° 45°	2520	28,3 21,3 14,3	7,6 5,9 4,1	8,7 6,6 4,6	9,3 7 4,9	3760	46,5 35 23,4	8,8 6,7 4,6	10,4 7,6 5,2	11,4 8,1 5,5	5050	65 48,6 32,5	10,5 7,6 5	11,7 8,8 5,6	13 9,5 6,1			
750 × 300 (0,147)	Droits 22 ½° 45°	3150	29,8 22,5 14,9	8,2 6,4 4,4	9,4 7 4,9	10,4 7,6 5,2	4720	49,6 37,1 25	9,6 7,3 4,9	11,1 8,2 5,5	12,3 8,7 5,8	6300	69 50,7 34,5	11,6 8,2 5,3	13,1 9,4 5,9	14,3 10,5 6,4			
900 × 300 (0,177)	Droits 22 ½° 45°	3790	31,5 23,4 15,5	8,8 6,7 4,6	10 7,5 4,9	11 8,1 5,3	5690	52,3 39,3 26,2	10,5 7,6 5	11,6 8,5 5,6	13 9,1 6,1	7600	72,8 54,2 36,2	12,2 8,7 5,5	13,7 9,9 6,3	15,2 10,8 6,7			
VALEUR DE K																			
Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		131						87						65					
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )		40						25						20					

## REMARQUES

1. Quand on emploie les caractéristiques relatives aux plafonds lisses, il est entendu que les déflecteurs horizontaux doivent être orientés vers le plafond.
2. La portée est la distance au plan de la bouche, pour laquelle la vitesse de la veine d'air, présente une valeur minimale déterminée.
3. La portée doit être inférieure à la distance entre le plan de la bouche et la paroi opposée, sauf dans le cas où des sources de chaleur localisées (appareils, vitres ensoleillées, portes ouvertes, etc.), se trouvent à proximité de cette paroi. Pour une répartition uniforme des gains par m<sup>2</sup> de surface au sol, la portée doit être égale à 75 % de la distance entre la bouche et la paroi opposée.
4. On augmente l'angle de diffusion en orientant les déflecteurs verticaux. L'orientation doit être telle que l'angle formé avec la normale au plan de la bouche, soit croissant du centre vers chacune des extrémités. C'est-à-dire que, pour un angle de 45° par exemple, seuls les déflecteurs extrêmes forment un angle de 45° avec la normale.
5. Les vitesses de sortie se rapportent à la surface libre de la bouche.
6. La perte de charge représente la pression statique à maintenir en amont de la bouche, pour obtenir la vitesse indiquée. Elle est exprimée en mm C.E.
7. La hauteur sous plafond est la distance entre le plancher et le plan passant par la partie inférieure des poutres ou saillies éventuelles.
8. La hauteur minimale sous plafond indiquée dans les tables, correspond à la hauteur minimale pour laquelle on obtiendra une diffusion correcte, compte-tenu de la vitesse de sortie, de l'orientation des déflecteurs, du Δt au soufflage, du débit et de la portée. La hauteur libre réelle du local doit être supérieure ou égale à cette valeur. La distance entre le bord supérieur de la bouche et le plafond doit être au moins égale au double de la hauteur de la bouche.
9. Le rapport entre le débit d'air primaire et la surface de la paroi, permet d'apprécier la vitesse moyenne dans la zone d'occupation. Les valeurs maximales indiquées correspondent à une vitesse d'environ 25 cm/s, pour une section libre de 90 % de la surface totale. Si le pourcentage libre est différent de cette valeur, K doit être corrigé en conséquence.
10. La vitesse de soufflage est limitée par le niveau sonore admissible, compte-tenu de l'application considérée.

TABLE 21 CARACTERISTIQUES DE BOUCHES MURALES (REFROIDISSEMENT)

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5,0					7,5					10				
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22°5 = 2,8 45° = 3,6					DEFLECTEURS Droits = 5,4 22°5 = 6,1 45° = 8,1					DEFLECTEURS Droits = 9,5 22°5 = 10,7 45° = 14,3				
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22°5 = 8,4 45° = 12					Droits = 18,1 22°5 = 18,8 45° = 28,3					Droits = 34,5				
Dimensions nominales mm Surface libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage		
				8	11	14			8	11	14			8	11	14
				Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m					Hauteur minimum sous plafond m		
200 × 100 (0,011)	Droits 22 1/2° 45°	200	7,3 5,5 3,65	2,7 2,3 2	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	300	12,2 9,1 6,1	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,1	3,4 2,9 2,3	405	17,6 13,4 8,8	3,2 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,65 2,9 2,3
250 × 100 (0,014)	Droits 22 1/2° 45°	255	7,9 5,8 3,95	2,7 2,3 2,1	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	382	12,8 9,7 6,4	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	510	18,2 13,7 9,1	3,2 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	3,65 2,9 2,3
300 × 100 (0,016)	Droits 22 1/2° 45°	308	8,2 6,1 4,25	2,7 2,4 2,1	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	463	13,4 10,3 6,7	3 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	617	18,8 14,3 9,4	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4
400 × 100 (0,023)	Droits 22 1/2° 45°	415	8,5 6,4 4,25	2,7 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	623	14 10,6 7	3 2,7 2,1	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,4	830	19,8 14,9 10	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,4	3,8 3,2 2,4
500 × 100 (0,029)	Droits 22 1/2° 45°	524	8,8 6,7 4,55	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	788	14,6 10,9 7,6	3,2 2,7 2,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	1045	20,4 15,2 10,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,4
600 × 100 (0,035)	Droits 22 1/2° 45°	630	9,1 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	948	14,9 11,2 7,6	3,2 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,4	1260	20,7 15,5 10,3	3,5 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,6
750 × 100 (0,044)	Droits 22 1/2° 45°	792	9,15 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	1185	15,2 11,3 7,6	3,2 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1585	21,3 16,1 10,7	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4	4,1 3,4 2,6
900 × 100 (0,054)	Droits 22 1/2° 45°	950	9,4 7 4,85	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	1428	15,5 11,6 7,9	3,4 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1884	21,5 16,1 11	3,5 2,9 2,3	3,8 3,2 2,4	4,1 3,4 2,6
200 × 150 (0,017)	Droits 22° 1/2° 45°	350	11 8,2 5,5	2,9 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,4	527	18 13,4 9,1	3,65 3 2,4	3,8 3 2,6	4,1 3,4 2,7	700	25 18,8 12,5	3,8 3,2 2,6	4,25 3,5 2,7	4,55 3,65 2,7
250 × 150 (0,022)	Droits 22 1/2° 45°	445	12,2 9,1 6,1	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,6	3,95 3,4 2,7	667	20 15,2 10	3,8 3,2 2,6	4,25 3,2 2,7	4,55 3,65 2,9	890	28 21 14	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5 3,65 3
300 × 150 (0,027)	Droits 22 1/2° 45°	540	12,5 9,4 6,4	3,5 3 2,4	3,8 3,2 2,6	4,1 3,4 2,7	810	20,4 15,2 10,4	3,95 3,4 2,6	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	1162	28,6 21,3 14,3	4,4 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5,4 4,1 3,2
400 × 150 (0,037)	Droits 22 1/2° 45°	730	13,4 10 6,7	3,65 3 2,4	3,95 3,4 2,7	4,25 3,5 2,7	1095	22 16,4 11	4,1 3,5 2,7	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	1455	31 23,4 15,5	4,7 3,8 2,9	5,2 4,1 3	5,5 4,4 3,4
500 × 150 (0,046)	Droits 22 1/2° 45°	914	14,3 10,6 7,3	3,8 3,2 2,6	4,1 3,5 2,7	4,4 3,65 2,9	1368	23,4 17,8 11,8	4,4 3,65 2,9	4,85 3,8 3,2	5,2 4,25 3,2	1830	32,8 24,6 16,4	4,85 3,95 3	5,3 4,25 3,2	5,8 4,55 3,4
600 × 150 (0,056)	Droits 22 1/2° 45°	1162	14,6 11 7,3	3,95 3,2 2,6	4,25 3,5 2,9	4,7 3,8 2,9	1655	24 18 12,2	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	5,3 4,4 3,2	2200	33,7 25,2 17	5,2 4,1 3	5,3 4,4 3,2	5,9 4,7 3,5
750 × 150 (0,070)	Droits 22 1/2° 45°	1380	15,2 11,6 7,6	3,95 3,4 2,7	4,4 3,65 2,9	4,7 3,8 3	2100	25 18,9 12,5	4,7 3,8 2,9	5,2 3,95 3	5,5 4,55 3,4	2760	35 26,2 17,6	5,3 4,1 3	5,8 4,55 3,4	6,2 4,85 3,65
900 × 150 (0,080)	Droits 22 1/2° 45°	1665	15,5 11,6 7,9	4,1 3,4 2,7	4,55 3,65 2,9	4,85 3,95 3	2500	25,5 19,2 12,8	4,85 3,95 3	5,3 4,1 3,2	5,8 4,55 3,4	3340	36,2 27 18,2	5,5 4,25 3,2	5,9 4,55 3,4	6,4 5 3,65

REMARQUES

1. Quand on emploie les caractéristiques relatives aux plafonds lisses, il est entendu que les déflecteurs horizontaux doivent être orientés vers le plafond.
2. La portée est la distance au plan de la bouche, pour laquelle la vitesse de la veine d'air, présente une valeur minimale déterminée.
3. La portée doit être inférieure à la distance entre le plan de la bouche et la paroi opposée, sauf dans le cas où des sources de chaleur localisées (appareils, vitres ensoleillées, portes ouvertes, etc...), se trouvent à proximité de cette paroi. Pour une répartition uniforme des gains par m<sup>2</sup> de surface au sol, la portée doit être égale à 75 % de la distance entre la bouche et la paroi opposée.
4. On augmente l'angle de diffusion en orientant les déflecteurs verticaux. L'orientation doit être telle que l'angle formé avec la normale au plan de la bouche, soit croissant du centre vers chacune des extrémités. C'est-à-dire que, pour un angle de 45° par exemple, seuls les déflecteurs extrêmes forment un angle de 45° avec la normale.
5. Les vitesses de sortie se rapportent à la surface libre de la bouche.
6. La perte de charge représente la pression statique à maintenir en amont de la bouche, pour obtenir la vitesse indiquée. Elle est exprimée en mm CE.
7. La hauteur sous plafond est la distance entre le plancher et le plan passant par la partie inférieure des poutres ou saillies éventuelles.
8. La hauteur minimale sous plafond indiquée dans les tables, correspond à la hauteur minimale pour laquelle on obtiendra une diffusion correcte, compte tenu de la vitesse de sortie, de l'orientation des déflecteurs, du Δt au soufflage, du débit et de la portée. La hauteur libre réelle du local doit être supérieure ou égale à cette valeur. La distance entre le bord supérieur de la bouche et le plafond doit être au moins égale au double de la hauteur de la bouche.
9. Le rapport entre le débit d'air primaire et la surface de la paroi, permet d'apprécier la vitesse moyenne dans la zone d'occupation. Les valeurs maximales indiquées correspondent à une vitesse d'environ 25 cm/s, pour une section libre de 90 % de la surface totale. Si le pourcentage libre est différent de cette valeur, K doit être corrigé en conséquence.
10. La vitesse de soufflage est limitée par le niveau sonore admissible, compte tenu de l'application considérée.

VALEUR DE K

Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	131	87	65
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	40	25	20
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	158	104	76
			53

VITESSE DE SORTIE (m/s)		5,0						7,5						10					
PRESSION STATIQUE BOUCHE STANDARD		DEFLECTEURS Droits = 2,4 22° 5 = 2,8 45° = 3,6						DEFLECTEURS Droits = 5,4 22° 5 = 6,1 45° = 8,1						DEFLECTEURS Droits = 9,5 22° 5 = 10,7 45° = 14,3					
PRESSION STATIQUE AVEC PLAQUE DE REGLAGE		Droits = 8,4 22° 5 = 8,4 45° = 12						Droits = 18,1 22° 5 = 18,8 45° = 28,3						Droits = 34,5					
Dimensions nominales mm Surface libre m <sup>2</sup>	Déflecteurs	Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage				Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage				Débit m <sup>3</sup> /h	Portée m	Δt au soufflage			
				8	11	14	Hauteur minimum sous plafond m			8	11	14	Hauteur minimum sous plafond m			8	11	14	Hauteur minimum sous plafond m
				Hauteur minimum sous plafond m						Hauteur minimum sous plafond m						Hauteur minimum sous plafond m			
200 × 100 (0,011)	Droits 22 1/2° 45°	200	7,3 5,5 3,65	2,7 2,3 2	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	300	12,2 9,1 6,1	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,1	3,4 2,9 2,3	405	17,6 13,4 8,8	3,2 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,65 2,9 2,3			
250 × 100 (0,014)	Droits 22 1/2° 45°	255	7,9 5,8 3,95	2,7 2,3 2,1	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	382	12,8 9,7 6,4	3 2,6 2,1	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	510	18,2 13,7 9,1	3,2 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	3,65 2,9 2,3			
300 × 100 (0,016)	Droits 22 1/2° 45°	308	8,2 6,1 4,25	2,7 2,4 2,1	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	463	13,4 10,3 6,7	3 2,6 2,1	3,4 2,7 2,1	3,5 2,9 2,3	617	18,8 14,3 9,4	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4			
400 × 100 (0,023)	Droits 22 1/2° 45°	415	8,5 6,4 4,25	2,7 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	623	14 10,6 7	3 2,7 2,1	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,4	830	19,8 14,9 10	3,4 2,7 2,3	3,65 3 2,3	3,8 3,2 2,4			
500 × 100 (0,029)	Droits 22 1/2° 45°	524	8,8 6,7 4,55	2,9 2,4 2,1	3 2,6 2,3	3,2 2,9 2,3	788	14,6 10,9 7,6	3,2 2,7 2,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	1045	20,4 15,2 10,3	3,4 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,4			
600 × 100 (0,035)	Droits 22 1/2° 45°	630	9,1 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	948	14,9 11,2 7,6	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,65 3 2,4	1260	20,7 15,5 10,3	3,5 2,9 2,3	3,65 3 2,4	3,95 3,2 2,6			
750 × 100 (0,044)	Droits 22 1/2° 45°	792	9,15 6,7 4,55	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,2 2,9 2,3	1185	15,2 11,3 7,6	3,2 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1585	21,3 16,1 10,7	3,5 2,9 2,3	3,8 3 2,4	4,1 3,4 2,6			
900 × 100 (0,054)	Droits 22 1/2° 45°	950	9,4 7 4,85	2,9 2,6 2,1	3 2,7 2,3	3,4 2,9 2,4	1428	15,5 11,6 7,9	3,4 2,7 2,3	3,5 2,9 2,4	3,8 3 2,4	1884	21,5 16,1 11	3,5 2,9 2,3	3,8 3,2 2,4	4,1 3,4 2,6			
200 × 150 (0,017)	Droits 22 1/2° 45°	350	11 8,2 5,5	2,9 2,7 2,3	3 2,6 2,4	3,65 2,9 2,4	527	18 13,4 9,1	3,65 3 2,4	3,8 3 2,6	4,1 3,4 2,7	700	25 18,8 12,5	3,8 3,2 2,6	4,25 3,5 2,7	4,55 3,65 2,7			
250 × 150 (0,022)	Droits 22 1/2° 45°	445	12,2 9,1 6,1	3,4 2,9 2,4	3,65 3 2,6	3,95 3,4 2,7	667	20 15,2 10	3,8 3,2 2,6	4,25 3,2 2,7	4,55 3,65 2,9	890	28 21 14	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5 3,65 3			
300 × 150 (0,027)	Droits 22 1/2° 45°	540	12,5 9,4 6,4	3,5 3 2,4	3,8 3,2 2,6	4,1 3,4 2,7	810	20,4 15,2 10,4	3,95 3,4 2,6	4,25 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	1162	28,6 21,3 14,3	4,4 3,5 2,7	4,7 3,8 2,9	5,4 4,1 3,2			
400 × 150 (0,037)	Droits 22 1/2° 45°	730	13,4 10 6,7	3,65 3 2,4	3,95 3,4 2,7	4,25 3,5 2,7	1095	22 16,4 11	4,1 3,5 2,7	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	1455	31 23,4 15,5	4,7 3,8 2,9	5,2 4,1 3	5,5 4,4 3,4			
500 × 150 (0,046)	Droits 22 1/2° 45°	914	14,3 10,6 7,3	3,8 3,2 2,6	4,1 3,5 2,7	4,4 3,65 2,9	1368	23,4 17,8 11,8	4,4 3,65 2,9	4,85 3,8 3	5,2 4,25 3,2	1830	32,8 24,6 16,4	4,85 3,95 3	5,3 4,25 3,2	5,8 4,55 3,4			
600 × 150 (0,056)	Droits 22 1/2° 45°	1162	14,6 11 7,3	3,95 3,2 2,6	4,25 3,5 2,9	4,7 3,8 2,9	1655	24 18 12,2	4,55 3,65 2,9	5 3,95 3	5,3 4,4 3,2	2200	33,7 25,2 17	5,2 4,1 3	5,3 4,4 3,2	5,9 4,7 3,5			
750 × 150 (0,070)	Droits 22 1/2° 45°	1380	15,2 11,6 7,6	3,95 3,4 2,7	4,4 3,65 2,9	4,7 3,8 3	2100	25 18,9 12,5	4,7 3,8 2,9	5,2 3,95 3	5,5 4,55 3,4	2760	35 26,2 17,6	5,3 4,1 3	5,8 4,55 3,4	6,2 4,85 3,65			
900 × 150 (0,080)	Droits 22 1/2° 45°	1665	15,5 11,6 7,9	4,1 3,4 2,7	4,55 3,65 2,9	4,85 3,95 3	2500	25,5 19,2 12,8	4,85 3,95 3	5,3 4,1 3,2	5,8 4,55 3,4	3340	36,2 27 18,2	5,5 4,25 3,2	5,9 4,55 3,4	6,4 5,5 3,65			

- REMARQUES
1. Quand on emploie les caractéristiques relatives aux plafonds lisses, il est entendu que les déflecteurs horizontaux doivent être orientés vers le plafond.
  2. La portée est la distance au plan de la bouche, pour laquelle la vitesse de la veine d'air, présente une valeur minimale déterminée.
  3. La portée doit être inférieure à la distance entre le plan de la bouche et la paroi opposée, sauf dans le cas où des sources de chaleur localisées (appareils, vitres ensoleillées, portes ouvertes, etc...), se trouvent à proximité de cette paroi. Pour une répartition uniforme des gains par m<sup>2</sup> de surface au sol, la portée doit être égale à 75 % de la distance entre la bouche et la paroi opposée.
  4. On augmente l'angle de diffusion en orientant les déflecteurs verticaux. L'orientation doit être telle que l'angle formé avec la normale au plan de la bouche, soit croissant du centre vers chacune des extrémités. C'est-à-dire que, pour un angle de 45° par exemple, seuls les déflecteurs extrêmes forment un angle de 45° avec la normale.
  5. Les vitesses de sortie se rapportent à la surface libre de la bouche.
  6. La perte de charge représente la pression statique à maintenir en amont de la bouche, pour obtenir la vitesse indiquée. Elle est exprimée en mm CE.
  7. La hauteur sous plafond est la distance entre le plancher et le plan passant par la partie inférieure des poutres ou saillies éventuelles.
  8. La hauteur minimale sous plafond indiquée dans les tables, correspond à la hauteur minimale pour laquelle on obtiendra une diffusion correcte, compte tenu de la vitesse de sortie, de l'orientation des déflecteurs, du Δt au soufflage, du débit et de la portée. La hauteur libre réelle du local doit être supérieure ou égale à cette valeur. La distance entre le bord supérieur de la bouche et le plafond doit être au moins égale au double de la hauteur de la bouche.
  9. Le rapport entre le débit d'air primaire et la surface de la paroi, permet d'apprécier la vitesse moyenne dans la zone d'occupation. Les valeurs maximales indiquées correspondent à une vitesse d'environ 25 cm/s, pour une section libre de 90 % de la surface totale. Si le pourcentage libre est différent de cette valeur, K doit être corrigé en conséquence.
  10. La vitesse de soufflage est limitée par le niveau sonore admissible, compte tenu de l'application considérée.

VALEUR DE K

Débit maximum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	131	87	65
Débit minimum (m <sup>3</sup> /h) Surface paroi opposée (m <sup>2</sup> )	40	25	20

**GUIDE DES TRAVAUX PRATIQUES**

**MODULE : RESEAU AERAULIQUE**

**Exercice pratique**

1. *Donner la classification des réseaux de gaine en fonction de la vitesse.*
2. *A quelle vitesse sont calculés les réseaux de reprises ?*
3. *Sur quels paramètres influence la vitesse ? et expliquer comment ?*
4. *A combien est limitée la vitesse dans les réseaux à grande vitesse ?*

**Durée :40mn****Exercice pratique**

1. *Donner la classification des réseaux de gaines en fonction de la pression*
2. *Quelles sont les pressions à l'intérieur d'un conduit ?*
3. *Donner la définition de chacune de ces pressions*
4. *Expliquer comment mesure-t-on chacune de ces pressions.*

***I-PT3 - EXPLIQUER L'UTILISATION DE TUBE PITOT***

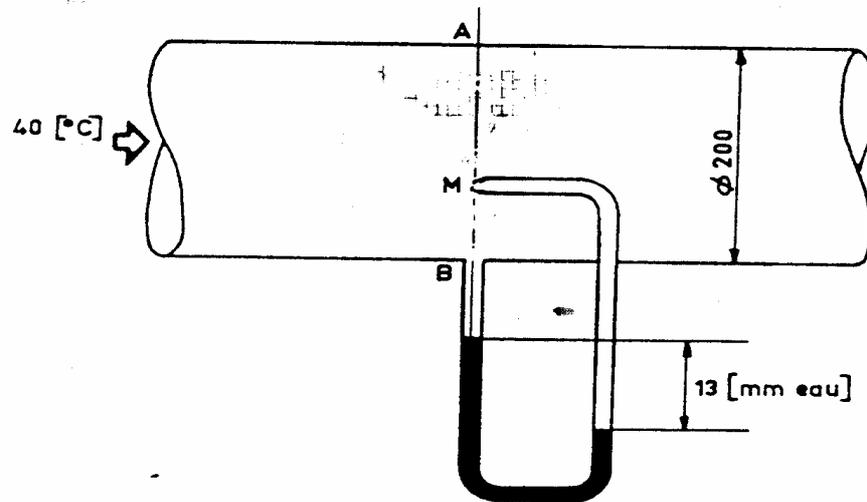
**Exercice pratique**

1. *Expliquer le fonctionnement d'un manomètre à liquide*
2. *Expliquer le fonctionnement d'un tube de Pitot statique*
3. *Représenter la disposition du montage pour la pression dynamique au moyen d'un tube de Pitot statique double et d'un manomètre incliné ajustable.*
4. *Représenter le schéma du tube de Pitot*
5. *Représenter les schémas de détermination des surpressions et dépressions ( statiques, totales et dynamiques) avec le tube de Pitot dans le cas d'un ventilateur soufflant et d'un ventilateur aspirant.*

**EXERCICE PRATIQUE****Durée: 1heure****I-PT4 – CLASSER LES RESEAUX DE GAINES**

**Exercice 1 :**

Soit un conduit de diamètre 200mm où circule de l'air sec à 40°C.  
On réalise le montage ci-dessous d'y mesurer la vitesse de l'air :



Les mesures donnant une pression effective de 300 Pa, Calculer :

- 1- La pression dynamique en M.
- 2- La vitesse moyenne dans le conduit
- 3- Les débits volumique et massique.

e-1 le montage ci-avant permet de mesurer la pression dynamique en M :  
on a  $P_d = h.d.g$  au niveau de la mesure.

$$= 13 \times 1 \times 9.81 = 128 \text{ pa}$$

e-2 -vitesse  $w = \sqrt{2 \times p / \rho} = \sqrt{2 \times 128 / 1,13} = 15.05 \text{ (m/s)}$

( calcul suivant  $\rho = \text{Pas} / 278 \times T$ )

e-3  $q_v = w \times A$   
 $= 15,05 \times \pi \times 0.1^2$   
 $= 0.473 \text{ (m}^3 \text{ /h)}$

ou  $\approx 1700 \text{ (m}^3 \text{ /h)}$

$q_m = \rho \times q_v$

$$= 1,13 \times 0,473 \approx 0.535 \text{ (kg/s)} \approx 1925 \text{ (kg/h)}$$

**EXERCICE 2**

Calculer la pression dynamique dans un conduit où la vitesse est de 5(m/s) et la température de 40(°C)

Résultat :

$$Pd = 176 \times 25 / (273 + 40)$$

$$Pd \approx 14 \text{ (pa)}$$

**EXERCICE PRATIQUE**

**Durée : 20min**

**II TP –1- RECONNAITRE LA CONSTRUCTION DES GAINES.**

**Exercice pratique**

1. Représenter les formes de la section de gaines et expliquer les avantages et les inconvénients

2. Expliquer les modes de construction des gaines.

***II -TP -2 - CONNAITRE LES GAIS OU PERTES DE CHALEUR***

**Exercice pratique :**

1. *Expliquer dans quel cas il y a les pertes et les gains de chaleur.*
2. *Quelle section de la gaine présente le siège des gains de chaleur les plus faibles ?*
  
3. *Comment le débit d'air influence sur les gains de chaleur ?*
  
4. *Expliquer dans quels cas se produit la condensation sur le gaines.*

**EXERCICE PRATIQUE****Durée :30 min****II- TP 3 - CALCULER L'ISOLATION DES GAINES**

**Exercice pratique**

1. *Comment calcule-t-on la déperdition calorifique ?*
2. *Expliquer le phénomène de condensation sur les gaines.*
3. *Quels matériaux isolants utilise-t-on pour l'isolation de gaines ?*
4. *De quel côté est-il préférable de poser l'isolant sur la gaine ?*

**EXERCICE PRATIQUE****Durée : 30min****II - TP4 - CALCULER LES PERTES DE CHARGE LINEAIRES.**

**Exercice pratique**

1. *Par quelle relation est exprimé la perte de charge linéaire ?*
2. *Comment calcule-t-on la perte de charge d'un tronçon de gaines donnés ?*
3. *Expliquer l'utilisation des courbes N°7.*

**Exercice pratique****Durée : 30 min****II -TP-5- CALCULER LES PERTES DE CHARGE PARTICULIERES**

**EXERCICE PRATIQUE**

1. *Comment sont exprimées les pertes de charge particulières ?*
  
2. *Comment calcule-t-on la longueur équivalente totale d'un tronçon comportant une transformation.*
  
3. *Expliquer la longueur équivalente.*
  
4. *Donner un exemple de mesure de longueur droite comportant un coude.*

***II - TP-6 - CALCULER LE COEFFICIENT DE FORME***

**Exercice pratique**

1. Définir le coefficient de forme.
2. Comment le coefficient de forme influence sur des frais d'acquisition et d'exploitation ?
3. En combien de classes sont divisée les gaines ?
4. Comment la classe de gaine influence sur les coûts de fabrication ?

--

***II - TP -7 - CONNAÎTRE LES PIÈCES DE TRANSFORMATION.***

**EXERCICE PRATIQUE****Durée :1 heure**

1. *Citer les pièces de transformation .*
2. *Dans quel cas sont utilisées les pièces de transformation?*
3. *Comment doit être la pente d'une pièce de transformation.*
4. *Dans quel cas fait-t-on la réduction des sections?*
5. *A combien sont multiples les dimensions des gaines?*
6. *Quelle sont les dimensions minimales des gaines fabriquées en atelier?*
7. *Présenter les classes des coudes et de transformation.*
8. *Citer les coudes dans l'ordre décroissant des prix de revient pour les gaines rectangulaires et circulaires.*
9. *Dans que cas utilise –t-on les piquages?*

**Durée : 1h30mn**

**II - TP -8 - CONNAÎTRE L'INFLUENCE DES FACTEURS ÉCONOMIQUE SUR LE TRACÉ DE GAINES.**

**Exemple :** Influence du coefficient de forme sur le prix de revient

**Données :**

- Section de la gaine –  $0.55\text{m}^2$
- Espace disponible : Illimité
- Installation à basse vitesse

**Déterminer :**

Les dimensions de la gaine, sa classe, sa surface développée. Le poids et l'épaisseur de tôle nécessaire.

**Solution :**

1. Se reporter table 6, à la ligne correspondant à une section de  $55\text{ dm}^2$  et déterminer les dimensions d'une gaine rectangulaire, ainsi que la classe de cette gaine ( voir tableau ci-après)
2. déterminer, d'après les tables , l'épaisseur recommande de la tôle ( voir tableau ci-après).
3. déterminer, d'après la table, le poids de tôle nécessaire ( voir tableau ci-après).

DIMENSIONS (dm)	SECTION ( $\text{dm}^2$ )	COEFF. DE FORME	CLASSE DE LA GAINE
23 × 3	55,7	7,7	6
20 × 3,5	55,4	5,7	4
11 × 5,5	55,1	2	4
10 × 6	55,4	1,7	4
8,5 × 7	55,7	1,2	4
∅ 8,38	55,1	-	-

DIMENSIONS (dm)	EPAIS. (mm)	SURFACE DEVELOP. ( $\text{m}^2/\text{m. Lin.}$ )	POIDS Kg/m linéaire
23 × 3	1,25	5,2	52
20 × 3,5	1	4,7	37,6
11 × 5,5	0,94	3,3	23,1
10 × 6	0,94	3,2	22,4
8,5 × 7	0,94	3,1	21,7
∅ 8,38	1	2,6	20,8

Lorsque le coefficient de forme augmente de 1.2 à 7.7, la surface développée, donc la surface à calorifuger, augmente de 68% et la poids de tôle est multiplié par 2.4. Cet exemple fait ressortir qu'il est possible de fabriquer une certaine section de gaine dans la classe 4, avec trois épaisseurs de tôle. Par conséquent, pour obtenir le prix de revient le plus bas, les gaines doivent appartenir à la classe la plus faible, présenter le coefficient de forme le plus petit possible et l'épaisseur minimale admissible de tôle.

**EXERCICE PRATIQUE****Durée : 30min****III TP-1- CONNAÎTRE LES MÉTHODES DE CALCUL DES RÉSEAUX DES GAINES**

**Exercice**

1. *Citer les méthodes de calcul de réseaux de gaines et expliquer le principe de calcul de chacune de ces méthodes.*

**Exercice pratique****Durée : 30min****III TP-2****UTILISER LES COURBES ET LES TABLES.**

**Exercice pratique**

1. *Comment calcul-t-on le débit d'air véhiculé vers le local?*
2. *Comment choisit-on la vitesse de l'air?*
3. *Expliquer les courbes N°7 et comment utilise-t-on ces courbes.*
4. *Expliquer la table 6 et comment utilise-t-on cette table?*

**EXERCICE PRATIQUE****Durée : 10min****III TP3- CONNAÎTRE LES ACCESSOIRES DE SYSTEMES DE DISTRIBUTION D'AIR**

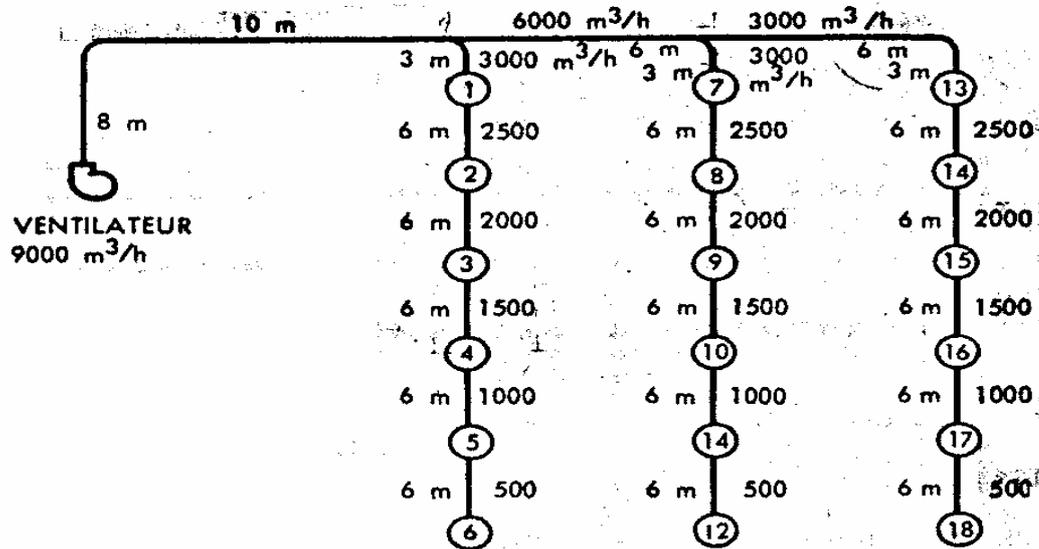
*Exercice pratique*

- 1. Citer les accessoires de systèmes de distribution d'air*
  
- 2. Citer les types de volets pare-feu utilisés dans les gaines rectangulaires.*

**EXERCICE PRATIQUE****Durée : 10heures****III TP4- CONNAÎTRE LES RESEAUX DES GAINES**

**Exemple 1 : Méthodes des pertes de charge linéaires constantes.**

Données : Réseau de gaine desservant un grand bureau



**- RESEAU BASSE VITESSE**

Débit d'air total :  $9.000 \text{ m}^3 / \text{h}$   
 18 diffuseurs –  $500 \text{ m}^3 / \text{h}$  chacun  
 pression statique à chaque diffuseur :  $4 \text{ mm/CE}$   
 coudes :  $R/D = 1.25$

déterminer :

1. La vitesse au départ de la gaine, la section, les dimensions et la perte de charge linéaire dans le premier tronçons.
2. les dimensions des autres tronçons.
3. la longueur totale équivalente du tronçon offrant la plus grande résistance.
4. la pression statique nécessaire au refoulement du ventilateur.

Solution :

1. D'après la table 7, choisir une vitesse initiale de  $8 \text{ m/sec}$ .

Section de la gaine :  $9.000 / 8 \times 36 = 31.2 \text{ dm}^2$

d'après la table 6, choisir les dimensions de la gaine, soit  $600 \times 550$

la perte de charge linéaire est déterminée d'après les courbes n°7, en fonction du débit d'air  $9.000 \text{ m}^3 / \text{h}$

et du diamètre équivalent de la gaine circulaire (table 6)

Diamètre équivalent : 628 mm.

Pertes de charge linéaire = 0.1 mm CE par mètre de longueur équivalente.

2. Les sections de gaines sont lues sur la table 13 et les dimensions des gaines déterminées d'après la table 6. Les résultats sont récapitulés ci-dessous :

Tronçons	Débit d'air (m <sup>3</sup> /h)	Pourcentage de débit d'air *
Jusqu'à A	9000	100
A - B	6000	67
B - 13	3000	33
13 - 14	2500	28
14 - 15	2000	22
15 - 16	1500	17
16 - 17	1000	11
17 - 18	500	6

Tronçons	Section (%)	Section (dm <sup>2</sup> ) †	Dimensions de la gaine (mm) †
Jusqu'à A	100	31,2	600 × 550
A - B	73,5	22,9	600 × 400
B - 13	41	12,8	600 × 250
13 - 14	35,5	11,1	500 × 250
14 - 15	29,5	9,20	400 × 250
15 - 16	24	7,49	350 × 250
16 - 17	17,5	5,46	250 × 250
17 - 18	10,5	3,18	150 × 250

$$* \text{ pourcent de débit d'air} = \frac{\text{Débit d'air dans le tronçon}}{\text{débit d'air total}}$$

Les tronçons B – 12 et A – 6 ont les mêmes dimensions que les tronçons correspondants de B – 18.

3. Il est évident que le tronçon de plus grande résistance est celui compris entre le ventilateur et la bouche 18. En utilisant les tables 10 et 12, on obtient le tableau suivant, relatif au tronçon A – 18.

Tronçons	Coudes et Transformations	Longueur (m)	Longueur équivalente (m)
Jusqu'à A	Gaine - Coude	18	3,6
A - B	Gaine	6	
B - 13	Gaine - Coude	9	2,1
13 - 14	Gaine	6	
14 - 15	Gaine	6	
15 - 16	Gaine	6	
16 - 17	Gaine	6	
17 - 18	Gaine	6	
Total		63	5,7

4. la perte de charge totale dans le tronçon A – 18 est égale à :  
 perte de charge = longueur totale équivalente x perte de charge linéaire.

$$\text{Perte de charge} = 68.7 \times 0.1 = 6.9 \text{ mm}$$

La pression statique à la sortie du ventilateur doit être égale à la somme de la perte de charge dans le réseau et de la pression statique nécessaire au diffuseur. On pourra tenir la perte de charge est compensée par un gain de pression statique, du fait de la diminution des vitesses le long du tronçon.

Vitesse dans le premier tronçon : 8m/sec.

Vitesse dans le dernier tronçon : 3.7m/s.

Si l'on admet que le gain réel est 75% du gain théorique, on obtient :

$$\text{Gain} = 0.75(3.83 - 0.85) \approx 2.2 \text{ mm CE}$$

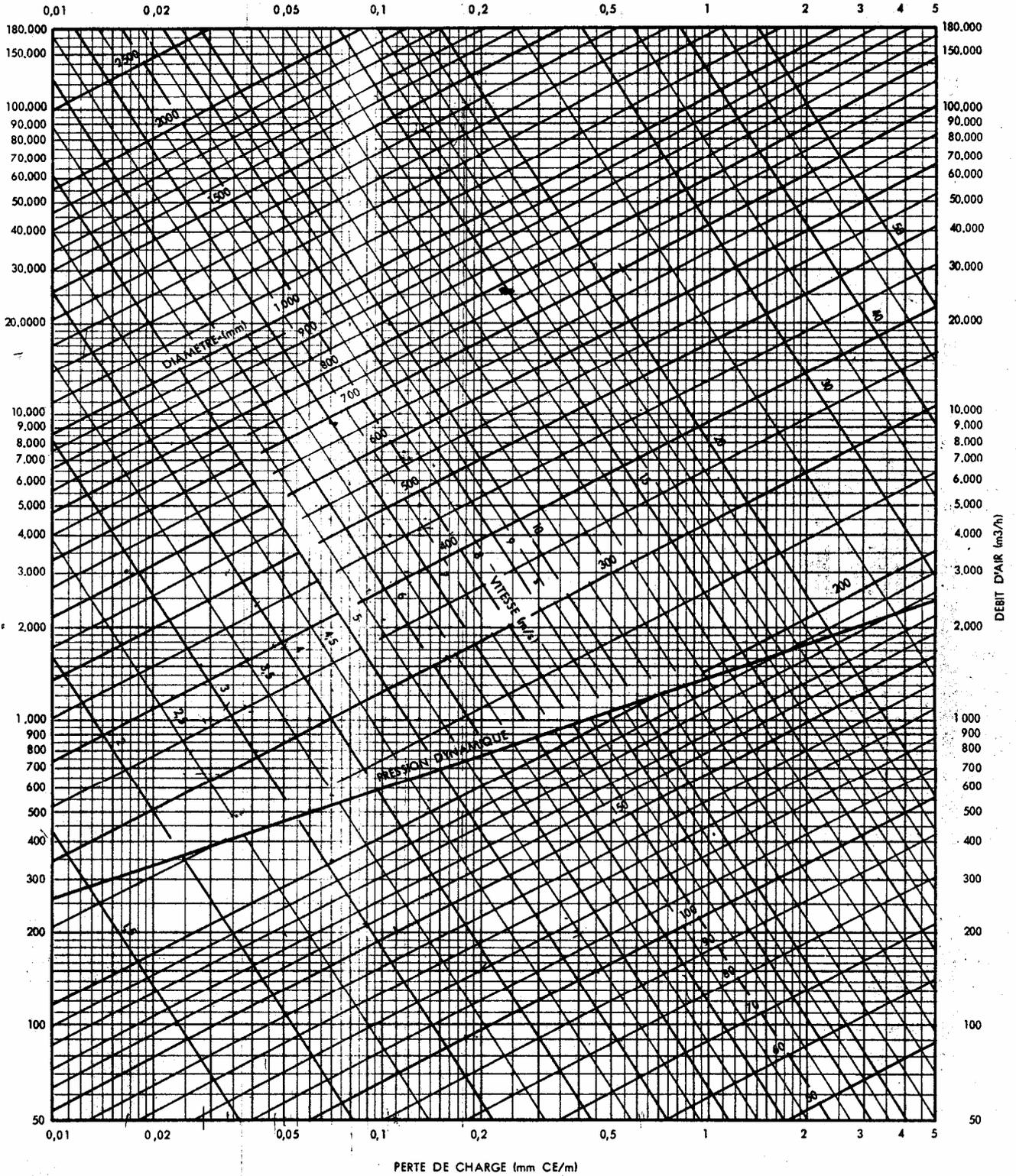
La pression statique nécessaire au refoulement du ventilateur est donc égale à :

$$\begin{aligned} \text{Perte de charge dans la gaine} + \text{pression statique au diffuseur} - \text{gain} \\ = 6.9 + 4 - 2.2 = 8.7 \end{aligned}$$

comme nous l'avons déjà signalé, cette méthode, du fait même de son principe, ne permet pas d'obtenir une pression uniforme à chaque piquage d'une part et à chaque bouche d'autre part. des organes de réglage du débit sont donc nécessaires sur chaque dérivation et sur chaque bouche, exception fait »e des bouches situées à l'extrémité d'un tronçon.

Si, dans l'exemple 4, la vitesse de sortie du ventilateur est 10m/sec, on aura un gain de pression statique de :

$$0.75 (5.99 - 3.83) = 1.6 \text{ mm CE}$$



**TABLE 6 DIAMÈTRES ET SECTIONS ÉQUIVALENTS DES GAINES RECTANGULAIRES  
CLASSE DE LA GAINÉ**

Dimen- sions dm	1,5		2,0		2,5		3,0		3,5		4,0		4,5		5,0		5,5	
	Diam. dm	Sect. dm <sup>2</sup>																
2,5	2,10	3,46	2,44	4,67	2,73	5,86												
3,0	2,28	4,10	2,66	5,70	2,99	7,02	3,28	8,44										
3,5	2,45	4,71	2,86	6,44	3,22	8,15	3,54	9,84	3,82	11,5								
4,0	2,60	5,31	3,04	7,29	3,43	9,25	3,77	11,2	4,08	13,1	4,37	15,0						
4,5	2,74	5,89	3,21	8,11	3,63	10,3	3,99	12,5	4,33	14,7	4,63	16,9	4,91	19,0				
5,0	2,87	6,46	3,37	8,92	3,81	11,4	4,20	13,8	4,55	16,3	4,88	18,7	5,28	21,1	5,46	23,5		
5,5	2,99	7,01	3,51	9,70	3,97	12,4	4,39	15,1	4,76	17,8	5,11	20,5	5,43	23,1	5,73	25,8	6,01	28,4
6,0	3,10	7,55	3,65	10,5	4,13	13,4	4,57	16,4	4,96	19,3	5,33	22,3	5,66	25,2	5,98	28,1	6,28	30,9
6,5	3,21	8,27	3,78	11,2	4,28	14,4	4,74	17,6	5,15	20,8	5,53	24,0	5,88	27,2	6,22	30,4	6,53	33,5
7,0	3,31	8,60	3,90	11,9	4,43	15,4	4,90	18,9	5,33	22,3	5,73	25,7	6,10	29,2	6,44	32,6	6,77	36,0
7,5	3,40	9,11	4,02	12,7	4,56	16,4	5,05	20,1	5,50	23,8	5,91	27,4	6,30	31,2	6,66	34,8	7,00	38,5
8,0	3,50	9,61	4,13	13,4	4,69	17,3	5,20	21,2	5,66	25,2	6,10	29,1	6,49	33,1	6,86	37,0	7,21	40,9
8,5	3,59	10,1	4,24	14,1	4,82	18,2	5,34	22,4	6,82	26,6	6,26	30,8	6,67	35,0	7,06	39,2	7,43	43,4
9,0	3,67	10,6	4,34	14,8	4,94	19,2	5,48	23,6	5,96	28,0	6,43	32,4	6,85	36,9	7,25	41,3	7,63	45,7
9,5	3,75	11,1	4,44	15,5	5,05	20,1	5,60	24,7	6,11	29,4	6,58	34,1	7,02	38,8	7,44	43,5	7,83	48,1
10,0	3,83	11,6	4,54	16,2	5,17	21,0	5,73	25,8	6,25	30,7	6,74	35,7	7,19	40,6	7,61	45,6	8,02	50,5
10,5	3,91	12,0	4,63	16,8	5,27	21,9	5,86	27,0	6,39	32,1	6,89	37,2	7,35	42,4	7,78	47,6	8,20	52,8
11,0	3,98	12,5	4,72	17,5	5,38	22,7	5,97	28,0	6,52	33,4	7,03	38,8	7,50	44,2	7,95	49,7	8,38	55,1
11,5	4,06	12,9	4,81	18,2	5,48	23,6	6,09	29,1	6,65	34,7	7,17	40,4	7,65	45,9	8,11	51,7	8,55	57,4
12,0	4,13	13,4	4,90	18,8	5,58	24,4	6,20	30,2	6,77	36,0	7,30	41,9	7,80	47,8	8,27	53,7	8,71	59,7
12,5			4,98	19,5	5,68	25,3	6,31	31,3	6,89	37,3	7,43	43,4	7,94	50,7	8,42	55,7	8,87	61,8
13,0			5,06	20,1	5,77	26,1	6,41	32,3	7,01	38,6	7,56	44,9	8,08	51,3	8,57	57,7	9,04	64,1
13,5			5,14	20,7	5,86	27,0	6,52	33,4	7,12	39,9	7,69	46,4	8,22	53,0	8,72	59,7	9,19	66,3
14,0			5,21	21,4	5,95	27,8	6,62	34,4	7,24	41,1	7,81	47,9	8,35	54,7	8,86	61,6	9,34	68,5
14,5			5,28	22,0	6,04	28,6	6,72	35,4	7,34	42,4	7,93	49,4	8,48	56,4	9,00	63,6	9,50	70,9
15,0			5,36	22,6	6,12	29,4	6,81	36,4	7,45	43,6	8,04	50,8	8,60	58,1	9,13	65,5	9,63	72,9
16,0			5,50	23,8	6,28	31,0	7,00	38,4	7,65	46,0	8,27	53,7	8,84	61,4	9,40	69,3	9,91	77,1
17,0					6,44	32,6	7,17	40,4	7,85	48,4	8,48	56,5	9,09	64,7	9,64	73,0	10,2	81,3
18,0					6,59	34,2	7,34	42,4	8,04	50,8	8,69	59,4	9,36	68,0	9,88	76,7	10,4	85,0
19,0					6,74	35,7	7,51	44,3	8,22	53,1	8,89	62,1	9,49	71,3	10,1	80,3	10,7	89,6
20,0					6,88	37,2	7,67	46,2	8,40	55,4	9,08	64,8	9,73	74,3	10,3	83,9	10,9	93,5
21,0							7,82	48,1	8,57	57,7	9,27	67,5	9,93	77,4	10,5	87,5	11,1	97,6
22,0							7,97	49,8	8,73	59,9	9,45	70,1	10,1	80,5	10,7	91,0	11,3	101,5
23,0							8,12	51,7	8,90	62,1	9,62	72,7	10,3	83,5	10,9	94,4	11,6	105,4
24,0							8,26	53,6	9,05	64,4	9,79	75,4	10,5	86,5	11,1	97,9	11,8	109,3
25,0									9,20	66,5	9,96	77,9	10,7	89,5	11,3	101,2	12,0	113,1
26,0									9,35	68,7	10,1	80,5	10,8	92,5	11,5	104,6	12,2	116,9
27,0									9,50	70,8	10,3	83,0	11,0	95,4	11,7	108,0	12,4	120,6
28,0									9,64	72,9	10,4	85,5	11,2	98,3	11,9	111,2	12,6	124,4
29,0											10,6	88,0	11,3	101,1	12,0	114,5	12,8	128,0
30,0											10,7	90,4	11,5	104,0	12,2	117,7	12,9	131,4
31,0											10,8	92,8	11,6	106,8	12,4	121,0	13,1	135,3
32,0											11,0	95,2	11,8	109,5	12,5	124,1	13,3	139,0
33,0													11,9	112,3	12,7	127,3	13,4	142,4
34,0													12,1	115,1	12,9	130,6	13,6	146,0
35,0													12,2	117,8	13,0	133,5	13,8	149,5
36,0													12,4	120,5	13,2	136,6	13,9	153,0

\*diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation :  $d_e = (a+b)^{0,25}$

† les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

TABLE 6 – DIAMETRES ET SECTION EQUIVALENTS DES GAINES  
RECANGULAIRES CLASSE DE LA GAINÉ

DIMENSIONS dm	6,0		6,5		7,0		7,5		8,0		8,5		9,0		9,5		10,0	
	Diam dm	Sect dm <sup>2</sup>	Diam dm	Sect. dm <sup>2</sup>														
2,5																		
3,0																		
3,5																		
4,0																		
4,5																		
5,0																		
5,5																		
6,0	6,55	33,8																
6,5	6,82	36,6	7,10	39,6														
7,0	7,08	39,3	7,37	42,7	7,65	46,0												
7,5	7,32	42,1	7,63	45,7	7,92	49,2	8,20	52,8										
8,0	7,55	44,8	7,87	48,6	8,17	52,5	8,47	56,3	8,74	60,5								
8,5	7,77	47,5	8,11	51,6	8,42	55,7	8,72	59,8	9,01	63,8	9,3	67,8						
9,0	7,99	50,1	8,32	54,4	8,66	58,9	8,97	63,2	9,27	67,5	9,6	71,8	9,8	76,0				
9,5	8,20	52,8	8,55	57,4	8,89	62,0	9,21	66,6	9,52	71,2	9,8	75,7	10,1	80,2	10,4	84,7		
10,0	8,40	55,4	8,76	60,3	9,11	65,2	9,44	70,0	9,76	74,8	10,1	79,6	10,4	84,4	10,6	89,1	10,9	93,8
10,5	8,59	58,0	8,97	63,1	9,32	68,3	9,67	73,4	10,0	78,4	10,3	83,5	10,6	88,5	10,9	93,5	11,2	98,5
11,0	8,78	60,5	9,17	65,9	9,53	71,3	9,89	76,7	10,2	82,0	10,5	87,4	10,9	92,7	11,2	97,9	11,5	103,1
11,5	8,96	63,1	9,36	68,7	9,73	74,4	10,1	80,0	10,4	85,6	10,8	91,2	11,1	96,8	11,4	102,5	11,7	107,8
12,0	9,14	65,6	9,54	71,5	9,93	77,4	10,3	83,3	10,6	89,2	11,0	95,0	11,3	100,8	11,6	106,3	12,0	112,4
12,5	9,31	68,1	9,72	74,3	10,1	80,4	10,5	86,6	10,9	92,7	11,2	98,8	11,6	104,8	11,9	110,9	12,2	116,9
13,0	9,48	70,6	9,90	77,0	10,3	83,4	10,7	89,8	11,1	96,2	11,4	102,5	11,8	108,8	12,1	115,2	12,4	121,5
13,5	9,64	73,0	10,1	79,7	10,5	86,4	10,9	93,0	11,3	99,6	11,6	106,2	12,0	112,8	12,3	119,4	12,7	126,0
14,0	9,80	75,4	10,2	82,4	10,7	89,3	11,1	96,2	11,5	103,1	11,8	109,9	12,2	116,8	12,5	123,6	12,9	130,4
14,5	9,96	77,9	10,4	85,0	10,8	92,2	11,2	99,3	11,6	106,5	12,0	113,6	12,4	120,7	12,8	127,8	13,1	134,9
15,0	10,1	80,9	10,6	87,7	11,0	95,1	11,4	102,5	11,8	109,9	12,2	117,3	12,6	124,6	13,0	132,0	13,3	139,3
16,0	10,4	85,0	10,9	92,9	11,3	100,8	11,8	108,7	12,2	116,6	12,6	124,5	13,0	132,4	13,4	140,2	13,7	148,1
17,0	10,7	89,7	11,2	98,1	11,6	106,0	12,1	114,9	12,5	123,3	12,9	131,6	13,3	140,0	13,7	148,4	14,1	156,8
18,0	11,0	94,3	11,5	103,2	11,9	112,0	12,4	120,9	12,9	129,8	13,3	138,7	13,7	147,6	14,1	156,5	14,5	165,3
19,0	11,2	98,6	11,7	108,2	12,2	117,5	12,7	126,9	13,2	136,3	13,6	145,7	14,0	155,1	14,5	164,5	14,9	173,8
20,0	11,5	103,3	12,0	113,2	12,5	123,0	13,0	132,8	13,5	142,7	13,9	152,6	14,4	162,5	14,8	172,3	15,2	182,2
21,0	11,7	107,8	12,3	118,1	12,8	128,4	13,3	138,7	13,8	149,0	14,2	159,4	14,7	169,8	15,1	180,1	15,6	190,5
22,0	11,9	112,2	12,5	122,9	13,0	133,7	13,6	144,5	14,1	155,3	14,5	166,2	15,0	177,0	15,5	187,9	15,9	198,8
23,0	12,2	116,5	12,8	127,7	13,3	139,0	13,8	150,2	14,3	161,5	14,8	172,8	15,3	184,2	15,8	195,5	16,2	206,9
24,0	12,4	120,9	13,0	132,5	13,5	144,2	14,1	155,9	14,6	167,6	15,1	179,5	15,6	191,3	16,1	203,1	16,5	215,0
25,0	12,6	125,1	13,2	137,2	13,8	149,3	14,3	161,5	14,9	173,7	15,4	186,0	15,9	198,3	16,4	210,6	16,8	223,0
26,0	12,8	129,6	13,4	141,8	14,0	154,4	14,6	167,0	15,1	179,8	15,7	192,5	16,2	205,3	16,7	218,1	17,1	230,9
27,0	13,0	133,5	13,7	146,5	14,2	159,5	14,8	172,6	15,4	185,7	15,9	198,9	16,4	212,2	17,0	225,5	17,4	238,8
28,0	13,2	137,6	13,9	151,1	14,5	164,5	15,1	178,0	15,6	191,7	16,2	205,3	16,7	219,0	17,2	232,8	17,7	246,6
29,0	13,4	141,7	14,1	155,5	14,7	169,5	15,3	183,5	15,9	197,5	16,4	211,6	17,0	225,8	17,5	240,0	18,0	254,3
30,0	13,6	145,8	14,3	160,0	14,9	174,4	15,5	188,8	16,1	203,3	16,7	217,9	17,2	232,6	17,7	247,2	18,3	262,0
31,0	13,8	149,9	14,5	164,5	15,1	179,3	15,7	194,2	16,3	209,1	16,9	224,0	17,5	239,2	18,0	254,4	18,5	269,5
32,0	14,0	153,9	14,7	168,9	15,3	184,1	15,9	199,4	16,5	214,8	17,1	230,3	17,7	245,9	18,2	261,5	18,8	277,1
33,0	14,2	157,8	14,9	173,3	15,5	188,9	16,2	204,7	16,8	220,5	17,4	236,4	17,9	252,5	18,5	268,5	19,0	284,6
34,0	14,35	161,8	15,0	177,7	15,7	193,7	16,3	209,9	17,0	226,2	17,6	242,5	18,2	259,0	18,7	275,5	19,3	292,1
35,0	14,53	165,7	15,2	182,0	15,9	198,5	16,5	215,1	17,2	231,8	17,8	248,6	18,4	265,5	19,0	282,4	19,5	299,5
36,0	14,70	169,5	15,4	186,3	16,1	203,2	16,7	220,2	17,4	237,3	18,0	254,6	18,6	271,9	19,2	289,3	19,8	306,8

\* Diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation  $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gainé

## RECATANGULAIRES CLASSE DE LA GAINE

## VITESSES MAXIMALES RECOMMANDEES DANS LES RESEAUX BASSE PRESSION (m/s)

APPLICATION	FACTEUR LIMITATIF NIVEAU DE BRUIT GAINES PRINCIPALES	FACTEUR LIMITATIF - PERTE DE CHARGE			
		GAINES PRINCIPALES		DERIVATIONS	
		SOUFFLAGE	REPRISE	SOUFFLAGE	REPRISE
Pavillons	3,0	5,0	4,0	3,0	3,0
Appartements Chambre d'hôtel Chambre d'hôpital	5,0	7,5	6,5	6,0	5,0
Bureaux privés Bureaux de direction Bibliothèques	6,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Théâtres Auditorium	4,0	6,5	5,5	5,0	4,0
Bureaux communs Restaurants Magasins de luxe Banques	7,5	10,0	7,5	8,0	6,0
Magasins courants Cafeterias	9,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Industrie	12,5	15,0	9,0	11,0	7,5

DIMENSIONS dm	10,5		11,0		11,5		12,0		12,5		13,0		13,5		14,0		14,5	
	DIAM. dm	SECT. dm <sup>2</sup>																
10,0																		
10,5	11,4	103,4																
11,0	11,7	108,4	12,0	113,5														
11,5	12,0	113,3	12,3	118,7	12,6	124,1												
12,0	12,3	118,1	12,6	123,8	12,8	129,5	13,1	135,1										
12,5	12,5	122,9	12,8	128,9	13,1	134,8	13,4	140,7	13,7	146,6								
13,0	12,7	127,7	13,1	134,0	13,4	140,1	13,6	146,3	13,9	152,5	14,2	158,6						
13,5	13,0	132,5	13,3	139,0	13,6	145,4	13,9	151,9	14,2	158,3	14,5	164,7	14,8	171,0				
14,0	13,2	137,2	13,5	144,0	13,8	150,7	14,2	157,4	14,5	164,1	14,7	170,7	15,0	177,3	15,3	183,9		
14,5	13,4	141,9	13,8	149,0	14,1	155,9	14,4	162,9	14,7	169,8	15,0	176,7	15,3	183,6	15,6	190,5	15,8	197,3
15,0	13,7	146,6	14,0	153,9	14,3	161,1	14,6	168,4	15,0	175,6	15,2	182,7	15,5	189,9	15,8	197,0	16,1	204,1
16,0	14,1	155,9	14,4	163,7	14,8	171,5	15,1	179,2	15,4	187,0	15,7	194,6	16,0	202,3	16,3	210,0	16,6	217,5
17,0	14,5	165,1	14,9	173,4	15,1	181,7	15,5	190,0	15,9	198,2	16,2	206,4	16,5	214,6	16,8	222,8	17,1	230,9
18,0	15,0	174,2	15,3	183,0	15,6	191,8	16,0	200,6	16,3	209,4	16,7	218,0	17,0	226,8	17,3	235,6	17,6	244,2
19,0	15,3	183,2	15,7	192,5	16,0	201,9	16,4	211,1	16,7	220,4	17,1	229,7	17,4	238,9	17,8	248,2	18,1	257,3
20,0	15,6	192,1	16,0	201,9	16,4	211,8	16,8	221,6	17,2	231,9	17,5	241,2	17,9	250,9	18,2	260,7	18,5	270,3
21,0	16,0	200,9	16,4	211,2	16,8	221,6	17,2	231,9	17,6	242,2	17,9	252,5	18,3	262,8	18,6	273,0	19,0	283,3
22,0	16,3	209,6	16,8	220,5	17,2	231,3	17,6	242,2	18,0	253,0	18,3	263,8	18,7	274,6	19,1	285,4	19,4	296,1
23,0	16,7	218,3	17,1	229,6	17,5	241,0	17,9	252,3	18,3	263,7	18,7	275,0	19,1	286,3	19,5	297,6	19,8	308,8
24,0	17,0	226,8	17,4	238,7	17,9	250,5	18,3	262,4	18,7	274,2	19,1	286,0	19,5	297,9	19,9	309,7	20,2	321,4
25,0	17,3	235,3	17,8	247,7	18,2	260,0	18,6	272,4	19,0	284,7	19,4	297,0	19,8	309,4	20,2	321,7	20,6	333,9
26,0	17,6	243,7	18,1	256,6	18,5	269,4	19,0	282,3	19,4	295,1	19,8	307,9	20,1	320,8	20,6	333,6	21,0	346,4
27,0	17,9	251,9	18,4	265,4	18,8	278,7	19,3	292,0	19,7	305,4	20,1	318,8	20,6	332,1	21,0	345,4	21,4	358,7
28,0	18,2	260,3	18,7	274,2	19,1	288,0	19,6	301,8	20,0	315,7	20,5	329,5	20,9	343,3	21,3	357,2	21,7	371,0
29,0	18,5	268,6	19,0	282,8	19,4	297,2	19,9	311,5	20,4	325,8	20,8	340,1	21,2	354,4	21,7	368,8	22,1	383,1
30,0	18,8	276,7	19,3	291,5	19,7	306,3	20,2	321,1	20,7	335,9	21,1	350,7	21,6	365,5	22,0	380,4	22,4	395,1
31,0	19,0	284,8	19,6	300,0	20,0	315,3	20,5	330,6	21,0	345,9	21,4	361,2	21,9	376,5	22,3	391,9	22,8	407,1
32,0	19,3	292,8	19,8	308,5	20,3	324,3	20,8	340,0	21,3	355,8	21,7	371,7	22,2	387,4	22,7	403,3	23,1	419,1
33,0	19,6	300,8	20,1	317,0	20,6	333,2	21,1	349,4	21,6	365,7	22,0	382,0	22,5	398,3	23,0	414,6	23,4	431,1
34,0	19,8	308,7	20,4	325,3	20,9	342,0	21,4	358,8	21,9	375,5	22,3	392,3	22,8	409,0	23,3	425,9	23,7	442,6
35,0	20,1	316,5	20,6	333,7	21,1	350,8	21,6	368,0	22,1	385,2	22,6	402,5	23,1	419,7	23,6	437,0	24,0	454,3
36,0	20,3	324,3	20,9	341,9	21,4	359,5	21,9	377,0	22,4	394,9	22,9	412,6	23,4	430,4	23,9	448,1	24,4	465,9

DIMENSIONS dm	15,0		16,0		17,0		18,0		19,0		20,0		21,0		22,0		23,0	
	DIAM. dm	SECT. dm <sup>2</sup>																
10,0																		
10,5																		
11,0																		
11,5																		
12,0																		
12,5																		
13,0																		
13,5																		
14,0																		
14,5																		
15,0	16,4	211,2																
16,0	16,9	225,2	17,5	240,1														
17,0	17,4	239,0	18,0	255,2	18,6	271,2												
18,0	17,9	252,8	18,5	270,0	19,1	287,1	19,7	304,0										
19,0	18,4	266,5	19,0	284,7	19,6	302,8	20,2	320,8	20,8	338,5								
20,0	18,9	280,1	19,5	299,3	20,1	318,5	20,7	337,5	21,3	356,5	21,9	373,3						
21,0	19,3	293,5	20,0	313,8	20,6	334,0	21,2	354,2	21,8	374,2	22,4	394,0	22,9	413,8				
22,0	19,8	306,8	20,4	328,2	21,1	349,5	21,7	370,7	22,3	391,7	22,9	412,5	23,5	433,4	24,0	454,1		
23,0	20,2	320,1	20,9	342,5	21,5	364,8	22,2	387,0	22,8	409,1	23,4	431,0	24,0	453,0	24,6	474,7	25,1	496,4
24,0	20,6	333,2	21,3	356,6	22,0	380,0	22,7	403,2	23,3	426,4	23,9	449,4	24,5	472,4	25,1	495,2	25,7	517,9
25,0	21,0	346,2	21,7	370,7	22,4	395,1	23,1	419,4	23,8	443,6	24,4	467,7	25,0	491,4	25,6	515,5	26,2	539,3
26,0	21,4	359,2	22,1	384,7	22,8	410,1	23,5	435,5	24,2	460,7	24,9	485,8	25,5	510,8	26,1	535,8	26,7	560,6
27,0	21,8	372,0	22,5	398,5	23,3	425,0	24,0	451,4	24,7	477,7	25,3	503,7	26,0	529,9	26,6	555,9	27,2	581,6
28,0	22,1	384,8	22,9	412,3	23,7	439,8	24,4	467,2	25,1	494,5	25,8	521,7	26,4	548,9	27,1	575,9	27,7	602,8
29,0	22,5	397,4	23,3	426,0	24,1	454,5	24,8	482,9	25,5	511,3	26,2	539,6	26,9	567,7	27,5	595,8	28,2	623,8
30,0	22,8	410,0	23,7	439,6	24,4	469,1	25,2	498,6	25,9	528,0	26,6	557,4	27,3	586,5	28,0	615,6	28,6	644,6
31,0	23,2	422,5	24,0	453,1	24,8	483,6	25,6	514,1	26,3	544,5	27,1	574,8	27,8	605,1	28,4	635,3	29,1	665,3
32,0	23,5	434,9	24,4	466,5	25,2	498,0	26,0	529,5	26,7	561,0	27,5	592,3	28,1	623,6	28,9	654,8	29,6	686,0
33,0	23,9	447,2	24,7	479,8	25,5	512,4	26,3	544,8	27,1	577,4	27,9	609,7	28,6	642,0	29,3	674,3	30,0	706,4
34,0	24,2	459,6	25,1	493,0	25,9	526,6	26,7	560,1	27,5	593,6	28,3	627,0	29,0	660,4	29,7	693,6	30,4	726,8
35,0	24,5	471,6	25,4	506,2	26,2	540,8	27,1	575,3	27,9	609,8	28,6	644,2	29,4	678,6	30,1	712,9	30,8	747,1
36,0	24,8	483,7	25,7	519,2	26,6	554,8	27,4	590,4	28,2	625,9	29,0	661,4	29,8	696,7	30,5	732,1	31,3	767,3

\* Diamètre équivalent  $d_e$  calculé à partir de la relation  $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

## PRESSION DYNAMIQUE

VITESSE m/s	PRESSION DYNAMIQUE mm CE						
2,0	0,24	13,0	10,1	19,2	22,1	25,4	38,6
2,5	0,37	13,2	10,4	19,4	22,5	25,6	39,2
3,0	0,54	13,4	10,7	19,6	23,0	25,8	39,9
3,5	0,73	13,6	11,0	19,8	23,5	26,0	40,5
4,0	0,96	13,8	11,4	20,0	24,0	26,2	41,1
4,5	1,21	14,0	11,7	20,2	24,4	26,4	41,7
5,0	1,49	14,2	12,1	20,4	24,9	26,6	42,4
5,5	1,81	14,4	12,4	20,6	25,4	26,8	43,0
6,0	2,15	14,6	12,7	20,8	25,9	27,0	43,7
6,5	2,53	14,8	13,1	21,0	26,4	27,2	44,3
7,0	2,93	15,0	13,5	21,2	26,9	27,4	45,0
7,5	3,37	15,2	13,8	21,4	27,4	27,6	45,6
8,0	3,83	15,4	14,2	21,6	27,9	27,8	46,3
8,5	4,33	15,6	14,6	21,8	28,4	28,0	47,0
9,0	4,85	15,8	14,9	22,0	29,0	28,2	47,6
9,5	5,40	16,0	15,3	22,2	29,5	28,4	48,3
10,0	5,99	16,2	15,7	22,4	30,0	28,6	49,0
10,2	6,23	16,4	16,1	22,6	30,6	28,8	49,7
10,4	6,48	16,6	16,5	22,8	31,1	29,0	50,4
10,6	6,73	16,8	17,0	23,0	31,7	29,2	51,1
10,8	6,98	17,0	17,3	23,2	32,2	29,4	51,8
11,0	7,25	17,2	17,7	23,4	32,8	29,6	52,5
11,2	7,51	17,4	18,1	23,6	33,3	29,8	53,2
11,4	7,78	17,6	18,5	23,8	33,9	30,0	53,9
11,6	8,06	17,8	19,0	24,0	34,5		
11,8	8,34	18,0	19,4	24,2	35,1		
12,0	8,62	18,2	19,8	24,4	35,6		
12,2	8,91	18,4	20,3	24,6	36,2		
12,4	9,21	18,6	20,7	24,8	36,8		
12,6	9,51	18,8	21,2	25,0	37,4		
12,8	9,81	19,0	21,6	25,2	38,0		

REMARQUES : 1. Air "STANDARD" (21°C - 760 mm Hg)

2. Valeurs calculées d'après la relation:  $P_{dyn} = 5,99 \times 10^{-2} V^2$   $P_{dyn}$  = Pression dynamique (mm CE)

V = Vitesse (m/s)

**Exemple2** : Méthode des gains de pression statique.

Données :

Le même réseau que dans l'exemple : 1

Débit d'air total : 9.000 m<sup>3</sup>/h

Vitesse dans le tronçon initial : 8m/sec.

Coudes : sans directrices (R/D = 1.25) 18 diffuseurs : 50 m<sup>3</sup>/h chacun

Pression nécessaire à chaque diffuseur : 4 mm CE

Déterminer :

1. Les dimensions des gaines
2. la pression statique nécessaire au refoulement du ventilateur

solution :

1. Avec une vitesse initiale de 8 m/sec, et un débit d'air de 9.000 m<sup>3</sup>/h , la section du tronçon raccordé au refoulement du ventilateur, sera égale à 31.2 dm<sup>2</sup>. D'après la table 6, on peut choisir une gaine de 600 x 550, dont le diamètre équivalent est de 0.10 mm CE par mètre de longueur équivalente ( courbes n°7)

La longueur équivalente du tronçon compris entre le refoulement du ventilateur et la première dérivation est égale à :

Longueur rectiligne de la gaine + longueur additionnelle due aux coudes  
= 18 + 3.6 = 21.6

Sa perte de charge est égale à :

Longueur équivalente de la gaine x perte de charge linéaire  
= 21.6 x 0.1 = 2.2 mm CE

on passe alors à la détermination des tronçons suivants :

Le tronçon le plus long (de A jusqu'au diffuseur 18), doit être calculé le premier. Admettons que l'on veuille la même pression en amont des diffuseurs 1 – 7 et 13.

Le détail des calculs est donné dans la table.

2. La pression statique fournie par le ventilateur doit être égale à la perte de charge dans le réseau de gaines, augmentée de la perte de charge de la bouche, soit :

$$2.2 + 4.0 = 6.2 \text{ mm CE}$$

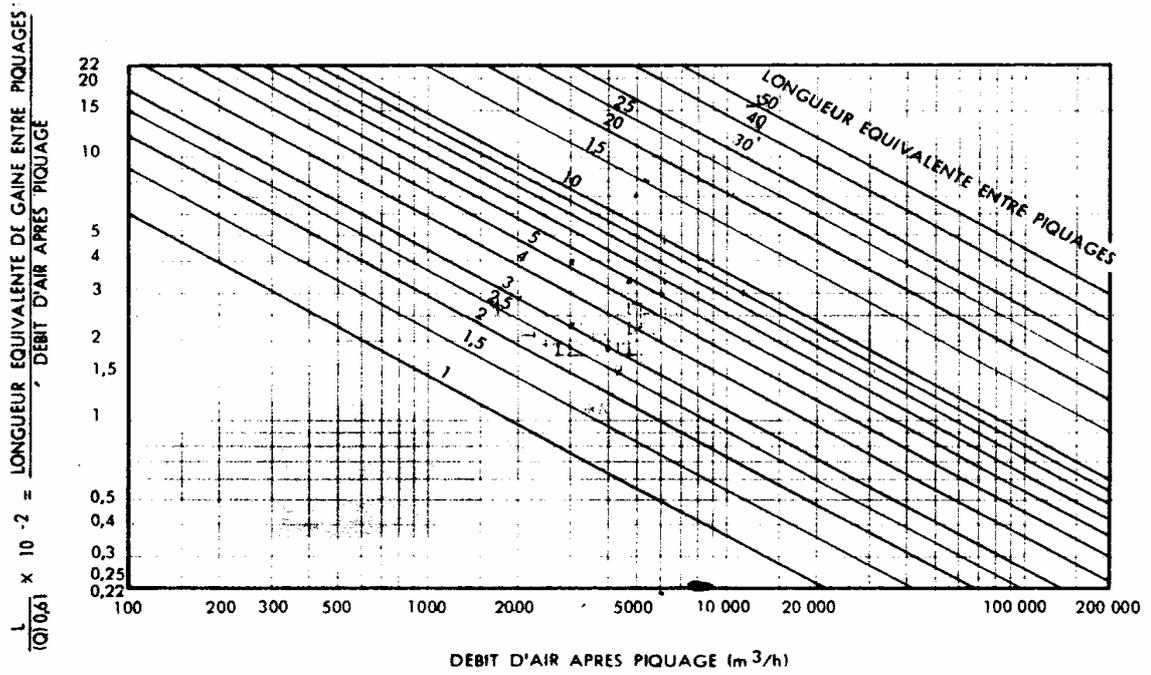
Malgré les faibles différences entre les pressions statiques disponibles à l'entrée des piquages, il est recommandé de prévoir des registres de réglage du débit dans chacune des dérivations.

Comparaison des méthodes des gains statique et des pertes de charge constantes

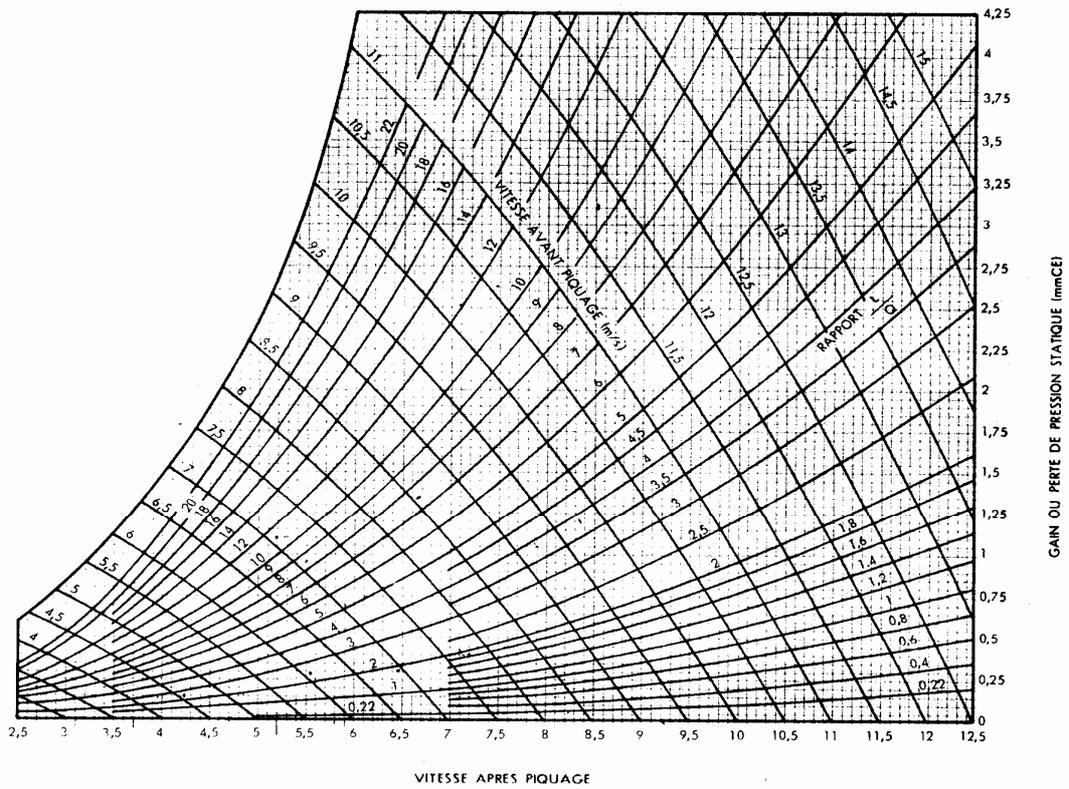
Les exemple 1 et 2 montrent que les dimensions du premier tronçon restent les mêmes, qu'elles soient déterminées par l'une ou l'autre méthode. Par contre, les dimensions des autres tronçons sont plus grandes dans le cas de la méthode des gains de pression statique. La comparaison des dimensions et des poids des gaines, est donnée par la table 49.

Avec la méthode des gains de pression statique, le poids de tôle est plus grand d'environ 13%. Mais cette différence est compensée par la diminution du temps nécessaire à la mise au point et par la réduction des frais d'exploitation.

RAPPORT L/Q



GAINS DE PRESSION STATIQUE (BASSE VITESSE)



$\Delta_{ps}$ TOTALE RESEAU SOUFLAGE = $\Delta_{ps}$ LONG. EQUIV. MAXI. mm CE + $\Delta_{ps}$ BOUCHE mm CE = mm CE										
1	2	3	4	5		6		7	8	9
TRONCON n°	DEBIT m <sup>3</sup> /h	LONGUEUR EQUIV. m	$\frac{L}{Q^{0.61}}$ · × 10 <sup>-2</sup>	VITESSE m/s		SECTION dm <sup>2</sup>		DIAMETRE OU DIMEN- SIONS † mm	PERTE DE CHARGE OU $\Delta_{ps}$ ENTRE PIQUAGES	$\Delta_{ps}$ TOTALE DU TRONCON
				INDIQUEE	CHOISIE	INDIQUEE	CHOISIE			
Ventil. A	9.000	21,6		8,1		31,2		600 × 550	2,2	2,2
A - B	6.000	6	3	7,1		23,5		600 × 400		
B - 13	3.000	8,1*	6	5,8		14,4		600 × 250		
13 - 14	2.500	6	5	4,9		14,2		600 × 250		
14 - 15	2.000	6	5,8	4,1		13,5		600 × 250		
15 - 16	1.500	6	6,9	3,4		12,25		550 × 250		
16 - 17	1.000	6	8,9	2,7		10,3		450 × 250		
17 - 18	500	6	13	2,3		6,04		250 × 250		
B - 7	3.000	5,1*						600 × 250		
7 - 8	2.500	6						600 × 250		
8 - 9	2.000	6						600 × 250		
9 - 10	1.500	6						550 × 250		
10 - 11	1.000	6						450 × 250		
11 - 12	500	6						250 × 250		
A - 1	3.000	5,1*						600 × 250		
1 - 2	2.500	6						600 × 250		
2 - 3	2.000	6						600 × 250		
3 - 4	1.500	6						550 × 250		
4 - 5	1.000	6						450 × 250		
5 - 6	500	6						250 × 250		

\* La perte de charge dans le caoude est déterminée en admettant à priori les dimensions de la gaine.

† Dimensions d'après la table 6 - Dimensionner d'abord le tronçon de longueur équivalente maxi - Les autres tronçons ont les mêmes dimensions du fait de la symétrie du réseau - Si les dérivationes ne sont pas symétriques et véhiculent des débits différents, prendre au départ de chaque piquage, une vitesse légèrement inférieure à celle en amont.

FEUILLE DE CALCUL DES GAINES

En supposant que la perte de charge à travers la centrale de traitement d'air soit, dans les exemples 1 et 2, de 38 mm pour un débit de 9.000 m<sup>3</sup>/h, les hauteurs manométriques nécessaire s'établiront comme suit :

$$\text{L'augmentation de la puissance absorbée par le ventilateur sera de : } 5.7\% = \frac{100 (46.7 - 44.2)}{44.2}$$

Or, à une augmentation de 6% de la puissance nécessaire correspond souvent un moteur de ventilateur de modèle supérieur. Il y a donc augmentation des frais d'acquisition et d'exploitation

	Gains de pression statique	Pertes de charge constantes
Centrale de traitement d'air	38	38
Perte de charge dans les gaines	2,2	6,9
Perte de charge dans la bouche	4	4
Gains positifs		-2,2
<b>Total</b>	<b>44,2</b>	<b>46,7</b>

**Exercice pratique****Durée : 20min****IV TP 1 : RECONNAÎTRE LES VENTILATEURS**

**Exercice pratique**

1. *Quel est le rôle d'un ventilateur ?*
2. *Citer les sortes de classifications des ventilateurs.*

**Exercice pratique**

**Durée : 30min**

**IV TP 2 CONNAÎTRE LES CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES D'UN VENTILATEUR.**

**Exercice pratique**

1. *Quelles sont les caractéristiques principales d'un ventilateur?*
  
2. *Comment calcul-t-on le débit massique d'un ventilateur?*
  
3. *Qu'est ce qu'une pression de ventilateur ?*
  
4. *Comment calcul-t-on la vitesse angulaire de la roue?*
  
5. *Comment calcul-t-on la puissance fournie par e moteur  $W$ , et la puissance utile  $W_u$ ?*
  
6. *Comment calcul-t-on le rendement globale d'un ventilateur?*

**Exercice pratique**

**Durée : 30min**

**IV TP 3 : CONNAÎTRE LES COURBES CARACTÉRISTIQUES D'UN VENTILATEURS.**

**Exercice pratique**

1. *Présenter le montage nécessaire pour mesure de la pression en fonction du débit .*

2. *Présenter la courbe « caractéristiques du ventilateur » ( $\Delta p - qv$ )*

**Exercice pratique****Durée :30min****IV - TP-4 CHOISIR UN VENTILATEUR**

### Exercice pratique

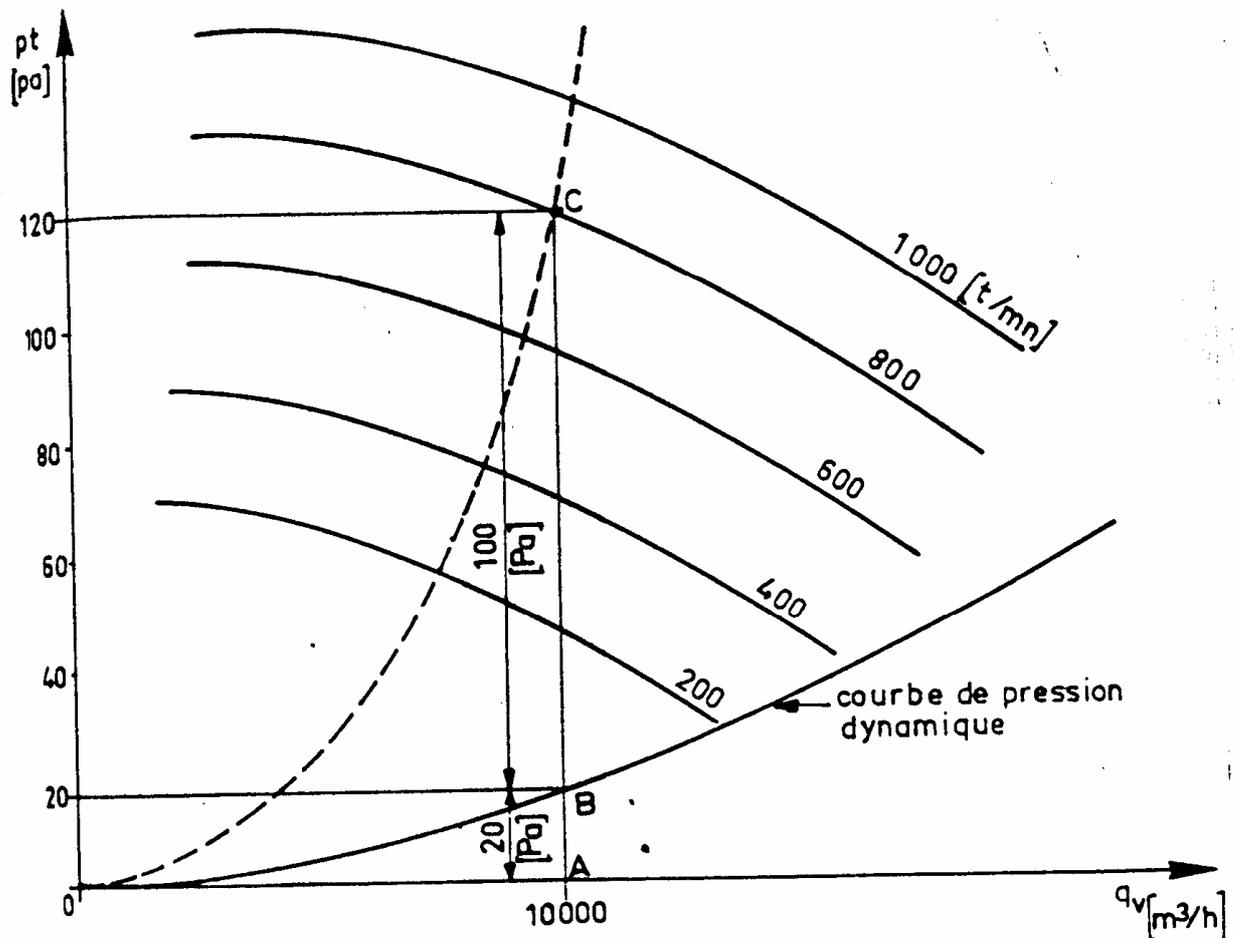
1. Quelles sont les courbes à comparer pour choisir un ventilateur?

2. Une installation présente une résistance maximale de 100 (Pa) pour un débit maximal de 10 000 [m<sup>3</sup>/h].

on veut installer un ventilateur de la série ci-après (courbes fournies par le constructeur).

Les courbes sont fournies ici pour différents vitesses du ventilateur.

La construction du point C est immédiate et montre que le ventilateur de ce type convient devra tourner à 8200 (tr/mn).



### Exercice pratique

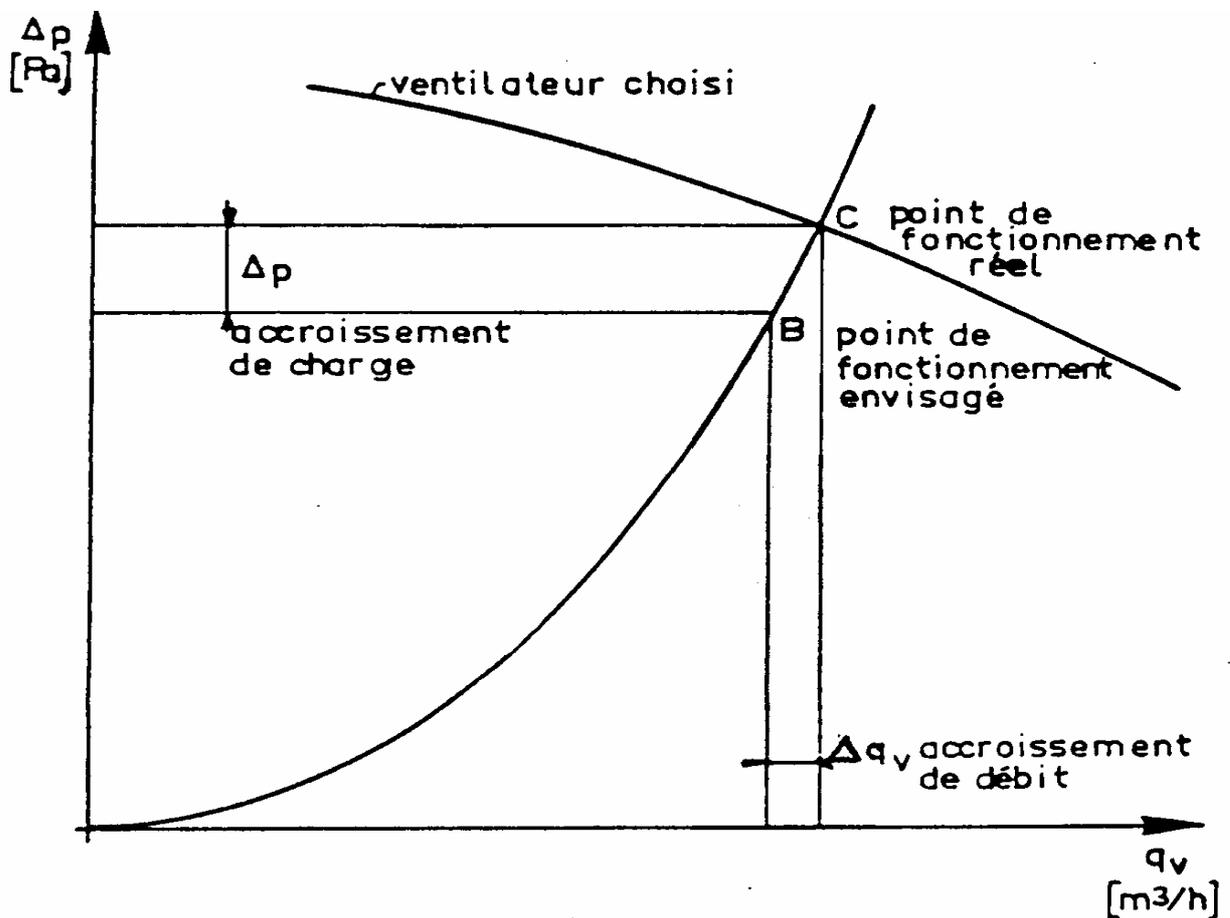
Cet exemple est idéal, dans la mesure où l'intersection C entre les 2 courbes correspond exactement au débit et à la résistance voulues.

Dans la réalité, le point de fonctionnement réel est toujours situé un peu plus haut, ou un peu plus bas que le point de fonctionnement souhaité.

Il s'ensuit un accroissement ou une diminution du débit et de charge du ventilateur.

Exemple ci-dessous :

- Point de fonctionnement souhaité B.
- Point de fonctionnement réel C.



D'où un accroissement de débit  $\Delta q_v$  et un accroissement de charge  $\Delta p$ .

**Exercice pratique****Durée : 14min**

**IV TP 5 : CALCULER LES VENTILATEURS À VITESSES DE ROTATION VARIABLES.**

**Exercice pratique****Exercice n°1 :**

Soit un ventilateur de débit volumique 15 000 [ $m^3/h$ ], de pression [500 Pa] et de vitesse 1000 [tr/mn]

Déterminer sa nouvelle charge et son nouveau débit, si on réduit sa vitesse à 600 [tr/mn], ainsi que sa puissance.

**Réponse :**

$$\begin{aligned} \text{On a } qv, 2 &= (N2 / N1) \times qv,1 \\ &= (600 / 1000) \times 15000 = 9000 [m^3/h] = 2.5 [m^3/h] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{On a } \Delta p2 &= (N / N1)^2 \times p1 \\ &= (600 / 1000)^2 \times 500 = 180 [Pa] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{On a } Wu,2 &= (N2 / N1)^3 \times Wu,1 = \Delta p2 \times qv,2 \\ &= 180 \times 2.5 = 450 [W]. \end{aligned}$$

**Exercice n°2**

Soit un ventilateur fonctionnant dans les conditions suivantes:

Température de l'air.....t = + 15°

Pression atmosphérique.....Pa = 760 mm

Débit.....qv = 10 000  $m^3/h$

Pression totale.....Pt = 50 daPa

Vitesse de rotation.....N = 1 200 t/m

Puissance absorbée.....Pa = 2 KW

Niveau de puissance sonore.....Nw = 88dB (c)

Supposons que, sans toucher au réseau de gaines dans lequel il souffle, on veuille porter son débit à

12 000 [ $m^3/h$ ]. La température de l'air et la pression bar métrique ne variant pas il faudra l'accélérer pour que sa vitesse soit portée à

$$12\,000 = \frac{1440 \text{ t/m}}{10\,000}$$

La pression fournie augmentera pour atteindre :

$$50 \left( \frac{12\,000}{10\,000} \right)^2 = 72 \text{ daPa}$$

La puissance à fournir par le moteur d'entraînement augmentera fortement pour devenir :

$$2 \left( \frac{12\,000}{10\,000} \right)^3 = 3,46 \text{ KW}$$

L'on voit qu'une simple augmentation de 20% de débit d'une installation existante conduit à une augmentation de 71 % de la puissance absorbée et oblige le plus souvent à changer non seulement le jeu de poulies si le ventilateur est entraîné par ce système de transmission, mais également le moteur lui-même.

Le niveau de puissance sonore devient

$$N_w = 88 + 50 \log \frac{1440}{1200} = 88 + 4 = 92 \text{ dB}$$

Supposons maintenant que le ventilateur, tournant à 1200 t/mn, aspire de l'air à travers un réchauffeur qui porte sa température à 45°; la masse volumique de l'air passe de :

$$1.225 \text{ à } 1.293 \frac{273}{273 + 45} = 1.110 \text{ kg/m}^3$$

Le débit poids tombe de 12 250 kg/h à 11 110 kg/h; la pression totale

$$\text{de } 50 \text{ daPa à } 50 \frac{1110}{1250} = 45.3 \text{ daPa et la puissance de } 2 \text{ KW à } 1,82 \text{ KW.}$$

Si pour une raison quelconque l'on voulait maintenir le débit poids de 12 250 kg/h il faudrait porter la vitesse de 1200 t/mn à :

$$1200 \frac{1225}{1100} = 1325 \text{ t/m}$$

La pression totale deviendrait alors :

$$50 \frac{1225}{1110} = 55,2 \text{ daPa}$$

et le volume passerait de

$$10000 \frac{1225}{1110} = 11020 \text{ m}^3/\text{h}$$

La puissance à prévoir au moteur serait de

$$2 \frac{1225}{(1110)^2} = 2,2 \text{ KW}$$

Si l'on apporté au moteur et au système d'entraînement les modifications nécessaires pour obtenir le débit poids de 12 250 kg/h avec de l'air à 45° il faut bien prendre garde à la puissance absorbée si la réchauffeur n'est pas mis en route. En effet, la densité revenant à 1.225, la puissance passera à :

$$2,2 \frac{1225}{1110} = 2.42 \text{ KW}$$

La surcharge de 20% correspondant aux changements simultanés de température donc de densité et de vitesse aurait peut être permis de conserver le même moteur mais la surcharge de 38,5% à envisager lorsque le réchauffeur n'est pas en route obligera probablement à changer de moteur si l'on ne dispose pas de variateur de vitesse ou de dispositif permettant de faire varier l'orifice équivalent au réseau de ventilation.

*Exercice pratique*

*Durée : 2 heures*

**IV TP 6 : CONNAÎTRE LES VENTILATEURS.**

**EXERCICE1**

1) La puissance absorbée par un ventilateur peut être calculée par la formule :

$$P = \frac{q_v \times p_t}{T/T_0 \times \eta_g \times 10^3}$$

Formule dans laquelle:

$P$  : puissance absorbée en KW

$q_v$  : débit en  $m^3/s$

$p_t$  : pression totale en pascals

$T$  : température absolue de l'air pulse

$T_0$  : zéro Celsius

$\eta_g$  : rendement global du ventilateur.

1-1) Calculer la puissance absorbée par les ventilateurs d'un tunnel de congélation rapide de section utile

3 m x 2.80 m.

vitesse de l'air dans la section libre du tunnel : 3m/s

pression totale délivrée par les ventilateurs : 600pa

température de l'air pulsé : -40 °C

rendement global :  $\eta_g = 0,6$

1-2) Quelle quantité de chaleur représente en 24 heures le fonctionnement continu de ces mêmes ventilateurs?

Réponses : 1)  $p = 29543w$

2)  $Q = 2552498KJ$

2-) un ventilateur aspire de l'air dans un local dont la température est égale à 20°C et la pression 101325PA

Calculer la masse volumique de l'air dans le local

2-1) la pression à l'entrée du ventilateur est de 100800PA. Calculer la nouvelle masse volumique de l'air ( $\theta = 20^\circ C$ )

2-2) calculer le débit masse de ce ventilateur sachant que le débit volume à l'entrée du ventilateur est égale à 50000m<sup>3</sup>/h

réponses : 1)  $\rho = 1.2kg/m^3$

2)  $\rho = 1.198 kg/m^3$

3)  $q_m = 16.64 kg/s$

3-) Les courbes caractéristiques d'un ventilateur centrifuge nous donnent pour une température d'air de 20°C et une pression de 101 325 Pa ( $\rho = 1.2 kg/m^3$ ) :

débit volume 60 000 m<sup>3</sup> /h

pression totale 500 Pa

puissance à fournir 12 000 W.

déterminer les nouvelles caractéristiques du ventilateur si la température d'air est égale à :

3-1) - 10°C

3-2) + 40°C

**Réponses :** a) - 10°C

$$q_v = 60\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_t = 519 \text{ Pa}$$

$$p = 12\,456 \text{ W}$$

b) + 40°C

$$q_v = 60\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_t = 436 \text{ W}$$

$$p = 10\,466 \text{ W}$$

4-)

4-1) Le débit volume nécessaire pour une installation de ventilation est de 60 000 m<sup>3</sup>/h à une température + 40°C.

calculer le débit masse nécessaire.

4-2) Le débit masse calculé est celui qu'il faut souffler dans le local. Sachant que les courbes caractéristiques du constructeur sont établies pour une température de + 20°C, calculer le débit volume qui permettra de sélectionner le ventilateur.

**Réponses :** 1)  $q_m = 18.8 \text{ kg/s}$ .

2)  $q_v = 56\,400 \text{ m}^3/\text{h}$

## EXERCICE2

soit un ventilateur de débit volumique 10 000 [m<sup>3</sup>/h], et dont la pression est de 20 [mm CE].

Il est entraîné par un moteur de 1.20 [cv] quel est son rendement global?

**REPONSE :**

Calculons sa puissance utile :

$$W_u = \Delta p \cdot q_v, m$$

$$\Delta p = 20 \text{ [mm eau]} = 20 \times 9.81 = 196 \text{ [Pa]}$$

$$Q_{v,m} = 10.000 \text{ [m}^3\text{/s]} = 2,78 \text{ m}^3\text{/s}$$

$$W_u = 196 \times 2.78 = 545 \text{ [w]}$$

$$W = 1.2 \text{ [cv]} = 1.2 \times 736 = 883 \text{ [w]} \text{ (nota = 1 [cv] = 7736 [w])}$$

$$\begin{aligned} \text{D'ou le rendement globale:} \quad \eta &= \frac{W_u}{W} = \frac{545}{883} \\ &= 0.62 \text{ ou } 62 \text{ [\%]} \end{aligned}$$

**EXERCICE 3**

Un moteur électrique dont le rendement est 0.92 entraîne un ventilateur (rendement 72%). Ce ventilateur a un débit de 50 000 [m<sup>3</sup>/h] sous une pression de 500 [Pa]

quelle est la quantité d'énergie électrique consommée par le moteur électrique, ainsi que le coût journalier à 0.60 [DH/kWh]?

**REPONSE :**

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

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

la puissance électrique consommée par le moteur est :

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

La consommation électrique journalière est égale à :

$$Q_e = 10.5 \times 24 = \text{[KWh]}$$

$$\text{Coût journalier} = 252 \times 0.60 \approx 151,20 \text{ DH}$$

**Exercice pratique****Durée : 14 min**

**V TP 1 : CONNAÎTRE LES CRITÈRES D'UNE BONNE DIFFUSION DE L'AIR.**

**Exercice pratique**

1. *Quelle est la différence de température pouvant être tolérée entre deux points de la zone d'occupation?*
  
2. *Quelle est la meilleur direction du soufflage?*
  
3. *Qu'est ce qu'une portée?*
  
4. *Comment calcule-t-on le taux d'induction?*
  
5. *Présenter l'épanouissement des jets d'air avec les différents types de déflecteurs.*
  
6. *Présenter les rapports existant entre les caractéristiques du diffuseur et le déplacement de l'air.*

**Exercice****Durée: 30 min****V TP 2 : RECONNAÎTRE LES DIFFÉRENTS MODÈLES DE DIFFUSEURS.**

**Exercice pratique**

1. Citer les différents modèles de diffuseurs

2. Quelle est la vitesse de soufflage recommandées pour les bureaux?

**Exercice pratique****Durée : 30 min**

**V TP 3 : CONNAÎTRE L'IMPLANTATION DES BOUCHES.**

**Exercice pratique**

1. *Expliquer un soufflage en allège.*

2. *Quelle est l'implantation des bouches plafonniers et des bouches murales?*

**Exercice pratique****Durée : 1h**

**V TP 5 : CONNAÎTRE les APPLICATIONS TYPES.**

**Exercice pratique**

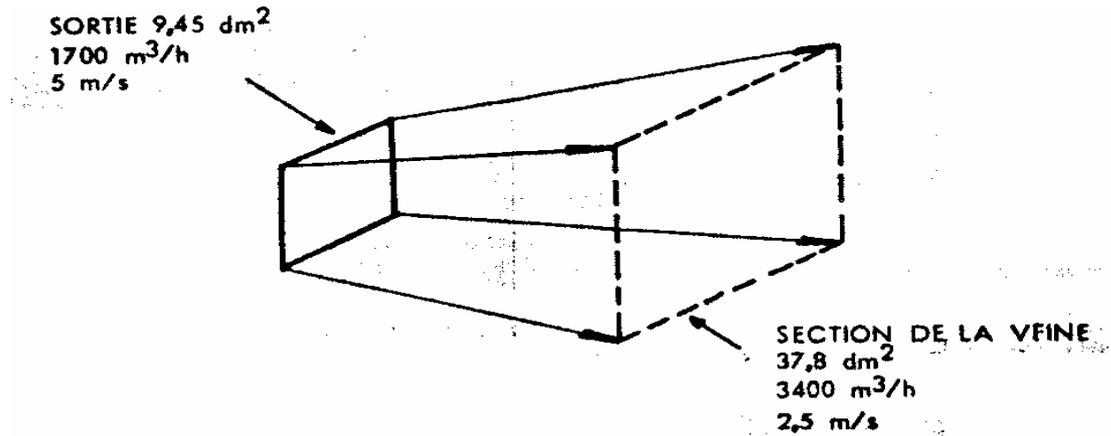
1. *Quelles sont les bouches avec les taux de brassage plus importants?*
2. *Dans quelle cas utilise –t-on les bouches plafonnières.*
3. *Quelles sont les avantages et les inconvénients :*
  - 3-1 *Soufflage à partir du couloir sans chauffage statique.*
  - 3-2 *Soufflage à partir au couloir avec chauffage statique.*
  - 3-3 *Bouches au-dessus des vitres, soufflage vers le couloir.*
  - 3-4 *Soufflage en allège.*
4. *Quelle est l'implantation des grilles de reprise?*

**Exercice pratique**

**Durée : 30mn**

**V TP 6 : REAPRTIR L'AIR DANS LE LOCAL.**

## EXERCICE1



## INFLUENCE DE L'INDUCTION

Effet de l'induction :

Données :

Air primaire : 1700 m<sup>3</sup>/h

Air secondaire : 1700 m<sup>3</sup>/h

Vitesse de l'air primaire : 5m/s

Vitesse de l'air secondaire : 0

Déterminer :

La vitesse et la section du jet d'air total, constitué par 1700 m<sup>3</sup>/h d'air primaire et 1700 m<sup>3</sup>/h d'air secondaire.

Solution :

Section initiale :

$$\frac{M_1}{V_1} = \frac{1700 \times 10^2}{5 \times 3600} = 9,45 \text{ dm}^2$$

D'après la relation précédente:

$$(1700 \times 5) + (1700 \times 0) = (1700 + 1700) V_3$$

$$V_3 = 2.50 \text{ m/s.}$$

Section du mélange :

$$\frac{M_1 + M_2}{V_3} = \frac{1700 + 1700 \times 10^2}{2.5 \times 3600} = 37,8 \text{ m}^2$$

**EVALUATION DE SYNTHESE :**

*En s'inspirant des exercices précédents le formateur réalisera une évaluation de fin de module*

**Liste des références bibliographiques.**

<b>Ouvrage</b>	<b>Auteur</b>	<b>Edition</b>
<i>Conception et calcul des installations de ventilation</i>	<i>Collection des guides de L'AICVFI</i>	
<i>La climatisation</i>	<i>COLINET</i>	<i>PYV édition</i>
<i>Le conditionnement de l'air(encyclopédie du froid)</i>	<i>A. JUDET DE LA COMBE</i>	
<i>Manuel de climatisation</i>	<i>TRANE</i>	
<i>Manuel de climatisation</i>	<i>CARRIER</i>	