Mémento

Diffusion

Guide technique
de la
diffusion d'air

Réédition mars 2006

france AIR
Les architectes de l'air

guide technique de la diffusion d'air

france AIR
Les architectes de l'air

Notes

Ce guide est une libre traduction, du Manuel de FAREX, A.S
La théorie est basée sur les études et les essais réalisés par le professeur SKAARET (Norvège).

sommaire

Chap. 1	**Symboles et définitions**	5
1.1.	Définitions	6
1.2.	Symboles et unités de mesure	6
Chap. 2	**Introduction**	7
2.1.	Diffusion d'air	8
2.2.	Calcul	8
Chap. 3.	**Climat thermique intérieur et confort**	9
3.1.	Généralités	10
3.2.	Equation de confort	10
3.3.	Equilibre thermique	10
3.4.	Paramètres climatiques	12
3.5.	Température opérative	12
3.6.	Gêne thermique localisée	13
3.7.	Conditions de confort	14
3.8.	Conséquences économiques	15
Chap. 4.	**Méthodes de diffusion**	17
4.1.	Généralités	18
4.2.	Caractéristiques des deux méthodes	18
Chap. 5.	**Ventilation par mélange en isotherme**	19
5.1.	Généralités sur les veines d'air	20
5.2.	Types de veines d'air	21
5.3.	Veines libres et adhérentes	21
5.4.	Différentes zones d'une veine d'air	22
5.5.	Mesures en laboratoire	22
5.6.	Veines coniques	23
5.7.	Veines plates	25
5.8.	Veines radiales	25
5.9.	Influence du local et vitesse maxi dans la zone occupée	26
5.10.	Portée et zone d'influence	27
5.11.	Cas des locaux profonds	28

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chap. 6.	**Ventilation par mélange en anisotherme**	29
6.1.	Nombre d'Archimède	30
6.2.	Veines libres	30
6.3.	Veines adhérentes	32
6.4.	Charge thermique maximale	33
6.5.	Obstacles dans la veine d'air	33
6.6.	Induction	34
Chap. 7.	**Circulation d'air en mélange**	35
7.1.	Circulation d'air	36
7.2.	Limites des différents systèmes	40
7.3.	Types d'unités terminales de diffusion	40
7.4.	Exemples d'application des U.T.D.	42
Chap. 8.	**Ventilation par déplacement**	43
8.1.	Généralités	44
8.2.	Grandeurs caractéristiques	44
8.3.	Dimensionnement	45
8.4.	Utilisation en chauffage	46
8.5.	Système à flux laminaire	46
8.6.	Limites du déplacement	46
Chap. 9.	**Courants de convection**	47
9.1.	Généralités	48
9.2.	Surfaces horizontales	48
9.3.	Surfaces verticales	48
9.4.	Sources ponctuelles	49
9.5.	Sources linéaires	50
Chap. 10.	**Acoustique**	51
10.1.	Généralités	52
10.2.	Rappels théoriques	52
10.3.	Bruits générés par les U.T.	53
10.4.	Mesures en laboratoire et méthode de présentation	55
La gamme France Air		57
	Guide de choix	58
	Diffuseurs	61
	Diffuseurs techniques	62
	Grilles extérieures - Volets de supression - Gaines textiles diffusantes	63
	Logiciel de sélection Confort'Air	64

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 1

Symboles et définitions

1.1. Définitions

1.2. Symboles et unités de mesure

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 1 Symboles et définitions

1.1 Définitions

- **DIFFUSION** : Distribution de l'air dans un espace, par une bouche de soufflage, dans des plans et des directions divers.
- **AIR PRIMAIRE** : Air qui pénètre dans une bouche d'alimentation par un conduit disposé en amont de celle-ci **(ISO 5219).**
- **AIR SECONDAIRE :** Air en provenance de l'espace à traiter, résultant de l'alimentation en air primaire d'une bouche d'alimentation **(ISO 5219)**.
- **AIR EVACUE :** Air qui quitte une bouche d'évacuation par un conduit disposé en aval de celle-ci.
- **EFFET D'INDUCTION :** Rapport entre l'air secondaire et l'air primaire.
- **U.T.D. :** Unités Terminales de Diffusion.
- **U.T.E. :** Unités Terminales d'Extraction.
- **ZONE OCCUPEE :** Espace de l'enceinte à **0,3 m** des parois et **1,8 m** de hauteur.
- **PORTEE :** Distance maximale entre le centre du noyau et un plan tangent à une enveloppe de vitesse déterminée (telle que **0,25 m/s ; 0,5 m/s**) et normal à la direction prévue pour l'écoulement.
- **CHUTE :** Distance verticale entre le plan horizontal le plus bas tangent à une enveloppe de vitesse déterminée (telle que **0,25 m/s, 0,5 m/s**) et le centre du noyau.

1.2 Symboles et unités de mesure

L	: Longueur de l'enceinte	m
A	: Largeur de l'enceinte	m
Anet	: Surface nette de l' U.T.D	m^2
Abrut	: Surface total de l' U.T.D	m^2
Ak	: Surface efficace de l' U.T.D calculée par la relation qo / Vk	m^2
Ar	: Nombre d'Archimède (adimensionnel)	
H	: Distance entre le côté supérieur de l' U.T.D et le plafond	m
D	: Dimension caractéristique d'une veine ou de l'U.T.D.	ml
l	: Largeur d'une U.T.D. linéaire	m
hk	: Hauteur effective de 1'U.T.D.	m
K	: Constante d'une U.T.D K_1 : veine conique K_2 : veine plate K_3 : veine radiale	
Lw	: Niveau de puissance acoustique (réf. 10^{-12}w)	.dB
NR	: Indice sonore suivant ISO, basé en L_w sans atténuation du local	
qo	: Débit d'air dans une U.T.D (air primaire)	l/s
qx	: Débit d'air dans la veine à une distance X	l/s
T	: Température sèche de l'air dans la zone occupée	°C ou K
Ta	: Température ambiante de l'enceinte	°C ou K
P	: Charge thermique	W ou kW
Vz	: Vitesse maximum de l'air dans la zone occupée	m/s
Vx	: Vitesse au centre de la veine à la distance X de l'U.T.D.	m/s
Vr	: Vitesse moyenne de l'air dans la zone d'occupation	m/s
Kz	: Relation V_x / V_z	
Vk	: Vitesse effective de l'air dans l'U.T.D.	m/s
X	: Distance mesurée depuis l'U.T.D (portée ou zone d'influence)	m
Xa	: Distance de séparation de la veine	m
Xmax	: Distance de pénétration de la veine	m
XL	: Zone d'influence mesurée à partir de l'U.T.D	m
Y	: Chute de la veine libre	m
Δto	: Différence de température entre l'air soufflé et l'air ambiant	°C
Δtx	: Différence de température entre l'air ambiant et le centre de la veine, à la distance X	°C
ΔPt	: Perte de charge totale dans l'U.T.D.	Pa
ε	: Coefficient de contraction	(adimensionnel)
α	: Angle de sortie de la veine	°

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 2

Introduction

2.1. Diffusion d'air

2.2. Calcul

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

2.1 Diffusion d'air

Les diverses recherches conduites sur le milieu ambiant ont montré l'importance d'un bon climat intérieur sur la santé des personnes et leur productivité.

Le maintien de la qualité de l'air intérieur, détérioré par l'emploi de nouvelles machines dans les différents locaux, constitue un facteur de développement important de la diffusion tant dans les bureaux que dans les locaux industriels (on parle sinon de bâtiments malades).

Des concepts comme la maîtrise de l'énergie et l'étanchéité des bâtiments accroissent les exigences d'un système de ventilation. Dans les années 70, l'expérience a démontré qu'il fallait mettre en œuvre des volumes d'air frais plus importants avec une efficacité supérieure du système de ventilation.

«RT 2000-2005»
L'application de la RT Réglementation thermique 2000 et 2005 permet d'ajouter un cadre précis à l'amélioration des performances d'un bâtiment tout en réalisant les économies d'énergies nécessaires.

Dans le cas d'ambiance normale (locaux non contaminés), les questions essentielles concernent le bruit généré par le système de climatisation et le climat intérieur, à savoir les facteurs qui déterminent le respect de l'équilibre thermique humain (température et vitesse d'air principalement).

2.2 Calcul

La complexité du calcul est très variable d'un système à l'autre et d'un cas à l'autre.

Les cas les plus simples se rencontrent pour de faibles exigences de confort (travail debout, sans poste fixe, Vr entre 0,25 - 0,30 m/s), faible charge thermique (< 40 W/m^2), différence de température entre l'air ambiant et l'air introduit inférieure ou égale à 4°C.

La sélection de l' U.T.D s'effectue simplement en considération de la portée.

Les cas qui demandent réflexion se rencontrent pour des exigences moyennes de confort (travail varié de bureau, Vr entre 0,20 - 0,25 m/s), charge thermique moyenne (40 - 80 W/m^2), différence de température entre 4°C et 8°C et local sans obstacle majeur dans la veine d'air.

Dans ces cas, l'emploi du programme informatique CONFORT'AIR peut s'avérer nécessaire.

Les cas critiques se rencontrent pour l'une de ces exigences : exigence de confort élevé (travail sédentaire, Vr entre 0,15 - 0,20 m/s), charge thermique élevée (> 80 W/m^2), différente de température supérieure à 8°C, géométrie du local compliquée avec obstacles dans la veine d'air.

Pour ces derniers cas, la théorie n'est parfois pas suffisante pour dimensionner correctement le système de diffusion d'air, et des essais complémentaires en laboratoire sont alors nécessaires.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 3

Climat thermique intérieur et confort

3.1. Généralités
3.2. Equation de confort
3.3. Equilibre thermique
3.4. Paramètres climatiques
3.5. Température opérative
3.6. Gêne thermique localisée
3.7. Conditions de confort
3.8. Conséquences économiques

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

3.1 Généralités

Le climat intérieur se caractérise par une quantité importante de facteurs qui déterminent le bien-être des personnes comme par exemple :

- l'environnement acoustique,
- la qualité de l'air (chimique, électrique et substances sous forme de gaz, vapeurs et particules en suspension),
- l'environnement lumineux,
- le climat thermique (température sèche, température rayonnante moyenne et humidité relative),

Des nouveaux facteurs inconnus jusqu'à maintenant, comme les ions, les infrasons, le syndrome des bâtiments malades, font l'objet d'études.

Tous ces facteurs sont représentés dans le schéma de la figure 1.

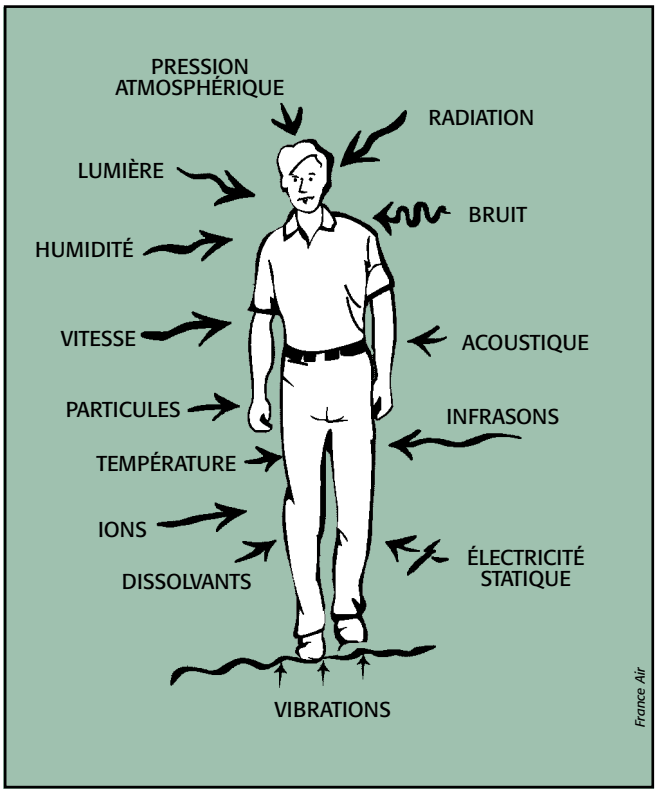


Fig.1 - Facteurs influençant le bien-être des personnes dans un local

Cependant, les facteurs les plus communs comme le climat thermique et la qualité de l'air, sont, en général, ceux qui ont le plus d'impact sur la santé des personnes. Aussi, dans ce chapitre, nous allons considérer en détail le concept de bien-être ou confort thermique.

3.2 Equation de confort

Le confort thermique se produit quand les deux conditions suivantes sont réunies :

1. La quantité de chaleur produite par le métabolisme est égale à la quantité de chaleur cédée à l'environnement.

Cette condition reprend l'équation d'équilibre thermique qui précise que la production de chaleur du corps, due à son niveau d'activité, s'équilibre avec la chaleur "cédée" à l'extérieur, fonction de la température sèche de l'air, de la température rayonnante, de l'humidité relative, de la vitesse de l'air et du degré d'isolation des vêtements.

2. En aucun point du corps se ressent une sensation de froid ou de chaleur.

Cette condition, relative à la gêne thermique localisée, fait référence aux courants d'air, rayonnement asymétrique, gradient vertical de température et, enfin à la température du sol.

3.3 Equilibre thermique

3.3.1 Le climat intérieur et les réactions des individus

Selon les expériences réalisées par P.O. Fanger avec des groupes de personnes, il existe une relation entre l'évaluation moyenne prévue du climat intérieur (PMV, Predicted Mean Vote : Vote Moyen) et la proportion d'insatisfaits (PPD, Predicted Percentage of Dissatisfied : Pourcentage prévisible d'insatisfaits) .

Le Professeur Fanger a proposé l'échelle suivante de sensations thermiques :

+ 3	chaud
+ 2	tiède
+ 1	légèrement tiède
0	neutre
- 1	légèrement frais
- 2	frais
- 3	froid

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

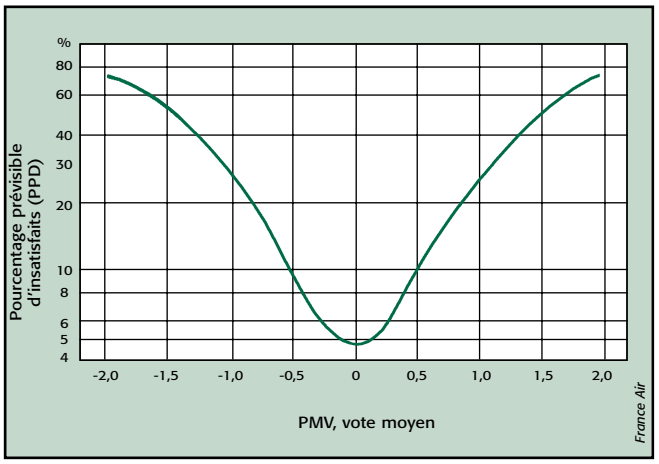


Figure 2

L'indice PMV peut se calculer d'après les équations de référence en fonction des paramètres suivants : activité physique, degré d'habillement, température sèche, pression partielle de la vapeur d'eau, température rayonnante moyenne et vitesse d'air.

L'indice PPD donne des informations sur l'insatisfaction thermique.

La relation existante entre PPD et PMV qui apparaît dans la figure 2 suit l'équation suivante (Fanger 1982) :

$$P.P.D. = 100\text{-}95.\ Exp\ [-(0{,}03353.PMV^4+0{,}2.PMV^2)]$$

On remarque qu'en aucun cas toutes les personnes sont satisfaites ; 5 % au minimum penseront qu'il fait trop froid ou trop chaud même si toutes les personnes réalisent la même activité, avec les mêmes vêtements et dans le même environnement.

Fanger a observé qu'il n'existe pas de différences significatives, entre les groupes de personnes différentes, indépendamment du sexe, de l'âge et de la race.

Cependant, il existe des différences nettes suivant les vêtements portés, qui varient considérablement en fonction du sexe et du niveau d'activité.

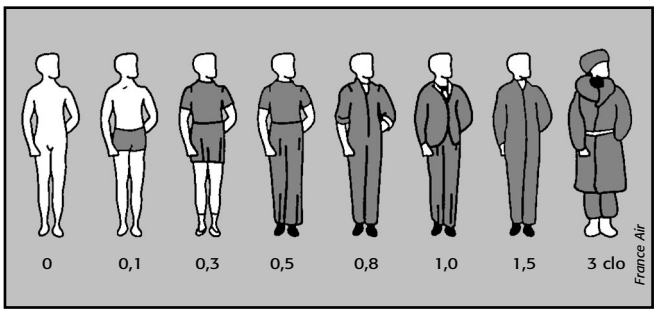
Ceci implique que dans un groupe où les individus réalisent différentes activités et s'habillent de manière diverse, le pourcentage de mécontents sera supérieur au minimum de 5% vérifié dans des conditions neutres. Si le climat est constant, l'adaptation de l'individu pourra uniquement avoir lieu en changeant de vêtements ou en modifiant le degré d'activité.

Comme critère pour la détermination des conditions climatiques, il est normal de supposer que l'évaluation moyenne prévue (PMV) doit se trouver dans la zone entre +0,5 et -0,5 : dit d'une autre façon, il faut s'attendre à ce que le nombre de personnes mécontentes soit égal ou inférieur à 10 % (cf Fig 2) la zone de confort indiquée UNE 100. 012/84 (réf.[3]), et ASHRAE STANDARD 55 repose sur un 90 % d'acceptation (ou 10 % d'insatisfaits).

3.3.2. Les vêtements

La capacité à isoler des vêtements constitue un important facteur dans l'équation de l'équilibre thermique. Le degré d'isolement se mesure avec une unité de mesure dénommée "clo" (abréviation du mot clothing, vêtements) et équivaut à une résistance thermique de 0,155 m^2 K/W).

Des valeurs caractéristiques de la résistance thermique de différents vêtements et d'ensemble d'habillements sont fournies ci-dessous et les principales sont le tableau 1.



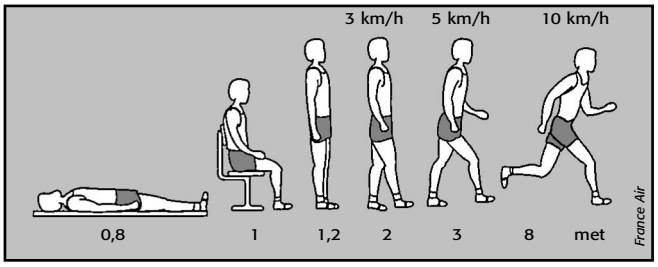
HABILLEMENT	ISOLEMENT THERMIQUE	
	(clo)	(m^2 K/W)
• aucun	0	0
• shorts	0,1	0,015
• habits légers d'été	0,5	0,08
• habits légers de travail	0,7	0,11
• habits d'hiver pour l'intérieur	1	0,155

Tableau 1 - Isolement thermique dû aux vêtements

3.3.3. Le niveau d'activité

Le niveau d'activité se mesure en "met" (abréviation de métabolisme) et est égal à 58,2 W/m^2 de surface corporelle. Une unité équivaut au métabolisme d'une personne inactive.

Les valeurs caractéristiques de l'activité métabolique des individus sont fournies dans le tableau 2. Une personne adulte possède une surface corporelle moyenne de 1,8 m^2 pour les hommes et 1,6 pour les femmes ; Pour les calculs, on prend une valeur moyenne de 1,7 m^2.
La chaleur de l'activité métabolique est dégagée en partie comme chaleur sensible, qui intervient dans l'augmentationde la température ambiante, et le reste en chaleur latente.



Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

ACTIVITÉ	PRODUCTION DE CHALEUR	
	MET	W/m²
• repos	0,8	46
• assis inactif	1	58
• debout, décontracté	1,2	70
• assis en activité travaux de bureau	1,2	70
• activité légère debout	1,6	93
• activité moyenne debout	2	116
• activité importante (travaux lourds des industries)	3	174

Tableau 2 - Production de chaleur en fonction de l'activité

3.4 Paramètres climatiques

Nous allons décrire les paramètres que l'on doit considérer pour l'étude de l'équilibre thermique du corps humain dans un environnement.

• Température de l'air :

Pour la mesure de la température sèche de l'air, le bulbe du thermomètre doit être aplati pour éviter l'influence du rayonnement.

• Température de rayonnement :

Les personnes échangent de la chaleur avec le milieu ambiant autant par convection que par rayonnement, en conséquence, la température des surfaces environnantes est aussi importante pour l'équilibre thermique que la température sèche de l'air.

L'effet de refroidissement par rayonnement provoqué par un mur se confond souvent avec celui provoqué par un courant d'air froid et produit un refroidissement local, en particulier sur des parties du corps non protégées par les vêtements (cou, nuque).

En connaissant la position d'une personne dans un local, les dimensions et les températures des surfaces qui délimitent le local même, la température de rayonnement peut être calculée. La température moyenne de rayonnement est la moyenne des températures de rayonnement des différents constituants vus depuis un point du local sous certains angles.

Plus l'isolation thermique des murs du local est importante, plus les températures rayonnantes des surfaces et les températures sèches de l'air sont semblables.

• Température opérative :

Avec des vitesses de l'air inférieures à 0,2 m/s et des différences entre les températures rayonnantes moyennes et la température sèche de l'air inférieures à 4°C, la température opérative est égale avec une bonne approximation, à la moyenne arithmétique des températures citées. Cette température peut se mesurer de façon approximative, avec un thermomètre classique.

• Température équivalente :

C'est la valeur moyenne entre la température opérative et l'effet réfrigérant de la vitesse de l'air dans la zone occupée.

Pour des vitesses inférieures à 0,1 m/s, la température équivalente est approximativement égale à la température opérative.

A des vitesses supérieures à celles indiquées, la température équivalente décroît d'environ 0,5°C à chaque augmentation de 0,1 m/s de vitesse, en fonction de l'habillement et du degré d'activité.

La température équivalente peut se mesurer en utilisant un appareil spécial (comfortmeter de Bruel et Kjaer).

• Humidité relative :

L'humidité relative a très peu d'influence sur la perception du confort par les personnes tant que la température est raisonnable.

A très hautes températures, l'air donne une sensation de dessèchement. Quand la température est dans la zone de confort, l'humidité relative peut varier sensiblement par exemple de 25 jusqu'à 60 %, sans modifier la sensation de confort.

Cependant, il faut en tenir compte pour les individus allergiques qui réagissent tout particulièrement à l'air sec.

• Vitesse de l'air :

Dans l'équation de l'équilibre thermique de Fanger, la vitesse de l'air n'a pas une très grande importance. Cependant, en raison de l'équilibre thermique, c'est la vitesse moyenne mesurée dans une période de trois minutes qui est significative. De plus, comme vous le verrez plus loin, la vitesse a une grande importance pour ce qui est de la sensation de gêne thermique localisée.

3.5 Température opérative

De tout ce que nous avons dit dans le chapitre antérieur, la température opérative constitue le facteur climatique le plus important pour l'équilibre thermique, avec la vitesse de l'air inférieure à 0,2 m/s et l'humidité relative entre 25 et 60 %.

Dans la Fig. 3, on représente la température opérative en fonction de l'activité et de l'habillement, d'après l'équation de confort de Fanger (réf. ISO 7730-1984).

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

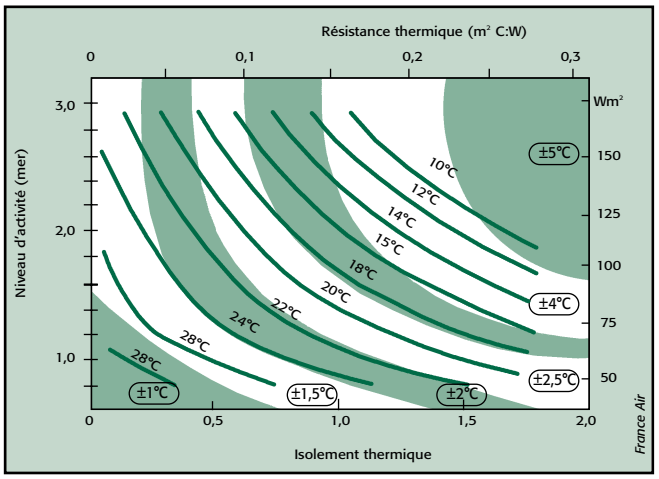


Fig. 3 - Température opérative

L'examen du diagramme indique :

- plus le niveau d'activité est important et plus on est habillé, plus la température opérative acceptable devra être basse.
- l'écart de température acceptable est faible avec peu d'activité et un habillement léger. Il s'élargit en revanche dans la zone correspondant à une activité élevée et à un habillement plus chaud.

Dans un bureau, avec une activité métabolique entre 1 et 1,2 met, les conditions de bien-être sont les suivantes :

- en été avec 0,5 clo : 25°C
- en hiver avec 1 clo : 22°C

Avec une marge de tolérance de 10 % d'insatisfaits, la température opérative doit se maintenir entre 22,5°C et 27,5°C en été et entre 20°C et 24°C en hiver.

Ces critères correspondent à ceux indiqués dans la norme ISO 7730 (cf réf [3]).

Les conditions énoncées ci-dessus pour l'hiver apparaissent par contre supérieures à celles de la norme UNE 100.013/85 (cf eéf [5]), dictées essentiellement par des raisons d'économie d'énergie.

3.6 Gêne thermique localisée

Dans les chapitres précédents, nous avons expliqué les circonstances thermiques qui affectent le corps humain globalement. En tenant compte des techniques modernes de régulation et avec une capacité suffisante des centrales de production d'énergie thermique, le maintien de la température opérative optimum dans des limites acceptables ne constitue pas un véritable problème.

Il s'avère, en revanche, beaucoup plus difficile d'éviter des plaintes dues à une gêne thermique sur certaines parties du corps.

Ces plaintes proviennent d'un excès de différence de température entre pied et tête, dû à des sols, plafonds ou murs excessivement chauds ou froids et à des vitesses d'air trop élevées.

La gêne thermique localisée se produit, le plus souvent, chez des individus avec un niveau d'activité soutenue.

• Température du sol :

Avec des chaussures légères et un maximum de 10 % d'insatisfaits, les limites pour les températures du sol sont comprises entre 19 et 29°C.

La température du sol dans les pièces prévues pour des séjours prolongés ne doit pas excéder 26°C.

La conductivité thermique du matériau constituant le sol a son importance pour les individus pieds nus. Avec des surfaces en céramique, on tolère des températures jusqu'à 32°C tandis qu'avec des sols en moquette, on ne peut pas dépasser 28°C.

• Asymétrie du rayonnement :

On distingue une asymétrie du rayonnement à proximité des surface froides ou chaudes. L'asymétrie s'exprime comme une différence entre les températures rayonnantes de deux directions distinctes sur une surface plane située à 0,6 m de hauteur du sol.

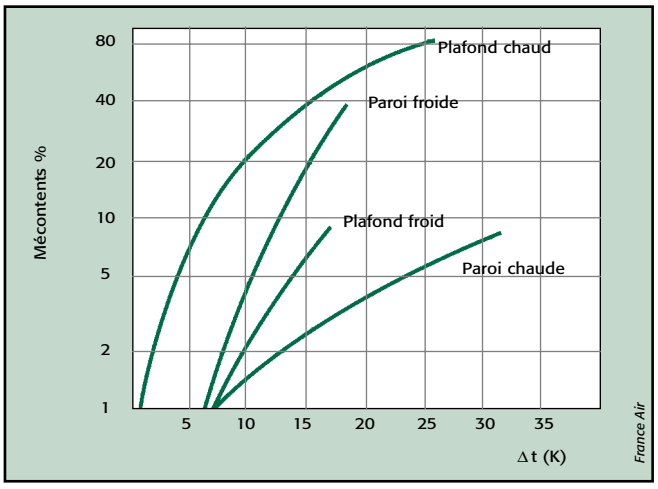


Fig. 4 - Asymétrie de la température rayonnante

Comme le montre la Fig. 4, un plafond chaud constitue l'élément le plus désagréable. 10 % des personnes se montrent insatisfaites à partir de différences de température de seulement 6°C.

Avec des murs chauds ou froids ou des plafonds froids, on tolère des différences de 12°C et même supérieures, toujours en comptant 10 % d'insatisfaits.

Dans un local avec un plafond bas, la température surfacique du plafond couvert par des panneaux radiants ne doit pas dépasser plus de 6°C la température du sol.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Si le plafond a seulement 50 % de surface couvert par des panneaux radiants, on tolère que la différence précédemment citée soit de 12°C. En général, le rayonnement depuis des murs et des fenêtres froides contribue aussi à baisser la température de rayonnement du plafond.

La température de rayonnement peut se calculer une fois que l'on connaît les températures de chacune des surfaces et le facteur angulaire relatif à chacune d'elle (cf réf.[6]).

• Différences de température en vertical :

Fanger a trouvé 5 à 10 % d'insatisfaits chez des individus assis et en condition de confort thermique, en enregistrant des différences de température entre tête (1,1 m à partir du sol pour des personnes assises) et hauteur de la cheville (0,1 m sur le sol) supérieures à 3 °C.
En pratique, on recommande un différentiel maximum de température de 2°C pour chaque mètre de hauteur, pour se maintenir dans certaines limites de garantie, lorsque les conditions ne sont pas totalement optimum.

Cette limitation, avec une température minimum du sol de 19°C constitue, en général, un facteur limitatif dans la climatisation par déplacement.

• Vitesse de l'air :

Des recherches récentes montrent que les gênes thermiques localisées dues à la vitesse de l'air dans les locaux pour des séjours prolongés apparaissent avec des valeurs beaucoup plus basses que ce qu'on avait jusqu'à maintenant supposé.

On doit préciser que la vitesse de l'air, suivant les nouveaux critères, doit se mesurer sur un temps de trois minutes, en prenant les valeurs moyennes mesurées sur un tel intervalle de temps (avant la mesure se réalisait sur des périodes plus courtes et on observait, en conséquence, des valeurs plus élevées).

L'intensité de la turbulence tient une grande importance quant à la sensation de courant d'air.

L'intensité de la turbulence est exprimée par la déviation standard divisée par une vitesse moyenne (mesure effectuée avec un capteur rapide, avec une constante de temps d'environ une seconde), indépendamment de la direction du courant.

Selon Fanger (cf. réf [4]) dans le cas d'un système de ventilation par mélange, avec une intensité de turbulence de 30 à 50 %, on trouve 20 % d'insatisfaits dans les conditions suivantes :

• température de l'air	(°C)	20	26
• vitesse de l'air	(m/s)	0,15	0,25

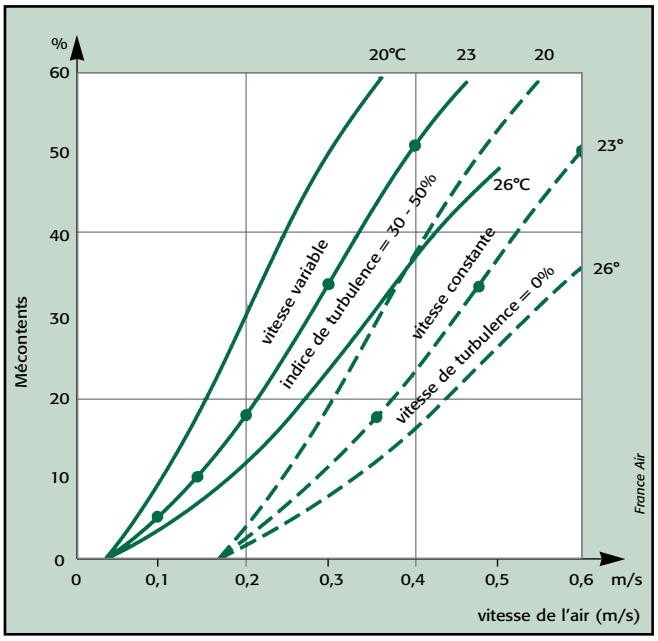


Fig. 5 - Vitesse maximum de l'air

Cependant, avec un système de ventilation par déplacement dont l'intensité de turbulence est d'environ 10 %, on accepte des vitesses entre 0,25 et 0,40 m/s, avec de l'air entre 20 et 26°C respectivement, sans augmenter la proportion d'insatisfaits.

3.7 Conditions de confort

Pour résumer les chapitres précédents, le tableau suivant indique les conditions qui déterminent le bien-être thermique, selon la norme ISO 7730 précédemment citée, en insistant sur le fait que ces conditions ne prennent pas en compte les exigences d'économie d'énergie.

- **Température opérative :**
  été : 23/26 °C
  hiver : 20/24 °C
- **Différence verticale de température**
  < 2/3°C/m
- **Température surfacique du sol :**
  en général : 19/26°C
  un sol rayonnant : 19/29°C
- **Asymétrie de Rayonnement :**
  en général : < 10°C
  plafond radiant : < 5°C
- **Vitesse moyenne de l'air Vr :**
  été : < 0,25 m/S
  hiver : < 0,15 m/S

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

3.8 Conséquences économiques

L'être humain est capable de supporter des conditions inconfortables sans que sa santé soit affectée. Les normes officielles seront toujours moins exigeantes que les normes de confort, puisque l'objectif principal des premières est la garantie de la santé et de la vie.

Le Dr. WYON, de l'institut suédois de recherche en construction, a étudié durant plusieurs années la répercussion du climat intérieur sur la productivité et le taux d'incidents sur les divers postes de travail. Les résultats sont résumés dans la Fig. 6.

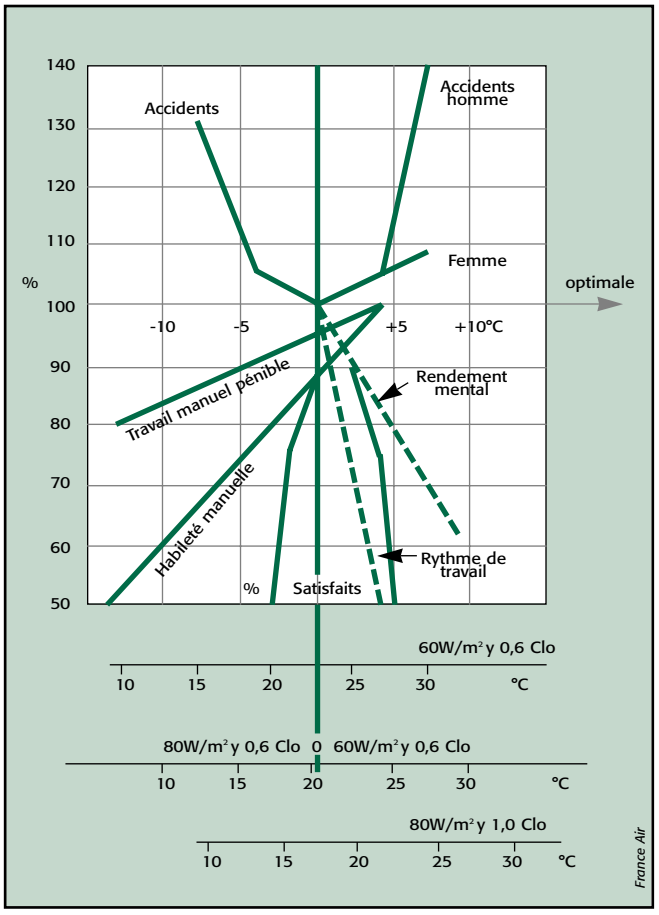


Fig. 6 - Productivité et température opérative

L'examen de la Fig. 6, montre que le taux d'accidents augmente et la productivité diminue quand la température s'écarte de sa valeur optimum, avec des conséquences particulières importantes.

Avec des vêtements normaux, l'habileté manuelle est optimum à 24°C, tandis que le travail intellectuel se réalise mieux à 20°C.

Références

[1] - ASHRAE - 1989 Fundamentals Handbook (SI)
CH 8 - Physiological principles, comfort and health
Tableau 4 page 8.10 et tableau 5 page 8.11

[2] - ASHRAE -1989 Fundamentals Handbook (SI)
CH 8 - Physiological principles, comfort and health
Tableau 1 page 8.8

[3] - ISO standard 7730 - Ambiances thermiques modérées
Détermination des indices PMV et PPD et spécification des conditions de confort thermique

[4] - P.O. Fanger - Air movement and draught - Indoor air (1984)

[5] - ASHRAE - 1989 Fundamentals Handbook (SI)
CH 8 - Physiological principles, comfort and health
Page 8.16 à 8. 19

[6] - ASHRAE -1989 Fundamentals Handbook (SI)
CH 8 - Physiological principles, comfort and health
Page 8.12 à 8.13.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 4

Méthodes de diffusion

4.1. Généralités

4.2. Caractéristiques des deux méthodes

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

4.1 Généralités

La manière, par laquelle l'air introduit dans une enceinte circule et atteint la zone occupée, dépend non seulement de la forme de l'U.T.D., mais aussi de sa situation par rapport aux parois du local, des courants de convection créés par les apports calorifiques internes positifs, et des apports extérieurs positifs ou négatifs selon la saison.

On peut distinguer **2 méthodes principales** de distribution de l'air, universellement connues sous le nom de ventilation par mélange et ventilation par déplacement.

Ces 2 méthodes peuvent coexister et être affectées par le déplacement de l'air provoqué par l'effet thermique.

• Ventilation par mélange

La distribution par mélange est le type le plus couramment employé. Elle peut se réaliser de plusieurs façons ; néanmoins dans tous les cas, l'air est introduit à une vitesse suffisante pour se mélanger avec l'air du local et atteindre la zone occupée.

Cette distribution est relativement stable avec des petits débits et peu sensible aux sources de chaleur. On obtient un certain effet de déplacement en situant les unités de soufflage et d'extraction sur des côtés opposés.
Avec cette distribution, la concentration de polluants et la température sont uniformes dans l'enceinte.

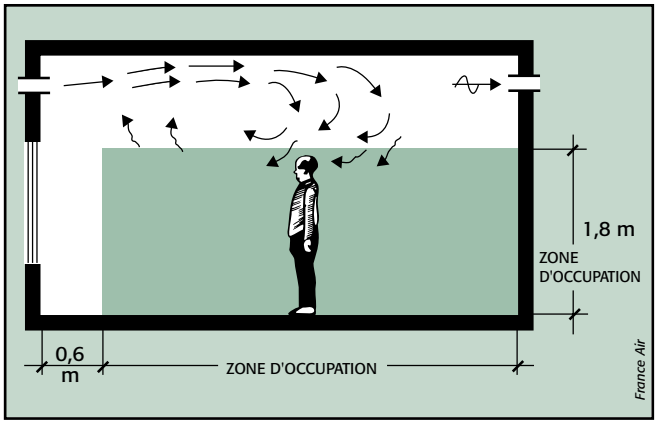


Fig. 7 - Ventilation par mélange

• Ventilation par déplacement

La distribution par déplacement se caractérise par un mouvement de flux d'air quasi uni-directionnel.

L'air est introduit en quantité suffisamment importante pour alimenter le courant convectif à basse vitesse (0,2 - 0,6 m/s) et à une température légèrement inférieure à la température ambiante (0 - 6°C).

Au contact des sources chaudes, l'air va se réchauffer et s'élever, de la zone occupée évacuants calories et polluants.

Il en résulte un gradient de température dans le sens du mouvement de l'air, et une concentration des polluants à l'extraction.

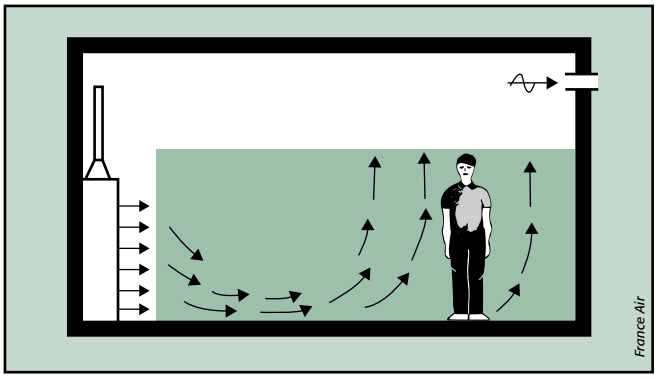


Fig. 8 - Ventilation par déplacement

4.2 Caractéristiques des deux méthodes

Mélange ou induction	Déplacement
• Stabilité de la veine d'air à débit d'air réduits.	• Mouvement de l'air acceptable avec des grands débits.
• Grande turbulence.	• Faible turbulence.
• Puissance de réfrigération plus grande.	• Puissance de réfrigération réduite.
• Possibilité de différence de température importante entre soufflage et ambiance.	• Nécessité de différences de température faibles entre soufflage et ambiance.
• Uniformité de concentration des agents polluants.	• Concentration de polluants plus faible dans la zone occupée qu'à l'extraction.
• Flexibilité pour placer les U.T.D. et les U.T.E.	• U.T.D. de grandes dimensions.
• Uniformité de température dans le local.	• Gradient élevé de température entre soufflage et extraction

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 5

Ventilation par mélange en isotherme

5.1. Généralités sur les veines d'air
5.2. Types de veines d'air
5.3. Veines libres et adhérentes
5.4. Différentes zones d'une veine d'air
5.5. Mesures en laboratoire
5.6. Veines coniques
5.7. Veines plates
5.8. Veines radiales
5.9. Influence du local et vitesse maxi dans la zone occupée
5.10. Portée et zone d'influence
5.11. Cas des locaux profonds

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

5.1 Généralités sur les veines d'air

Le flux d'air d'une veine sortant d'une U.T.D. est générale ment de type turbulent. Les turbulences générées se déplacent dans tous les sens en respectant toutefois la direction principale de la veine.

Pour le calcul, la vitesse en un point est une valeur moyenne dans le temps.

Pour les veines libres, la pression au milieu est pratiquement égale à la pression externe. De ce fait, le produit de la masse de l'air par la vitesse (m.v) dans la direction principale du déplacement (x) peut être considéré comme constant.

Comme nous l'avons déjà vu, les veines se déplacent en entraînant l'air qui les entourent (air secondaire) avec pour conséquence une augmentation du débit dans le sens du déplacement. La vitesse, elle, décroît en rapport.

La distribution des vitesses perpendiculairement au déplacement suit une fonction de **Gauss** (cf. Fig. 9).

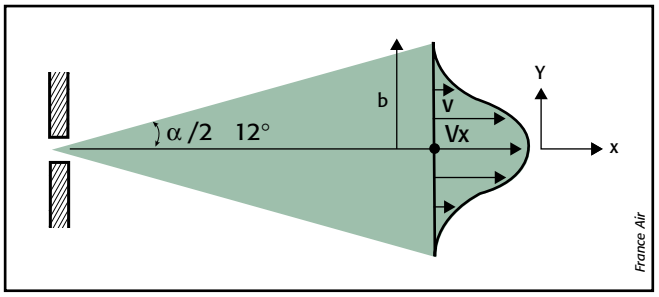


Fig. 9 - Profil de vitesse dans le sens de la veine

Le profil des vitesses peut se décrire par l'équation de **Abramovich** :

$$\frac{V}{Vx} = \left[1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5} \right]^2$$

A la distance **y = 0,4 . b,** la vitesse est égale à 50 % de la vitesse normale.

Le profil de température dans une veine d'air adopte une forme similaire à celle décrite, mais est seulement plus plat.

A une grande distance de l'ouverture se produisent des perturbations externes qui provoquent la dispersion de la veine.

Avec une veine pleinement dessinée, le flux d'air se disperse dans l'enceinte avec un angle constant de 24° (cf. Fig. 10). Cet angle est jusqu'à un certain point indépendant de la géométrie de la bouche de soufflage.

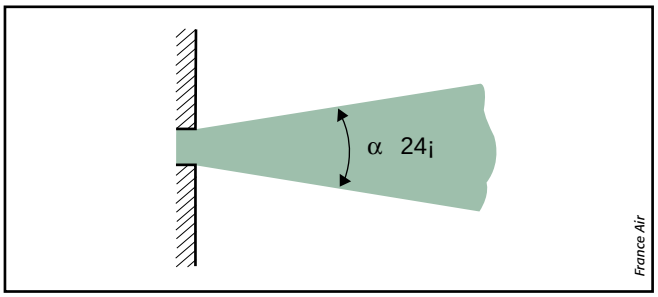


Fig. 10 - Angle de dispersion de la veine

Les ailettes déflectrices d'une U.T.D. affectent l'angle de dispersion.

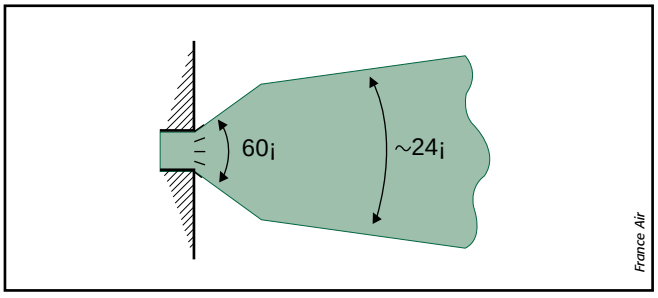


Fig. 11 - Angle de la veine avec ailettes divergentes

La variation de vitesse comme la variation de température est fortement affectée par l'orientation des ailettes. Elles réduisent la valeur du coefficient K comme nous le verrons plus dans le détail.

La perte d'impulsion se représente avec le facteur d'impulsion i dont la valeur fonction du rapport $\mathbf{A_{net} / A_{brut}}$ est inférieure à 1.

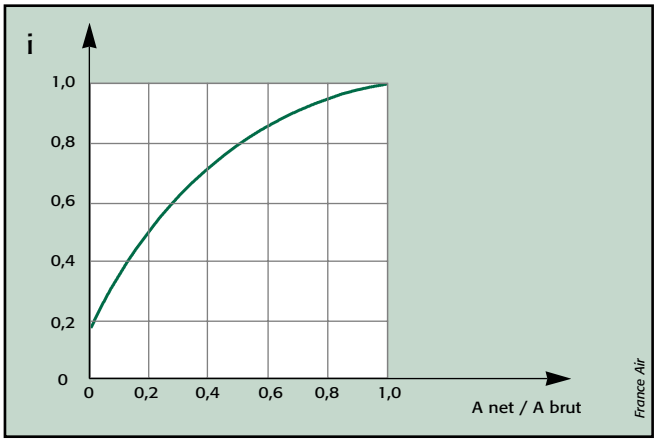


Fig. 12 - Facteur d'impulsion en fonction du facteur d'U.T.D.

Le facteur d'impulsion peut avoir une grande importance quand on souffle à travers des tôles perforées.

Pour la majorité des U.T.D., ce facteur est proche de 1 sauf quand les ailettes ne sont pas parallèles. Dans ce cas, il est inclus dans le facteur **K** d'une U.T.D.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Un autre phénomène se produit dans l'ouverture d'une U.T.D. ; la veine d'air n'occupe pas la totalité de la section libre. Ceci s'exprime par le coefficient de contraction ε définit comme la relation entre la surface effective de passage (veine contractée) et la surface nette de l'U.T.D., valeur égale ou inférieure à 1 selon la forme de l'ouverture.

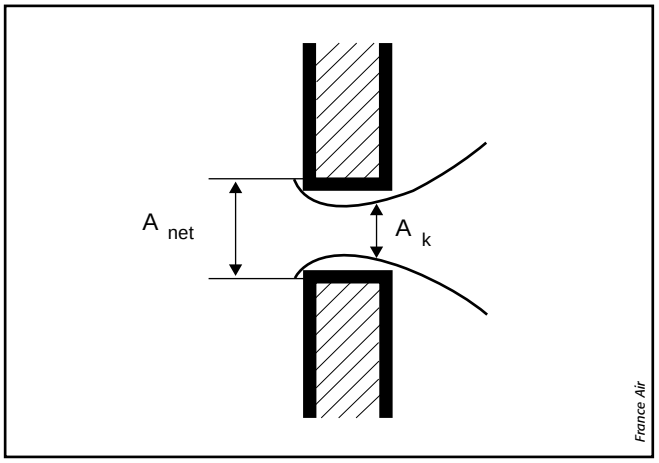


Fig. 13 - Contraction de la veine dans l'ouverture d'une U.T.D.

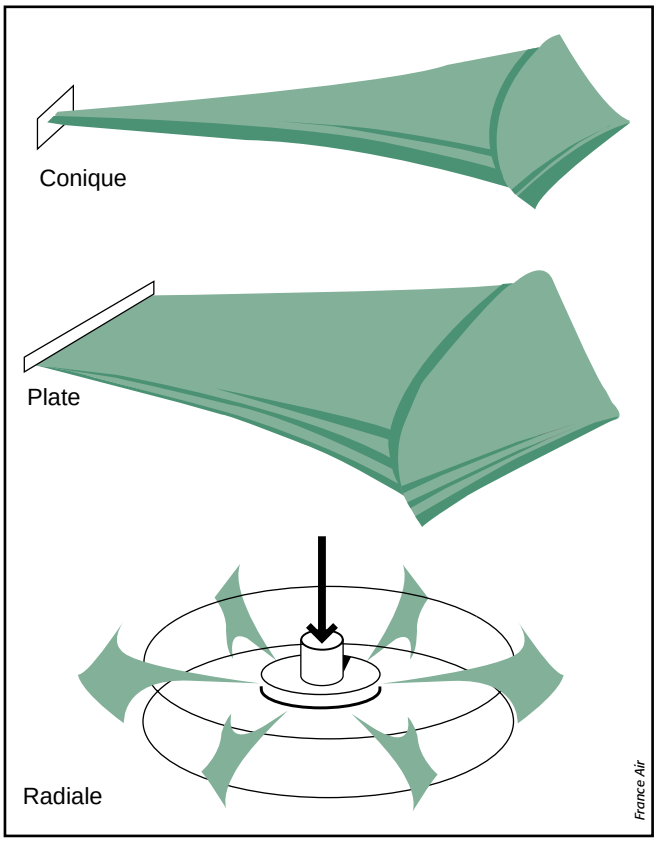


Fig. 14 - Types de veines

5.2 Types de veines d'air

On peut distinguer 3 types fondamentaux de veines d'air essentiellement déterminés par la forme de l'Unité Terminale de Diffusion (U.T.D.) :

- **Veines coniques :** de section circulaire axialement symétrique.
- **Veines plates :** de section rectangulaire.
- **Veines radiales :** formées de multiples flux plats distribués sur une couronne circulaire.

– Les veines coniques s'obtiennent à partir d'ouvertures circulaires ou rectangulaires même lorsque ces dernières sont relativement allongées.

– Les veines plates pures s'obtiennent seulement à partir d'ouvertures étroites et allongées surtout quand l'ouverture s'étend sur toute la largeur de l'enceinte de façon à ce que les murs latéraux évitent la diffusion de la veine.

– Les veines radiales s'obtiennent par le soufflage de l'air à travers une ouverture en forme de couronne circulaire.

5.3 Veines libres et adhérentes

Il faut faire la différence entre veine libre et veine adhérente qui peuvent être présentes avec les 3 formes précédemment citées.

Les veines maintiendront leurs formes si elles ne rencontrent aucun obstacle dans leurs parcours.

- **Veines libres**

On obtient une veine libre quand l'air est soufflé dans une enceinte de dimensions théoriquement infinies, afin que les parois n'influencent pas la diffusion de l'air.

Le débit d'air d'une veine libre augmente de façon progressive et continue dans le sens de son déplacement en même temps que la vitesse diminue. L'augmentation de débit est due à l'induction de l'air secondaire de l'enceinte par l'air primaire de la veine.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

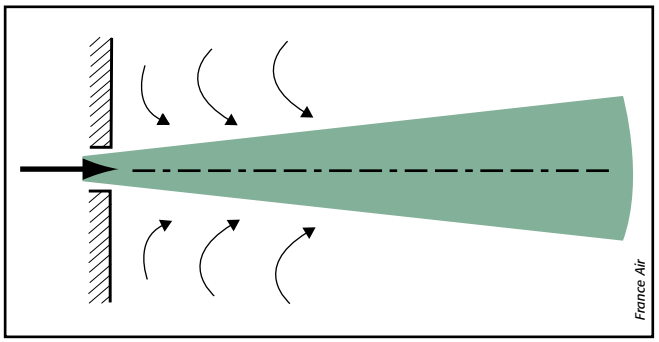


Fig. 15 - Veine libre

• Veines adhérentes

On obtient une veine adhérente quand l'air est soufflé à travers une U.T.D située de telle façon que la veine se déplace le long d'une surface ; sa forme sera celle d'une veine libre de section transversale réduite.

Le débit d'air augmente aussi de façon continue dans le sens du déplacement, alors que la vitesse diminue un peu plus lentement que dans une veine libre ; l'air secondaire est induit sur un côté seulement.

La veine tend à se maintenir accrochée à la surface en raison de la dépression créée par la vitesse de l'air, ou effet Coanda.

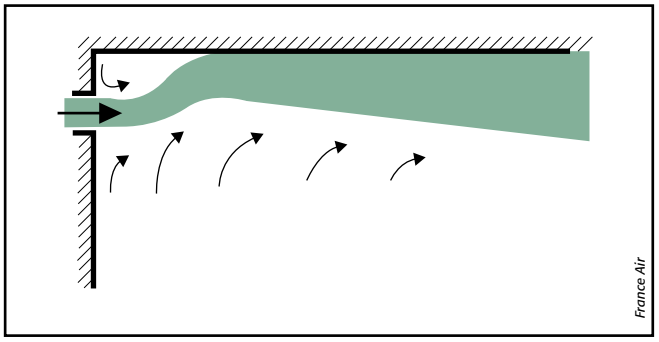


Fig. 16 - Veine adhérente

L'effet Coanda est fonction de la distance de l'U.T.D. au plafond. Cette distance fait intervenir un facteur correcteur **Ch** quant aux vitesses dans la veine d'air.

5.4 Différentes zones d'une veine d'air

Dans une veine libre en sortie d'U.T.D., on distingue plusieurs zones selon la distance à l'ouverture, comme indiqué dans la figure suivante.

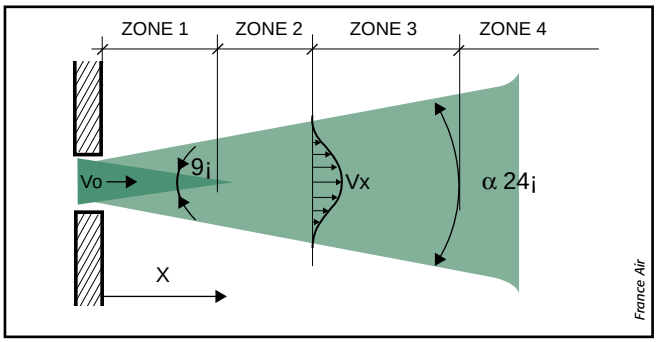


Fig 17 - Zones d'une veine libre

• Zone initiale (Zone 1)

Zone limitée proche de l'ouverture. La vitesse est constante au milieu d'un cône central de 9° d'angle. Pas de phénomène d'induction dans cette zone.

• Zone de transition (Zone 2)

Zone dans laquelle la vitesse décroît de manière inversement proportionnelle avec la racine carrée de la distance. C'est la zone principale des veines plates ; elle s'étend à la distance de 4 à 6 fois la longueur de l'ouverture.

• Zone principale (Zone 3)

Zone étendue dans laquelle la vitesse décroît de manière inversement proportionnelle avec la distance. C'est la zone principale des veines coniques et radiales ; la veine adopte une forme circulaire ou semi-circulaire. Cette zone s'étend à la distance de 25 à 100 fois le diamètre équivalent de l'ouverture.

• Zone terminale (Zone 4)

Zone dans laquelle la vitesse décroît rapidement de manière inversement proportionnelle au carré de la distance. La vitesse de l'air décroît en quelques diamètres jusqu'à une valeur inférieure à 0,25 m/s généralement appelé air calme. Cette zone est souvent affectée par une paroi de l'enceinte que la veine vient toucher ; elle n'est pas prise en compte pour le calcul des caractéristiques des U.T.D.

5.5 Mesures en laboratoire

Les U.T.D, grilles, diffuseurs multi-cônes, diffuseurs linéaires et diffuseurs perforés ont été testés en laboratoire suivant les normes **ISO 5219, 5135, 3741** Réf. (1)
EN 12238.

Les tests sont réalisés avec de l'air isotherme pour différents débits d'air.

Les mesures sont réalisées à une distance supérieure à 1 m de la paroi opposée (0,5 m veine radiale).

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

La vitesse centrale est mesurée pour 8 distances différentes avec des intervalles minimum de 30 cm. La vitesse du premier point doit être supérieure de 0,5 m/s à la vitesse terminale.

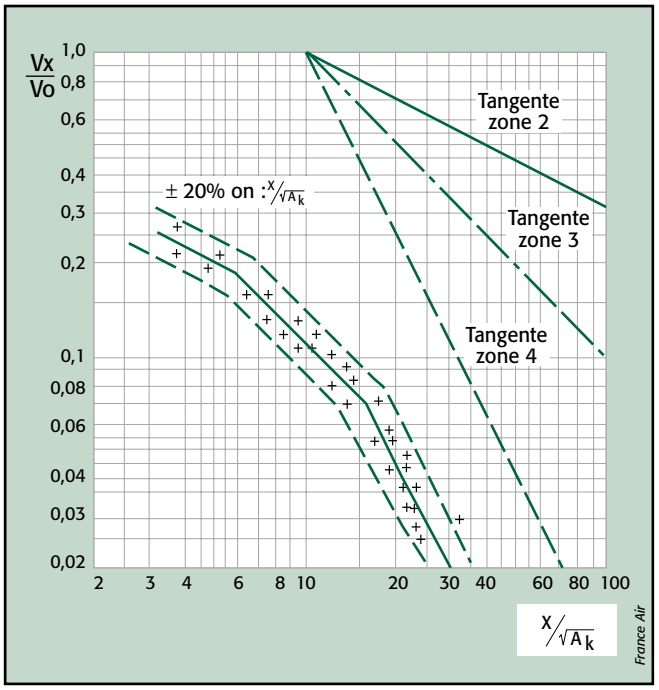


Fig. 18 - Représentation de résultats d'essais

Les U.T.D. de paroi sont montées à 0,2 m du plafond pour obtenir une veine semi-libre.

Les U.T.D. de plafond sont montées à ras le plafond.

Les mesures de vitesse pour toute une série d'U.T.D. se présentent sous forme d'un diagramme de ce type.

Pour les veines coniques et radiales, la représentation du graphique se définie par une droite de pente (1) (zone 3) et les veines plates par une pente (-0,5) (ligne zone 2).

Chaque droite obtenue peut être utilisée pour toute une série d'U.T.D. de mêmes caractéristiques à condition que les points obtenus par mesure soient compris entre 2 lignes parallèles situées à + 20 % de la ligne médiane.

Le diagramme permet de connaître la vitesse **Vx** pour une distance **X** et vice-versa.

Dans le cas des U.T.D. de type linéaire, on utilise en abscisse le nombre adimensionnel $\mathbf{X/h_k}$ où $\mathbf{h_k}$ est la hauteur efficace (m), en remplacement de la relation :

$$\mathbf{X} \Big/ \sqrt{\mathbf{A_k}}$$

Les coefficients caractéristiques $\mathbf{K_{1,2,3}}$ se déterminent à l'intesection de la droite représentative des points et l'axe des ordonnées à $\mathbf{V_x / V_k = 1}$

5.6 Veines coniques

Quand l'air est soufflé à travers une ouverture ronde ou carrée, la veine adopte la forme d'un cône.
La section transversale de la veine devient circulaire quand le rapport entre la longueur et la hauteur de l'U.T.D est inférieur à 10.
Les veines coniques se calculent suivant la théorie développée ci-après.

5.6.1. Veines coniques libres

Les paramètres qui servent à l'étude de la veine conique libre sont indiqués dans la figure 19.
La distance Xp entre le plan de l'U.T.D. et le sommet du cône, porte le nom de distance polaire.
Pour les veines libres, la distance polaire est si petite qu'on peut la considérer égale à zéro.

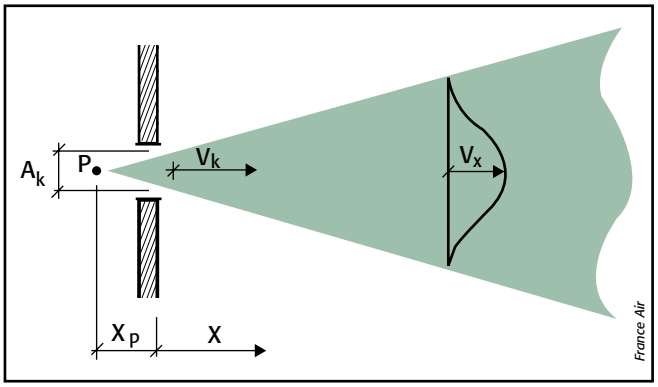


Fig. 19 - Veine conique libre

De la théorie générale sur les veines libres, on en déduit les équations pour les applications pratiques au calcul des vitesses, débits et températures.

V_x : Vitesse au centre de la veine à la distance X de l'U.T.D. . . . . m/s

V_k : Vitesse effective de l'air dans l'U.T.D. . . . . m/s

q_o : Débit d'air dans une U.T.D. (air primaire) . . . . . l/s

q_x : Débit d'air dans la veine à une distance X . . . . l/s

X : Distance mesurée depuis l'U.T.D. (portée ou zone d'influence) . . . . . m

A_k : Surface efficace de l'U.T.D. calculée par la relation qo / Vk . . . . . m^2

K_1 : Constante de l'U.T.D. (veine conique) . . . . . .

Δt_o : Différence de température entre l'air soufflé et l'air de l'enceinte . . . . . °C

Δt_x : Différence de température entre l'air de l'enceinte et le centre de la veine, à la distance X . . . . . °C

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

– Calcul de la vitesse au centre de la veine

$$\frac{V_x}{V_k} = \frac{K_1 . \sqrt{A_k}}{X}$$

– Calcul du débit

$$\frac{q_x}{q_o} = \frac{2 . X}{K_1 . \sqrt{A_k}} = 2 . \frac{V_k}{V_x}$$

– Calcul de la température

$$\frac{\Delta tx}{\Delta to} = \frac{3 . K_1 . \sqrt{A_k}}{4 . X} = 0{,}75 . \frac{V_k}{V_x}$$

où $\mathbf{K_1}$, la constante de l'U.T.D. est égale à 6,5 pour les veines libres en sortie d'ouverture sans grille.

5.6.2. Veines coniques adhérentes

On obtient une veine conique adhérente quand l'U.T.D. est située à proximité d'une surface parallèle à la direction du flux. Le flux d'air primaire se mélange à l'air de l'enceinte seulement du côté opposé à la surface.

Cette surface en question empêche l'apport secondaire et produit en conséquence une légère dépression provoquant l'adhérence de la veine. Ce phénomène est appelé **effet Coanda.**

Pour qu'une veine injectée parallèlement à une surface adhère, il est nécessaire que la distance y soit faible, généralement inférieure à 0,30 m.

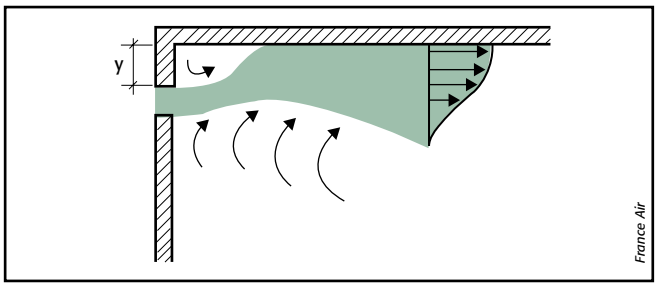


Fig. 20 - Veine adhérente semi-libre

Des mesures expérimentales en laboratoire, valables seulement pour les veines parallèles au plafond, ont démontré que la distance y maxi était fonction de la profondeur du local L et de la différence de température entre l'air ambiant et l'air introduit.

Pour des différences de température supérieures à 3,3°C, on peut établir la relation suivante :

$Y_{max} = 0{,}5\ L / \Delta to$

Pour de l'air isotherme, la relation devient : $Y_{max} = 0{,}15\ L$
La distance maximum absolue pour laquelle l'effet Coanda ne se produit plus est de **0,7 m**.

Pour les U.T.D. dont la direction de la veine n'est pas horizontale, les constantes des formules antérieures sont différentes.

La vitesse de l'air dans la $\mathbf{V_x}$ est plus élevée dans une veine adhérente que dans une veine libre. Le coefficient $\mathbf{K_1}$ des U.T.D. croît d'autant plus qu'elles sont situées près de la surface (valeur indicative : $\mathbf{K_1 = 7{,}2}$ pour une U.T.D. située à 0,2 m du plafond).

La figure 21 donne le facteur de correction $\mathbf{C_1}$ à appliquer à $\mathbf{K_1}$, quand la distance au plafond est différente de 0,2 m citée par la norme ISO.

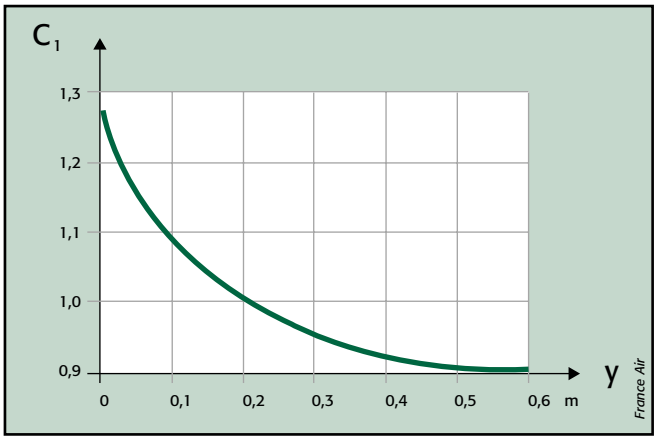


Fig. 7 - Facteur de correction pour la distance au plafond (veine conique horizontale)

Les flux adhérents et semi-libres peuvent, en théorie, être considérés comme des veines libres obtenues à partir d'ouverture de section double (débit double) dont la surface diviserait la veine en deux le long de l'axe central. (fig. 20).

L'angle de dispersion vertical résultant est égal à la moitié de celui d'une veine libre soit 12°. En pratique, il est inférieur à 12°.

L'angle horizontal est supérieur à celui d'une veine libre et les ailettes déflectrices provoquent des modifications importantes.

En pratique, on peut dire que l'angle horizontal est égal à 30° plus l'angle de divergence des ailettes.

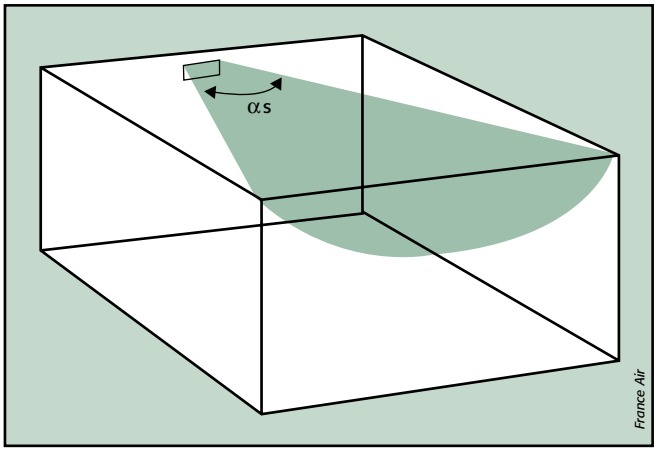


Fig. 22 - Dispersion d'une veine d'air adhérente

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

5.7 Veines plates

Une veine plate s'obtient lorsqu'on utilise des ouvertures plus étroites et larges spécialement quand elles s'étendent sur toute la largeur de l'enceinte, de manière à ce que les parois latérales servent de guide.
Dans la pratique, on peut obtenir des veines plates avec des ouvertures plus courtes, lorsque **la largeur de la bouche est au moins 10 fois supérieure à la hauteur.** Dans ce cas, la veine peut être considérée comme plate jusqu'à une distance de 4 à 6 fois la largeur de la bouche.

5.7.1. Veines plates libres

Comme pour les veines coniques, on a la possibilité de définir les équations applicables aux calculs de vitesse, débit et température le long de l'axe de la veine.

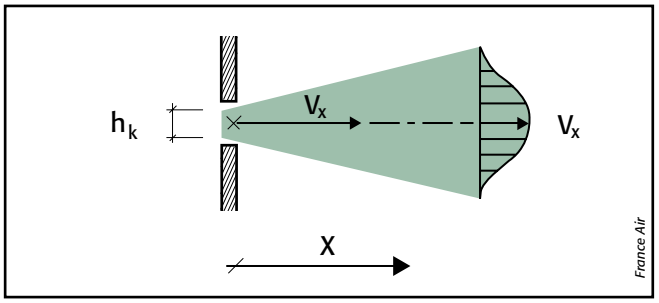


Fig. 23 - Veine plate libre

V_x : Vitesse au centre de la veine à la distance X de l'U.T.D. . . . . m/s

V_k : Vitesse effective de l'air dans l'U.T.D. . . . . m/s

q_o : Débit d'air dans une U.T.D. (air primaire) . . . . . l/s

q_x : Débit d'air dans la veine à une distance X . . . . l/s

X : Distance mesurée depuis l'U.T.D. (portée ou zone d'influence) . . . . . m

h_k : Hauteur effective de l'U.T.D. . . . . m

K_2 : Constante de l'U.T.D. (veine plate) . . . . . .

Δt_o : Différence de température entre l'air soufflé et l'air de l'enceinte . . . . . °C

Δt_x : Différence de température entre l'air de l'enceinte et le centre de la veine, à la distance X . . . . . °C

l : Largeur d'une U.T.D. linéaire . . . . . m

– Calcul de la vitesse au centre de la veine

$$\frac{V_x}{V_k} = \sqrt{\frac{K_2 . h_k}{X}}$$

– Calcul du débit

$$\frac{q_x}{q_o} = \sqrt{\frac{2.X}{K_2 . h_k}} = \sqrt{2} . \frac{Vk}{V_x}$$

– Calcul de la température

$$\frac{\Delta tx}{\Delta to} = \sqrt{\frac{3. K_2 . h_k}{4.X}} = 0,9 \frac{V_x}{V_k}$$

où :

$$h_k = \frac{q_o}{1.V_k}$$

5.7.2. Veines plates adhérentes

Quand l'ouverture est placée près du plafond ou d'autres parois de l'enceinte, la veine devient adhérente comme dans le cas des veines coniques.

Les équations pour les veines libres sont aussi valables pour les veines adhérentes si l'on considère que la constante de l'U.T.D. varie.

La figure 24 donne le facteur de correction **C_2** pour le calcul de **K_2** en fonction de la distance au plafond (y en abscisse) avec une valeur de référence à 0,2 m selon la norme ISO (valeur indicative : **$K_2 = 10$** pour une linéaire à 0,2 m du plafond).

Fig. 24 - Facteur de correction pour la distance au plafond (Veine plate horizontale)

5.8 Veines radiales

De manière générale, les veines issues de diffuseurs circulaires situés au plafond sont radiales. Si le diffuseur est composé de cônes réglables, il est possible d'obtenir une veine dirigée vers le bas de forme conique avec un angle de dispersion de 24°.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

5.8.1. Veines radiales libres

Une veine radiale libre peut se schématiser de la façon suivante (cf. Fig. 25).

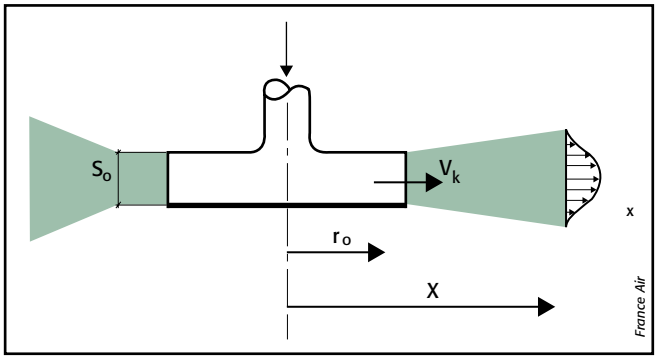


Fig 25 - Veine radiale libre

Comme pour les veines coniques, on peut décliner les équations suivantes :

V_x : Vitesse au centre de la veine à la distance X de l'U.T.D. . . . . m/s

V_k : Vitesse effective de l'air dans l'U.T.D. . . . . m/s

q_o : Débit d'air dans une U.T.D. (air primaire) . . . . . l/s

q_x : Débit d'air dans la veine à une distance X . . . . l/s

X : Distance mesurée depuis l'U.T.D. (portée ou zone d'influence) . . . . . m

A_k : Surface efficace de l'U.T.D calculée par la relation qu / Vk . . . . . m^2

K_3 : Constante d'une U.T.D. (veine radiale) . . . . . .

Δto : Différence de température entre l'air soufflé et l'air de l'enceinte . . . . . °C

Δtx : Différence de température entre l'air de l'enceinte et le centre de la veine, à la distance X°C . . . . . °C

ε : Coefficient de contraction . . . . . –

– Calcul de la vitesse au centre de la veine

$$\frac{V_x}{V_k} = \frac{K_3 . \sqrt{A_k}}{X}$$

– Calcul du débit

$$\frac{q_x}{q_o} = \frac{\sqrt{2} . X}{K_3 . \sqrt{A_k}} = \sqrt{2} . \frac{Vk}{V_x}$$

– Calcul de la température

$$\frac{\Delta tx}{\Delta to} = \sqrt{\frac{3}{4}} \frac{K_3 . \sqrt{A_k}}{X} = 0,9 \frac{V_x}{V_k}$$

où :

$$A_k = {q_o}/{V_k} = \varepsilon . A_{net}$$

Pour les diffuseurs circulaires :

$A_{net} = 2 . \pi . r_o . S_o$

5.8.2. Veines radiales adhérentes

Les équations pour une veine libre sont aussi valables pour une veine adhérente en adoptant les coefficients correcteurs.

La figure 26 donne le facteur de correction **C_3** à appliquer à **K_3**, en fonction de la distance au plafond, avec une valeur de référence à 0 m, selon la norme ISO (valeur indicative **$K_3 = 1,3$** pour une U.T.D. à ras du plafond).

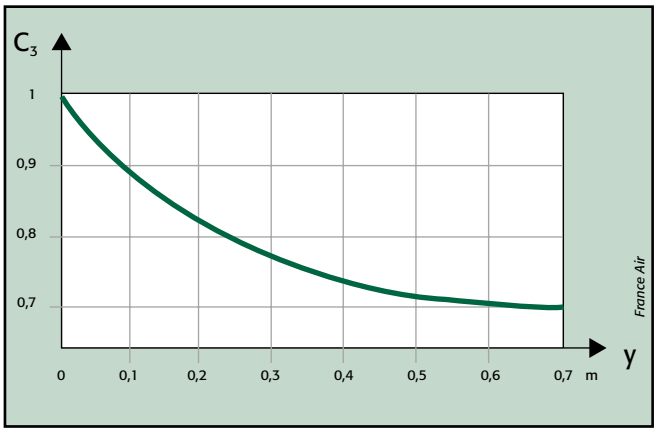


Fig. 26 - Facteur de correction pour la distance au plafond (veine radiale horizontale)

5.9 Influence du local et vitesse maxi dans la zone occupée

Les théories développées sur les veines d'air sont valables pour des locaux de dimensions infinies comme on l'a déjà mentionné.

En réalité, la géométrie d'une enceinte influe sur la diffusion de l'air d'une U.T.D.

Lorsque la veine atteint la paroi opposée, il se produit un effet de choc qui réduit la vitesse de la veine. La vitesse à la paroi est inférieure à la vitesse théorique.

Ceci est valable pour les veines isothermes mais peut aussi s'appliquer pour les veines non isothermes.

La relation **K_z** entre la vitesse terminale théorique **V_x** (à la distance X) et la vitesse maximum dans la zone occupée **V_z** a été déterminée expérimentalement dans un modèle à échelle réelle pour différentes formes d'enceintes et différents types d'U.T.D.

$$K_z = \frac{V_x}{V_z}$$

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

$$K_z = \frac{V_x}{V_z}$$

Il en est de même pour la relation **K_r** entre la vitesse maxi dans la zone occupée et la vitesse moyenne dans cette zone d'occupation **V_r** :

$$K_r = \frac{V_r}{V_z}$$ (K_r entre 0,6 et 0,7 pour les 3 familles de veines)

Pour les U.T.D. montées en paroi, la distance **X** est considérée égale à la profondeur du local.

Pour une veine conique adhérente, la figure 27 montre les résultats des mesures effectuées dans une enceinte de hauteur 2,5 m à 3,5 m. Ceci montre l'importance de la largeur du local.

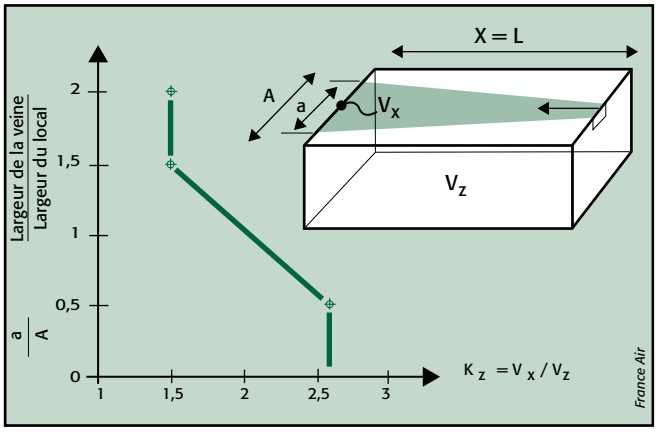


Fig. 27 - Vitesse maxi dans la zone d'occupation (veine conique isotherme adhérente)

Par exemple, lorsque la veine couvre toute la largeur du local et touche la paroi opposée, l'U.T.D. peut être sélectionnée avec une vitesse terminale égale au double de la vitesse maximum admissible dans la zone d'occupation.

La figure antérieure peut être utilisée aussi pour déterminer l'interaction entre plusieurs U.T.D. situées sur la même paroi. La largeur de l'enceinte est divisée par le nombre d'U.T.D.

La dispersion de la veine due à l'inclinaison des ailettes verticales est prise en compte dans détermination de a.

Dans le cas d'ailettes sans inclinaison, on calcule la largeur de la veine en prenant 30° comme angle de dispersion.

Pour les autres positions, l'angle se calcule comme suit :

- pour des ailettes devant : 30° + angle des ailettes
- pour des ailettes derrière : 30° + 1/2 angle des ailettes

Pour les veines plates et radiales, les tests réalisés à échelle réelle donnent une valeur de **K_z** égale à 1,5 indépendamment de la largeur de l'enceinte. Ceci signifie, par exemple, que pour obtenir 0,2 m/s de vitesse maximum en zone occupée, il faut calculer 1'U.T.D. avec une vitesse terminale de 0,3 m/s.

La vitesse moyenne **V_r** admissible va dépendre de l'activité et du type de local.

Type d'activité	Type de local	V_r recommandée (m/s)
Activité sans poste fixe	Usines Salles de sport Grands magasins	0,25 - 0,30
Activité variée	Bureaux Ateliers Laboratoires	0,20 - 0,25
Activité sédentaire	Salle de spectacle Hôpitaux Théâtres	0,15 - 0,20

5.10 Portée et zone d'influence

Lorsqu'on dimensionne une U.T.D., on opère bien souvent avec la notion de portée.

La portée est égale à la distance de 1'U.T.D. à un point dont la vitesse au centre de la veine est prédéterminée ; ceci étant valable pour une veine isotherme dans un local infini.

Habituellement, cette vitesse terminale est égale à 0,2 m/s.

Comme on l'a vu, puisque la vitesse dans la zone occupée dépend de la géométrie du local, ce n'est pas la vitesse de la veine qui est généralement intéressante.

Tout spécialement dans le cas où l'air soufflé à une température inférieure à la température ambiante, implique un dimensionnement précis de l'U.T.D. si l'on veut éviter les problèmes de courant d'air.

La notion de portée **L 0,2** (vitesse d'enveloppe égale à 0,2 m/s) utilisée par certains fabricants constitue dans ce cas une notion inadéquate ; d'autant que parfois, la portée est donnée pour une vitesse de 0,5 m/s.

Ainsi, il est nécessaire au delà de la portée de calculer la vitesse terminale **V_x** en fonction de **K** et **A_K**.

La distance **X** à laquelle s'effectue le calcul s'appelle distance d'influence désignée par le symbole **X_L**.

Cette distance, mesurée sur l'axe de la veine, va de l'U.T.D. au point le plus éloigné de la zone d'influence de cette U.T.D. (cf. Fig. 28).

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

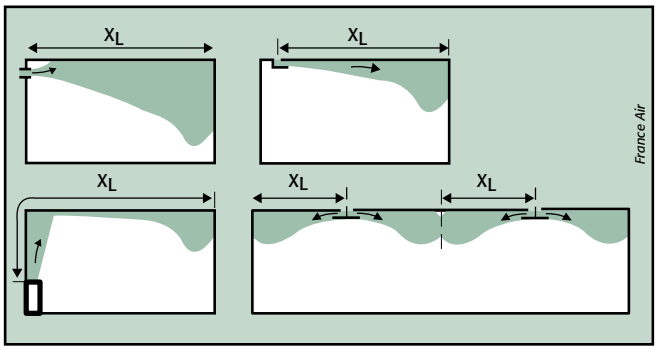


Fig. 28 - Zone d'influence XL

Lorsque la veine soufflée au sol ou en allège est conique, au départ, elle se transforme en veine radiale après la rencontre du plafond.

Pour des hauteurs de plafond inférieures à 4 m, on peut figurer la zone d'influence comme étant issue d'une U.T.D. radiale de 180° située dans l'angle paroi-plafond. La constante de l'U.T.D. est alors la suivante : $\mathbf{K_3 = 0{,}22\ K_1}$

5.11 Cas des locaux profonds

Lorsqu'une veine est introduite dans un local de profondeur supérieure à 2,5 et jusqu'à 4,5 fois la hauteur, l'air n'atteint pas la paroi opposée.

Dans une telle situation, la veine revient et nourrit l'air induit.
Il en résulte une augmentation de la vitesse d'injection. La distance de pénétration restant la même, seules les vitesses dans la veine et dans le local augmentent.

La distance de pénétration $\mathbf{X_{max}}$ est égale à la distance entre la paroi et le point où la vitesse Vz est la plus élevée (cf. Fig. 29).

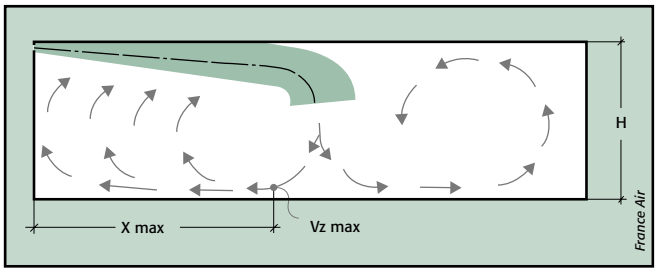


Fig. 29 - Pénétration de la veine en local profond

La distance de pénétration $\mathbf{X_{max}}$ dépend des dimensions du local, du type de veine et de la constante de l' U.T.D

Pour des largeurs de local inférieures à 4 fois la hauteur, on peut calculer $\mathbf{X_{max}}$ par les équations suivantes (Réf B) :

Veine conique : $X_{max} = 0{,}40\ K_1 .\ \sqrt{A} . H$

Veine plate : $X_{max} = 0{,}24\ K_2 . H$

Veine radiale : $X_{max} = 1{,}50\ K_3^2 . H$

En allège :

Veine conique : $X_{max} = 0{,}07\ K_1^2 . H$

Veine plate : $X_{max} = 0{,}24\ K_2 . H$

Dans le cas des locaux profonds, la distance d'influence $\mathbf{X_L}$ est considérée égale à $\mathbf{X_{max}}$ et $\mathbf{K_z}$ est légèrement supérieur au Kz des locaux peu profonds.

Références

[1] Norme ISO 5219/1984
[2] E. SKAARET - Techniques de ventilation 1985/1986.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 6

Ventilation par mélange en anisotherme

6.1. Nombre d'Archimède
6.2. Veines libres
6.3. Veines adhérentes
6.4. Charges thermique maximale
6.5. Obstacles dans la veine d'air
6.6. Induction

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

6.1 Nombre d'Archimède

Dans les paragraphes précédents, nous avons examiné les types de veines d'air pour un soufflage isotherme (température soufflage = température ambiante).

Lorsque la température de l'air soufflé est inférieure ou supérieure à la température ambiante, les problèmes de distribution d'air sont plus complexes. Il intervient des différences de densité.

La gravité exerce une action dans le même sens ou dans le sens opposé à la veine suivant que la température est respectivement inférieure ou supérieure à la température ambiante.

C'est le nombre d'Archimède **(Ar)** qui fait la relation entre la gravité et la densité.

$$A_r = \frac{g.\ \Delta tx\ .\ D}{T_a.\ V_x{}^2}$$

g : Accélération de la pesanteur . . . . . 9,81 m/s²

Δtx : Différence de température entre l'air ambiant et l'air de la veine d'air à une distance X . . . . . °C

D : Dimension caractéristique de la veine d'air ou de 1'U.T.D. . . . . m

T_a : Température de l'air ambiant . . . . . K

V_x : Vitesse de l'air dans la veine à une distance X . .m/s

Le comportement de toutes les veines d'air non isothermes soufflées dans une ambiance se voit fortement influencé par le nombre d'Archimède.

L'indice **X** représente la distance à laquelle est calculé Ar, mesurée à partir de l'U.T.D. le long de l'axe de la veine.

Pour calculer **Ar**, à la distance **X**, la grandeur **D** est égale à la moitié de l'épaisseur de la veine dans le cas de veines plates et à la moitié du diamètre dans le cas de veines coniques.

Pour calculer Ar, à l'ouverture de l'U.T.D., la valeur X est égale à O et la grandeur D est égale à la racine carrée de la surface effective ou la hauteur effective selon que l'U.T.D. est respectivement rectangulaire ou de type linéaire. L'examen de l'équation (4) nous apprend que **Ar** est nul pour une veine isotherme, **(Δtx = O)** et que **Ar** augmente le long de la veine.

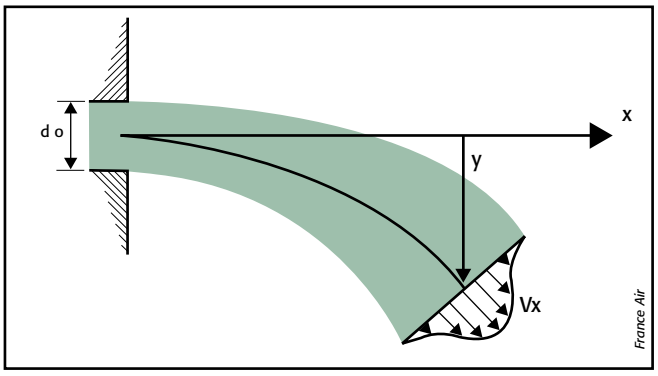


Fig. 30 - Courbure d'une veine libre froide

L'axe de la veine d'air insufflé adopte expérimentalement à la distance **X** une déflection vers le bas **Y** qui s'exprime par l'équation suivante :

$$Y = 0{,}065\ .\ Ar_O.\frac{X^3}{d^2} \qquad (5)$$

Le diamètre équivalent **d** de l'U.T.D. est égal au diamètre dans le cas de bouches circulaires et pour les bouches de forme rectangulaire s'exprime de la façon suivante :

$$d = 1{,}28.\ A_k{}^{0,5} \qquad (6)$$

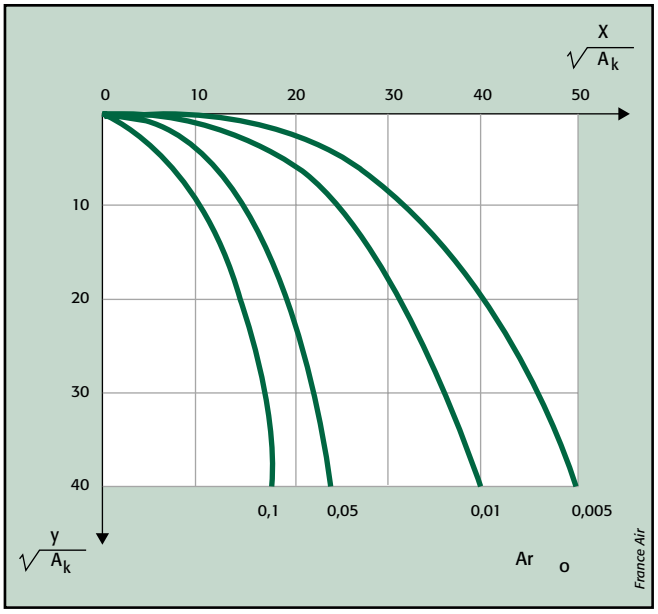


Fig. 31 - Trajectoire de l'axe d'une veine conique froide

6.2 Veines libres

6.2.1. Veines horizontales

Une veine libre horizontale, non adhérente au plafond, est incurvée vers le bas, lorsque sa température est inférieure à la température ambiante. Ceci en raison de la différence de densité entre l'air insufflé et l'air de l'enceinte.

D'après l'équation (5), la ligne centrale de la veine décrit une parabole. Pour déterminer les valeurs de température et de vitesse de la veine et de dimensionnement de l'U.T.D., l'équation (5) se réduit à une expression du type :

$Y = \text{constante}.\ X^3$

L'équation (5) se transforme selon le type de veine.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

• **Veine conique**

$$Y = \frac{0{,}013.\Delta to.\ A_k^{\,1,5}\ .\ X^3}{K_1.q_o^{\,2}} \qquad (7)$$

• **Veine plate**

$$Y = \frac{0{,}021.\Delta to.\ h_k^{\,1,5}.\ X^{2,5}.1^2}{K_2^{\,0,5}.q_o^{\,2}} \qquad (8)$$

• **Veine radiale**

$$Y = \frac{0{,}013.\Delta to.\ A_k^{\,1,5}\ .\ X^3}{K_3.q_o^{\,2}} \qquad (9)$$

Signification des symboles

Y : Déflection verticale ou chute de la veine . . . . . m

Δto : Différence de température entre l'air soufflé et l'air ambiant . . . . . °C

A_k : Surface efficace de l'U.T.D. calculée par la relation qo / Vk . . . . . m^2

X : Distance mesurée depuis l'U.T.D. (portée ou zone d'influence) . . . . . m

q_o : Débit d'air dans une U.T.D. (air primaire) . . . . . Vs

K : Constante d'une U.T.D. (**K_1**: veine conique - **K_2** : veine plate - **K_3**: veine radiale)

Pour calculer la vitesse sur l'axe de la veine à une distance déterminée de l'U.T.D., on procède de la manière suivante :

- on trace le graphique de l'équation Y en fonction de X en utilisant les formules (7) (8) et (9).
- on mesure la distance S sur l'axe de la veine de 1'U.T.D. au point dont on désire connaître la vitesse.
- on calcule la vitesse pour des conditions isothermes en accord avec les équations (1) (2) et (3), selon le type de veine à la distance S.
- la vitesse s'obtient en divisant la vitesse en isotherme par $\sqrt{\text{Cos}}\ .\ \varphi$

  où φ est l'angle de l'axe de la veine avec l'horizontale à la distance **S**.

La méthode de calcul décrite est valable pour des angles jusqu'à 45°, mais peut être utilisée jusqu'à 60° avec une erreur tolérable.

6.2.2. Veines verticales

• Pour les veines libres verticales, il existe une série d'équations permettant le calcul de la vitesse à la distance **y** de l'U.T.D. et de la distance pour laquelle la vitesse s'annule, ceci pour les veines coniques et plates (il n'existe pas de veines radiales dans ce cas) (cf. Fig. 32).

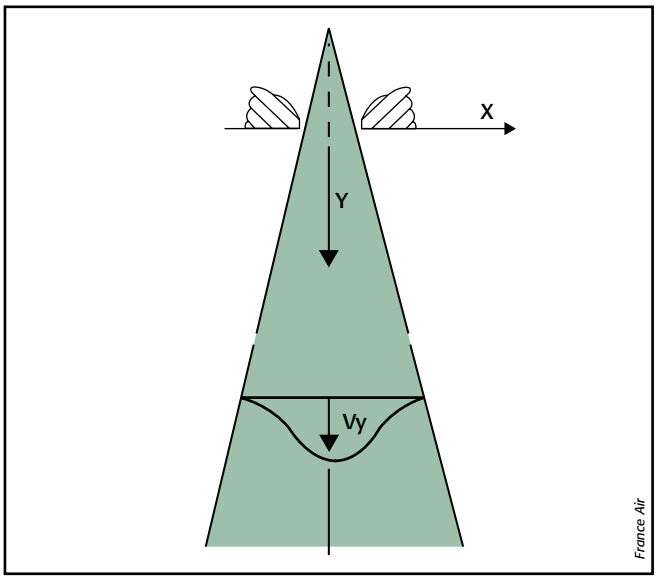


Fig. 32 - Veine verticale

• Pour les veines coniques, on utilise l'équation suivante :

$$\frac{V_y}{V_k} = K_1.\frac{\sqrt{A_k}}{y}\left[1 \pm 0{,}06\frac{|\Delta to|.\ \sqrt{A_k}}{K_1.V_k^{\,2}}.\left(\frac{y}{\sqrt{A_k}}\right)^2\right]^{1/3}$$

Le signe des facteurs entre parenthèse est celui indiqué dans le tableau suivant :

Veine verticale	Air insufflé	
	Froid	Chaud
Dirigée vers le bas	+	-
Dirigée vers le haut	-	+

Dans le cas de l'air chaud soufflé vers le bas et de l'air froid soufflé vers le haut (signe négatif dans la parenthèse), la distance maximale que peut atteindre l'air est aussi la distance pour laquelle **V_y** est égale à zéro.

Elle se calcule par l'équation suivante :

$$y_{max} = 3{,}96\left(\frac{K1}{\Delta to}\ .\ \sqrt{A_k}\ .\ V_k^{\,2}\right)^{0,5}$$

• Pour les veines plates, on utilise l'équation suivante :

$$\frac{V_y}{V_k} = \left[\left(\frac{K_2.\ h_k}{y}\right)^{3/2} \pm 0{,}057\frac{|\Delta to|.\ h_k\ .\ K_2}{V_k^{\,2}}\right]^{1/3}$$

où le signe de la parenthèse suit les indications du tableau précédent.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

La distance $\mathbf{Y_{max}}$ se calcule par l'équation suivante :

$$y_{max} = 6{,}76\,(h_k.K_2)^{1/3}.\left(V_k^2 / |\Delta to|\right)^{2/3}$$

V_k : .Vitesse effective de l'air dans l'U.T.D.....m/s

V_y : .Vitesse à la distance y .....m/s

h_k : .Hauteur effective de l'U.T.D .....m

6.2.3. Veines inclinées

Quand une veine prend une inclinaison inférieure ou égale à 45°, d'un côté ou de l'autre de l'horizontale, on utilise les équations indiquées pour les veines horizontales, en prenant comme ligne de référence, la direction initiale de la veine, pour le calcul de la parabole décrite et des vitesses.

Dans ce cas, les équations du paragraphe 6.2.1. sont valables.

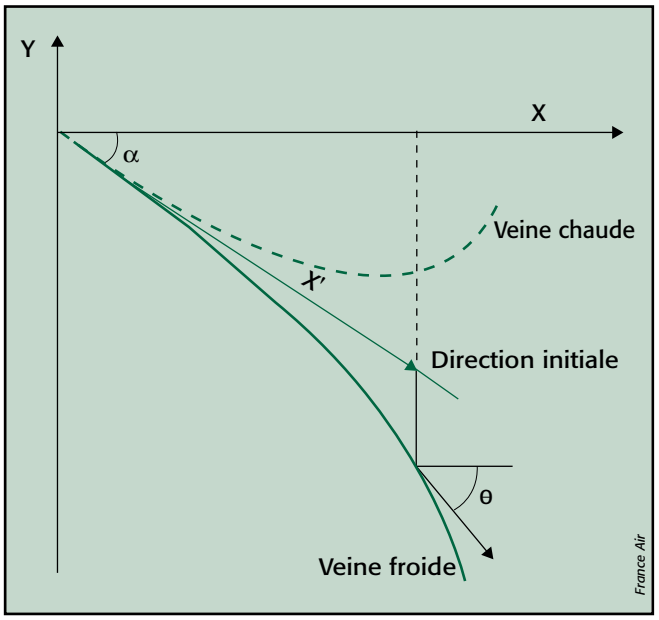


Fig. 33 - Veine inclinée

6.3 Veines adhérentes

Lorsque l'air est soufflé à proximité d'une surface (ex. : le pla fond), il se produit un effet d'adhérence précédemment dénommé effet Coanda.

Quand on souffle de l'air à une température inférieure à la température du local, il est important de maîtriser l'effet Coanda afin que la veine pénètre profondément dans le local, sans s'incurver trop rapidement vers le bas comme le ferait une veine libre horizontale.

En pénétrant profondément dans le local avant d'entrer dans la zone occupée, la veine garantit un meilleur mélange avec l'air intérieur ainsi qu'une température plus élevée.

Il est nécessaire, par conséquent, que la vitesse de la veine soit relativement élevée, de manière à maintenir une adhérence suffisante.

A une certaine distance de 1'U.T.D., néanmoins, la veine perd son adhérence, et s'incurve vers le bas.

La perte d'adhérence dépend du nombre d'Archimède, qui augmente avec la distance à l'U.T.D.

Une fois que le nombre d'Archimède atteint une valeur critique, la force de gravité vainc celle d'inertie et la veine s'incurve.

Il est révélateur de calculer le point où la veine perd son adhérence. Ce point se dénomme **point de séparation** et sa distance à l'U.T.D. se symbolise par **X_a.**

Pour les locaux de dimensions limitées, le point de séparation dépend de la géométrie du local, de la présence éventuelle de surfaces chaude, et de la nature du plafond.

Le nombre d'Archimède, au point de décrochement est différent selon que l'U.T.D. est située sur la paroi extérieure, intérieure ou en plafond et dépend de la distribution des sources de chaleur.

La distance **X_a** du point de séparation se calcule selon le type de veine, avec les équations suivantes :

- **Pour une veine conique :**

$$X_a = \frac{4{,}2.\,Ar_{X_a}^{0,5}.K_1.q_o}{A_k^{0,75}.\Delta to^{0,5}}$$

- **Pour une veine plate :**

$$X_a = \frac{5{,}0.\,Ar_{X_a}^{0,67}.K_2.q_o^{1,33}}{h_k.1^{1,33}.\Delta to^{0,67}}$$

- **Pour une veine radiale :**

$$X_a = \frac{9{,}1.\,Ar_{X_a}^{0,5}.K_3^{1,5}.q_o}{A_k^{0,75}.\Delta to^{0,5}}$$

Le nombre d'Archimède **Ar_{xa}** au décrochement se détermine par des essais en échelle réelle.

Des valeurs typiques pour des veines coniques sont de l'ordre de **0,08** pour une U.T.D. située en paroi intérieure, et de **0,2** pour une U.T.D. située en paroi extérieure, avec des valeurs de 75 % plus élevées pour les veines plates.

Le décrochage du plafond ne doit pas se produire avant que la veine n'ait parcouru au moins **60 %** de la zone d'influence **X_L** (cf. Fig. 34).

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

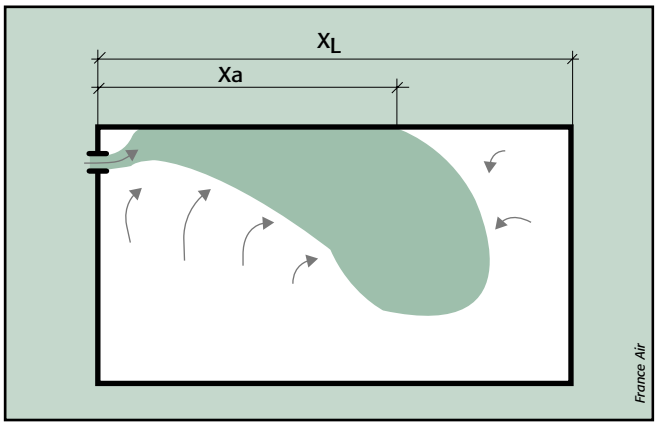


Fig. 34 - Point de séparation d'une veine froide adhérente

Dans un tel cas, la vitesse maxi dans la zone d'occupation est à peu près identique à celle obtenue avec de l'air isotherme.

Si la séparation se produit avant d'atteindre les 60 % de la zone d'influence, il se produit des problèmes de courant d'air.

6.4 Charge thermique maximale

La charge thermique maximale que peut apporter une veine d'air froid introduite dans un local, dépend de nombreux facteurs (type de veine, vitesse maxi admissible, nombre d'Archimède, point de séparation...).

Le professeur SKAARET (Réf. (1) - Chap. 9) a établi la relation entre tous ces facteurs pour les veines adhérentes. On en déduit les équations suivantes pour le calcul de la puissance maximale unitaire (exprimée en W/m² de surface au sol).

- **Pour les veines coniques :**

$$P_{max} = \frac{21800\, Ar_{X_a} (K_z \cdot V_z)^3 \cdot \left(X_L / X_a\right)^2}{K_1 \cdot A}$$

- **Pour les veines plates :**

$$P_{max} = \frac{13200\, Ar_{X_a} (K_z \cdot V_z)^3 \cdot \left(X_L / X_a\right)^{1,5}}{X_L}$$

- **Pour les veines radiales :**

$$P_{max} = \frac{21000\, Ar_{X_a} (K_z \cdot V_z)^3 \cdot \left(X_L / X_a\right)^2}{X_L}$$

ou

Ar_{xa} : Nombre d'Archimède à la distance Xa adimensionnel

A : Largeur de l'enceinte . . . . . m

K_z : V_x / V_z

V_z : Vitesse maximum de l'air dans la zone occupée . . . . . m/s

V_x : Vitesse au centre de la veine à la distance X de l'U.T.D. . . . . m/s

X_L : Zone d'influence mesurée à partir de l'U.T.D. . . m

X_a : Distance de séparation de la veine . . . . . m

La zone d'influence a été définie dans le chapitre précédent ; pour les locaux profonds **X_L** est égale à la distance de pénétration.

L'examen des équations précédentes amène les commentaires suivants :

1. La charge thermique maximale croît avec le cube de la vitesse maxi admissible dans la zone d'occupation, ce qui signifie qu'il est nécessaire d'admettre des vitesses maxi plus élevées pour une charge thermique plus importante.

2. La veine radiale est celles des trois, qui permet la charge thermique la plus élevée (**X_L** est inférieure au produit **K_1 . A**).

3. Si la zone d'influence de chaque U.T.D. est petite, la charge thermique admissible est plus élevée, ce qui signifie que plusieurs petits diffuseurs admettent une charge thermique supérieure à celle de quelques diffuseurs de grandes dimensions.

6.5 Obstacles dans la veine d'air

L'air soufflé le long d'un plafond rencontre fréquemment des obstacles, tels les luminaires ou autres éléments de décoration.

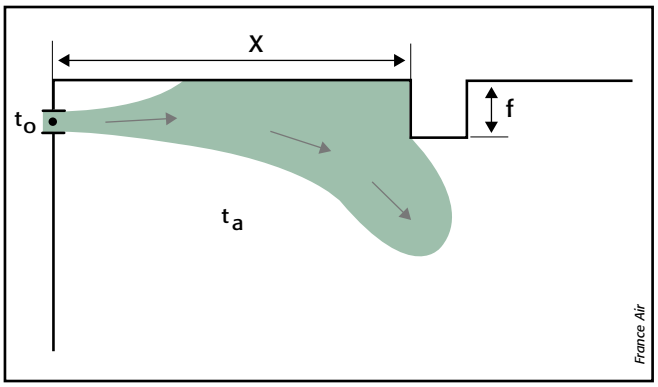


Fig. 35 - Séparation d'une veine due à un obstacle

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Lorsque l'obstacle est parallèle à la direction de la veine d'air, il n'y a pas de problème.

Dans les autres cas, la veine descend dans la zone occupée et peut générer un courant d'air.

Le décrochement prématuré de l'air augmente :

- avec la hauteur de l'obstacle,
- lorsque la distance à l'U.T.D. diminue,
- avec l'accroissement de la différence de température entre l'air de l'enceinte et l'air soufflé.

La hauteur critique peut s'approximiser par l'équation suivante :

$$f_C = X\ (0{,}08 - 0{,}005\ .\ \Delta to)$$

Si la hauteur est supérieure à fC, la veine se décroche du plafond.

Lorsque l'air est soufflé du sol, sous la fenêtre, cette situation critique se produit quand l'obstacle est situé à 1 ou 2 m de la paroi.

Dans ce cas, la hauteur critique peut s'approximiser par l'équation suivante :

$$f_C = X\ (0{,}07 - 0{,}004\ .\ \Delta to)$$

Pour calculer la distance au point de séparation $\mathbf{X_a}$, il faut considérer le fait que la veine est freinée par l'obstacle, dans le cas où celle-ci ne décroche pas.

Ceci implique d'appliquer un facteur de correction à la constante **K** des U.T.D., dénommé précisément facteur **d'obstruction :**

$$Ch = \frac{1}{1 + 0{,}84\ {}^{f}/_{f_C}}$$

Les constantes $\mathbf{K_1}$ et $\mathbf{K_3}$ doivent être multipliées par $\mathbf{C_h}$ et la constante $\mathbf{K_2}$ par $\mathbf{C_h^2}$.

6.6 Induction

L'induction se définit par la formule suivante :

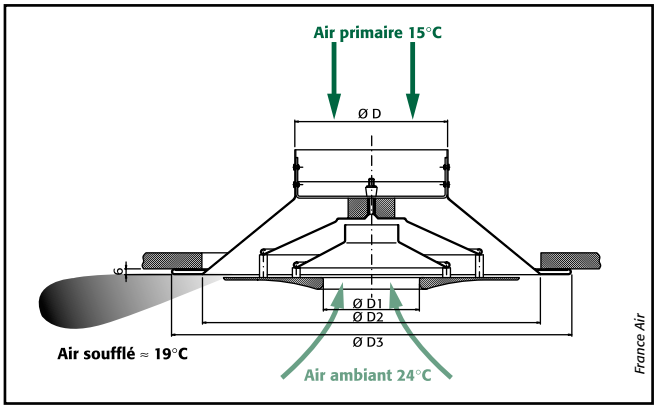
$$\text{Taux d'induction} = \frac{\text{Q Air primaire}}{\text{Q Air primaire + Air secondaire}}$$

On distingue généralement deux types d'induction en diffusion :

- L'induction interne
- L'induction externe

- L'induction externe est la capacité des UTD à brasser l'air du local. Dans ce cas, l'air primaire sera l'air soufflé à travers l'UTD et l'air secondaire l'air ambiant induit (entraîné) par la veine d'air.

- L'induction interne concerne certains diffuseurs particulièrement étudiés pour brasser dès l'intérieur du diffuseur air primaire et air ambiant.



L'air primaire sera dans ce cas l'air au col du diffuseur.
L'air secondaire sera présent dès l'intérieur du diffuseur.
L'induction interne permet donc d'abaisser la température de l'air primaire tout en conservant une bonne diffusion d'air dans le local.
En particulier les diffuseurs haute induction interne évitent les phénomènes de douche froide.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 7

Circulation d'air en mélange

7.1. Circulation d'air
7.2. Limites des différents systèmes
7.3. Types d'Unités Terminales de Diffusion
7.4. Exemples d'application des U.T.D.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

7.1 Circulation d'air

L'effet de la charge thermique joue un rôle important sur la forme de la circulation d'air.

En particulier, la charge externe sur les parois est différente selon les saisons.

Ce problème se résoud par l'installation d'un système de climatisation périphérique et l'adoption d'une bonne isolation thermique des parois.

La veine d'air froid peut alors pénétrer profondément dans l'enceinte avant d'atteindre la zone occupée. L'induction est suffisante pour que la vitesse diminue et que la température soit uniforme.

7.1.1. Soufflage à partir de parois

La disposition des U.T.D. doit être telle que les courants de convection maintiennent la veine d'air froid dans la partie supérieure du local (cf Fig. 36).

Quand les courants de convection rencontrent la veine d'air soufflé, cette dernière est obligée de descendre prématurément dans la zone occupée (cf. Fig. 37) ; ceci occasionne un courant d'air et une non uniformité des températures dans la zone occupée.

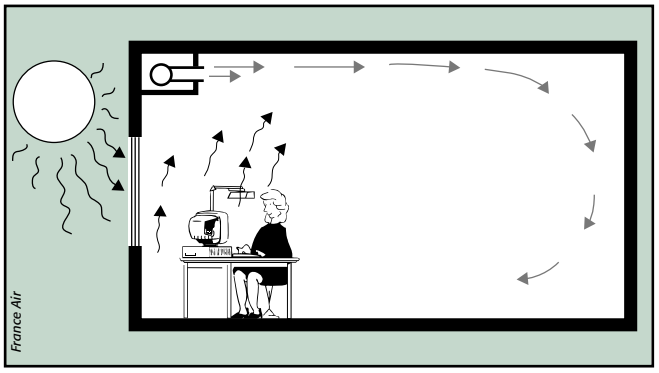


Fig. 36 - Soufflage à partir d'une paroi extérieure

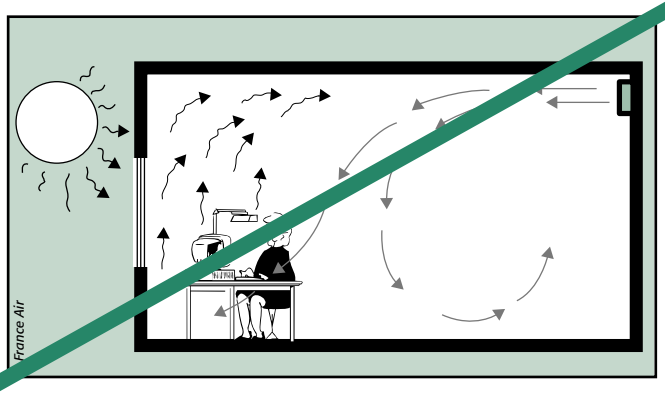


Fig. 37 - Soufflage à partir d'une paroi intérieure

Le type de faux-plafond installé constitue un facteur déterminant ; il est préférable de prévoir un faux-plafond lisse et plat, sans obstacle.

Les obstacles sont à prendre en compte comme expliqué dans le paragraphe précédent.

7.1.2. Soufflage radial à partir du plafond

Le soufflage de l'air froid par des diffuseurs circulaires au plafond génère une veine radiale capable de satisfaire un besoin en rafraîchissement élevé, surtout si la veine peut s'accrocher.

Les sources de chaleurs externes ou internes influencent le parcours de la veine d'air, provoquant une déviation de la circulation.

Avec une veine radiale, le mélange de l'air de la veine et de l'enceinte est bon ; dans la majorité des cas, les conditions dans la zone occupée sont acceptables (cf. Fig. 38).

Si la hauteur sous plafond est particulièrement faible, on recommande d'obturer un secteur de 90° dans le col du diffuseur, en vis-à-vis de la paroi extérieure ou d'un obstacle éventuel (cf. Fig. 39).

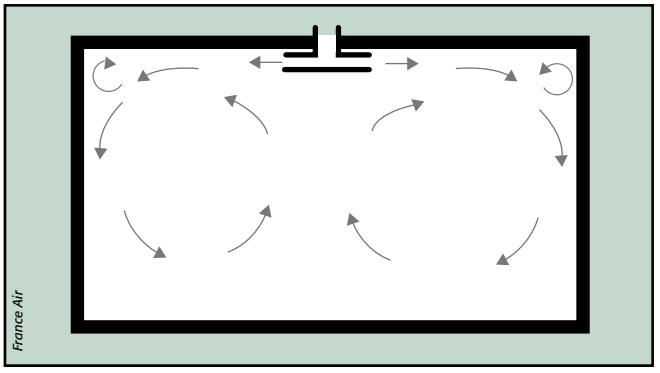


Fig. 38 - Soufflage radial du plafond

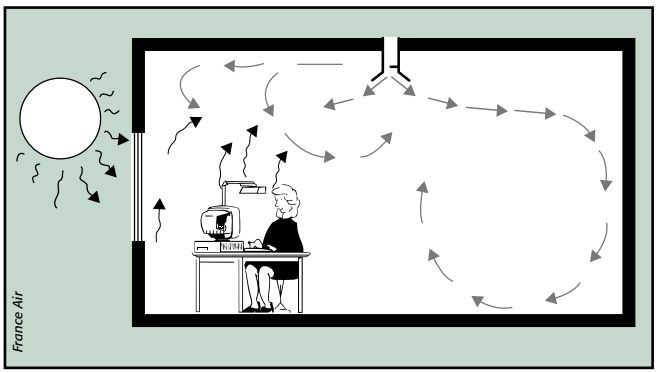


Fig. 39 - Soufflage radial à proximité d'une fenêtre

En hiver, le soufflage de l'air chaud produit une stratification de température dans la partie haute du local avec de l'air froid près du sol (cf. Fig. 40).

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Les U.T.D. à soufflage vertical permettent de pallier partiellement au problème, mais conduisent à des conditions inacceptables pendant les périodes de rafraîchissement (cf Fig. 41).

Une source de chaleur située sous la fenêtre où bien un rideau d'air chaud vertical ascendant ou descendant élimine le courant d'air froid qui descend le long de la paroi extérieure. De cette façon, l'air insufflé par le diffuseur radial peut être à la même température que l'air ambiant, ou à une température inférieure. Cette solution assure une bonne uniformité de température.

Dans ce cas, la circulation de l'air est du type de celle des figures 38 et 39.

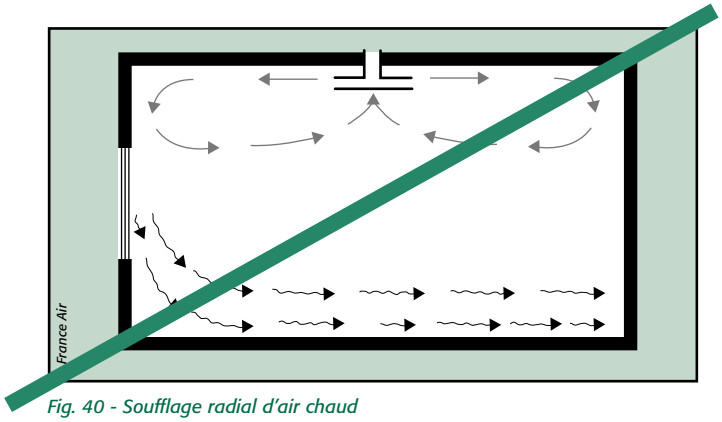


Fig. 40 - Soufflage radial d'air chaud

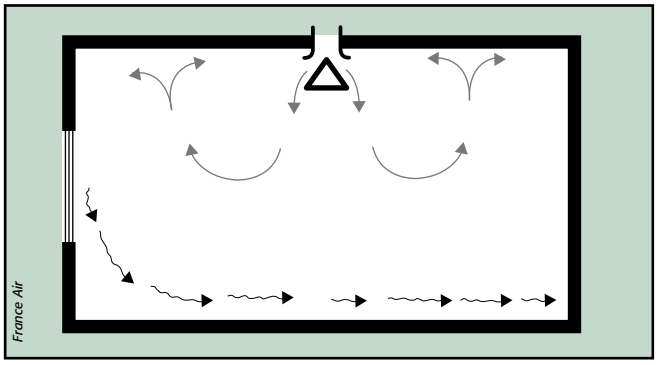


Fig. 41 - Soufflage vertical d'air chaud

7.1.3. Soufflage par diffuseur linéaire au plafond

La figure 42 montre la veine d'air soufflé d'un diffuseur linéaire monté dans le plafond, proche de la façade, avec un flux uni-directionnel.

La forme de la circulation est identique à celle du schéma, d'une U.T.D. montrée sur la paroi extérieure.

La capacité de rafraîchissement admissible est inférieure à celle d'un diffuseur de type radial.

Lorsque la charge thermique est réduite, il est possible d'installer des diffuseurs linéaires bi-directionnels dans le centre du local (cf Fig. 43).

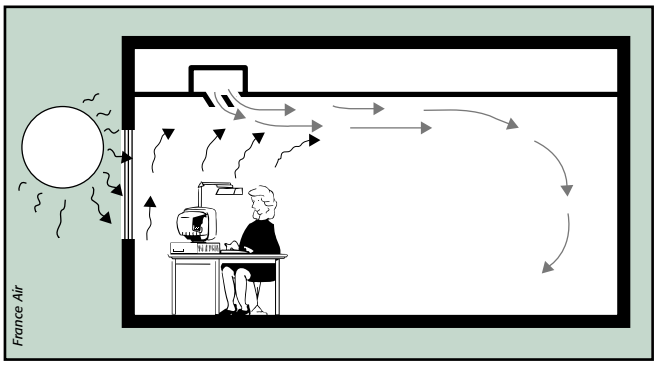


Fig. 42 - Soufflage par diffuseur linéaire uni-directionnel en plafond

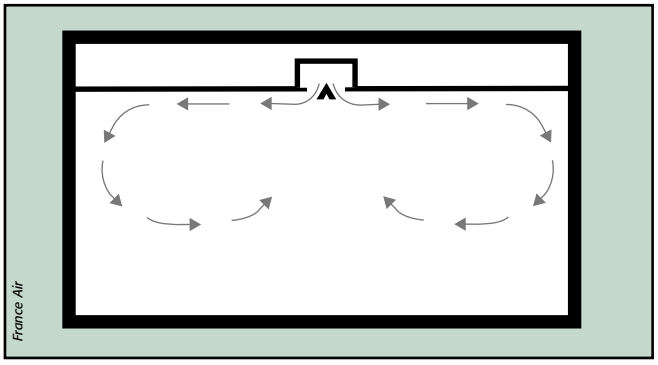


Fig. 43 - Soufflage par diffuseur linéaire bi-directionnel en plafond

Dans tous les cas, la distribution de l'air est améliorée quand la veine d'air peut s'accrocher au plafond.

Le diffuseur doit être conçu pour produire une veine horizontale.

Dans le cas de la figure 42, un diffuseur linéaire à ailettes orientables permet d'orienter une ailette vers le vitrage pour lutter contre le phénomène de paroi chaude ou froide.

7.1.4. Soufflage en allège sous fenêtre

Le soufflage de l'air à travers une grille située sous une fenêtre produit une circulation d'air telle qu'indiquée par le schéma (cf Fig. 44).

Les courants de convection provoqués par les sources de chaleur et la veine d'air soufflé s'interactionnent pour créer un courant qui glisse le long du plafond. Il se produit une bonne uniformité de température de la veine d'air avant d'atteindre la zone occupée.

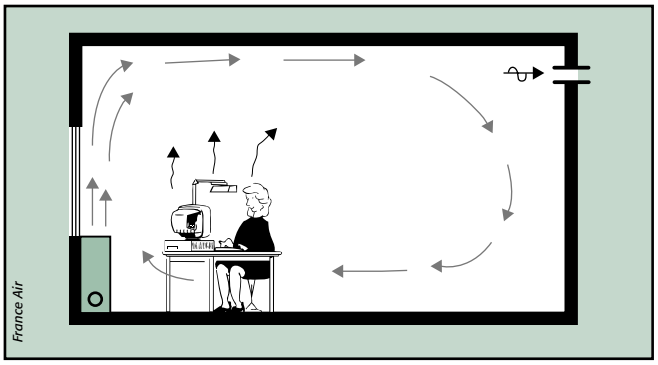


Fig. 44 - Soufflage en allège sous fenêtre

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

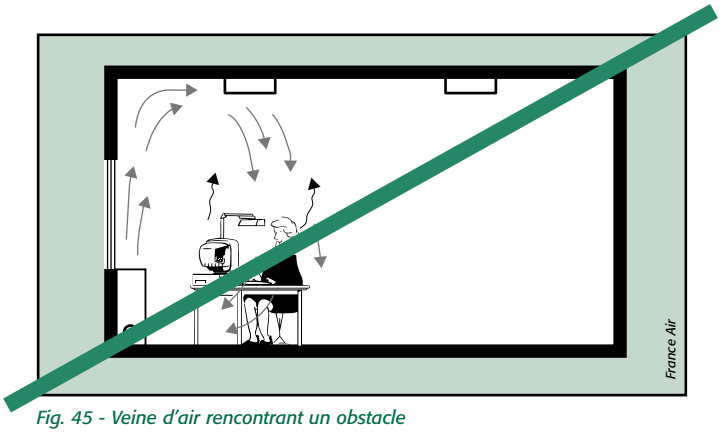


Fig. 45 - Veine d'air rencontrant un obstacle

Pour des charges thermiques importantes, la vitesse du courant d'air de retour près du sol tend à augmenter.

Cette vitesse limite la capacité en rafraîchissement de ce mode de circulation.

Ce système est fortement influencé par les obstacles sur la trajectoire de la veine et les objets obstruant la sortie comme les livres, les classeurs...(cf Fig. 45).

7.1.5. Soufflage par diffuseur à flux turbulent

Il existe une nouvelle génération de diffuseur nommé diffuseur à flux tourbillonnaire ou turbulent, avec un grand taux d'induction et des portées plus courtes.

La forme de l'U.T.D. peut être linéaire (cf Fig. 46), pour une installation en plafond et passer en circulaire ou carré pour une installation au sol et plafond (cf Fig. 47 et 48).

Dans tous les cas, la veine d'air est essentiellement libre ; elle a une forme conique et décrit un mouvement giratoire autour de son axe.

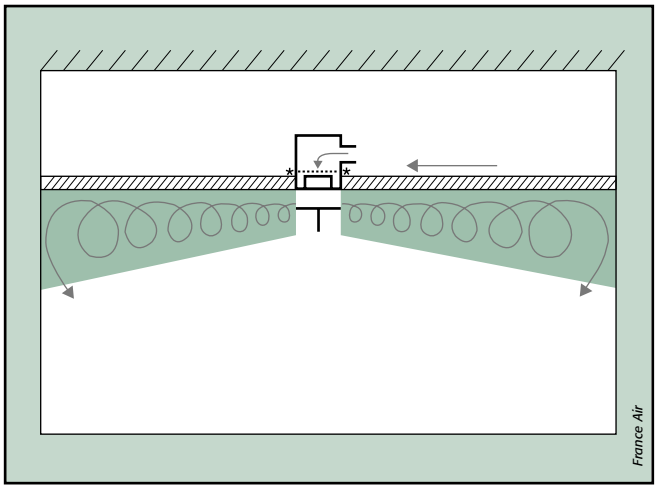


Fig 46 - Diffuseur linéaire à flux turbulent en plafond

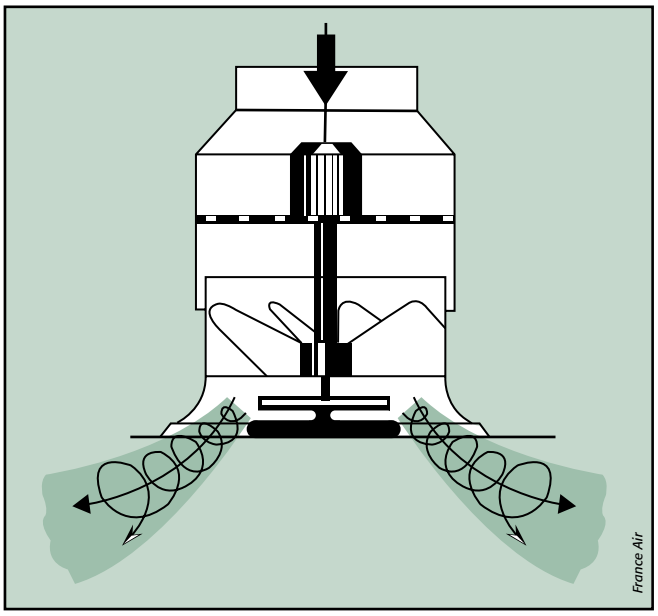


Fig. 47 - Diffuseur circulaire ou carré à flux turbulent en plafond

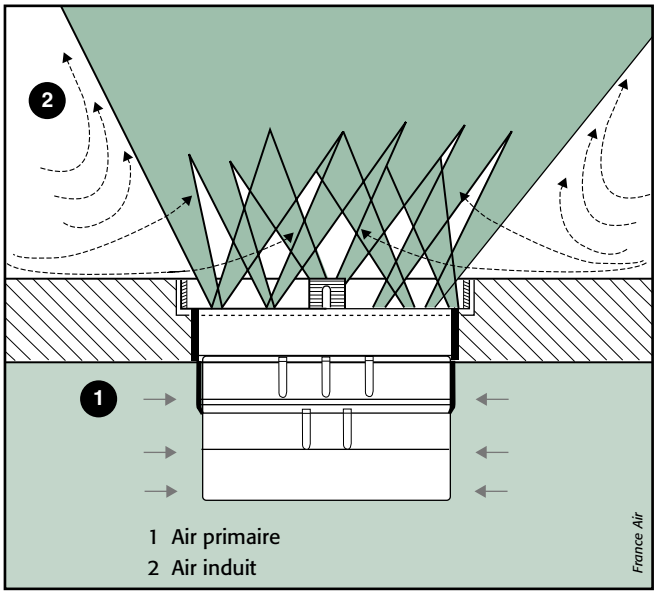


Fig 48 - Diffuseur circulaire ou carré à flux turbulent en sol

7.1.6. Soufflage par création d'un microclimat

Lorsqu'on alimente par de l'air primaire la partie inférieure d'un siège à partir d'un plénum en pression (plancher technique ou gradins), on crée un microclimat autour d'une ou plusieurs personnes situées dans la zone occupée.

L'avantage de ce système, c'est qu'on ne traite réellement que l'espace habité, d'où une économie importante dans les volumes d'air mis en œuvre.

Les systèmes de soufflage sous les sièges (ou derrière ceux-ci) doivent apporter de 35 à 60 m^3/h avec des vitesses d'air aux niveaux des chevilles, des bras et de la

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

nuque des personnes assises inférieures à 0,20 m/s.
Cela ne peut être obtenu qu'avec un soufflage dans plusieurs directions (au moins 3) pour créer un maximum d'induction (cf Fig. 49).

Fig. 49 - Distribution d'air pour microclimat

En définitive, les caractéristiques de ces systèmes de distribution se résument dans les 3 points suivants :

- la distribution d'air est stable dans la zone occupée,
- l'air est distribué directement dans cette zone,
- on obtient une bonne circulation de l'air dans la zone occupée par la mise en mouvement d'air induit. Pas de stratification.

7.1.7. Reprises par unités terminales d'extraction

Les U.T.E. exercent peu d'influence sur la forme de la circulation de l'air dans une enceinte. Elles occasionnent rarement des courants gênants, car la vitesse de l'air est très basse même près de l'ouverture.

On évitera toutefois la possibilité de court-circuit ; une partie de l'air soufflé étant directement repris sans se mélanger à l'air ambiant.

La vitesse de l'air extrait ne doit cependant pas être trop importante pour ne pas provoquer de gêne acoustique.

On conseille les valeurs suivantes :

Position	Vitesse
Au-dessus de la zone occupée	4,5 m/s
Dans la zone occupée loin des sièges	3,5 à 4,5 m/s
Dans la zone occupée près des sièges	2,5 à 3,5 m/s
Sous les portes	1 à 1,5 m/s
Bouches de portes	1,5 à 2 m/s

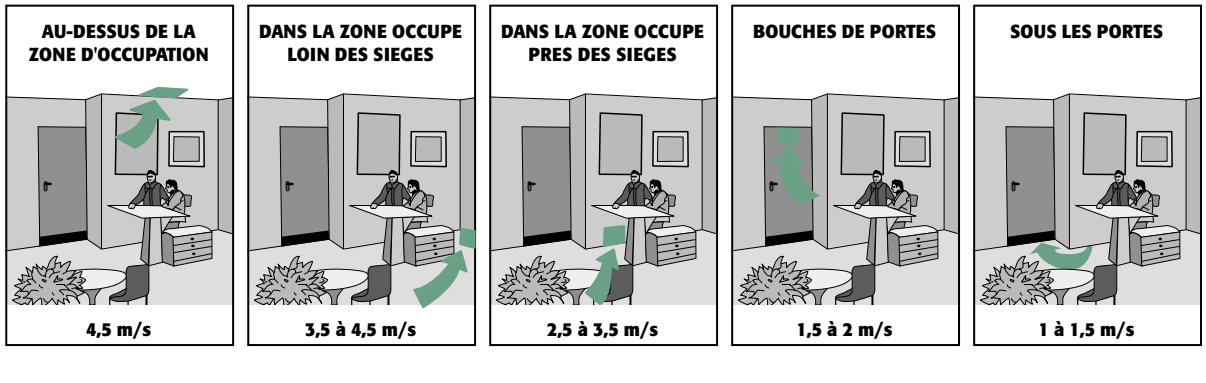


Fig. 70 - Vitesse de reprise recommandées

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

7.2 Limites des différents systèmes

Les différents systèmes de circulation d'air ont des limites quant à la charge thermique admissible.

Système	Type de circulation	Limites (W/m²)		
		1	*2*	*3*
Débit d'air constant	Plafond, veine radiale	40	70	110
	Paroi extérieure, veine conique et plate	30	50	80
	Paroi intérieure, veine conique et plate	25	40	60
	Allège, veine conique	25	45	70
	Allège, veine plate	35	60	90
Débit d'air variable	Plafond, veine radiale	60	90	130
	Plafond veine plate	35	55	130
	Allège, veine plate	40	65	100

1 - Cas simple

2 - Cas avec réflexion

3 - Cas critiques

Les valeurs indiquées sont valables pour une température ambiante de 22°C et de 26°C dans la zone extérieure et pour des vitesses dans la zone occupée inférieures à 0,25 m/s en débit constant, 0,30 m/s en débit variable.

7.3 Types d'unités terminales de diffusion

Le choix du diffuseur conditionne le type de veine obtenu ainsi que la circulation de l'air dans l'enceinte.

La charge maximum admissible par unité de surface est fonction de ces critères. Il est donc important de connaître les performances et les applications des différents types de diffuseurs.

7.3.1. Les grilles

Elles constituent la façon la plus simple de souffler de l'air. Elles sont équipées d'ailettes verticales ou horizontales. La veine est essentiellement conique.

Le taux d'induction est faible impliquant une portée assez longue mais une capacité de rafraîchissement faible.

On peut difficilement les utiliser en débit variable.

Les grilles sont utilisées dans les locaux où l'on accepte un niveau de confort moyen et des vitesses relativement élevées (ex : Locaux industriels, stockages, salles polyvalentes...)

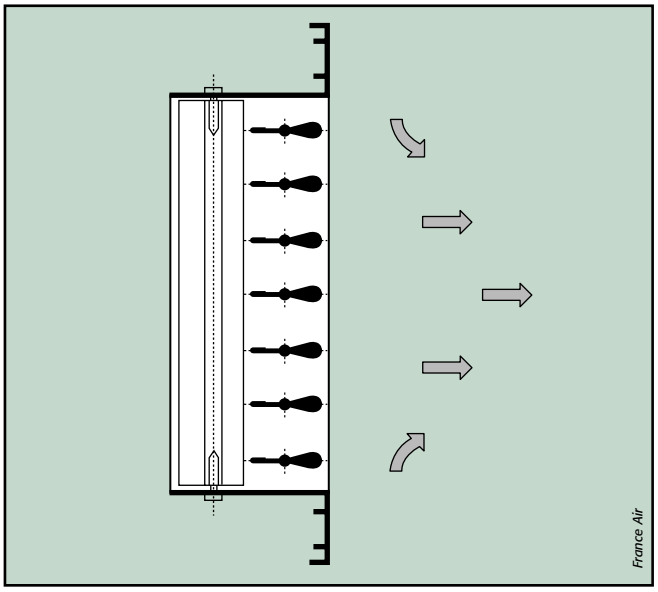


Fig. 50 - Grille

7.3.2. Les diffuseurs simple cône

Ils sont conçus de façon à ce que l'air soit soufflé dans un espace entre un cône et un disque.

Ce type de diffuseur a un taux d'induction plus faible que les diffuseurs montés au plafond. En conséquence, la portée est relativement longue et la possibilité de rafraîchissement limitée.

Ces diffuseurs ronds ou carrés au design moderne sont souvent choisis pour des raisons esthétiques. Ils sont utilisés dans les magasins de ventes ou d'expositions et dans les petits bureaux.

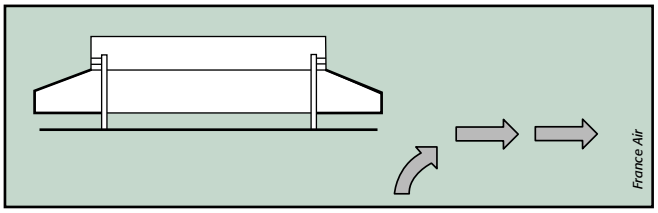


Fig. 51 - Diffuseur simple cône

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

7.3.3. Les diffuseurs à cônes multiples

Ils sont conçus de façon à ce que l'air soit soufflé entre plusieurs cônes.

Le taux d'induction des diffuseurs à cônes multiples est élevé en raison du mélange créé par chacun des cônes.

Ce mélange est amélioré par la zone de pression négative au centre du diffuseur.

L'induction augmente quand les cônes centraux sont plus bas.
La veine est dans ce cas radiale. La portée est plus courte qu'avec un diffuseur simple cône

Il est possible de rafraîchir sans risque de courant d'air étant donné le taux d'induction.

Lorsque les cônes centraux sont rentrés, la veine est de type conique libre permettant d'éviter le problème de stratification en chauffage.

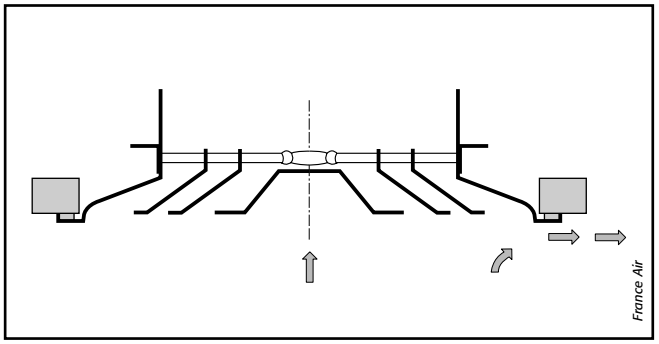


Fig. 52 - Diffuseur multi-cônes

Ces diffuseurs sont utilisés pour les locaux industriels, les halls d'hôtels, les grands magasins, les salles de restaurant.

7.3.4. Les diffuseurs linéaires

Ils sont conçus de façon a ce que l'air soit soufflé à travers une fente. La veine est de type plate.

L'air est dirigé par des déflecteurs d'une manière uni-directionnelle ou bi-directionnelle.

Les diffuseurs linéaires ont un taux d'induction élevé. Il est donc possible de souffler de l'air avec une différence de température par rapport à l'ambiance relativement importante.

Les diffuseurs linéaires se confondent facilement au faux plafond, constituant de ce fait une alternative esthétique très intéressante.

Il est possible d'utiliser des diffuseurs linéaires continus d'un mur à l'autre.

Ils conviennent parfaitement aux bureaux, chambres d'hôtels, magasins, écoles, bâtiments publics ...

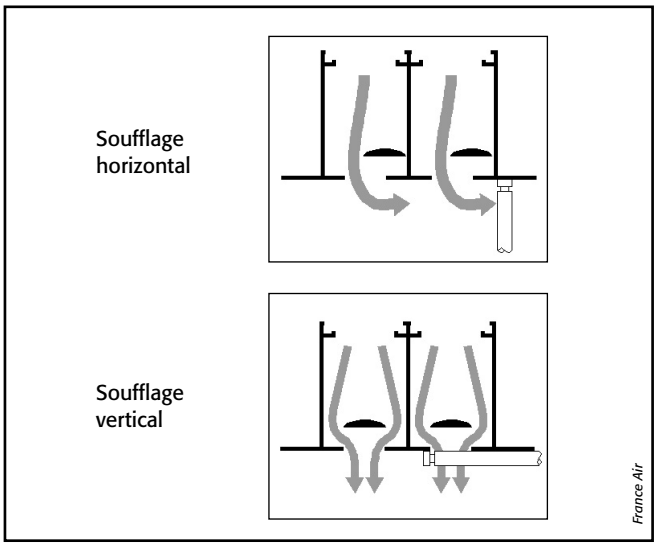


Fig. 53 - Diffuseur linéaire

Certains modèles sont dessinés spécialement pour l'utilisation en débit variable

7.3.5. Les diffuseurs perforés

Ils sont conçus de telle façon que l'air est distribué en partie à travers une fente et en partie à travers une tôle perforée.

La tôle perforée est en partie obturée ou équipée de tôle obturatrice déterminant ainsi la direction du flux.

Les diffuseurs perforés équipés de fentes latérales possèdent le meilleur taux d'induction de tous les diffuseurs.

Ceci s'explique par le mélange qui s'effectue à l'intérieur du diffuseur.

Il est donc possible de compenser des charges thermiques importantes.

Ils conviennent pour les locaux où un bon niveau de confort est exigé : homogénéité des vitesses et faible niveau sonore : chambres d'hôpitaux, bibliothèques, salles de lecture.

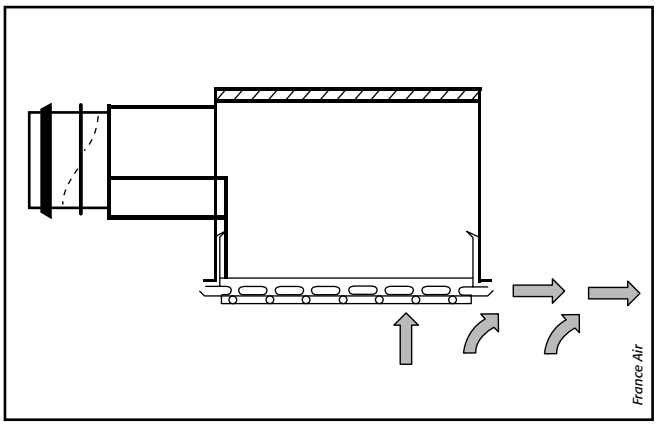


Fig. 54 - Diffuseur perforé

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

7.3.6. Les diffuseurs à flux turbulent

Ils sont conçus de de façon à ce que l'air passe sur les pales générant ainsi un flux turbulent.
L'induction considérablement augmentée améliore l'échange thermique entre l'air soufflé et l'air ambiant diminue l'influence locale des forces thermiques sur la vitesse du flux d'air (accélération pour l'air froid, ralentissement pour l'air chaud).
La forme de la veine est généralement réglable.
Ils autorisent des différences importantes de température entre soufflage et ambiance ainsi qu'une variation du débit.
Selon leur présentation, ils sont utilisés en application industrielle - traitement des locaux de grandes hauteurs et en application confort pour les bâtiments administratifs, grands magasins,... ■

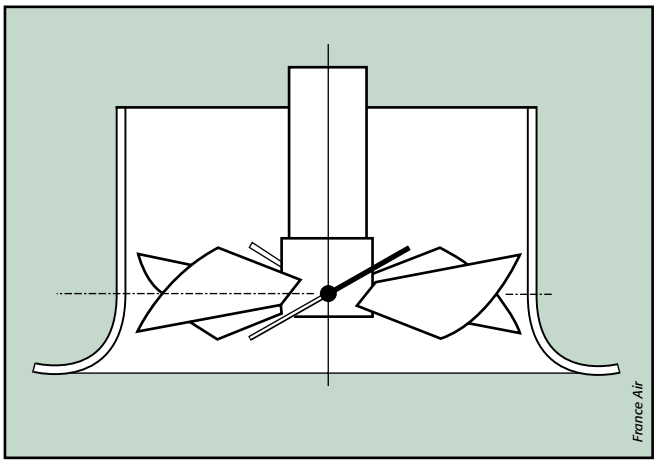


Fig. 55 - Diffuseur à flux turbulent

7.4 Exemples d'application des U.T.D.

APPLICATIONS			Grilles	Diffuseurs simple cône	Diffuseurs multi-cônes	Diffuseurs linéaires	Diffuseurs perforés	Diffuseurs flux turbulent
Bâtiments industriels	LOCAUX INDUSTRIELS	Locaux industriels Usines	✣✣		✣			✣✣
Bâtiments de stockage	ENTREPOTS	Hangarts et entrepôts	✣✣		✣			✣✣
Bureaux	BUREAUX	Bureaux classiques Locaux x. fonctionnels		✣	✣	✣✣	✣✣	
Commerces	SOLDES COMMERCES	grandes surfaces			✣✣			✣✣
		Commerces	✣	✣	✣	✣✣	✣	✣✣
Hôtels Restaurants	HOTELS	Hôtels chambres				✣✣		
		Restaurants	✣		✣✣			✣
Enseignement	AMPHITHEATRES	Salles de classe			✣	✣		✣
		Amphithéâtres			✣			✣✣
Bâtiments sanitaires et sociaux	H HOPITAUX	Hôpitaux Hôpitaux - Cliniques				✣	✣✣	✣
Loisirs	SALLES DE SPORTS	Salles de spectacle				✣	✣	✣
		Salles sport polyvalentes	✣		✣✣			✣✣

✣✣ **Bien adapté** ✣ **Utilisable**

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 8

Ventilation par déplacement

8.1. Généralités
8.2. Grandeurs caractéristiques
8.3. Dimensionnement
8.4. Utilisation en chauffage
8.5. Système à flux laminaire
8.6. Limites du déplacement

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

8.1 Généralités

Avec la ventilation par mélange, l'air soufflé à une vitesse élevée est mélangé à l'air ambiant. Il en résulte un brassage des polluants et des calories.

Pour pallier cet inconvénient, un nouveau concept de climatisation est né : **la ventilation par déplacement.**

Il repose sur l'une des lois les plus évidentes de la nature. L'air chaud plus léger a tendance à s'élever. L'air frais soufflé à basse vitesse près du sol "s'écoule" directement dans la zone occupée.

Au contact des sources chaudes (personnes... machines...), cet air se réchauffe entraînant dans son courant ascendant les polluants.

L'air chaud et pollué est extrait en partie haute du local.

Lancé dans les années 70, dans les pays scandinaves, pour le traitement des bâtiments industriels, le système présente l'avantage d'améliorer la qualité de l'air dans la zone occupée et de réduire la puissance frigorifique nécessaire (ces avantages sont accentués lorsque le local est haut).

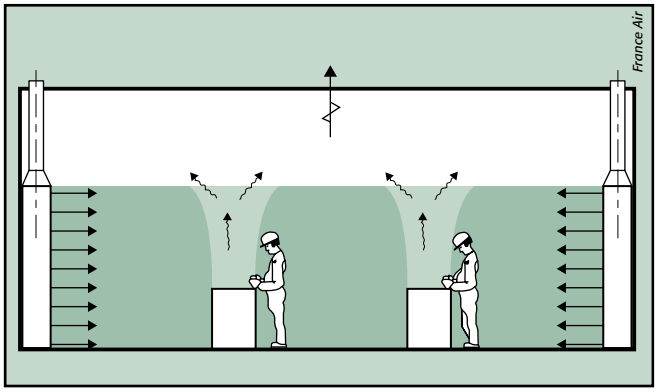


Fig. 56 - Ventilation par déplacement

Dans les années 80, la ventilation par déplacement a commencé à être utilisée pour les applications de type confort pour le traitement des bureaux et des bâtiments publics.

Pour ces applications, les avantages cités précédemment sont de moindre importance. Par contre, il faut ajouter la diminution de la vitesse dans la zone occupée et la réduction du niveau sonore.

Les limites de la ventilation par déplacement sont les suivantes :

- U.T.D. de grandes dimensions,
- Gradient de température vertical parfois excessif,
- Zone proche de l'U.T.D. où la vitesse est supérieure 0,25 m/s parfois importante,
- En Chauffage avec principe proche du principe à mélange.

8.2 Grandeurs caractéristiques

Avant de considérer en détail le dimensionnement avec ce système, il est bon de définir les concepts relatifs à la qualité d'air.

Ces concepts permettent de comparer les 2 systèmes de ventilation et de mesurer les gains obtenus en déplacement.

• Efficacité moyenne de ventilation (%)

$$\varepsilon_m = \frac{C_e - C_i}{C_a - C_i} . 100$$

C_e = Concentration air extrait
C_i = Concentration air introduit
C_a = Concentration air ambiant

Concentration exprimée par les unités suivantes **(ppm, µg/kg, µg/m³,** etc...).

• Efficacité moyenne de ventilation (%)

$$\varepsilon_p = \frac{C_e - C_i}{C_m - C_i} . 100$$

C_p = Concentration en un point «p» objet de la mesure.

• Taux de renouvellement (h^{-1})

$$n = \frac{q}{v}$$

q = Débit en m^3/h
v = Volume du local en m^3

• Constante de temps (h)

$$\tau_n = \frac{1}{n}$$

Temps nécessaire pour renouveler tout l'air du local.

• Efficacité d'échange (%)

$$\varepsilon_e = \frac{\tau_n}{2 . \tau_m}$$

τm = âge moyen de l'air dans la pièce (h)

• Efficacité moyenne de température (%)

$$\varepsilon_{tm} = \frac{t_e - t_i}{t_a - t_i}$$

C = Température (°C ou °K) des différents indices

• Efficacité locale de température (%)

$$\varepsilon_{tp} = \frac{t_e - t_i}{t_p - t_i}$$

tp = Température au point «p»

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

8.3 Dimensionnement

La ventilation par déplacement requiert des critères de dimensionnement fonctions de l'objectif principal recherché :

1. Qualité de l'air
2. Evacuation de l'excès de chaleur

Les deux méthodes de dimensionnement sont basées sur des mesures expérimentales en laboratoire.

1. Qualité de l'air

La méthode est utilisée pour calculer le débit nécessaire pour maintenir la concentration en polluants inférieure au niveau permis à une hauteur donnée.

La zone de transition commence au niveau où la concentration en polluants est égale à 1/3 de la concentration à l'extraction.

La méthode comprend le calcul de la concentration de polluants et tient compte de l`effet de stratification.

2. Evacuation de l'excès de chaleur

Dans la plupart des installations, on recherche avant tout le confort et le bien-être des personnes. Le gradient de température doit être inférieur à 2°C/m en confort et 3°C/m en industrie.

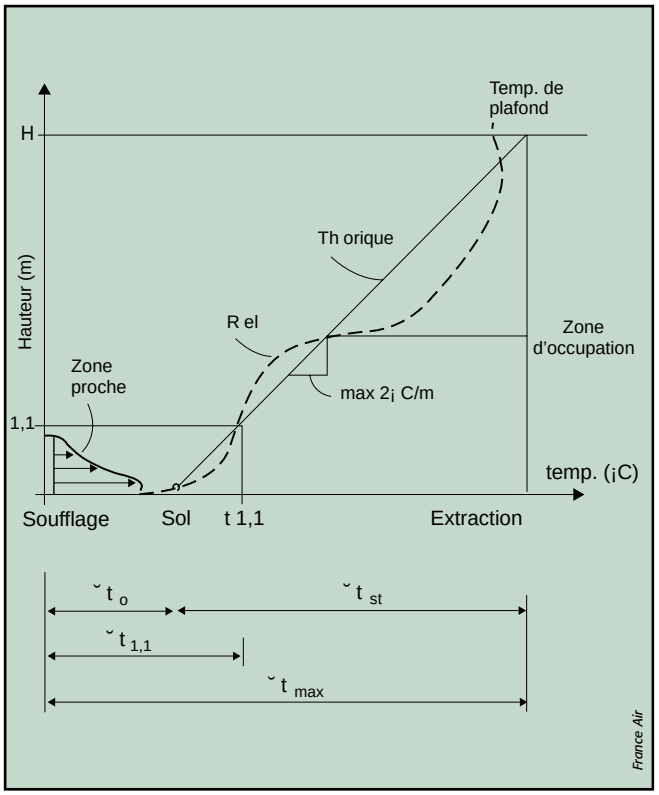


Fig. 57 - Profil de température

Le débit d'air à introduire se détermine à partir de l'équation suivante :

$$q = \frac{P}{pc_p\Delta t_{max}}$$

P = Puissance calorifique dans la zone d'occupation
p = Masse volumique kg/m³
C_p = Chaleur spécifique kJ/kgK
q = Débit en l/s
Δt_{max} = Différence de température maxi entre soufflage et extraction

Il est possible d'utiliser dans les cas classiques la méthode de calcul simplifiée présentée ci-après.

METHODE DE CALCUL SIMPLIFIEE

Suivre les étapes suivantes :

1. Détermination de la puissance nette P dans la zone d'occupation

Remarques :

- Apports thermiques dans la zone d'occupation
- On ne tient pas compte des apports de l'air neuf
- Les % sont donnés par rapport à la colonne précédente

SOURCE CHAUDE	PUISSANCE CORRESPONDANTE	PUISSANCE DANS LA ZONE D'OCCUPATION P	
OCCUPANTS			
• Assis	100 W	100 %	
• Debout	120 W	100 %	
ECLAIRAGE		Hsp < 3m	Hsp < 3m
• Incandescent	X W	100 %	100 %
• Fluorescent	X W	100 %	100 %
Apport par les murs	X W	100 %	(2,5/HspX100)%
Apport par la toiture	X W	100%	40%
Apport par les vitres	X W	40 %	
Apport par les machines			
• Ordinateur	120 W	100 %	
• Imprimante	50 W	100 %	
• Photocopie	450 W	100 %	
• Télévision	120 W	100 %	
• Rétroprojecteur	200 W	100 %	
…/…			

P est la somme des différents apports constatés dans la zone d'occupation.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

2. Détermination de N

Activité	Type de bâtiments	Vitesses résiduelles	Gradient conseillé	Δt Energie (Te-Ts)	Δt Confort (Ta-Ts)	N
Assis Activité légère	Théâtres Bureaux	0,15 à 0,20 m/s	1,5° C/m	5 à 8°C	2 à 3°C	9
Debout Marche lente	Laboratoires	0,20 à 0,25 m/s	2,0° C/m	7 à 11°C	3 à 4°C	11
Debout Activité 1/2 intense	Industries	> 0,25 m/s	2,5° C/m	9 à 14°C	4 à 5°C	12
Debout Activité intense	Cuisines Blanchisseries	> 0,25 m/s	3,0° C/m	11 à 20°C	5 à 6°C	13

3. Calcul du débit à souffler (en m^3/h)

$$qv = \frac{P \cdot 3,6}{N}$$

Remarque : Ce calcul est indicatif, il convient de respecter les normes en vigueur

8.4 Utilisation en chauffage

Pour les applications de type chauffage, il est préférable de prévoir un chauffage statique d'appoint ou de choisir un système à mélange.

Cependant, dans les cas où les besoins de chauffage ne sont pas trop importants, nécessaires par exemple en période de non occupation, il est possible d'utiliser les diffuseurs basse vitesse.

Les diffuseurs à déplacement fonctionnent alors comme les systèmes traditionnels.

8.5 Système à flux laminaire

Ce système de distribution de l'air est caractérisé par une diffusion quasi uni-directionnelle transversale.

La force d'inertie de la veine est considérablement plus élevée que les forces thermiques créées par les sources chaudes.

La distribution de l'air à flux laminaire s'applique quand des débits d'air importants sont nécessaires ou quand l'exigence interne de qualité d'air est très élevée (salles blanches, salles de fabrication de composants électroniques, salles d'opérations, agro-alimentaire...).

Il existe 3 possibilités pour faire du flux laminaire : horizontal d'une paroi à l'autre, vertical du plafond au sol et du sol au plafond.

La vitesse de transport de l'air doit être suffisamment élevée pour éviter la sédimentation des particules en suspension.

Généralement, on travaille avec des vitesses de l'air dans le local comprises entre 0,2 et 0,4 m/s.

Les obstacles positionnés dans la trajectoire de la veine d'air causent une distorsion de la veine qui peut être préjudiciable à l'obtention d'une ambiance stérile.

Le système de diffusion de l'air par flux laminaire est à la base du déplacement, à la différence que pour ce dernier les forces thermiques sont fondamentales pour la détermination du mouvement de l'air et des débits.

8.6 Limites du déplacement

Déplacement

	P. max W/m2		
	1	2	3
H < 3,5 débit constant	30	50	90
H < 3,5 débit variable	40	60	100

1 - Cas simples
2 - Cas avec réflexions
3 - Cas critiques

On peut admettre des puissances supérieures à celles indiquées dans ce tableau, lorsque h est supérieure à 3,5 m.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 9

Courants de convection

9.1. Généralités
9.2. Surfaces horizontales
9.3. Surfaces verticales
9.4. Sources ponctuelles
9.5. Sources linéaires

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

9.1 Généralités

N'importe quelle source de chaleur ou de froid, de type ponctuel, linéaire ou surfacique, située dans un local provoque des courants de convection libre, en opposition aux courants de convection forcée induits par les U.T.D.

Les courants de convection transportent les particules, gaz et vapeurs polluants éventuellement présents dans le local.

Quand l'air du local circule au-dessus d'une surface froide, par exemple, sa densité augmente, créant ainsi un courant descendant. Sur des surfaces chaudes, on observe le phénomène inverse : la densité de l'air diminue et génère un courant ascendant. Ces types de courants sont dénommés **«courants de convection libre».**

Les surfaces échangent de la chaleur avec l'extérieur aussi bien par convection que par rayonnement. La proportion de l'échange par convection par rapport à l'échange de chaleur total d'une source dépend de sa taille et de sa température.

A température élevée, la proportion de l'échange par convection diminue en faveur de l'échange par rayonnement.

Les courants de convection peuvent souvent influencer de façon notable la veine d'air qui circule dans l'enceinte. Ces courants doivent donc être calculés et leur impact sur le confort évalué.

9.2 Surfaces horizontales

Les surfaces horizontales créent des courants de convection dûs principalement aux effets de bord. Un sol uniformément chaud (sol radiant) dans un local produit un courant de convection de petite intensité parce qu'il n'y a généralement pas de bord d'où il peut être alimenté avec de l'air froid.

De plus, sa température est équivalente à celle de l'air environnant. Le sol radiant, en conséquence, échange de la chaleur avec le local essentiellement par rayonnement.

Un plafond chaud possède des courants de convection encore plus faibles dûs au fait que l'air qui se réchauffe au contact du plafond a tendance à former une couche de densité inférieure à celle du local (effet de stratification).

Cependant, un élément de petite taille avec une température de surface élevée, située dans le sol ou à mi-hauteur, comme par exemple, une plaque électrique de cuisine, produit un courant de convection considérable.

Quand il s'agit de surfaces froides de grande extension (plafond et sol réfrigérés), les courants de convection sont très faibles, en particulier lorsqu'il s'agit de sol froid, où l'échange de chaleur se réalise presque exclusivement par rayonnement.

9.3 Surfaces verticales

Le dégagement de chaleur des surfaces verticales dépend en grande partie de la convection.

Vous trouverez ci-dessous une suite d'équations extraites de Réf. 1 qui permettent de calculer la vitesse maximum des courants de convection $\mathbf{V_{max}}$ (m/s) ainsi que le débit **q** (m^3/sm) par unité de largeur de surfaces chaudes ou froides (cf. Fig. 58).

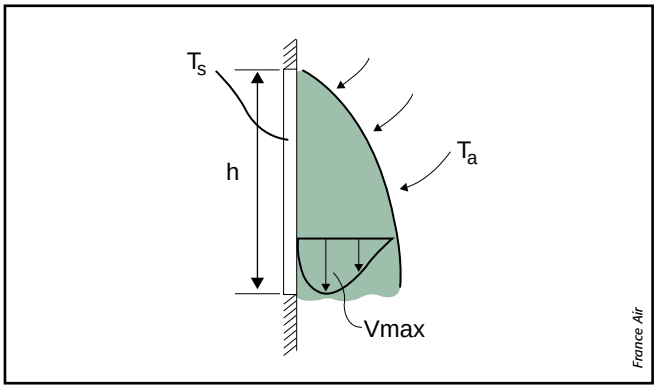


Fig. 58 - Courants de convection générés par une surface verticale

Ta = Température ambiante K
Ts = Température de surface K
h = Hauteur de la surface (m)

Si la surface verticale a une température constante inférieure à celle du local, la vitesse maximum est donnée par la formule suivante :

$$V_{max} = 1{,}7 \left[\frac{(T_a - T_s)}{T_a} . h \right]^{0,5} \qquad (1)$$

Le débit d'air par unité de surface déplacée par le courant de convection se calcule suivant l'équation :

$$q = 0{,}03 \left[\frac{(T_a - T_s)}{T_a} \right]^{0,4} . h^{1,2} \qquad (2)$$

La température dans le courant de convection où la vitesse est maximum se calcule de la façon suivante :

$$\Delta t_{max} = 0{,}38\ (T_a - T_s) \qquad (3)$$

où Δt_{max} est la différence entre la température du local et celle de la veine.

Les formules précédentes tiennent compte des pertes par frottement du courant d'air contre la surface, considérée comme une paroi lisse.

Dans la pratique, la température de la surface n'est pas constante, cependant, les équations précédentes peuvent s'utiliser avec une bonne approximation si on utilise la valeur moyenne de la température de la surface.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Dans la Fig. 59, on a combiné les équations (1) et (2) pour réaliser un diagramme, valable pour des surfaces froides ou chaudes. On remarque que la vitesse comme le débit peuvent atteindre des valeurs élevées.

Δt est la différence de température entre l'air du local et la surface froide ou la surface chaude et l'air du local.

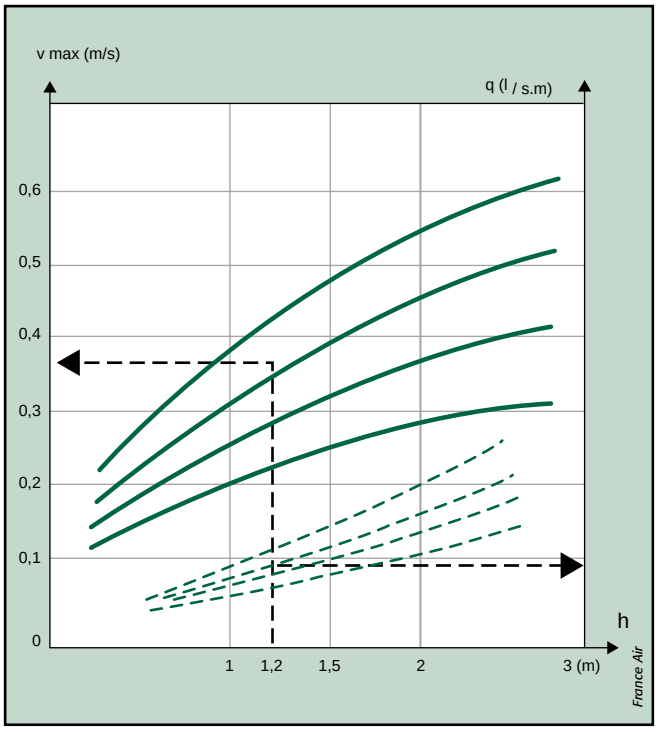


Fig. 59 - Vitesse maximum et débit d'air pour courants de convection de surfaces verticales

9.4 Sources ponctuelles

Les sources de chaleur de petites dimensions sont appelées sources ponctuelles.

Comme exemple de sources ponctuelles, on peut citer une plaque électrique de cuisine ou une lampe à incandescence. Les personnes, les machines à écrire... etc, peuvent aussi être considérées comme tel, avec une bonne approximation, leur taille étant petite en comparaison avec les dimensions du local.

Les courants de convection générés par ce type de sources se comportent comme l'indique la Fig. 60.

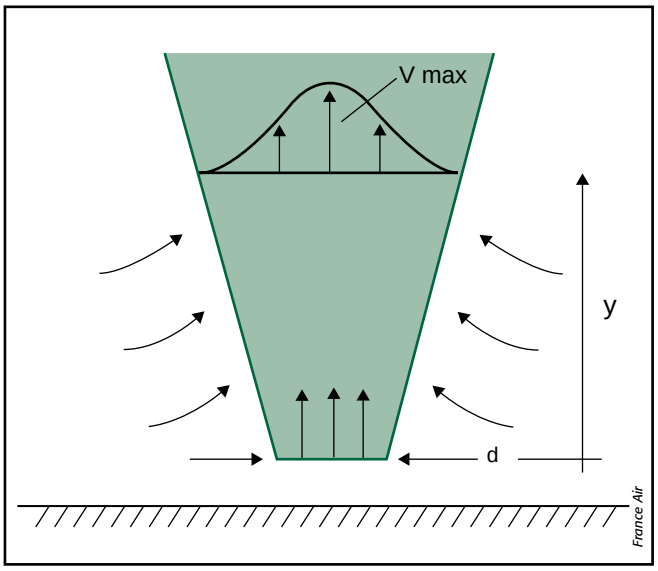


Fig. 60 - Courants de convection sur une source ponctuelle

A hauteur **y** de la source, quand **y > 2d**, on applique les formules suivantes:

$$V_{max} = a_1.P^{1/3}.(y+d)^{-1/3}$$

$$q = a_2.P^{1/3}.(y+d)^{5/3}$$

$$\Delta t_{max} = a_3 . P^{2/3}.(y+d)^{5/3}$$

où :

P = Puissance de la source . . . . . kW

V_{max} = Vitesse au centre de la veine à la distance **y** de la source . . . . . m/s

q = Débit à la distance **y** . . . . . m^3/s

Δt_{max} = Différence de température entre l'air au centre de la veine à la distance **y** et l'air du local . . . . . K

Les constantes varient en fonction de la température de l'enceinte et la puissance de la source de chaleur :

- a_1 entre 1 et 2 (1,28 à 25°C dans l'enceinte et puissance modérée)
- a_2 entre 0,05 et 0,15 (0,055 dans les mêmes conditions)
- a_3 égal à 20,9

Les équations antérieures sont aussi valables pour une source ponctuelle froide située en plafond.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

9.5 Sources linéaires

Pour les courants de convection générés par des sources linéaires (cf Fig. 61), on applique d'après la Réf.1, avec une température de l'enceinte de 25°C et une puissance de la source modérée, les équations suivantes :

$$\Delta t_{max} = 7{,}2.P^{2/3} / (y+b)$$

$$V_{max} = 0{,}67.P^{1/3}$$

$$q = 0{,}14.P^{1/3}.(y+b)$$

dans lesquelles, maintenant, la puissance **P** s'exprime en kW/m de longueur de la source et **b** est la largeur de la source (approximativement équivalente à la distance polaire $\mathbf{y_p}$ (cf. Fig. 61).

Le débit **q** est exprimé en m^3/s.m de longueur de la source de chaleur.

Les formules sont valables pour **y > 2b**

On observe que la vitesse sur une source linéaire est constante, c'est-à-dire indépendante de la hauteur **y.**

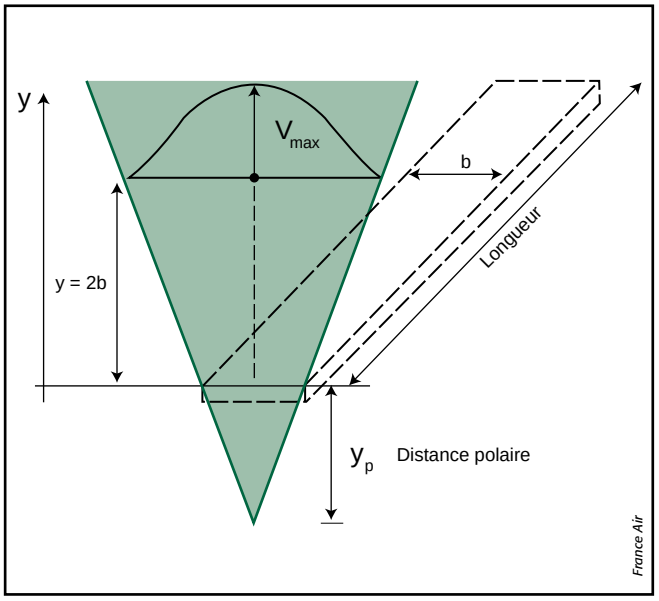


Fig. 61 - Courants de convection sur une source linéaire.

Attention

Quand les courants de convection générés par des sources ponctuelles et linéaires touchent des surfaces verticales, les calculs de vitesse, débit et différence de température doivent se faire en multipliant la puissance **P** par deux.

Le débit issu des calculs doit être divisé par deux.

Références :

Techniques ou ventilation

[1] **SKARRET** (Norvège) (1985/1986)

[2] **DANVAK - GRUNDBOK** (1988)

[3] **REGENSCHEIT, B.** (1959)

[4] **HELANDER - ASHVE Transactions n° 1475** (1953)

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Chapitre 10

Acoustique

10.1. Généralités
10.2. Rappels théoriques
10.3. Bruits générés par les Unités Terminales
10.4. Mesures en laboratoire et méthode de présentation

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

10.1 Généralités

Il est nécessaire d'effectuer le calcul estimatif du bruit généré par les systèmes de climatisation à l'intérieur des bâtiments.

Les bruits générés par les ventilateurs, les conduits, les volets de réglage et autres éléments de distribution peuvent être atténués par des silencieux.

C'est pourquoi, nous nous intéressons essentiellement au bruit généré par les Unités Terminales d'Extraction et de Diffusion placées directement dans l'enceinte.

Il est important que les caractéristiques acoustiques des U.T.D employées soient bonnes, et que les données fournies par le fabricant soient fiables.

10.2 Rappels théoriques

Courbes NR

Pour estimer comment se décompose un son, on peut comparer le niveau de chaque bande de fréquence avec le niveau acoustique normalisé appelé courbes NR (Indice de Gêne ISO).

La valeur nominale de chaque courbe NR est le niveau de pression acoustique en dB à 1000 Hz (ex : NR 40).

Une conversion directe de dB(A) en NR n'est pas possible. Comme première approximation, on peut dire que le dB(A) est supérieur de 5 - 8 à la valeur NR. (cf. Fig. 62)

Niveaux sonores pondérés

Le décibel linéaire (dB) représente la valeur réelle de la pression acoustique (ou puissance acoustique) sans pondération. Si l'on veut obtenir, au moyen d'un appareil de mesure, une valeur représentative du niveau physiologique, il faut introduire dans les circuits électriques des filtres qui reproduisent sensiblement les courbes d'égale sensation de l'oreille.

On parle alors de dB(A), dB(B) ou dB(C).

Pour passer de dB(lin.) en dB(A), dB(B), dB(C), on retranche les corrections suivantes et inversement :

Corrections	Fréquences (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
A	26	16	8,6	3,2	0	-1,2	-1
B	9	4,2	1,3	0,3	0	0,1	0,7
C	1	0,2	0	0	0	0,2	0,8

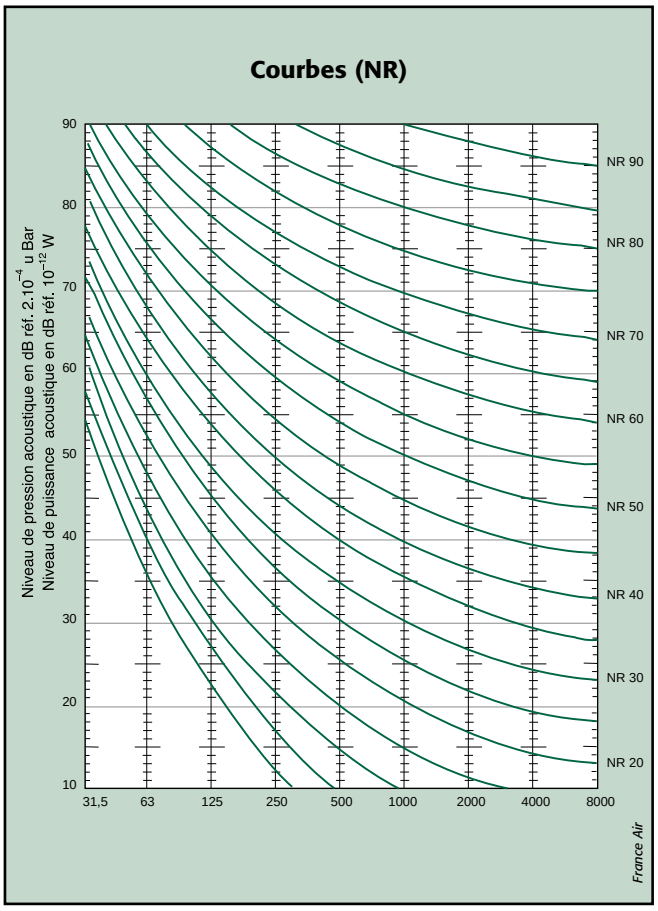


Fig. 62 - Courbes NR

Addition et soustraction de niveaux sonores

Les niveaux sonores s'additionnent logarithmiquement.

Les différents graphes permettent de le réaliser facilement.

Formule mathématique

$$Lp = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{L_1}{10}} + \ldots + 10^{\frac{L_i}{10}} \right)$$

Addition de plusieurs niveaux sonores similaires

ex : 3 sources à 30 dB(A)

Niveau global = 30 + 5 = 35 dB(A)

Valeur à additionner à un niveau

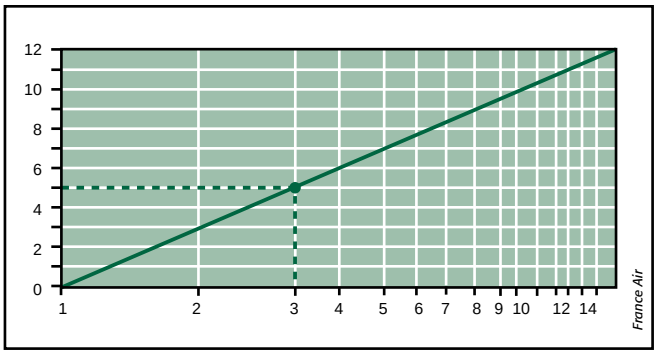


Fig. 63 - Courbe d'addition de niveaux sonores égaux

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Addition de 2 niveaux sonores différents

ex : 30 dB(A) + 34 dB(A) = 35,5 dB(A)

Valeur à additionner au niveau le plus élevé

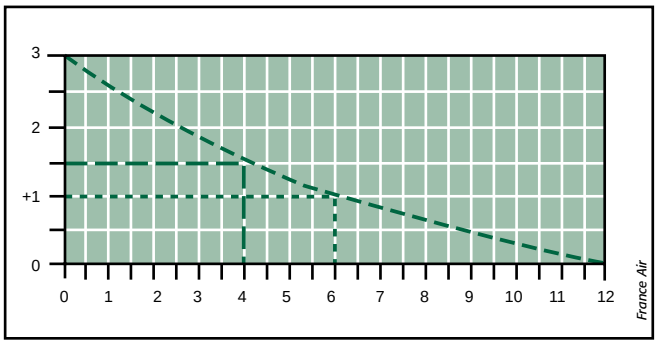


Fig. 64 - Courbes d'adhésion de niveaux sonores différents

Soustraction de 2 niveaux sonores différents

ex : Niveau sonore global du système 35 dB(A)
Niveau sonore souMage 32 dB(A)
→ Δ = 3 dB(A)
Niveau sonore extraction : 35 - 3 = 32 dB(A)

Différence entre le niveau et le niveau de la source 2

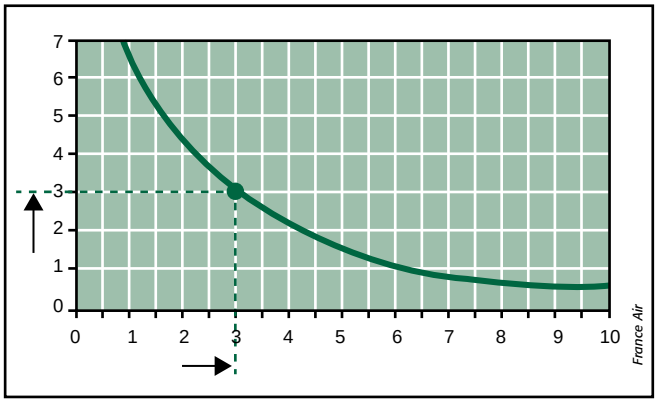


Fig. 65 - Courbes de soustraction de 2 niveaux sonores différents

Différence entre niveau de puissance et de pression acoustique

Le calcul de la différence entre le niveau de puissance acoustique **L_w** et le niveau de pression acoustique **L_p** est fonction de la constante d'absorption du local **A** et de la distance à la source **d**, pour des positions des Unités Terminales différentes

Q :

$$L_p = L_w + 10 \log_{10}\left(\frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{A}\right)$$

Q = Facteur de directivité

d = Distance à la source sonore (m)

Q = Constante d'absorption du local (m^2 Sabine)

Lw = Niveau de puissance acoustique = constante de la source sonore

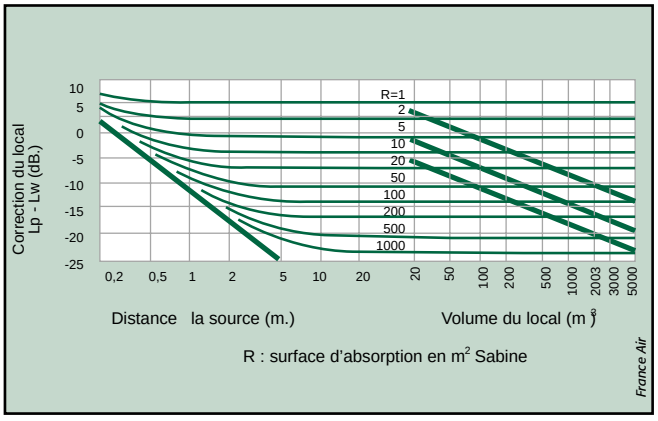


Fig. 66 - Courbe de correction de la distance du volume et de l'atténuation

10.3 Bruits générés par les U.T.

Le niveau de puissance acoustique généré par une U.T. peut s'exprimer par l'équation suivante :

$L_w = k_1 + k_2 \log(q) - k_3 \log(A_k)$

q = Débit d'air en m^3/s

A_k = Surface efficace en m^2

Les constantes k_1 k_2 k_3 de chaque type de grille s'obtiennent par mesure en laboratoire.

k_1 = 5 à 9 U.T. forme rectangulaire
8 à 14 U.T. installée en plafond
14 à 20 U.T.E.

k_2 = 56 à 80

k_3 = 45 à 65

Dans le tableau suivant, on indique à titre indicatif les vitesses maxi de l'air dans les différents tronçons du réseau de distribution en fonction des niveaux sonores acceptables dans l'enceinte.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Tableau : Vitesse dans les conduits (m/s) en fonction du niveau sonore dans l'enceinte (dB(A))

CONDUITS débits en % du débit au ventilateur ou en l/s		NIVEAU SONORE en dB(A)							
		Conduits rectangulaires				Conduits circulaires			
		25	30	35	40	25	30	35	40
1 - Principaux	: 50 à 100	12	12	12	12	13	14	15	16
2 - Verticaux	: 10 à 70% Lourd	7,5	7,5	8,5	10	9	11	13	15
	Léger	4,0	5,0	6,0	7,5	7,5	10	11	13
3 - Horizontaux	: 10 à 30%	3,5	4,0	4,5	7,0	5,0	6,5	7,5	9,0
	moins de 10%	2,5	3,0	3,5	4,5	3,5	4,0	5,0	6,0
4 - Connection d'un UTD sans registre									
< 190 l/s		2,1	2,8	3,3	4,0	2,1	2,8	3,3	4,0
190 à 500 l/s		1,7	2,0	2,8	3,6	1,7	2,0	2,8	3,6
500 à 1500 l/s		1,5	1,8	2,1	2,5	1,5	1,8	2,1	2,5
5 - Connection d'un UTE sans registre									
< 190 l/s		2,4	3,0	3,8	4,5	2,4	3,0	3,8	4,5
190 à 500 l/s		2,1	2,4	3,3	4,0	2,1	2,4	3,3	4,0
500 à 1500 l/s		2,0	2,4	2,6	3,1	2,0	2,4	2,6	3,1

Influence d'un registre

Les registres de réglage montés directement derrière les U.T. augmentent la perte de charge du réseau ; cette augmentation ne doit pas être supérieure à 30 Pa lorsque le registre est partiellement fermé.

L'augmentation du niveau de bruit peut se calculer par les équations suivantes :

U.T.D. Lw = 30 Log (P1/P0)

U.T.E. Lw = 10 Log (P1/P0)

PO = Perte de charge U.T. et registre ouvert (Pa)

Pl = Perte de charge U.T. et registre partiellement fermé (Pa)

Influence d'un plénum

L'emploi d'un plénum pour le montage d'une U.T. apporte une atténuation acoustique fonction du matériau utilisé et permet une distribution de l'air plus uniforme sur la surface de l'U.T.

Les avantages de l'utilisation d'un plénum se résument par les points suivants :

- Il tolère des pressions supérieures sans générer de bruit,
- Il facilite le montage des U.T,
- Il réduit la transmission des bruits d' une enceinte à l'autre,
- Il permet l'incorporation d'un dispositif de mesure ou de réglage.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

10.4 Mesures en laboratoire et méthode de présentation

Pour respecter un niveau sonore exigé dans une enceinte, il est important de connaître les méthodes de mesure et de présentation des résultats adoptés dans le catalogue.

Les mesures en laboratoire s'effectuent dans des conditions quasi idéales.

L'U.T.D. est montée à l'extrémité d'un conduit de section constante. L'air circule avec une vitesse uniforme et un minimum de turbulence.

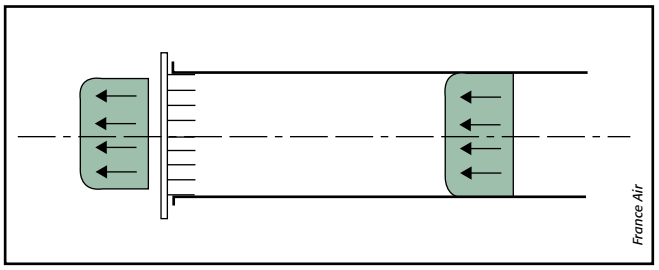


Fig. 67 - Montage d'une U.T.D. en laboratoire pour essai acoustique

Lorsque l'U.T.D. est montée sur la paroi latérale d'un conduit, le bruit généré sera plus important du fait de la distorsion de vitesse et des turbulences.

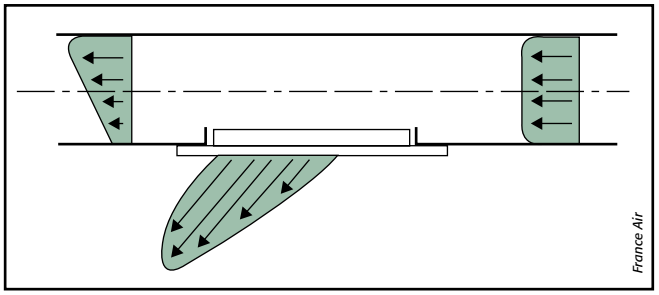


Fig. 68 - Exemple d'installation réelle

Pour les installations où les critères de niveaux sonores sont rigoureux (25 - 30 dB(A)), les essais en laboratoire à échelle réelle sont indispensables, si l'on veut éviter toutes surprises désagréables.

En Europe. Les données acoustiques se présentent en valeur NR basées sur le niveau de puissance accoustique sans atténuation du local. L'autre méthode de présentation donne des valeurs en dB(A) dans un local avec une atténuation de 10 m² Sabine (soit 4 dB) pour une grille et son registre.

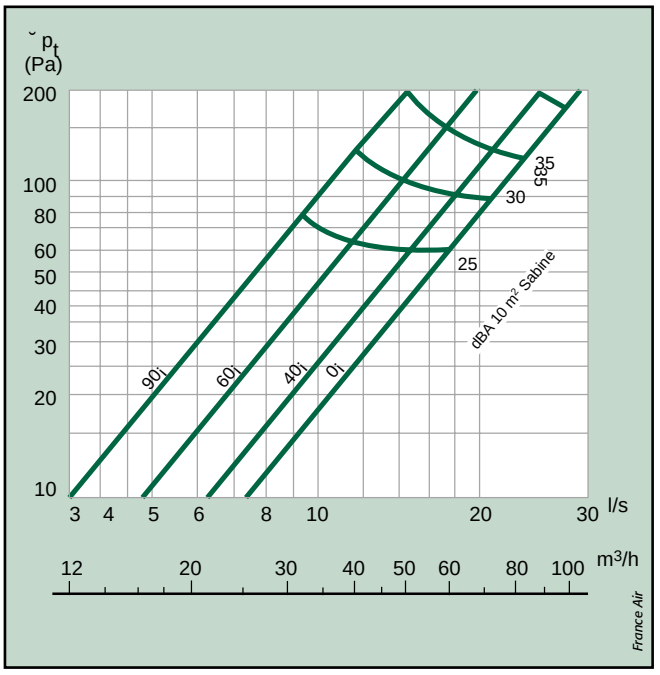


Fig. 66 - Courbe de correction de la distance du volume et de l'atténuation

Aux ETATS-UNIS, on utilise le critère NC avec une atténuation du local de 8 dB, ce qui signifie qu'une Unité Terminale se présente avec NC 20 avec 8 dB d'atténuation du local aux ETATS-UNIS et 30 dB (A) et une atténuation de 10 m² Sabine en Europe.

D'où l'importance de connaître précisément les données acoustiques des fabricants ainsi que la manière dont elles ont été établies.

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

La gamme France Air

Guide de choix
Diffuseurs
Diffuseurs techniques
Grilles extérieures
Volets de supression
Gaines textiles diffusantes
Logiciel de sélection Confort'Air

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Guide de choix

	Type d'installation		Diffuseurs	Renvoi de page du catalogue 2006/2007	HSP (Hauteur sans plafond (m)) de 0 à 3 m	de 3 à 4,5 m	> à 4,5 m	à NR 35 débit de la taille maxi (m³/h)	Mode de diffusion Tourbillonnaire	Déplacement	Mélange	Nombre de direction (s) 1, 5 ou omni	Taux d'induction	Forme de la veine d'air Radiale	Conique	Plate	Diffuseur design
SOUFFLAGE	Plafond	Montage avec té possible	DAP 03	105	X			18 000			X	omni		X			
			GAP 31/32	117	X			1 700			X	1, 2				X	
			DAP 40	117	X			1 200			X	4		X			
			DFP 40	117	X			1 000			X	4		X			
			DPU 40	120	X			1 600			X	4		X			
			DFU 38	122	X			700			X	4		X			
			DFU 36/37	123	X			850			X	4		X			X
			DAP 95	126	X			850			X	4		X			X
			DTE/DTR	134		X		700	X			omni		X			X
			DBF	136		X		750	X			omni		X			X
			DTF	137		X		500	X			omni		X			X
			LAU 94/95	139	X			94->600 95->750			X	1,2				X	
			LAU 272	144	X			800			X	1,2				X	
			NEO 100	103	X			1 400			X	omni		X			X
		Pas de montage avec té	DAU 03/45	105	X			8 000			X	omni		X			
			DFV 43	113	X			1 200			X	omni		X			
			DFV 18	114	X			900			X	omni		X			
			DAU 10/20/30	115	X			2 000			X	1, 2, 3			X		
			DAU 40	118	X			2 000			X	4		X			
			DFU 40	118	X			1 600			X	4		X			
			LDI	162		X	X	4 000	X			omni		X			
	Mur / Cloison		GAC 10	72	X	X		2 700			X	1			X		
			GAC 21	72	X	X		2 700			X	1			X		
			GFC 10	72	X	X		2 700			X	1			X		
			GFC 21	72	X	X		2 700			X	1			X		
			GPV 10	74	X	X		1 500			X	1			X		
			GPV 21	74	X	X		1 500			X	1			X		
			SFV 11	75	X	X		1 900			X	1			X		
			SFV 21	75	X	X		1 900			X	1			X		
			GAV 51/52	77	X			10 000			X	1			X		
			GIV 51/52	77	X			10 000			X	1			X		
			LAC 40	78	X			2 500			X	1				X	
			JSD	155			X	3 300			X	1			X		
			Perlys Design	157			X	2 000			X	1			X		X
	Sol		GAU 45	81	X			1 300			X	1			X		
			LAU 45/46	82	X			2 250			X	1			X		
			Adagio	83	X			75			X	1			X		
			Twist	84	X			150		X	X	1		X			
			DVC	167	X			1 760		X		1					X
			DHC	167	X			5 400		X		1					X
			DCP	168	X			3 960		X		1	-				X
			DBC	168	X			2 700		X		1	-				X
			DIR	170	X			468		X		1	-				X
			DBR	170	X			1 026		X		1	-				X
			DRI	171	X			3 096		X		1	-				X
			DKC	171	X			8 100		X		1	-				X

Q < 1000 m³/h

1000 m³/h < Q < 3000 m³/h

Q > 3000 m³/h

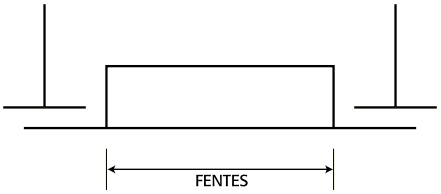
pensez-y !
Plusieurs types de tés existent, les diffuseurs peuvent s'adapter ! Cf. page suivante

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

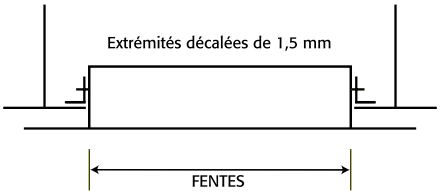
	Type d'installation	Diffuseurs	Renvoi de page du catalogue 2006/2007	à NR 35 débit de la taille maxi (m³/h)
REPRISE	Mur / Cloison	GAC 81	86	4 000
		GPV 81	88	1 100
		GFV 65	89	4 800
		GAC 88	90	7 000
		GPV 88	92	1 400
		GAF M	96	2 000
		GAV 91	100	900
		GFV 91	101	450
		GFV 90	101	260
	Plafond avec montage té possible +	GAP 81	93	2 500
		GAP 88	94	7 000
		GAP 88 i	97	3 600
		GAP 88SC	95	7 000
		GPP 88	95	1 500
		GAF P/ GFF P	97	88 AR : 1 400 37 AR : 1 400

Les montages en faux-plafond

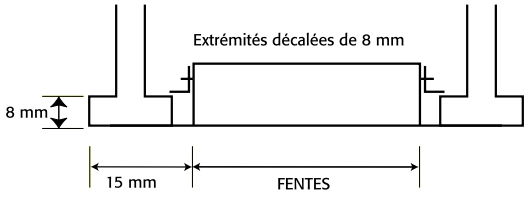
• Montage en sous-face



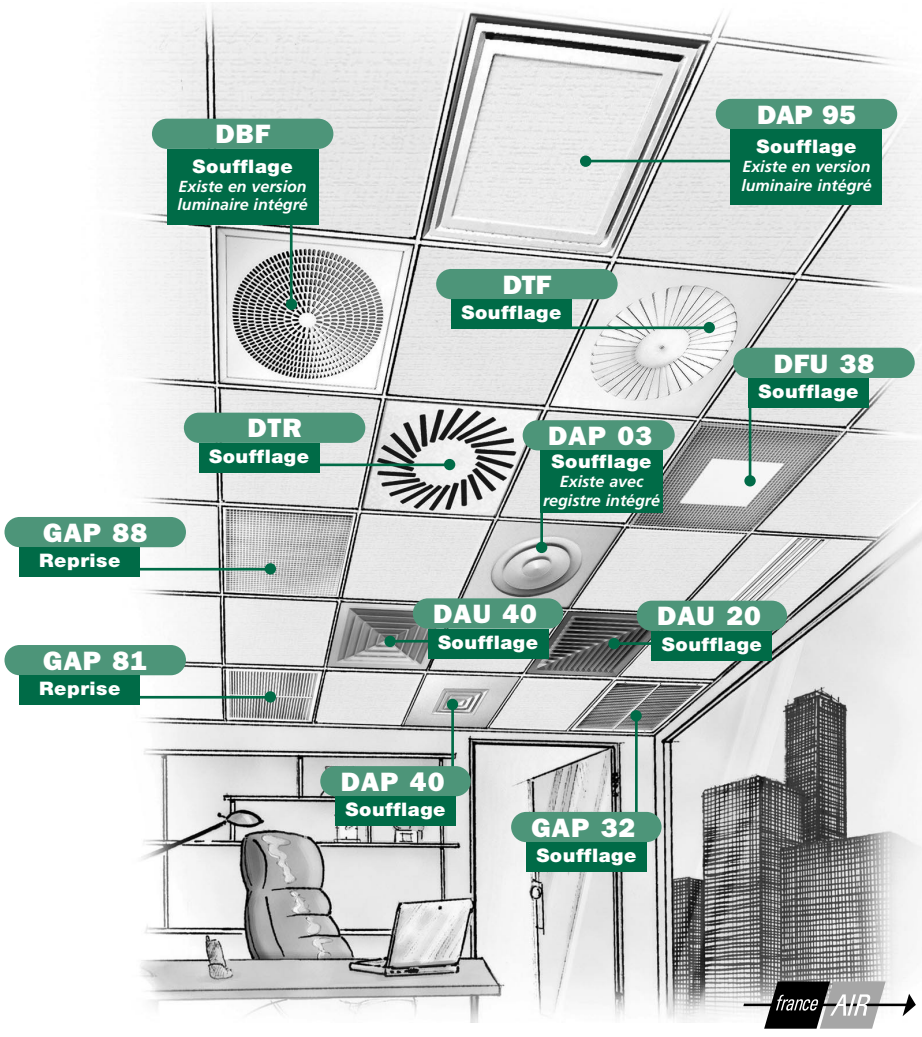
• Montage sur té plat de 20 mm



• Montage sur té fine line



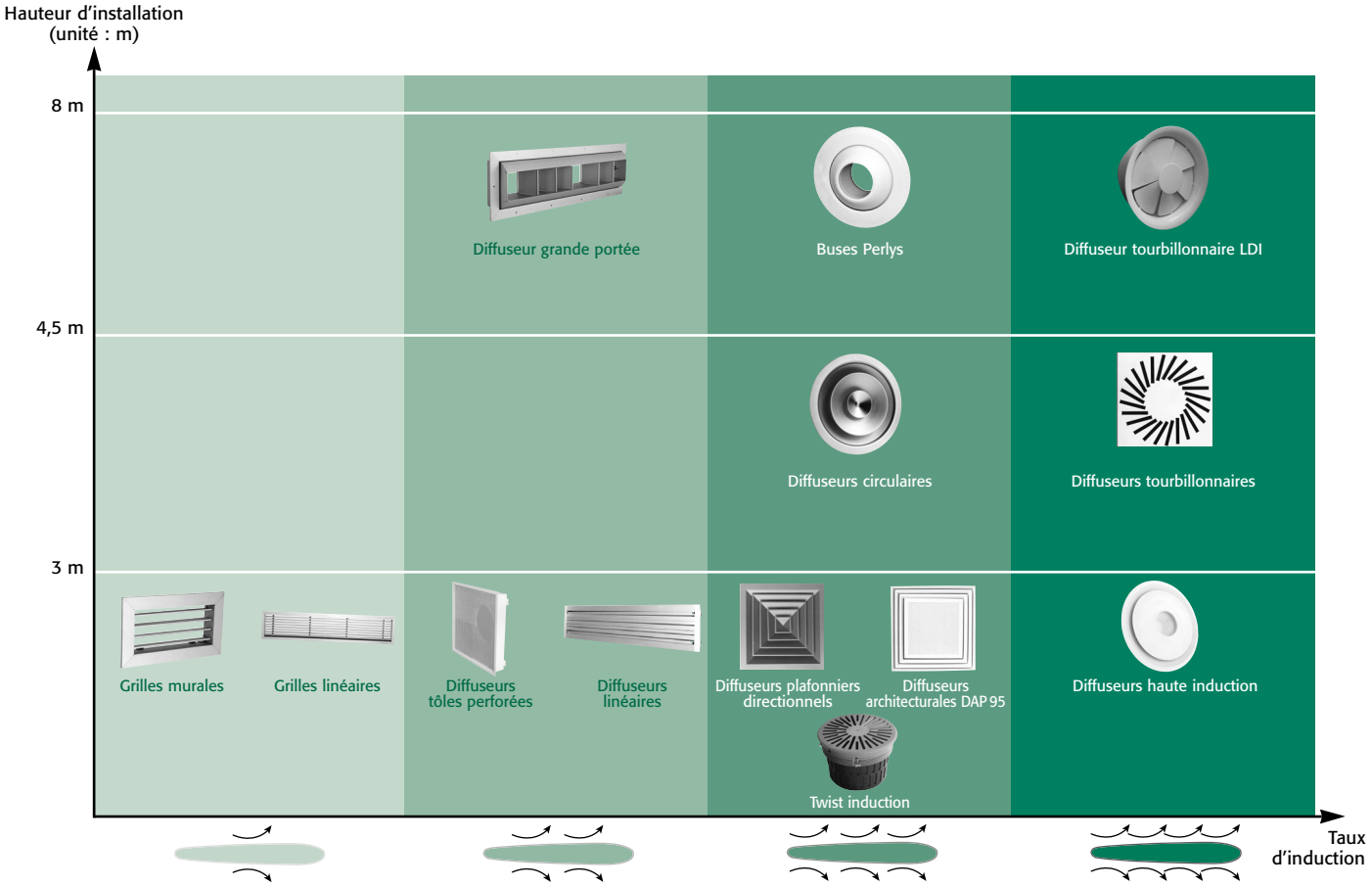
L'intégration architecturale



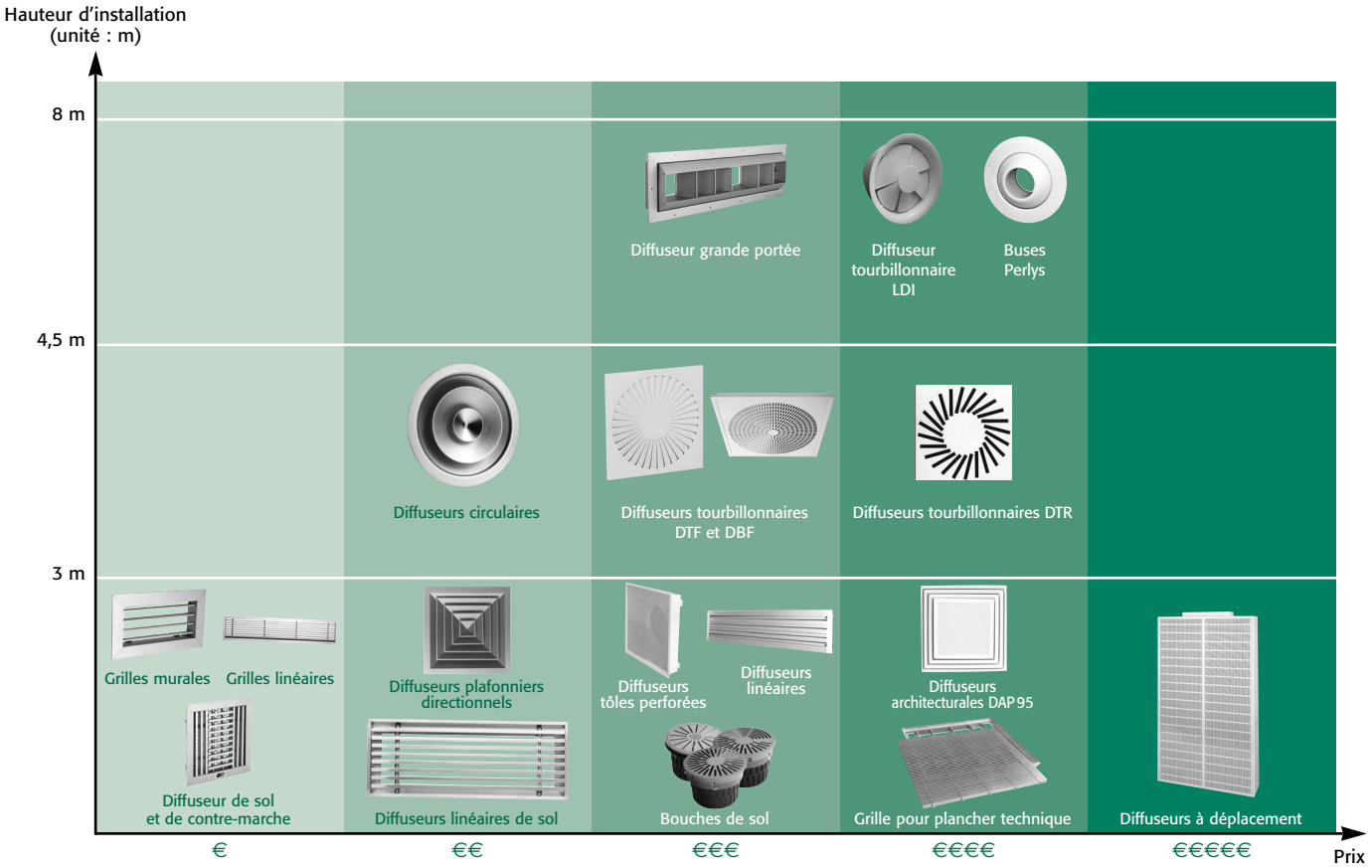
Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Guide de choix

• En fonction du taux d'induction



• En fonction du budget



Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

La gamme France Air

Diffuseurs

• Diffuseurs plafonniers circulaires

NEO 100 / P

DAU 03
DAU 03 R

DAP 03
DAP 03 R

DAU 03 Réactil
DAP 03 Réactil

DAU 45

DFV 43

DP2R 03

DFV 18

• Diffuseurs plafonniers directionnels

DAU 10/20/30

GAP 31/32

DFU 40

DAU 40

DFP 40

DAP 40

DPU 40

• Diffuseurs plafonniers tôle perforée

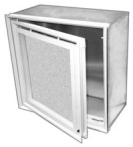
DFU 38

DFU 36/37

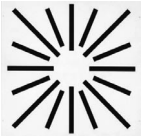
• Diffuseurs architecturaux

DAP 95

DAP 95 Déco


DAP 95 Déco PF

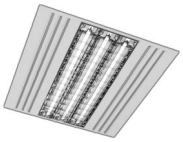
DAP 95 S/R


DTE - DTR

DBF

DTF

• Diffuseurs luminaires intégrés


LAP 95 Lum'in

DAP 95 Lum'in

• Diffuseurs linéaires

LAU 94/95

LAU 95 PF

LAU 272

LAU 272 Modulo

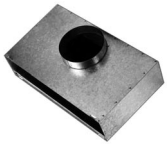
LAU 272 PF

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

• Accessoires et plénums

PFU 12

PFU 20


PFU 21

PFU 40

PFU 41

PFU 600 Kit

PFU 600/88 Kit

PFU 600 Monté

PFU 600/88 Monté

PPG 20

PPD 41

Easyflux

RPD

Diffuseurs techniques

• Diffuseurs grande portée

JSD

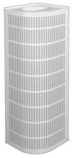
Perlys® Design

Perlys®

LDI

Régulation Dirig'Air

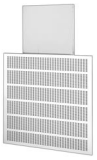
• Diffuseurs à déplacement d'air


DVC

DHC

DCP

DBC


DIR

DBR

DRI

DKC

VAZ

VA-RV

• Diffuseurs et accessoires inox

Grilles, diffuseurs et leurs accessoires en inox

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Grilles extérieures

• Grilles extérieures rectangulaires

GEA

GLA

GLF

GAO 100

• Porte-filtres

PFG

• Grilles extérieures circulaires

GRA

Paréo

Site France Air
Vous retrouvez toutes les informations techniques pour chaque UTD.
www.france-air.com

Volets de supression

SPFA

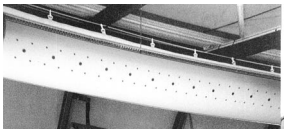
SPC

SPG

Gaines textiles diffusantes

Textil'Air P

Textil'Air F



Textil'Air I

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Confort'Air

logiciel de sélection
de grilles et diffuseurs

• Avantages

• Simplicité et rapidité d'utilisation.
• simulation et visualisation des veines d'air.
• Optimisation du choix des diffuseurs, de leur implantation.

• Configuration minimale requise

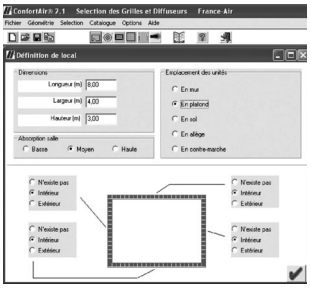
• Le logiciel Confort'air s'installe sur PC
(non disponible pour Mac).
• Il est recommandé un équipement minimum :
- Pentium III 500 Mhz
- 64 Mb RAM
- Moniteur avec une résolution de 800 x 600
- Capacité du disque dur disponible 20 MB.
• Le logiciel est compatible avec Windows 9X et Windows 2000/XP.

• Utilisation

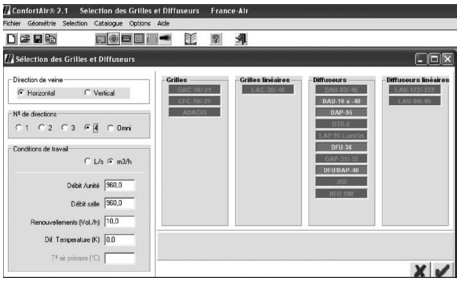
• Ce logiciel vous permet :
- de choisir au mieux le diffuseur France Air adapté à vos besoins.
- d'obtenir des plans des diffuseurs et grilles de reprise.

• Fonctionnement pour choisir un diffuseur

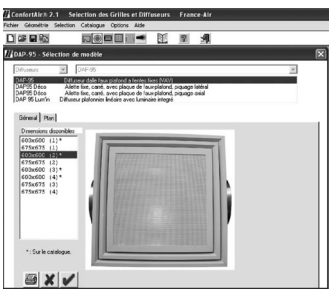
① **Définir un local d'étude avec des murs pleins ou des parois vitrées.**



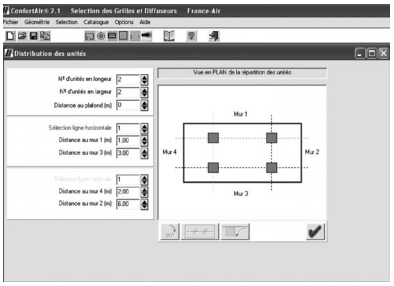
② **Choisir ensuite un modèle de diffuseur plafonnier, de grilles murales à 1 ou plusieurs directions et renseigner le débit dans le local.**



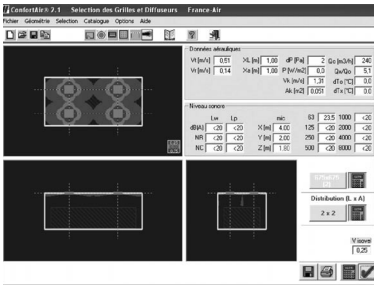
③ **Choisir également une dimension.**



④ **Les UTD (Unité Terminale de Diffusion) seront ensuite positionnées dans le local.**

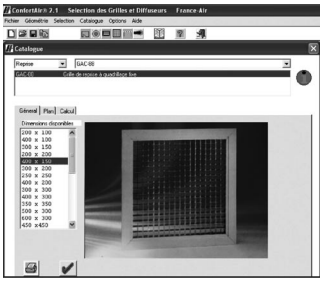


⑤ **On viendra ensuite visualiser la veine d'air, vérifier les niveaux sonores ainsi que les vitesses d'air dans la zone d'occupation.**

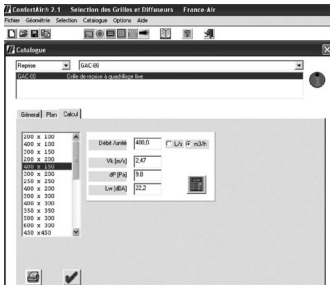


• Obtenir des plans et des informations aérauliques des grilles de reprise

① **Dans la rubrique du logiciel, on sélectionne un modèle.**



② **Dans la partie calcul, en entrant un débit, on peut accéder aux pertes de charges et niveaux sonores de la grille de reprise choisie.**



• Disponibilité

• Ce logiciel est distribué gratuitement aux Bureaux d'Etudes et Clients qui en font la demande.
• Pour l'obtenir, il suffit de remplir une demande sur notre site internet : www.france-air.com dans la rubrique «Documentation».

Création France Air 2006 - Tous droits de reproduction réservés

Siège Beynost
Rue des Barronnières
Beynost
01708 Miribel Cedex
Tél. : 04 72 88 11 11
Fax : 04 78 55 25 63
www.france-air.com

France Air Export
Tél. : (00) 33 (0)4 42 18 79 80
Fax : (00) 33 (0)4 42 18 79 89

Aubagne
Fax : 04 42 03 35 24

Bordeaux
Fax : 05 56 34 40 43

Lille
Fax : 03 20 84 39 91

Lyon Centre Est
Fax : 04 72 90 40 39

Metz
Fax : 03 87 21 12 01

Montpellier
Fax : 04 67 42 36 96

Nantes
Fax : 02 51 78 61 23

Nice
Fax : 04 93 14 48 14

Paris Est
Fax : 01 43 04 33 75

Paris Ouest
Fax : 01 47 85 33 72

Paris Sud
Fax : 01 69 34 86 00

Rennes
Fax : 02 23 30 72 75

Rouen
Fax : 02 32 91 31 95

Strasbourg
Fax : 03 88 65 92 10

Toulouse
Fax : 05 61 43 68 31

Tours
Fax : 02 47 74 10 24

Clients nationaux
Fax : 01 47 84 62 95

Un numéro unique
pour joindre votre assistant(e) de clientèle et vos correspondants locaux

N° Indigo 0 820 820 626