



Gm. 0027

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE  
Centre de Thiès  
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

---

CONCEPTION D'UN NOUVEAU SYSTEME DE  
CLIMATISATION POUR L'AMELIORATION DU CONFORT  
THERMIQUE DANS L'HABITAT

---

Présenté par : Papa Ibrahima MANE  
Abdourahimou NDIAYE

Directeur de projet : Salif GAYE, Docteur d'Etat ès Sciences

# DEDICACES

Papa Ibrahima MANE

A mon père

Un ami, infatigable pour le bien être et la réussite de ses enfants.

A ma mère

Brave, nous ne saurions la remercier pour ses prières et ses conseils.

A toute ma famille

Kara, Astou, Ismaël, Amy Collé, M<sup>me</sup> CISSE et son mari Souleymane.

A toute ma famille à travers tout le Sénégal.

A ma grand mère Anta DIOP

A tous camarades « mécanos »

Pour leur soutien de tout instant.

A tous mes amis

A tous ceux qui m'ont soutenu et encouragé durant ma formation

M. SENGHOR, les amis de mon père, M. MANDIANG et tous les professeurs du génie mécanique.

A Abdourahimou NDIAYE

Pour sa pertinence, sa largesse d'esprit et sa grande contribution à la réalisation de ce projet.

*à Amina MANE ...*

# Abdourahimou NDIAYE

Je dédie ce rapport à ma défunte mère Ramatoulaye BA pour toutes ses prières et les valeurs qu'elle nous a inculquées.

A mon père pour son assistance en toute situation et sa générosité.

A ma tante Aby SY.

A toute ma famille, ma grande sœur Maïmouna NDIAYE, pour sa présence à mes côtés dans tous les moments difficiles et sa gentillesse. Ma petite sœur Bineta NDIAYE, à mon petit frère Thierno NDIAYE, Ami NDIAYE et à mes grands frères Baba et Amadou NDIAYE pour leur disponibilité, leur compréhension. A Fama NDIAYE et sa famille à Saint Louis, à Kadia du côté de Keur Mbaye FALL, Houlèye en France, Dieynaba et Ramatoulaye NDIAYE A la plus petite de mes sœurs Salla NDIAYE.

A mon oncle Djiby SOW.

A tous mes amis, mon cousin et ami Mamadou BA, Hamidou MBENGUE, Omar FAYE, Boubacar DIALLO, Serigne NDIAYE, Abdou THIAM, Abou SOW, Ndiassé NGOM.

A Bineta SARR dite MAMA, à sa mère et à toute sa famille.

A tous mes amis mécanos de l'AEGM02, à tous les étudiants de la 6<sup>ème</sup> promotion de l'Ecole Supérieure Polytechnique centre de Thiès.

Particulièrement à mon collègue de travail dans ce projet Papa Ibrahima MANE, pour son ouverture d'esprit, sa persévérance, son efficacité et son dévouement.

# REMERCIEMENTS

Nous tiendrons particulièrement à remercier notre encadreur M. Salif GAYE, Docteur ès Sciences Physiques et Maître assistant à l'Ecole Supérieure Polytechnique, pour ses suggestions, son ouverture à la discussion et sa disponibilité.

Nous remercierons aussi M. Alassane DIENE, M. Banda NDOYE professeur de froid et climatisation à l'Ecole Supérieure Polytechnique, toutes nos remerciements à M. Seni TAMBA. L'aide de Mme CAMARA (E.S.P. Dakar) nous a été très utile quant aux processus de fabrication et des coûts de main d'œuvre pour cela nous tenons à la remercier.

Nous aimerions enfin exprimer notre sincère reconnaissance à tout ceux qui ont participé de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, à tous ceux qui nous ont soutenu pendant l'année scolaire.

# SOMMAIRE

Le but de ce projet est de concevoir un nouveau système de climatisation qui permettrait d'améliorer, à moindre coût, le confort thermique du sénégalais moyen.

Le domaine autour duquel s'articule le projet c'est-à-dire la climatisation à eau glacée est un domaine dans lequel pas mal de recherches ont été, jusqu'à présent, menées.

C'est dans l'optique d'améliorer et de permettre une meilleure accessibilité aux conditions de confort que ce sujet a été traité afin d'obtenir un appareil avec ventilo-convecteur qui permettrait de créer un confort acceptable dans les locaux existant par intermittence ou en continu (en fonction des moyens de l'utilisateur). En effet pour fonctionner correctement l'appareil doit être chargé avec de la glace qui va fondre au bout d'un certain temps à déterminer. Par exemple, pendant la nuit, si avec une charge de 200 F CFA on a trente minutes à une heure de confort pendant l'été, ce temps nous permettra de trouver le sommeil. Cet appareil pourra aussi servir en même temps de fontaine par l'intermédiaire d'une vanne utilisée en même temps comme bouchon de vidange pour le nettoyage.

C'est ainsi que notre étude nous a mené à un appareil constitué d'un échangeur de chaleur où on fait circuler l'air soufflé par un ventilateur dans plusieurs serpentins qui plongent dans de la glace fondante. L'air sort ainsi à une température assez basse, qui sera fonction de la l'état de l'air à l'entrée, permettant d'obtenir l'ambiance désirée dans le local.

Avec une puissance de l'appareil d'environ 12 W, la consommation en électricité sera assez faible, comparé aux appareils de conditionnement sur le marché, ce qui permettra d'amoindrir considérablement les coûts d'exploitation dus à l'électricité.

Pour améliorer les performances de l'appareil la tuyauterie d'admission pourra être enterrée dans le sol, afin de diminuer la température d'entrée de l'air au niveau de l'appareil, à une profondeur à déterminer avant d'entrer dans l'échangeur mais cette aspect n'entre pas dans le cadre du projet et fait l'objet d'une autre étude.

*Mots clés* : confort, climatisation à eau glacée, ventilo-convecteur, coûts d'exploitation.

# TABLE DES MATIERE

	Page
Liste des tableaux .....	i
Liste des figures .....	ii
Liste des symboles et abréviations .....	iii
INTRODUCTION .....	1
<u>Première partie : A – ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</u>	
A1 – Conditionnement de l’air.....	6
A1 – 1 L’air sec.....	6
A1 – 2 L’air humide.....	8
A1 – 2.1 La quantité de chaleur de l’air humide.....	11
A1 – 2.2 Température sèche et température humide de l’air.....	11
A1 – 2.3 Les diagrammes psychrométriques.....	12
A1 – 2.4 Refroidissement, humidification et déshumidification de l’air..	16
A2 – Bilan énergétique du bâtiment.....	17
A2 – 1 Interactions entre climat et bâtiment.....	18
A2 – 2 Utilisation des données météorologiques.....	21
A2 – 2.1 Température extérieure.....	21
A2 – 2.2 Ensoleillement.....	22
A2 – 2.3 Vitesse et direction du vent.....	24
A2 – 3 Transfert de chaleur.....	24
A2 – 3.1 Transfert de chaleur par conduction.....	24
A2 – 3.2 Transfert de chaleur par rayonnement.....	27
A2 – 3.3 Transfert de chaleur par convection.....	30
A2 – 4 Transmission thermique des éléments de construction en régime stationnaire.....	35
A2 – 4.1 Résistances thermiques pour des couches homogènes.....	35
A2 – 4.2 Transmission thermique.....	36

A2 – 5 Apports internes de chaleur.....	40
A2 – 5.1 Les échanges du corps humain avec l'air ambiant.....	40
A2 – 5.2 Appareils à gaz.....	47
A2 – 5.3 Appareillage électrique.....	48
A2 – 6 Données de base.....	49
A2 – 6.1 La position géographique.....	49
A2 – 6.2 Heure solaire, heure locale.....	50
A2 – 6.3 Orientation parois.....	50
A2 – 7 Formulaire pratiques des différentes charges.....	51
A2 – 7.1 La chaleur dégagée par les personnes : $Q_{ip}$ .....	51
A2 – 7.2 La chaleur dégagée par l'éclairage : $Q_{ie}$ .....	51
A2 – 7.3 Chaleur dégagée par les appareils, machines et sources diverses : $Q_{id}$ .....	52
A2 – 7.4 Chaleur dégagée à travers les parois : $Q_{pr}$ .....	52
A2 – 7.5 Chaleur transmise à travers les vitrages : $Q_{ev}$ .....	53
A2 – 7.6 La chaleur dégagée par le renouvellement d'air : $Q_{ra}$ .....	55
A2 – 7.7 La chaleur perdue à travers les gaines de distribution : $Q_{eg}$ .....	56
A2 – 7.8 La chaleur dégagée par les ventilateurs : $Q_{vts}$ .....	56
A3 – Confort thermique dans l'habitat.....	58
A3 – 1 Qu'entend- on par confort ou inconfort ?.....	58
A3 – 2 Conditions de confort.....	60
A3 – 2.1 Confort hygro-thermique.....	62
A3 – 4.2 Mesure du confort.....	64
A3 – 4.3 Tentatives de mise en équation des conditions de confort.....	65
A4 – Climatisation artificielle.....	67
A4 – 1 Circuit air conditionné.....	67
A4 – 2 Calcul théorique et détermination des différents paramètres.....	71
A4 – 2.1 La puissance calorifique de l'installation.....	71
A4 – 2.2 Le débit d'air à envoyer dans le local à climatiser.....	88

A4 – 3 Bilan thermique de l'appareil.....	93
A4 – 3.1 Convection.....	94
A4 – 3.2 Conduction.....	101
A4 – 3.3 Quantité théorique de chaleur reçue par le bain d'eau Glacée.....	103
A4 – 4 Estimation de la durée de la charge.....	104
A4 – 5 Estimation de la température effective de sortie de l'air de l'appareil.....	105
A4 – 6 Types de climatiseurs.....	111

## Deuxième partie : B – PROPOSITION D'UN NOUVEAU SYSTEME DE CLIMATISATION

B1 – Schémas de l'installation.....	118
B1 – 1 Principe général de fonctionnement.....	123
B2 – Conception et dimensionnement des composants de l'appareil.....	125
B2 – 1 Dimensionnement du ventilateur.....	125
B2 – 1.1 Pertes de charges.....	130
B2 – 1.2 Puissance.....	138
B2 – 1.3 Niveau de puissance sonore.....	139
B2 – 1.4 Mode d'entraînement du ventilateur.....	140
B3 – Etude de fabrication de l'appareil.....	141
B3 – 1 Présentation du logiciel : <i>emachineshop</i>	
B4 - Etude économique.....	148
B4 – 1 Le coût de fabrication.....	148
B4 – 2 Coût de réalisation de chaque pièce.....	149
B4 – 3 Coût d'exploitation de l'appareil.....	150
B4 – 3.1 Frais d'exploitation.....	150
B4 – 3.2 Coût de la consommation en énergie électrique.....	151

B4 – 3.3 Coût de l’entretien.....	151
B4 – 4 Interprétation du résultat.....	152
B5 - Evaluation du système.....	153
B5 – 1 Performances.....	153
B5 – 2 Limites.....	153
B5 – 3 Avantages.....	153
B5 – 4 Inconvénients.....	153
B5 – 5 Etude comparative avec quelques appareils existants.....	154
CONCLUSION.....	156
RECOMMANDATIONS.....	158
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	159
ANNEXES 1.....	160
I – Le bruit et le confort.....	161
I – 1 Nature des sons.....	162
I – 2 Echos et réverbérations, confort sonore d’une salle, effet masque.....	163
I – 3 Effets physiologiques des bruits, infrasons, confort et réglementation.....	164
II – Orientation du local.....	168
III – Entretien.....	172

# LISTE DES TABLEAUX

		Page
1.A2	Valeurs des coefficients a, b et n pour le calcul de $h_{ce}$ .....	33
2.A2	Valeurs des coefficients g, f et m pour la détermination de $h_{ci}$ .....	34
3.A2	Dégagements individuels de chaleur des personnes.....	45
4.A2	Dégagements de chaleur d'appareils électriques.....	48
5.A2	Facteur de pondération $p_e$ .....	52
6.A2	Coefficient $\alpha$ pour les ventilateurs.....	57
1.A4	Feuille de calcul simplifié.....	74
2.A4	Facteur de réduction g pour fenêtres protégées.....	77
3.A4	Coefficient d'absorption « A » pour murs, toits et fenêtres.....	78
4.A4	Heures où le besoin de climatisation est maximal dans les locaux ayant différentes orientations.....	80
5.A4	Conditions extérieures et intérieures.....	85
6.A4	Feuille de calcul simplifié.....	86
7.A4	Détermination de la température de sortie effective de l'air.....	109
8.A4	Différents systèmes de climatisation existant.....	112
1.B2	Résistances locales converties en longueurs fictives (en m).....	134
2.B2	Rugosités de quelques matériaux.....	136
1.B3	Procédés de fabrication.....	142
1.B4	Prix des différents composants.....	148
2.B4	Coût de la main d'œuvre.....	149
1.B5	Comparaison de l'appareil avec des climatiseurs existant.....	154

# LISTE DES FIGURES

		Page
1.A1	Diagramme psychométrique.....	15
1.A2	Rayonnement entre deux surfaces.....	29
2.A2	Division du composant en couches homogènes.....	37
3.A2	Localisation géographique d'un site.....	49
4.A2	Orientation d'une paroi.....	50
1.A3	Relation entre le pourcentage d'insatisfaits (PPD) et le vote moyen (PMV).....	65
1.A4	Système sans reprise.....	69
2.A4	Reprise et brassage.....	69
3.A4	Reprise et recyclage.....	70
4.A4	Circuit fermé (exceptionnel).....	70
5.A4	Reprise avec recyclage et rebrassage.....	70
6.A4	Orientation types de locaux.....	79
7.A4	Orientation du local de l'exemple 1.A4.....	79
8.A4	Coefficient de rayonnement solaire S en fonction du coefficient k..	82
9.A4	Orientation du local à climatiser.....	85
10.A4	Détermination graphique du débit d'air à souffler.....	90
11.A4	Echanges de chaleur au niveau de l'appareil.....	95
12.A4	Evolution de la température de l'air dans un serpentin.....	106
1.B1	Dessin de l'appareil dans son ensemble.....	118
2.B1	Dessin de l'appareil en traits d'esquisse.....	119
3.B1	Dessin de détails des serpentins.....	120
4.B1	Dessin montrant le filtre et la carcasse arrière de l'appareil.....	121
5.B1	Dessin montrant les persiennes et leur mode de réglage.....	122
6.B1	Dessin de face de l'appareil.....	123
1.B2	Evolution de la pression au niveau du serpentin.....	130
2.B2	Dimensions diffuseur.....	131
3.B2	Equivalence entre section circulaire et rectangulaire.....	131
4.B2	Diffuseur à section circulaire équivalent.....	132

# LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS

## *Lettres latines*

$a$	coefficients d'Angström	
$a$	diffusivité thermique en	[m <sup>2</sup> /h]
$a$	coefficient d'absorption	
$A_i$	aire d'une surface $i$	[m <sup>2</sup> ]
$b$	coefficients d'Angström	
$C$	pertes convectives à partir de la surface externe du vêtement	[W]
$CO_2$	dioxyde de carbone	
$C_p$	chaleur spécifique à pression constante	[kJ/kg.K]
$D$	diamètre d'un serpentin	[m]
$D_B$	débit d'air dans les conditions du point B	[kg/h]
$d$	diamètre de l'orifice d'aspiration	[m]
$E_{diff}$	pertes latentes par diffusion de vapeur d'eau à travers la peau	[W]
$e_i$	épaisseur de la paroi $i$	[m]
$E_{r1}$	pertes respiratoires latentes	[W]
$E_{rs}$	pertes respiratoires sensibles	[W]
$E_{sw}$	pertes par évaporation de la sueur	
$f$	pression partielle de la vapeur d'eau	[Pa]
$F$	tension maximale de la vapeur d'eau	[Pa]
$f_i$	fraction d'insolation	
$F_{i,j}$	facteurs de forme entre les surfaces $i$ et $j$	
$g$	accélération de la pesanteur ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ )	
$Gr$	nombre de Grasshof	
$h$	hauteur du soleil au dessus de l'horizon	[°]
$h$	coefficient de convection entre une surface et un fluide	[W/m <sup>2</sup> °C]
$H$	production interne de chaleur dans le corps	[W]
$h_i$	enthalpie massique d'un air $i$	[kJ/kg]
$I_0$	intensité du rayonnement solaire en dehors de l'atmosphère	[W/m <sup>2</sup> ]

$I_{\text{diff, h}}$	rayonnement diffus sur un plan horizontal	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{d, h}}$	rayonnement diffus sur un plan horizontal	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{h}}$	rayonnement global	[W/m <sup>2</sup> ]
$i_{\text{p}}$	indice de pression statique du ventilateur	
$I_{\text{s, a}}$	rayonnement instantané sur une surface de pente $s$	[W/m <sup>2</sup> ]
$I$	intensité d'une source de chaleur	[W/ m <sup>3</sup> ]
$J_i$	radiosité de la surface $i$	
$K$	coefficient de transmission thermique	[W/m <sup>2</sup> °C]
$K$	chaleur transmise par conduction (peau – vêtements)	[W]
$L$	longueur caractéristique	[m]
$L_{\text{éq}}$	longueur équivalente	[m]
$l_1$	coefficient de simultanéité éclairage	
$l_2$	facteur de chaleur résiduel des luminaires	
$m_{\text{a}}$	masse d'air sec	[kg]
$m_{\text{e}}$	masse d'eau en gouttelettes	[kg]
$m_{\text{v}}$	masse de vapeur d'eau	[kg]
$\dot{m}$	débit massique	[kg/s]
$N$	vitesse de rotation	[tr/min]
NF	normes françaises	
$N_{\text{p}}$	niveau de pression sonore créé par le ventilateur	[Pa]
$N_{\text{s}}$	nombre de serpents	
$N_{\text{u}}$	nombre de Nusselt	
$N_{\text{w}}$	niveau de puissance sonore émise par le ventilateur	[dB]
$O_{\text{e}}$	orifice équivalent au circuit pour le ventilateur	[m <sup>2</sup> ]
$O_2$	oxygène	
$p$	pression statique fournie par le ventilateur	[daPa]
$p_{\text{a}}$	pression atmosphérique	[Pa]
$P_{\text{a}}$	puissance absorbée au moyen de la roue	[kW]
$p_{\text{d}}$	pression cinétique à la sortie du ventilateur	[daPa]
PMV	vote moyen prévisible (Predicted Mean Vote)	
PPD	% prévisible d'insatisfaits (Predicted Percentage of Dissatisfied)	

$Pr$	nombre de Prandtl du fluide	
$p_t$	pression totale fournie par le ventilateur	[daPa]
$P_u$	puissance effectivement utilisée à la mise en pression de l'air	[kW]
$p'$	pression partielle de la vapeur d'eau dans un mélange	[Pa]
$q$	flux de chaleur	[W]
$Q_{eg}$	chaleur perdue à travers les gaines de distribution	[W]
$Q_{id}$	chaleur dégagée par les appareils, machines et sources diverses	[W]
$Q_{ic}$	chaleur dégagée par l'éclairage	[W]
$Q_{ip}$	chaleur dégagée par les personnes	[W]
$Q_{pr}$	chaleur dégagée à travers les parois	[W]
$Q_{ra}$	chaleur dégagée par le renouvellement d'air	[W]
$Q_s$	débit volumique dans un serpentin	[m <sup>3</sup> /s]
$q_v$	débit volumique de l'air	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	constante de l'air	
$r$	coefficient de réflexion	
$R$	pertes radiatives à partir de la surface externe du vêtement	[W]
$Re$	nombre de Reynolds	
$re$	rayon externe du serpentin	[m]
$ri$	rayon interne du serpentin	[m]
$R_T$	résistance thermique	[m <sup>2</sup> .K/W]
$S$	surface	[m <sup>2</sup> ]
$s$	pente d'une surface	
$S_1$	section de refoulement du ventilateur	[m <sup>2</sup> ]
$T$	température absolue	[K]
$TU$	temps universel	
$T_1$	température de l'air avant compression	[K]
$T_2$	température de l'air après compression	[K]
$U$	vitesse dans un serpentin	[m/s]
$v$	volume spécifique	[m <sup>3</sup> /kg]
$V$	volume	[m <sup>3</sup> ]
$V_h$	volume spécifique de l'air	[m <sup>3</sup> /kg]

$V_m$	vitesse moyenne de l'air	[m/s]
$V_n$	débit volumique d'air neuf	[m <sup>3</sup> /h]
$V_i$	vitesse moyenne de l'air dans la section $S_i$ soit $\frac{q_u}{S_i}$	[m/s]
$W$	masse de vapeur associé à 1 kg d'air sec	[kg]

### *Lettres grecques*

$\beta$	albédo du sol ou coefficient de réflexion global	
$\beta$	coefficient de dilatation cubique	[K <sup>-1</sup> ]
$\Delta p$	perte de charge	[Pa]
$\varepsilon$	coefficient d'émissivité	
$\varepsilon$	rugosité absolue de la surface	
$\eta$	rendement	[%]
$\theta$	température de l'air	[°C]
$\lambda$	conductivité thermique	[W/m.K]
$\mu$	viscosité dynamique	[kg /m.s]
$\nu$	vitesse du fluide	[m/s]
$\rho$	masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	masse volumique de la vapeur	[kg/ m <sup>3</sup> ]
$\tau$	coefficient de transmission	
$\varphi$	degré hygrométrique	[%]
$\zeta$	coefficient de perte de charge	

## INTRODUCTION

Les Egyptiens connaissaient déjà le secret du refroidissement par évaporation en éventant des récipients plats remplis d'eau. On peut supposer qu'ils sont arrivés à cette « découverte » en y appliquant le plus vieux et le plus intuitif procédé qui puisse assurément exister au monde : celui de s'éventer quand on a chaud. Ils ont su exploiter à fond cette méthode de « faire du vent » en utilisant une grande variété de « modèles » : énormes éventails de plumes, non moins énormes écrans mobiles en toile et parchemin tendus, suspendus au plafond et actionnés par des esclaves, et même de véritables « turbines à vent » (sorte de roues à aubes plates, mues manuellement par l'intermédiaire d'ingénieux mécanismes multiplicateurs de transmission).

A ces procédés de « rafraîchissement-confort » s'ajoutait celui des innombrables fontaines et jets d'eau, véritables « laveurs d'air » qui, situés à proximité immédiate des occupants contribuaient à créer une ambiance de bien-être, de fraîcheur et de... confort !

Plus tard, après les roues à palettes, ayant appris à utiliser la force du vent pour faire tourner les éoliennes (« aéromoteurs »), l'homme s'est rendu compte qu'une action inverse (s'exerçant manuellement sur une roue dont les pales formaient un angle avec le moyeu) était susceptible de produire du vent.

Le premier « prototype » du ventilateur hélicoïdal était ainsi né et, avec lui, la ventilation mécanique contrôlée !

Le corps humain ne peut absorber de la chaleur, bien au contraire : il doit constamment dissiper sa chaleur propre et ceci aussi rapidement qu'il la produit. Il s'ensuit que dans les ambiances froides que la perte de cette chaleur sera la plus rapide tandis que dans un local chaud, le seul moyen de pallier les effets nuisibles d'un mauvais échange thermique serait celui d'assurer un mouvement adéquat de l'air

ambiant pour accélérer les échanges cutanés et, partant, aider le corps à se débarrasser de l'excès de chaleur acquise.

La chaleur provoque inévitablement une réduction de l'aptitude au travail, une fatigue générale et, partant, une baisse sensible du rendement. On sait, par ailleurs que, l'équilibre thermique du corps dépend essentiellement de trois processus classiques d'échange : la radiation (rayonnement), la convection et l'évaporation. C'est bien les deux derniers phénomènes qui sont influencés par le mouvement de l'air environnant. Mais les différents paramètres qui se trouvent impliqués dans les processus d'échange thermiques entre le corps et l'ambiance environnante sont en réalité beaucoup plus nombreux, pour ne citer que les plus marquants :

- Température du bulbe sec de l'air ambiant ;
- Humidité relative de cet air ;
- Vitesse (mouvement) de l'air en contact direct avec le corps ;
- Pression ;
- Température des parois du local considéré (déterminant les effets de rayonnement du corps humain).

Et n'oublions pas, que la vitesse de l'air influe non seulement sur l'évaporation, mais également sur le coefficient de transmission (ce dernier fonction de celui de convection de l'air sur la surface extérieure des vêtements de l'occupant).

Dans des pays tropicaux comme le Sénégal, en été, les taux élevés d'humidité relative, les températures écrasantes à l'extérieur et la chaleur des rayons du soleil peuvent, par leurs actions conjuguées, rendre la maison inconfortable. Un système de climatisation de l'air peut rétablir le confort des occupants en abaissant la température et le taux d'humidité des pièces de la maison.

Un système de conditionnement d'air permet donc de maintenir les conditions de température et d'humidité d'un local. Dans la plupart des cas, de nombreuses solutions technologiques peuvent répondre à l'objectif souhaité. A ce titre, plusieurs types de conceptions sont proposés sur le marché pour assurer une climatisation dite artificielle.

Le rôle de l'ingénieur est donc d'analyser ces différentes possibilités, et de comparer leur comportement par rapport à un *objectif d'ambiance*. L'objectif d'ambiance consiste à définir une zone dans laquelle les conditions de température et d'humidité sont considérées comme acceptables par la majorité des occupants. Cet objectif dépend donc de la finalité du local (locaux d'habitation, bureaux, ateliers...) et est issu d'études à la fois physiologiques et psychologiques, puisque la notion de confort reste très subjective. Elle dépend en particulier des conditions climatiques extérieures : dans le secteur résidentiel par exemple, il est bien connu qu'une ambiance à 18/19°C sera ressentie comme confortable en hiver, mais peut apparaître fraîche et même froide si la température extérieure est supérieure à 35°C.

Le bâtiment est un ensemble complexe dont les éléments (enveloppe, installations techniques, habitants) interagissent entre eux et avec le milieu extérieur. Il a été montré que dans nos pays tropicaux, il est impossible d'obtenir le confort à certaines périodes de l'année sans recourir à des systèmes de climatisations artificielles. Dans un bâtiment moderne, une grande part de la consommation d'énergie est utilisée pour assurer un climat intérieur agréable. Si nous ajoutons à cela le caractère onéreux des installations de conditionnement d'air, il s'avère donc que le confort dans l'habitat n'est pas à la portée de tous. Ce projet répond donc à un réel besoin d'autant plus que dans certaines régions du Sénégal, la température atteint des valeurs excessives de 40°C.

La conception et la réalisation d'un système – efficace, pratique et accessible à toutes les bourses - pour l'amélioration du confort thermique dans l'habitat, deviennent donc une nécessité surtout pour nos pays dits en voie de développement où le pouvoir d'achat est assez faible. Il est par conséquent important de mener des recherches dont la finalité est de permettre à la majorité de la population d'accéder au confort thermique.

Cette étude propose donc un appareil qui permet d'obtenir un confort acceptable dans les locaux existant, par intermittence ou en continu (en fonction des moyens de l'utilisateur). Pour fonctionner correctement, l'appareil proposé devra être chargée avec de la glace qui va fondre au bout d'un certain temps.

L'appareil est constitué d'un échangeur de chaleur où on fait circuler l'air soufflé par un ventilateur dans un serpentin qui plonge dans de la glace fondante. L'air sort ainsi à une température basse. Par ailleurs, un robinet est prévu (les parois de l'échangeur étant en acier inoxydable ; et c'est cette même vanne qui pourra être utilisée comme bouchon de vidange pour le nettoyage et si on désire se désaltérer ; d'où une utilisation en parallèle comme fontaine.

Les chapitres qui suivent partent du bilan énergétique de l'habitat (en faisant d'abord un rappel sur l'amélioration du confort à partir de l'orientation du bâtiment) en passant par une analyse complète de la climatisation artificielle pour aboutir à la conception et au dimensionnement d'un nouveau système de climatisation performant et non onéreux.

Première partie

**A - ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

## A1 – Conditionnement de l'air

### A1 – 1 L'air sec

L'air est un mélange de gaz dont la composition volumétrique habituelle est :

Oxygène.....	20,99 %
Azote.....	78,03 %
Argon.....	0,94 %
Gaz carbonique.....	0,03 %

La teneur en gaz carbonique CO<sub>2</sub> dépend du lieu et des conditions atmosphériques. Ces gaz, très éloignés de leur point de liquéfaction dans les conditions habituellement rencontrées en conditionnement d'air peuvent être considérés comme parfaits.

On peut donc appliquer à l'air sec l'équation des gaz parfaits, qui s'écrit pour 1 kg d'air :

$$Pv = rT \quad (1.A1)$$

P pression en Pa ;

v volume spécifique en mètres cubes par kilogramme ;

T température absolue en degrés Kelvin ;

r constante de l'air.

Nous n'entrerons pas dans toutes les étapes de la démonstration, cela n'étant pas le but du projet, nous dirons simplement que l'équation d'état de l'air sec peut aussi s'écrire :

$$Pv = 29,2 T \quad (2.A1)$$

La chaleur spécifique à pression constante  $C_p$  de 1 kg poids d'air est donnée par la formule :

$$C_p = 0,24 + 0,00006 \theta \quad (3.A1)$$

En conditionnement d'air où  $\theta$  varie en général de  $- 10^\circ$  à  $+ 40^\circ \text{C}$  l'on peut considérer  $C_p$  comme constante et adopter la valeur de  $0,24 \text{ kcal/kg. }^\circ\text{C}$ .

On notera que la formule donnant l'échauffement adiabatique de l'air sec que l'on porte de pression statique  $P_1$  à la pression  $P_2$  dans un compresseur de rendement 100% est :

$$T_2 - T_1 = T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{0,29} - 1 \right] \quad (4.A1)$$

$T_1$  et  $T_2$  sont les températures absolues de l'air avant et après compression.

La masse volumique de l'air sec, mesurée à une température de zéro degré centigrade et sous une pression de 760 mm de mercure est 1293 gr/m<sup>3</sup>.

Pour toute autre température ou pression il est donné par la formule classique :

$$\rho = 1293 \frac{P}{760} \frac{273}{273 + t} = 0,465 \frac{P}{T} \quad (5.A1)$$

$\rho$  masse volumique en grammes par mètre cube ;

t température en degrés Celsius ;

P pression en millimètres de mercure ;

T température absolue en Kelvin.

## A1 – 2 L'air humide

L'air atmosphérique n'est jamais exempt de vapeur d'eau : étant donné que la pression partielle de celle-ci est très faible dans les cas que nous aurons à considérer, l'on peut admettre également qu'elle se comporte comme un gaz parfait, en particulier que la formule (1.A1) lui est applicable : le poids moléculaire de l'eau étant égal à 18, la constante de l'eau est 47 :

Pour définir la proportion de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air, l'on se sert le plus souvent en conditionnement de la notion de degré hygrométrique égal au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau dans le mélange (pression qu'aurait la vapeur d'eau si elle occupait seule tout le volume du mélange) à la pression de vapeur d'eau dans l'air saturé pour la température du mélange, qui diffère très peu de celle de la vapeur saturée pure.

Ce rapport reçoit également le nom d'humidité relative et on l'exprime en général en pourcentage.

$$\varphi = \frac{f}{F} \times 100 \quad (6.A1)$$

$f$  = pression partielle de la vapeur d'eau dans le volume  $V$  du mélange de température  $\theta^\circ\text{C}$

$F$  = tension maximale de la vapeur d'eau à la même température  $\theta^\circ\text{C}$ , exprimée dans la même unité que  $f$ .

L'humidité absolue,  $W$  grammes par kilogrammes est la masse de vapeur d'eau exprimée en grammes associée à 1 kg d'air sec (elle est désignée sous le nom de rapport de mélange par l'Organisation Météorologique Mondiale qui utilise parfois l'expression « humidité absolue » pour désigner la masse volumique  $\rho_v$  de la vapeur d'eau dans un mélange et lui donne également le nom de « concentration de la vapeur » terme préférable pour ne pas créer de confusion).

Le degré de saturation d'un mélange d'air et de vapeur d'eau est le rapport de l'humidité spécifique de ce mélange à celle d'un mélange saturé dans les mêmes conditions de température et de pression.

Degré de saturation et degré hygrométrique différent assez peu pour les températures et pressions habituellement utilisées en conditionnement.

Il est essentiel de noter immédiatement que lorsqu'on réchauffe une certaine quantité d'air humide son humidité relative ou degré hygrométrique diminue alors que son humidité absolue  $W$  ne varie pas : inversement quand on refroidit l'air, son humidité relative augmente mais ne peut dépasser 100% : son humidité absolue  $W$  reste constante jusqu'à ce que l'on ait atteint la température dite point de rosée au-dessous de laquelle  $W$  diminue, la vapeur se condensant.

Les formules de l'air humide découlant des relations précédentes sont les suivantes.

- Volume  $V_h$  m<sup>3</sup> occupé par le mélange d'air humide contenant  $W$  kg de vapeur d'eau associés à 1 kg d'air sec sous une pression de  $p$  et à une température de  $T$  °K

$$V_h = \frac{T}{p} (29,2 + 47,0W) \quad (7.A)$$

- Pression partielle  $p'$  de la vapeur d'eau dans le mélange

$$P' = P \frac{47W}{29,2 + 47W} \quad (8.A1)$$

- Degré hygrométrique ou humidité relative  $\phi$  %, la tension de la vapeur d'eau à la température  $T$  °K étant donnée comme égale à  $F$  mm d'eau

$$\phi = 100 \frac{P'}{F} = 100 \frac{P}{F} \frac{47W}{29,2 + 47W} \quad (9.A1)$$

- Quantité de vapeur d'eau  $W$  kg associée à 1 kg d'air sec dans un mélange d'humidité relative  $\varphi$  %.

$$W = \frac{0,622}{\frac{100 \times P}{\varphi P} - 1} \quad (10.A1)$$

- la courbe d'air saturé correspond à  $\varphi = 100$  %.

Par air humide nous entendons un système à une seule phase, la phase gazeuse. Mais l'on rencontre couramment des mélanges d'air et d'eau se présentant sous deux phases : le brouillard, mélange d'air sec, de vapeur d'eau, et d'eau sous forme de très fines gouttelettes. Ces gouttelettes ont des dimensions assez importantes pour pouvoir être séparées à l'œil nu, avec un éclairage propice : elles ont une vitesse de chute sensible. Les brouillards sont arrêtés par les procédés classiques de filtration.

Le mélange d'air et d'eau peut également se présenter sous forme d'aérosols dans lesquels l'eau est divisée en gouttelettes si fines qu'elles ne sont pas visibles à l'œil nu, quel que soit l'éclairage, leur vitesse de chute est pratiquement nulle, elles sont soumises au mouvement Brownien : elles sont en général porteuses de charges électrostatiques. Les aérosols d'eau ne mouillent pas les surfaces et sont extrêmement difficiles à filtrer [1].

Brouillards et aérosols hydriques constituent l'air saturé : le degré hygrométrique d'un tel mélange n'a plus de sens, alors que l'on ne peut encore parler d'humidité spécifique, égale à celle de l'air saturé (dans les mêmes conditions de températures et de pression) augmentée de la quantité d'eau se trouvant en sursaturation. Le degré de saturation serait supérieur à 100 %.

Le degré hygrométrique de l'air humide portant des vésicules d'eau liquide est en général inférieur à 100 %, l'eau liquide n'intervenant pas dans le calcul de la pression partielle de la vapeur dans le mélange.

## A1 – 2.1 La quantité de chaleur de l'air humide

Etant donné un mélange de  $m_a$  kilogrammes d'air sec,  $m_v$  kilogrammes de vapeur d'eau,  $m_e$  kilogrammes d'eau en gouttelettes à une température  $t$  degré Celsius et sous pression de  $p$  Pascals, la chaleur totale qu'il contient se décompose de la manière suivante :

1° la chaleur sensible des  $m_a$  grammes d'air sec égale à  $m_a \times 0,24 \times t$ , la chaleur massique de l'air sec à pression constante étant égale à  $0,24 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$ .

2° la chaleur totale des  $m_v$  grammes de vapeur comprend la chaleur sensible de cette vapeur plus la chaleur latente, et est égale à  $(595+0,47t) \times m_v$ .

3° la chaleur sensible des  $m_e$  grammes d'eau, à l'état liquide, égale à  $m_e \times t$ .

La chaleur totale du mélange sera donc :

$$m_a \times 0,24 \times t + (595+0,47t) \times m_v + m_e \times t \quad (11.A1)$$

Cette valeur rapportée au kg d'air sec est parfois appelée enthalpie ou partie thermodynamique de l'énergie d'un système. Elle est alors exprimée en kilocalorie.

## A1 – 2.2 Température sèche et température humide de l'air

Dans ce qui précède la température  $t$  en  $^\circ\text{C}$  ou  $T$  en  $^\circ\text{K}$  de l'air humide est celle que marque effectivement un thermomètre, à colonne de mercure par exemple, soustrait à tout influence de rayonnement et entièrement baigné par l'air (un déplacement relatif du thermomètre par rapport à l'air augmente l'influence de la convection et tend à diminuer l'influence relative du rayonnement s'il existe) : ce thermomètre indique la température sèche de l'air humide.

Si maintenant nous faisons cheminer cet air dans une gaine horizontale parfaitement calorifugée et dont la face intérieure est recouverte d'une mince pellicule d'eau nous constatons qu'en déplaçant le thermomètre précédent dans le sens de l'écoulement de l'air la température qu'indique le thermomètre se met à baisser pour se stabiliser après une certaine longueur de gaine : dans cette dernière zone l'air s'est saturé de vapeur d'eau évaporée par la pellicule d'eau léchée par l'air qui a utilisé à cette effet des calories sensibles de l'air pour les transformer en chaleur latente : l'eau elle-même a cédé, un peu de chaleur correspondant au refroidissement de l'eau incorporée qui a légèrement baissé de température. Cette température indiquée par le thermomètre est appelée température humide de l'air humide : on l'appelle parfois « bulbe humide de l'air » car c'est celle qu'indique un thermomètre à mercure dont le bulbe a été revêtu d'un manchon de gaze maintenu humide.

Le fait très important est que cet échange ayant lieu à chaleur constante, donc pour l'air à la différence près, très faible, de chaleur dû au refroidissement de l'eau incorporé, la température humide est caractéristique de la chaleur totale de l'air et ne varie que très peu avec sa température sèche. Donc tous les mélanges d'air et de vapeur d'eau ayant même chaleur totale ont sensiblement même température humide, celle de l'air saturé ayant cette même chaleur totale. Pour une température sèche  $t_s$  donnée, et une température humide  $t_h$  mesurée, la différence  $t_s - t_h$  permet de calculer l'humidité relative et l'humidité absolue de l'air.

Pour déterminer les caractéristiques de l'air humide nous utiliserons des diagrammes appelés diagrammes psychrométriques.

### **A1 – 2.3 Les diagrammes psychrométriques**

Appelés également courbes de l'air humide ils permettent de représenter clairement et de calculer les évolutions de l'état de l'air lors de son conditionnement.

Dans ces diagrammes les différentes caractéristiques d'un air humide sont rapportés à la quantité de cet air humide qui contient 1 kg d'air sec : c'est cette manière de calculer qui, adoptée dès 1911 par CARRIER, s'est généralisée car elle seule permet de se ramener à une quantité indépendante du chauffage et du refroidissement simple : en effet, le volume de l'air sec ou humide varie avec la température, alors que la masse sec est invariable.

Le diagramme psychrométrique donne une représentation graphique des propriétés de l'air humide; c'est un moyen d'illustrer la nature des processus en jeu. Il faut comprendre ces procédés afin de connaître les possibilités générales et les limites des différents systèmes, et de se rendre compte des implications des conditions ambiantes qui sont spécifiées. Le choix arbitraire d'une température et d'une humidité données, sans tenir compte de la gamme de conditions possibles qui satisferaient convenablement aux exigences liées à l'utilisation d'un local, peut conduire à des systèmes d'une complexité et d'un coût exagérés.

M. le Professeur VERON a fait une analyse très poussée des différentes sortes de diagrammes qui existent [1].

Quelque soit le types de diagramme, un diagramme psychrométrique doit permettre de résoudre rapidement des problèmes liés aux caractéristiques de l'air.

Il y'a lieu de remarquer que le refroidissement très progressif de l'air n'est que rarement réalisé : il suppose en particulier, dans le cas d'un réfrigérant à surface par exemple que l'air ne rencontre que des tubes ou ailettes dont la température de surface soit assez voisine de la sienne pour qu'il ne produise pas immédiatement une légère condensation qui éliminerait une partie de la vapeur d'eau : cette restriction conduirait à n'admettre que des différences de température très faibles entre air et réfrigérant donc des surfaces d'échange importantes. Mais notons qu'en pratique le refroidissement se fait dès le début avec une baisse d'humidité absolue.

Les diagrammes psychrométriques permettent de résoudre des multitudes de cas de conditionnement d'air parmi nous citerons :

- Connaissant deux données relatives à un mélange d'air et de vapeur d'eau, en déterminer quatre autres.
- Déterminer le point de rosée d'un air donnée.
- Déterminer le degré hygrométrique d'un air dont on connaît les températures boule sèche et boule humide, etc.

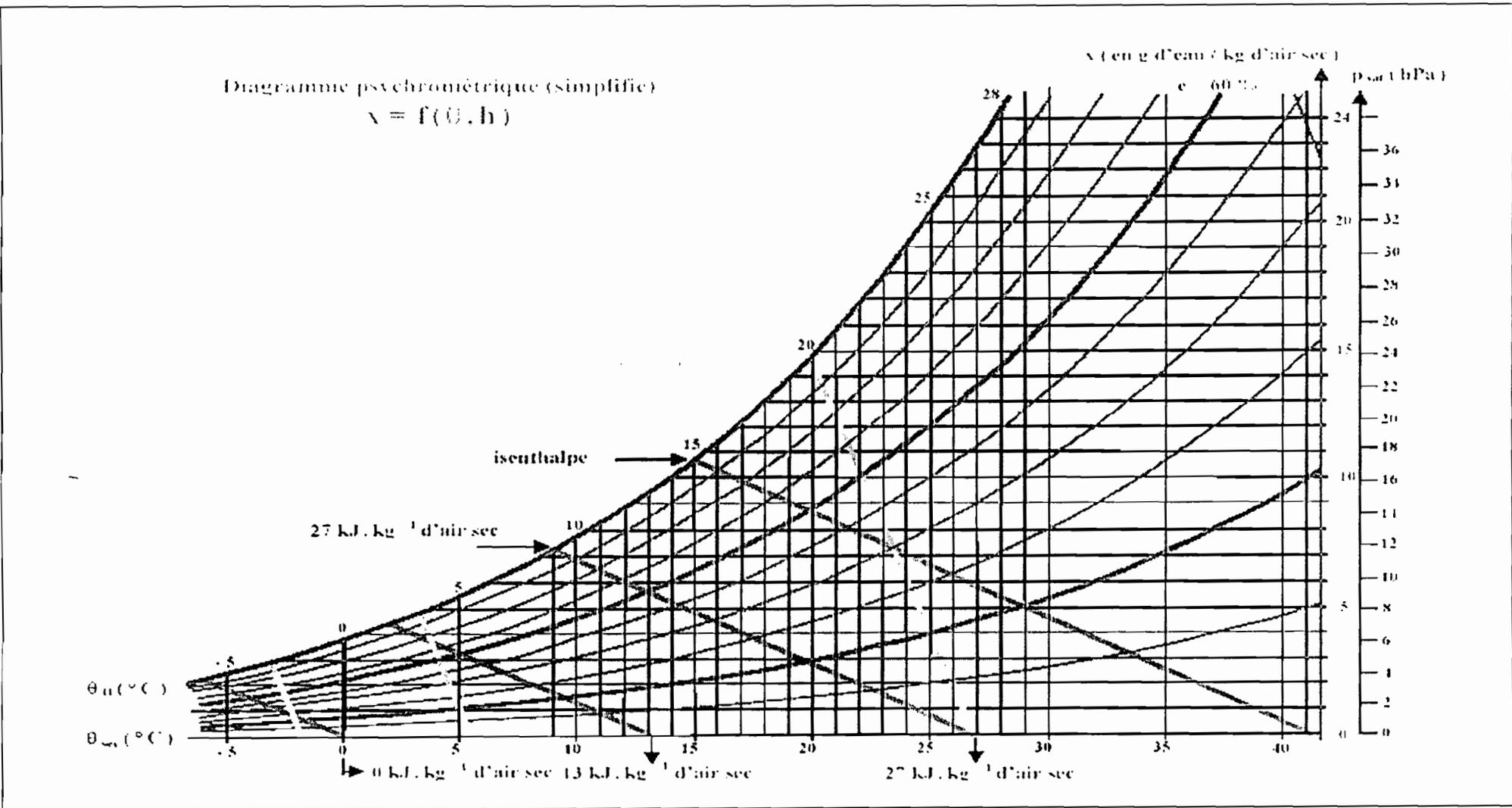


Figure 1.A1 : Diagramme psychométrique

## **A1 – 2.4 Refroidissement, humidification et déshumidification de l'air**

Le refroidissement et l'humidification peuvent être accomplis par pulvérisation d'eau dans l'air. On appelle ce procédé "adiabatique", car il n'y a ni apport ni retrait de chaleur. Ce phénomène est également connu sous le nom de refroidissement par évaporation. Lorsque l'air non saturé vient en contact avec l'eau pulvérisée recyclée, il y a évaporation d'eau, si le procédé est adéquat, l'air sera saturé. S'il n'y a pas apport de chaleur au cours de cette étape, la chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau ne peut être fournie que par l'air, ce qui résulte en une baisse de température de l'air, et en une augmentation du degré hygrométrique. L'enthalpie totale de l'air humide reste la même.

Le refroidissement et la déshumidification sont également des exigences usuelles du conditionnement de l'air. Lorsque l'air traverse un échangeur de chaleur ou un serpentin dont la température est inférieure à la température du point de rosée de l'air, l'humidité se condense et la température sèche de l'air baisse. La perte de chaleur provient de l'enthalpie de l'air et de la chaleur latente liée à la condensation de la vapeur d'eau.

L'état de l'air qui est passé au travers d'un serpentin refroidisseur dépend de l'arrangement du serpentin. Si on arrose le serpentin ou si un jet d'eau de refroidissement est utilisé, l'air de sortie sera, saturé à la température de l'eau pulvérisée, à condition que le jet soit adéquat.

Il importe de connaître les phases du traitement de l'air pour bien comprendre les possibilités d'un système de conditionnement. Il faut tenir compte des problèmes particuliers et du coût des différentes solutions, non seulement en faisant le choix d'un système de climatisation et en élaborant les exigences de conditionnement, mais aussi en préparant les plans de l'enceinte.

## A2 – Bilan énergétique du bâtiment

L'évaluation des charges thermiques des bâtiments à climatiser est un exercice complexe qui prend habituellement beaucoup de temps et représente l'une des étapes les plus importantes dans la conception et le dimensionnement d'un système de climatisation.

Le bilan énergétique du bâtiment est basé sur le fait que pratiquement toute l'énergie entrant dans un bâtiment finit par être transformé en chaleur. Le bâtiment reçoit de l'énergie sous différentes formes :

- L'électricité ;
- Le rayonnement solaire et le rayonnement thermique de l'extérieur ;
- La chaleur de l'air externe et la chaleur métabolique des habitants ;
- Etc.

La connaissance des flux d'énergie au travers d'un bâtiment est nécessaire au moment de la planification des travaux pour deux raisons :

- Dimensionner correctement les installations énergétiques. Dans ce but on calcule la puissance de pointe minimale nécessaire.
- Prévoir la consommation annuelle et la minimiser en choisissant la variante la plus économique globalement, mais en tenant compte du confort et des contraintes architecturales.

Le bilan énergétique est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée. Ce bilan doit évidemment être équilibré, par conservation de l'énergie. Le bilan énergétique détaille donc toutes les pertes et tous les gains, les sommes des pertes et des gains étant égales si la période de consommation est suffisamment grande (par exemple une année, voire un mois s'il n'existe pas de capacité de stockage particulièrement grande).

Avant de calculer le bilan, il convient de délimiter le système étudié dans l'espace et dans le temps, et de définir les utilisations de l'énergie et les vecteurs

énergétiques que l'on va considérer. Sans cette précaution, on ne peut définir ni les flux d'énergie (qui doivent traverser une frontière spatiale), ni l'énergie consommée, ni les limites énergétiques du système (cuisson, éclairage, ou encore de la totalité des besoins énergétiques en incluant les matières consommés et produites ainsi que leur transport).

La délimitation spatiale consiste à définir les frontières du domaine étudié, au travers desquels passent les flux d'énergie à calculer.

La délimitation temporelle, elle, consiste à définir la ou les périodes de temps pendant lesquelles on désire connaître le bilan. Pour les bâtiments on peut prendre seulement une année entière.

## **A2 – 1 Interactions entre climat et bâtiment**

La pression et la température de l'atmosphère varient très rapidement avec l'altitude. En conséquence, la vitesse du son et le libre parcours moyen des molécules entre deux chocs varient aussi.

L'énergie totale d'une masse d'air  $m$  à l'altitude  $h$  est composée de son énergie potentielle  $mgh$  et de son énergie thermique qui dépend de sa température  $T$ . Si cette masse d'air s'élève dans l'atmosphère, elle voit son énergie potentielle croître, donc son énergie thermique décroître.

Si ce mécanisme s'effectue sans échange de chaleur (de manière adiabatique), la variation de température serait de 10 K par 1000 m. En fait, de 0 à 10 km, cette variation est de 6 K par 1000 m. Ceci est du aux échanges de chaleur par évaporation-condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air.

Des perturbations naturelles (flux solaire) ou artificielles (usines, chaleur des villes) provoquent l'élévation ou la chute de masse d'air. L'air étant un mauvais conducteur de la chaleur et ces échanges étant relativement rapides, ils se font de manière adiabatique, et la variation de température est de 10 K par km.

En s'élevant ces masses d'air peuvent rencontrer de l'air plus chaud, donc moins dense, et le mouvement est stoppé. Ceci a lieu si le gradient de température est inférieure à  $10 \text{ K / km}$  et l'atmosphère stable. En particulier, il peut arriver que la température augmente localement avec l'altitude, amenant ce que l'on appelle une inversion de température. L'atmosphère est alors très stable et cette situation peut être désagréable dans les zones à fortes productions de polluants (parce que le renouvellement d'air ne peut pas se faire). L'atmosphère est instable dans le cas contraire. Si le gradient est supérieur à  $10 \text{ K / km}$ , les mouvements sont verticaux accélérés.

La croûte terrestre présente aussi un gradient de température, celle ci augmentant si l'on s'enfonce dans le sol. Ce gradient est généralement compris entre  $16,5$  et  $33 \text{ K / km}$ , mais il peut atteindre  $500 \text{ K / km}$  dans les zones géothermiques. Ce gradient entraîne un flux d'énergie thermique radial qui est de l'ordre de  $40 \text{ mW / m}^2$ , mais qui peut atteindre  $1 \text{ W / m}^2$  dans les zones géothermiques.

De façon générale, en raison des zones tropicales, il s'établit un gradient de pression qui provoque une circulation générale de l'air. L'air équatorial chaud s'élève et se dirige en altitude vers les pôles, se refroidit et descend vers le sol où il retourne des pôles vers l'équateur.

Si on se restreint au domaine de l'énergétique du bâtiment, il apparaît que les paramètres météorologiques importants sont les suivants :

- la température extérieure qui a une influence prépondérante sur la quantité d'énergie nécessaire, pour maintenir, par refroidissement, une température intérieure différente de celle de l'extérieure ;
- le rayonnement solaire qui chauffe le toit, les façades et le bâtiment entrant par les vitrages ;
- le vent qui modifie le taux de ventilation ;
- l'humidité de l'air qui avec la température, donne l'enthalpie de l'air extérieur. Dans les bâtiments entièrement climatisés, la température et

l'humidité sont contrôlés et de l'énergie est nécessaire pour modifier ces paramètres.

Les données météorologiques utilisées peuvent être transcrites en plusieurs formes que sont :

- Valeurs instantanées

Dans plusieurs pays, les données météorologiques sont enregistrées automatiquement et en permanence. Mais sous cette forme, les données ne sont utilisables que pour des buts de recherche. Elles permettent la simulation fine de bâtiments ou de systèmes divers en interaction avec le climat, mais ces simulations nécessitent beaucoup de temps de calcul sur des ordinateurs puissants.

- Valeurs moyennes ou intégrées

A l'autre extrême, pour estimer grossièrement la consommation d'énergie mensuelle ou annuelle, les modèles les plus simples utilisent des données météorologiques moyennes ou intégrées.

On peut par exemple estimer que les pertes thermiques du bâtiment seront proportionnelles à la différence entre les températures intérieures et extérieures moyennes et que les gains solaires seront proportionnels au rayonnement solaire global moyen pendant la période considérée.

- Valeurs extrêmes

Par contre, pour dimensionner des installations de refroidissement, on peut adopter des valeurs extrêmes ou mieux, des probabilités de fréquences d'apparition de valeurs extrêmes.

En effet, une valeur extrême, par exemple la plus haute température observée, peut n'apparaître qu'une fois tous les 10 ans ou 50 ans, pendant une durée très faible, par exemple de quelques heures. Si l'installation est dimensionnée sur cette base, elle sera surdimensionnée pendant tout le reste du temps.

Si on connaît la probabilité d'occurrence d'une valeur donnée, on peut dimensionner l'installation de façon qu'elle ne soit sous dimensionnée que pendant une part très courte du temps (par exemple 1 jour par an).

Il est à noter que le comportement du bâtiment dépend des conditions météorologiques du moment mais aussi des conditions précédentes.

D'autre part, le comportement du bâtiment ne sera pas le même, si pour une même valeur moyenne, la variable météorologique est pratiquement constante ou présente de fortes fluctuations. Des méthodes probabilistes (permettant de diminuer les exigences des calculs longs et onéreux) sont très utilisées dans la recherche de *l'histoire climatique* d'un bâtiment.

Une variable climatique peut donc être décrite par la somme de trois variables :

- Une fonction déterministe du temps, qui suit en général la valeur moyenne mensuelle au cours de l'année.
- Une composante aléatoire, qui exprime les fluctuations de la variable météorologique autour de sa valeur moyenne.
- Une composante stochastique *markovienne*, qui exprime la dépendance de la variable envers sa valeur un certain temps plus tôt.

## **A2 – 2 Utilisation des données météorologiques**

### **A2 – 2.1 Température extérieure**

En première approximation, la puissance des pertes thermiques d'un bâtiment à un instant donné est proportionnelle à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur. En général, la température intérieure est plus ou moins bien régulée, et est relativement bien connue. La température extérieure varie dans le temps.

Pour la prévision des consommations d'énergie, il faut faire une intégrale dans le temps des gains thermiques du bâtiment.

## A2 – 2.2 Ensoleillement

Des données sur l'ensoleillement sont nécessaires pour le calcul des gains solaires passifs intervenant dans le bilan thermique des bâtiments, pour le dimensionnement des installations de climatisation.

La quantité réellement intéressante pour les calculs est l'intensité  $I$  du rayonnement solaire, qui est le flux de rayonnement traversant une surface unité d'une orientation donnée. Du fait que l'on doit parfois distinguer le rayonnement direct du rayonnement diffus (les deux ensembles formant le rayonnement global), et que les surfaces intéressantes peuvent avoir des orientations diverses (horizontal, vertical sud, est, ouest, incliné, etc.), il faudrait un grand nombre de données pour satisfaire tout le monde. Ces données ne sont pas toujours disponibles pour chaque localité. C'est pourquoi des formules de passage d'un ensemble de données à l'autre peuvent être utiles. Ces formules sont obtenues de façon empirique et leur validité est de ce fait limitée.

On peut estimer le rayonnement global horizontal moyen  $I_h$  à partir de la fraction d'insolation  $f_i$  par la relation d'Angström [2] :

$$I_h = I_0 (a + bf_i) \quad (1.A2)$$

Où  $I_0$  est l'intensité du rayonnement solaire en dehors de l'atmosphère, soit  $1367 \text{ W/m}^2$  à 5 % près. Les coefficients d'Angström  $a$  et  $b$  dépendent de la région climatique.

Page a développé une loi de régression semblable pour le rayonnement diffus sur un plan horizontal :

$$I_{diff,h} = I_h (1 - 1,13 I_h / I_0) \quad (2.A2)$$

On peut en déduire le rayonnement direct sur un plan horizontal :

$$I_{d,h} = I_h - I_{diff,h} = 1,13 I_h^2 / I_0 \quad (3.A2)$$

Le rayonnement global instantané sur une surface de pente  $s$  et d'azimut /sud  $a$  peut être décomposé en trois termes :

$$\begin{aligned}
 I_{s,a} &= I_{d,h} \cos \theta / \sin h && \text{Rayonnement direct} \\
 &+ I_{diff,h} (1 + \cos s) / 2 && \text{Rayonnement diffus} \\
 &+ \beta I_h (1 - \cos s) / 2 && \text{Rayonnement réfléchi}
 \end{aligned}
 \tag{4.A2}$$

Où  $\theta$  est l'angle d'incidence du rayonnement direct, ou l'angle entre ce rayonnement et la normale de la surface,  $h$  la hauteur du soleil au dessus de l'horizon et  $\beta$  l'albédo du sol, à savoir le coefficient de réflexion global du sol pour le spectre solaire.

Il est aussi intéressant d'obtenir une intensité moyenne mensuelle. L'intégration ci-dessus ne peut se faire exactement qu'avec un ordinateur, en disposant des données météorologiques instantanées sur une bande magnétique. Il est cependant possible d'obtenir une bonne approximation de l'intensité global moyenne  $I_{s,a}$  à partir des intensités moyennes sur un plan horizontal.

Bremer (1983) [2] propose la formule approximative suivante, qui est soit plus simple, soit plus exacte que celles de Liu & Jordan (1962), Klein (1977), Collares-Pereira (1979) [2] :

$$\begin{aligned}
 I_{s,a} &= I_{d,h} \frac{\int \sin h \cos \theta dt}{\int \sin^2 h dt} && \text{Rayonnement direct} \\
 &+ I_{diff,h} (1 + \cos s) / 2 && \text{Rayonnement réfléchi} \\
 &+ \beta I_h (1 - \cos s) / 2
 \end{aligned}$$

Où les deux intégrales peuvent être résolues de façon analytique au moyen des expressions de  $\theta$  et de  $h$ .

Il faudra préciser que pour les travaux de précision, particulièrement pour la recherche, il est préférable de se baser sur des mesures sur place des paramètres nécessaires plutôt que d'utiliser plusieurs formules approximatives en chaîne.

### **A2 – 2.3 Vitesse et direction du vent**

Ces deux paramètres sont extrêmement variables et seules les vitesses moyennes du vent sont publiées. Or, suivant l'utilisation de cette donnée météorologique, ce sont des fonctions de cette vitesse qui sont intéressantes, et la vitesse moyenne ne peut donner qu'une indication grossière. Par quelque exemple, les débits d'air d'infiltration dans les bâtiments sont fonction notamment de la vitesse du vent à la puissance 0,6 environ et de la direction du vent par rapport au bâtiment.

### **A2 – 3 Transfert de chaleur**

Les phénomènes de transport impliqués sont la conduction thermique au travers des matériaux immobiles, la convection, transport de chaleur lié au transport de matière, le rayonnement qui transporte de l'énergie par ondes électromagnétiques au travers des matériaux transparents ou dans le vide, et l'évaporation-condensation où la chaleur utilisée pour évaporer un liquide (souvent de l'eau) est transportée là où la vapeur se condense.

Le transfert de chaleur implique un flux de chaleur (en Watts) qui exprime la quantité d'énergie passant chaque seconde au travers d'une surface quelconque, ou, localement une densité de flux de chaleur (en  $W/m^2$ ) qui exprime la quantité d'énergie transmise chaque seconde au travers d'une surface unité.

#### **A2 – 3.1 Transfert de chaleur par conduction**

La température d'un corps est l'image physique de l'agitation désordonnée et aléatoire des atomes et des molécules composant le corps. Si une partie de ce corps est plus chaude que l'autre, l'énergie de vibration des molécules les plus chaudes, donc les plus agitées, se transmet de proche en proche aux molécules plus froides, qui s'échauffent à leur tour.

La conduction thermique peut donc avoir lieu dans toute matière (gaz, liquide, solide) dans laquelle existe un gradient de température.

La loi de Fourier exprime que la densité de flux de chaleur  $q$  est proportionnelle au gradient de température, et la chaleur s'écoule de la source chaude à la source froide, en tendant à diminuer l'amplitude du gradient.

$$q = -\lambda \text{grad}T \quad (6.A2)$$

Le coefficient de proportionnalité  $\lambda$  s'appelle la *conductivité thermique* du matériau. C'est un scalaire si le matériau est *isotrope*, ses propriétés étant indépendantes de la direction. C'est un tenseur si le matériau est *anisotrope*. La conductibilité thermique dépend généralement de la température. Cette dépendance est toutefois suffisamment faible pour que l'on puisse, dans certains cas pratiques (bâtiment), assimiler ce paramètre à une constante ne dépendant que du matériau lui-même.

Enfin, dans les matériaux de construction légers, où la plus grande partie du volume est constituée par de l'air, la conduction est couplé avec le rayonnement, et on ne devrait pas parler de conductibilité thermique pour ces matériaux. Cependant, pour des raisons pratiques, on définit et on mesure une conductibilité apparente qui comprend plusieurs phénomènes de transport : la conduction thermique dans la matière solide et dans l'air et le rayonnement dans l'air et travers de la matière si celle-ci est suffisamment finement divisée pour être transparent au rayonnement thermique.

Découpons par la pensée un volume  $V$ , entouré d'une surface  $S$  dans un matériau homogène. Par un élément de surface  $ds$  (le vecteur étant normal à la surface, dirigé vers l'extérieur du volume) il passe un flux  $q.ds$ , positif s'il sort de  $V$ , et négatif dans le cas contraire.

Si dans le volume  $V$ , il existe une source de chaleur d'intensité  $I$  (en  $\text{W/m}^3$ ), la quantité de chaleur créée dans le volume  $V$  pendant l'intervalle de temps  $\delta t$  sera :

$$Q = \iiint I \delta t dV \quad (7.A2)$$

L'énergie ainsi créée, plus le flux net entrant dans le volume (flux entrant moins le flux sortant), augmentera la quantité de chaleur contenue dans le volume  $V$  :

$$\iiint_V I \delta t dV - \iint_S \delta t q ds = \iiint_V \rho c \delta T dV \quad (8.A2)$$

Où  $\rho$  représente la masse volumique et  $c$  la chaleur spécifique du matériau.

En divisant cette équation par  $\delta t$ , et en utilisant le théorème de la divergence :

$$\iint_S q ds = \iiint_V \text{div} q dV \quad (9.A2)$$

On obtient :

$$\iiint_V (\rho c \frac{\delta T}{\delta t} + \text{div} q - I) dV = 0 \quad (10.A2)$$

Ce résultat est valable quel que soit le volume  $V$ . L'intégrant doit être lui-même nul :

$$\rho c \frac{\delta T}{\delta t} + \text{div} q - I = 0 \quad (11.A2)$$

En remplaçant dans l'équation de conservation l'expression de la densité de flux  $q$  donnée par l'équation de Fourier, on obtient :

$$\rho c \frac{\delta T}{\delta t} - \text{div} \lambda \text{grad} T = I \quad (12.A2)$$

Cette équation permet de déterminer la température en tout point si l'on connaît la valeur de  $I$ , de  $\rho$ , de  $c$  et de  $\lambda$  en tout point ainsi que les conditions initiales et aux limites.

Dans la mesure où la conductibilité ne dépend pas de la position, (donc elle est indépendante de la température).on obtient :

$$\rho c \frac{\delta T}{\delta t} - \lambda \Delta T = I \quad (13.A2)$$

En divisant cette équation par  $\rho c$ , et en définissant la diffusivité thermique par  $a = \lambda/\rho c$ , on obtient finalement :

$$\frac{\delta T}{\delta t} = a \Delta T + \frac{I}{\rho c} \quad (14.A2)$$

Cette équation peut être résolue par différentes méthodes pour trouver en toutes circonstances la répartition de température dans un volume de matériaux soumis à diverses conditions initiales et aux limites. L'équation de Fourier permet ensuite de déterminer les densités de flux. Dans certaines configurations géométriques et suivant les conditions initiales, on peut obtenir des solutions analytiques.

En régime permanent, les températures et les flux sont constants en tout point. L'équation de la chaleur se transforme alors en une équation de Poisson :

$$a\Delta T = -I/\rho c \quad \text{ou} \quad \Delta T = -I/\lambda \quad (15.A2)$$

Où  $I$  dépend de la position seulement, et où il y a autant de sources de chaleur que de puits de chaleur, de façon que le bilan total sur tout l'espace soit nul.

### A2 – 3.2 Transfert de chaleur par rayonnement

A toute température, chaque corps matériel émet de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique dû aux mouvements des charges électriques des atomes suite à l'agitation thermique. L'intensité du rayonnement dépend de la température et d'une propriété de la surface du corps appelée « émissivité ».

### Corps noirs

Pour un corps noir, dont l'émissivité est égale à l'unité par définition, l'intensité  $q$  de ce rayonnement est répartie entre différentes longueurs d'onde en suivant la loi de Planck.

Tous les corps ne sont pas noirs. En général, les matériaux réfléchissent une partie du rayonnement incident, en transmettant une partie, et en absorbent le reste. Le rapport entre l'intensité du rayonnement réfléchi et celle du rayonnement incident est le coefficient de réflexion  $r$ . on définit de même le coefficient d'absorption  $a$  et le coefficient de transmission  $\tau$ . L'intensité incidente étant soit réfléchi, soit transmise, soit absorbée,  $a + r + \tau = 1$ , pour chaque longueur d'onde et à toute température.

En général,  $a$ ,  $r$  et  $\tau$  varient avec la longueur d'onde et avec la température, ce qui donne l'aspect coloré des objets. Cependant, leur somme est toujours unitaire.

Pour les corps non noirs, on définit le coefficient d'émissivité  $\varepsilon(\lambda, T)$  par le rapport de la densité spectrale du rayonnement émis par le corps à celle du corps noir à la même température :

$$\varepsilon(\lambda, T) = \frac{D(\lambda, T)}{D_0(\lambda, T)} \quad (16.A2)$$

Les matériaux opaques ont une transmission nulle, par définition. Pour ces matériaux,  $a + r = 1$ . Nous allons voir maintenant pourquoi on appelle « corps noir » les matériaux parfaitement émissifs.

### Echange d'énergie entre deux surfaces :

Si deux surfaces noires sont à des températures différentes et qu'elles se voient, le flux net transmis de l'une à l'autre sera donné par :

$$q_{1,2} = A_1 F_{1,2} (D_{01} - D_{02}) = A_2 F_{2,1} (D_{01} - D_{02}) \quad (17.A2)$$

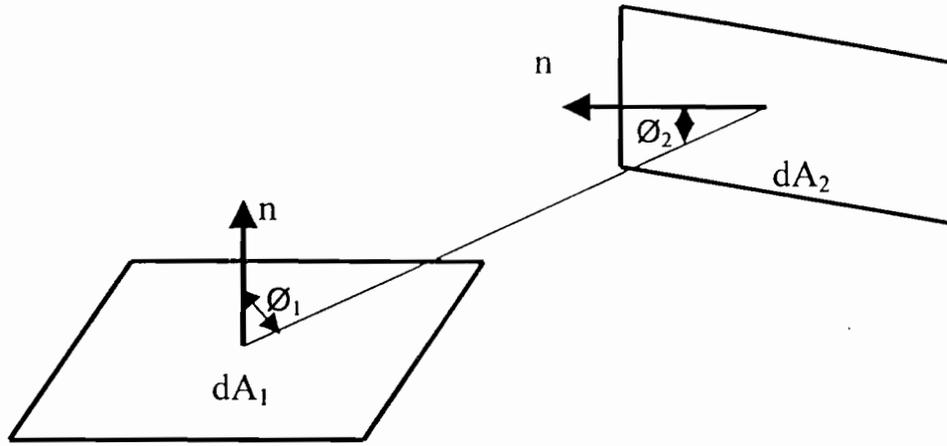


Figure 1.A2 : Rayonnement entre deux surfaces

Où  $A_i$  sont les aires des deux surfaces,  $q_i$  les intensités émises par ces surfaces et  $F_{ij}$  les facteurs de forme, exprimant que seule une partie du rayonnement partant de la surface  $i$  parvient à la surface  $j$  :

$$F_{1,2} = \frac{1}{\pi A_1} \iint \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (18.A2)$$

On remarque de suite par symétrie, que :

$$A_1 F_{1,2} = A_2 F_{2,1} \quad (19.A2)$$

Si les surfaces ne sont pas noires, le flux net échangé est

$$q_{1,2} = A_1 F_{1,2} (J_1 - J_2) \quad (20.A2)$$

Où  $J_i$  est la radiosité de la surface  $i$

### A2 – 3.3 Transfert de chaleur par convection

En transportant une masse  $m$  de matière chauffée en un endroit à température  $T_1$  à un endroit froid à température  $T_2$ , on transfère une quantité de chaleur :

$$Q = \dot{m} c (T_1 - T_2) dt \quad (21.A2)$$

Où  $c$  est la chaleur massique moyenne. Ceci est une définition très générale des transferts par convection. Une définition plus restrictive concerne le transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement.

La densité de flux de chaleur ainsi échangée peut être décrite par la loi de Newton :

$$q = h (T_s - T_\infty) \quad (22.A2)$$

qui constitue la définition même du coefficient de transfert  $h$  entre une surface à température  $T_s$  et un fluide dont la température loin de la surface est  $T_\infty$ .

De tels transferts ont lieu dans le bâtiment à différents endroits. Le calcul du coefficient de transfert est souvent très complexe, car il fait appel à la fois à la mécanique des fluides et au bilan d'énergie [2] (Kreith ou Mc Adams). Nous nous limiterons toutefois à donner des formules applicables pour l'échange entre des surfaces solides et l'air.

Pour décrire l'écoulement des fluides, il est commode d'utiliser des nombres sans dimension. Nous utiliserons par la suite les nombres suivants :

$$\text{Le nombre de Prandtl du fluide} \quad Pr = c \mu / \lambda \quad (23.A2)$$

Où  $c$  est la chaleur spécifique à pression constante en  $J / kg.K$ ,  $\mu$  la viscosité en  $kg / m.s$  et  $\lambda$  la conductibilité thermique en  $W / m.K$  :

$$\text{Le nombre de Grasshof} \quad Gr = dT L^3 \rho^2 g \beta \mu^{-2} \quad (24.A2)$$

qui dépend d'une longueur caractéristique  $L$  en m, de la masse spécifique  $\rho$  en  $\text{kg} / \text{m}^3$ , du coefficient de dilatation cubique  $\beta$  en  $\text{K}^{-1}$  et de l'écart de température  $dT = T_s - T_\infty$ .  $g$  représente l'accélération de la pesanteur ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

$$\text{Le nombre de Nusselt} \quad Nu = hL / \lambda \quad (25.A2)$$

$$\text{Le nombre de Reynolds} \quad Re = L \nu \rho / \mu \quad (26.A2)$$

Où  $\nu$  est la vitesse du fluide.

Les propriétés des fluides utilisées dans ces définitions doivent être prises à la température de la couche limite, que l'on admet souvent être la température moyenne entre  $T_s$  et  $T_\infty$ .

#### Convection naturelle :

Le phénomène de la convection naturelle peut se décrire comme suit : les particules de fluide en contact avec une surface chaude voient leur température augmenter. De ce fait, ils deviennent plus légers que les particules environnantes. *La poussée d'Archimède* les élève et les particules montantes sont remplacées par des particules fraîches.

Suivant la différence de température entre la surface et le fluide, la *force d'Archimède* peut être plus ou moins grande. De ce fait, l'écoulement peut être laminaire ou turbulent, et les lois de la convection changent.

On montre alors que le coefficient de transfert de chaleur  $h$  (contenu dans  $Nu$ ) pour la convection naturelle est donné par une fonction du produit de  $Gr$  et  $Pr$  :

$$Nu = A (Gr Pr)^b \quad (27.A2)$$

Où  $A$  et  $b$  dépendent des conditions de convection (laminaire ou turbulent) [2].

Dans les volumes remplis d'air limités par des plans parallèles distants de  $e$  (assez grand pour être infini vis-à-vis de la convection), le coefficient de transfert global  $h'$  peut être obtenu en sommant les résistances thermiques des différentes couches :

$$\frac{1}{h'} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \quad (28.A2)$$

Où  $h_1$  et  $h_2$  sont les coefficients de transfert thermique des deux surfaces à l'air. Il est supposé ici que l'air, à une distance suffisante des surfaces, à une température homogène.

### Convection forcée :

La convection forcée, où le fluide est mis en mouvement relativement au corps d'échange par une force extérieure, est importante dans les échangeurs de chaleur et sur la face extérieure des parois soumises aux vents. Les coefficients d'échanges par convection forcée sont généralement nettement supérieurs à ce que l'on peut obtenir par convection naturelle.

Pour ce type de convection, le nombre de Nusselt est fonction des nombres de Reynolds et de Prandtl :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (29.A2)$$

Par exemple, le flux de chaleur moyen sur une plaque de longueur  $L$  dans un courant de fluide de vitesse  $\nu$  peut être calculé par :

$$Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (30.A2)$$

Des formules empiriques sont utilisées pour traiter des cas de parois en contact avec l'air atmosphérique. Pour les échanges externes le coefficient d'échange peut se mettre sous la forme :

$$h_{ce} = a + bV_v^n \quad (31.A2)$$

$V_v$  représente la vitesse du vent

a, b et n sont des coefficients déterminés de manière empirique. Ces valeurs varient suivants les auteurs. La plupart de ces valeurs ont été répertoriées par M. PERRANDEAU [3]. Voir tableau (1.A2).

AUTEURS	a	b	n
Nusselt et Jurges			
V < 5 m/s	5,8	4,1	1
V > 5 m/s	0	7,3	0,78
Sturrock	11,4	5,7	1
Ferries	2,5	3,5	1
Kimura			
Paroi sous le vent	0,3	0,05	1
Paroi au vent			
V < 2 m/s	0	8	0,605
V > 2 m/s	0	12,23	1
Laret			
V < 1 m/s	0	2	1
V > 1 m/s	2	4	1
Ito			
Paroi sous le vent	9	0,7	1
Paroi au vent			
V < 2 m/s	11,7	0,3	1
2 m/s < V < 8 m/s	6,7	2,8	1
V > 8 m/s	15	1,8	1
Croiset	3,1	4,1	0,605

Tableau 1.A2 : Valeurs des coefficients a, b et n pour le calcul de  $h_{ce}$

Pour les échanges convectifs internes, le coefficient d'échange par convection peut se mettre sous la forme suivante :

$$h_{ci} = f + g[T_i - T_{si}]^m \quad (32.A2)$$

Les valeurs de f, g et m sont déterminées de manière empirique à partir du tableau suivant :

Auteurs	Surfaces verticales			Surfaces horizontales					
				Flux ascendant			Flux descendant		
	g	f	m	g	f	m	g	f	m
Mitalas	1,02	0	0,33	-	-	-	-	-	-
Ferries	1,6	0	0,33	2,1	0	0,33	1	0	0,33
Gaignou	1,845	0	0,25	-	-	-	-	1	-
Briis	1,88	0	0,32	2,42	0	0,31	0	0,6	0
Byvok	0	4	0	0	5	0	0	2,5	0
Heat	1	1,7	0,425	1	1,7	0,425	1	1,7	0,425

Tableau 2.A2 : Valeurs des coefficients g, f et m pour la détermination de  $h_{ci}$

Evaporation - condensation :

Ce processus a lieu chaque fois que de l'eau (ou un autre liquide) s'évapore dans une zone chaude pour se condenser dans une zone plus froide. La quantité de chaleur ainsi transportée comprend la chaleur d'évaporation et la chaleur sensible :

$$Q = m(L + c(T_1 - T_2)) \quad (33.A2)$$

Où m est la masse de vapeur transportée, L la chaleur latente d'évaporation (2,5 MJ/kg pour l'eau) et c la chaleur spécifique (4,18 kJ / kg.K pour l'eau).

## A2 – 4 Transmission thermique des éléments de construction en régime stationnaire

### A2 – 4.1 Résistances thermiques pour des couches homogènes

En régime stationnaire, la densité de flux traversant une couche homogène de conductibilité thermique  $\lambda$  et d'épaisseur  $d$  soumise à une différence de température  $\Delta T$  est donnée par :

$$q = -\lambda \Delta T / d \quad (34.A2)$$

Par analogie avec la loi d'Ohm, ( $U = RI$ ), on peut poser :

$$T = Rq \quad \text{Où} \quad R = d / \lambda \quad (35.A2)$$

Où  $R$  est la résistance thermique de la couche.

#### Lames d'air :

La résistance thermique d'une lame d'air non ventilée (donc fermée),  $R_g$ , peut être calculée au moyen des formules des paragraphes sur le rayonnement et la convection décrits plus haut, en ajoutant les flux respectifs.

Les lames d'air ventilées peuvent être considérées comme la dernière couche du mur, si la lame est fortement ventilée. En d'autres termes, on peut arrêter le calcul à la lame d'air ventilée, en admettant que cette lame se trouve à la température extérieure. On peut alors prendre un coefficient de transfert thermique inférieur à celui qu'on prend pour l'extérieur.

#### Surfaces :

Les résistances superficielles intérieure ( $R_{si}$ ) et extérieure ( $R_{se}$ ) utilisées dans le calcul sont égales à l'inverse du coefficient de transfert  $h_i$  ou  $h_e$  total (rayonnement et convection).

En ce qui concerne la convection, les dimensions latérales des parois étant généralement grandes, l'écoulement est généralement turbulent pour des parois verticales et pour des dalles où le flux de chaleur va de bas en haut.

On peut donc calculer  $h_i$  et  $h_e$  par les formules des paragraphes sur le rayonnement et la convection décrits plus haut, en ajoutant les flux respectifs.

Ce sont des grandeurs variables, mais, en moyenne, on peut les assimiler à des constantes. Ces valeurs comprennent le rayonnement (surface émissive), la convection naturelle et l'effet du vent moyen.

Composants formés de couches homogènes :

La résistance thermique totale d'un composant plan formés de couches homogènes perpendiculaires au flux de chaleur est la somme des résistances des différentes couches du composant.

De surface à surface :

$$R_t = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{g1} + R_{g2} + \dots + R_{gn} \quad (36.A2)$$

D'environnement à environnement :

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} \quad (37.A2)$$

Où  $R_1, R_2, \dots, R_n$  sont les résistances thermiques des couches homogènes

$R_{g1}, R_{g2}, \dots, R_{gn}$  sont les résistances thermiques des lames d'air.

**A2 – 4.2 Transmission thermique**

Le coefficient K de transmission thermique des composants est l'inverse de la résistance thermique totale d'environnement à environnement, alors que la conductance thermique  $\Lambda$  est l'inverse de la résistance de surface à surface.

$$K = 1/ R_T \quad (38.A2)$$

Ainsi, le flux de chaleur passant par une paroi plane en régime stationnaire est donné par :

$$q = K (T_i - T_e) \quad (39.A2)$$

En d'autres termes, le coefficient K donne le flux de chaleur au travers de la paroi pour une différence de température de 1 Kelvin entre les deux environnements.

Composants contenant des couches non homogènes :

Il est possible de calculer les limites supérieure et inférieure de la résistance thermique d'environnement à environnement pour un composant plan formé de couches et non homogènes parallèles aux surfaces. La résistance thermique totale du composant peut être estimée par la moyenne des deux limites. L'erreur maximale possible en utilisant cette approximation dépend du rapport de la limite supérieure à la limite inférieure.

Le calcul des limites supérieure et inférieure est effectué en découpant le composant en *sections* et en *couches*, (figure 2.A2) de manières à diviser le composant en *parts homogènes*.

Les sections  $m$  ( $m = a, b, c, \dots$ ), perpendiculaires à la surface du composant, ont des aires  $A_m$ .

Les couches  $j$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ), parallèles aux surfaces ont des épaisseurs  $d_j$ . Chaque part a une conductibilité thermique  $\lambda_{mj}$ , une épaisseur  $d_j$  et une résistance thermique  $R_{mj}$ .

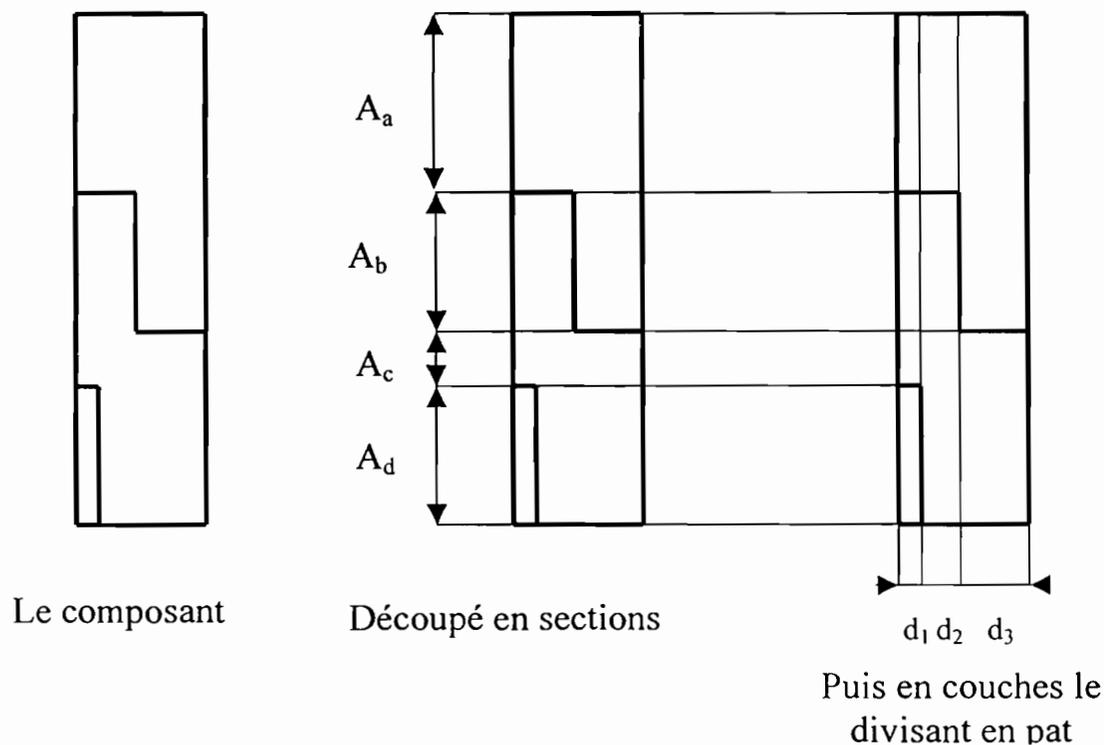


Figure 2.A2 : Division du composant en couches homogènes

La limite supérieure de la résistance thermique  $R'_T$  s'obtient au moyen de la formule suivante en supposant que les lignes de flux sont perpendiculaires aux surfaces.

$$R'_T = \frac{A_a + A_b + \dots + A_n}{A_a / R_{Ta} + A_b / R_{Tb} + \dots + A_n / R_{Tn}} \quad (40.A2)$$

Où  $R_{Ta}$ ,  $R_{Tb}$ , ...,  $R_{Tn}$  sont les résistances thermiques totales de chaque section, calculées à l'aide des formules plus haut.

La limite inférieure  $R''_T$  est déterminée en supposant que tous les plans parallèles aux surfaces sont des isothermes.

Une résistance thermique équivalente  $R_j$  est calculée pour chaque couche non homogène par :

$$R_j = \frac{A_a + A_b + \dots + A_n}{A_a / R_{ja} + A_b / R_{jb} + \dots + A_n / R_{jn}} \quad (41.A2)$$

$R_j$  peut aussi être déterminée en calculant une conductibilité thermique moyenne de la couche non homogène au moyen de :

$$R_j = d_j / \lambda_j'' \quad (42.A2)$$

Où la conductibilité thermique moyenne apparente  $\lambda_j''$  est :

$$\lambda_j'' = \frac{\lambda_a A_a + \lambda_b A_b + \dots + \lambda_n A_n}{A_a + A_b + \dots + A_n} \quad (43.A2)$$

En posant  $d_m/R_{gm}$  pour la conductibilité thermique apparente d'une lame d'air. La limite inférieure est alors calculée au moyen de :

$$R''_T = R_{sc} + R_{si} + R_1 + R_2 + R_n \quad (44.A2)$$

Une estimation de la résistance thermique est alors donnée par la moyenne arithmétique des deux limites :

$$R_T = (R'_T + R''_T) / 2 \quad (45.A2)$$

L'erreur absolue maximale est égale à la demi différence entre les deux limites et l'erreur relative maximale possible due à cette approximation est :

$$E_M = (R'_T / R''_T - 1) / 2 \quad (46.A2)$$

Le fait que le rapport soit très différent de 1 signifie que la structure présente des ponts thermiques importants (le secteur de moindre résistance thermique est appelé *pont thermique*). Il est évident que ces ponts thermiques se trouvent dans les sections de plus basse résistance  $R_m$ .

#### Régime harmonique établi :

Le régime harmonique est établi lorsqu'une structure est soumise depuis suffisamment longtemps à des variations sinusoïdales de température et/ou de flux. Dans ce cas, la température et le flux en tout endroit seront des fonctions harmoniques (sinusoïdales) du temps.

La résolution de l'équation de la chaleur est intéressante pour deux raisons : Premièrement, toute variation périodique peut être décomposée en série de Fourier [2]. Deuxièmement, les bâtiments sont soumis à des variations quasi périodiques de flux et de température. Les deux périodes importantes sont données par les variations circadiennes ( $P = 24$  h) et saisonnières ( $P = 1$  an = 8765 h). Sans prétendre simuler totalement leur comportement, on déduit par des calculs relativement simples des critères utiles à la prédiction qualitative du comportement thermique dynamique des bâtiments.

#### Milieu semi infini homogène :

Dans ce cas, on soumet la surface d'un milieu semi fini, placé dans le demi espace  $x > 0$ , à une température de surface harmonique.

La plupart des matériaux de construction (sauf les matériaux contenant de l'eau comme les bois) ont une chaleur spécifique de l'ordre de 1 kJ/kg.K. Ainsi, la quantité d'énergie stockée dans la matière dépend essentiellement du produit de la masse volumique par la conductivité thermique.

Cette dernière étant généralement plus élevée pour les matériaux denses que pour les matériaux légers, il est évident que *la capacité de stocker la chaleur en régime dynamique est meilleure pour les matériaux lourds.*

#### Eléments de construction plan multicouches :

La plupart des parois, des dalles et des toitures de bâtiments sont formées de plusieurs couches dont les propriétés thermiques sont différentes. Même si la paroi est homogène, les transferts thermiques des deux surfaces de cette paroi à l'air ambiant influencent la propagation de la chaleur dans la masse de la paroi.

### **A2 – 5 Apports internes de chaleur**

Les apports calorifiques ayant leur source à l'intérieur d'un local prennent la forme de dégagement de chaleur sensible et de chaleur latente.

Les principales sources de chaleur internes sont les suivants :

- Occupants (chaleur sensible + chaleur latente) ;
- Apports électriques : éclairage, moteurs, appareils électriques (chaleur sensible) ;
- Combustion de gaz (chaleur sensible + chaleur latente) ;

Les apports sensibles sont dissipés de manières convective et radiatives dans des proportions variables selon leur origine.

#### **A2 – 5.1 Les échanges du corps humain avec l'air ambiant**

La chaleur dégagée par un individu est la somme d'une énergie sensible et d'une chaleur latente liées au métabolisme, à la respiration et à l'évaporation cutanée. Cette chaleur dépend de l'habillement, de l'activité du sujet, de la température de l'humidité et de l'ambiance. La proportion de la part latente croit avec la température sèche de l'ambiance.

La respiration :

Nous avons vu plus haut que la composition approximative de l'air de l'air atmosphérique était en volume :

Gaz neutres (azote ou gaz rare).....79 %  
 Oxygène .....21 %

Il contient en outre un pourcentage très faible de l'ordre de 0,03 % d'anhydride carbonique. Quand il est expiré par les poumons, cet air est sensiblement à la température interne de l'organisme soit 37 °C en moyenne, et il est saturé de vapeur d'eau. Il a en général la composition volumétrique suivante :

Gaz neutres.....79 %  
 Oxygène.....16,5 %  
 Anhydride carbonique.....4 %

On sait que cette production de CO<sub>2</sub> correspond à l'oxydation de produits organiques : une partie seulement de l'oxygène traversant les poumons est ainsi fixée. Il est à noter que le volume de gaz carbonique dégagé est légèrement inférieure au volume d'oxygène fixé : le rapport  $\frac{CO_2}{O_2}$  est appelé quotient respiratoire peut varier de 0,80 à 0,95 suivant les sujets et leur activité [1].

Des relevés concernant des collectivités ont montré que, pour des sujets au repos ou exerçant une très faible activité, la consommation en oxygène était de l'ordre de 25 litres par heure en moyenne. Des essais analogues ayant trait au dégagement de gaz carbonique ont conduit beaucoup d'auteurs à adopter le chiffre de 20 litres par heure, pour des sujets au repos ou exerçant une très faible activité.

Toujours dans les mêmes conditions, on pourra admettre que la quantité horaire d'air circulant dans les poumons est de 400 litres environ.

En conditionnement d'air, on reste en général très en dessous des limites supérieures admissibles pour les teneurs en CO<sub>2</sub> et en substances toxiques animales :

en effet, on ne vise pas à maintenir seulement les conditions de vie minima mais à assurer un confort effectif. Toutefois il nous a semblé intéressant de reproduire les conclusions de M. Istin sur les conséquences de la vie en air confiné.

La coexistence des facteurs de pollutions que nous venons d'énumérer amène à la notion d'air confiné, appauvri en oxygène enrichi en gaz carbonique et en humidité, et dans lequel mauvaises odeurs et germes microbiens contribuent à créer, pour les sujets qui y vivent, en ensemble de conditions anormales, entraînant au bout d'un temps plus ou moins long des troubles qui peuvent être graves.

Pour ces raisons il est primordial de veiller à la qualité de l'air conditionné en vue d'améliorer le confort des sujets qui évoluent au sein du local.

#### La température du corps humain :

On sait que l'homme est un « homéotherme » c'est-à-dire un organisme qui maintient constante sa température interne. Il est doué de remarquables propriétés de régulation thermique puisque sa température reste toujours voisine de 37 °C lorsqu'il est en bonne santé, que ce soit au Sahara par 50 °C à l'extérieur ou en Sibérie par – 60 °C. Ces possibilités d'adaptation à des températures différentes proviennent d'une part d'une véritable auto régulation d'autre part de l'expérience acquise par l'homme de l'usage des vêtements contre les intempéries.

Alors que la température interne reste voisine de 37 °C celle de la surface de la peau peut varier entre des limites assez larges. Il est reconnu que le front, la poitrine, le ventre et la région des épaules est plus chaude que le nez, les oreilles, les mains et les pieds.

La température du front varie dans les limites étroites car la proximité du cerveau forme volant thermique. Ces chiffres sont évidemment très subjectifs, les sensations varient largement d'une personne à une autre.

La peau est le plus souvent à une température nettement inférieure à 37 °C par exemple pour une température de l'air de 18 °C.

La couche périphérique où il existe un gradient sensible de température n'aurait qu'une épaisseur de 3 cm environ : elle correspond toutefois à un volant thermique suffisant pour que le corps puisse encaisser de fortes variations de températures momentanées sans que la température des organes internes soit modifiée : elle comprend une couche musculaire et grasseuse et la peau est dite poïkilotherme, étant à température variable : elle est le siège des échanges de chaleur entre l'ambiance extérieure et les organes internes.

Pour un individu en bonne santé, la température de ces derniers ne varie que très peu avec l'activité : il faut un travail musculaire très violent pour la faire monter de 1°C, exceptionnellement on a relevé des températures internes de 39 à 40 °C dans des mines d'étain et de cuivre très chaudes, et de 38 °C dans des chaufferies de paquebot en mer rouge (HALDANE, VAN SEVAUTH et DOLCOATH) [1].

#### La production calorifique du corps humain :

Nous avons vu dans le paragraphe ayant trait à la respiration que l'organisme humain présentait certaines analogies avec un moteur thermique, et qu'il s'y produisait des réactions physico-chimiques comparables, quant à la nature des échanges avec l'extérieur, à une combustion. Les quantités d'oxygène brûlé et de gaz carbonique expiré dépendent de l'activité, c'est-à-dire du rendement de l'individu : il est en est de même de la quantité de calories produites. La température interne du corps restant sensiblement constante, les calories produites dans l'unité de temps sont donc éliminés intégralement pendant la même unité de temps, aux déphasages près.

On conçoit donc que l'activité de l'individu soit intimement liée à la possibilité qui lui est donnée d'éliminer les calories dues à cette activité : il exercera cette dernière d'autant plus facilement que l'équilibre entre production et élimination entraînera le déplacement le plus faible de l'équilibre biologique interne. Nous sommes ainsi ramenés à la notion de confort, que nous avons rapprochée de la facilité avec laquelle l'individu peut se concentrer sur son occupation du moment.

Nous allons examiner rapidement dans quelles limites varie la production calorifique du corps, et quels sont les moyens dont il dispose pour éliminer ces calories.

La chaleur dégagée par le corps l'est sous deux formes :

- *Chaleur sensible* correspondant à un transfert direct de calories tendant à réchauffer le milieu ambiant, air et parois.

- *Chaleur latente*, correspondant à l'émission dans l'ambiance de vapeur d'eau : les calories correspondantes n'élèvent pas la température de l'air ou des parois, mais elle augmente l'enthalpie de l'air par incorporation de vapeur d'eau. Cette vapeur d'eau provient d'une part de la respiration, d'autre part de l'évaporation de la sueur sur l'épiderme, la chaleur de vaporisation correspondante étant prise, pour la plus grande partie, au corps lui-même.

On a coutume de caractériser la production calorifique en faisant la somme de ces deux quantités sous le nom de chaleur totale : pour situer le caractère de l'échange ; il y a lieu d'indiquer en même temps la quantité de vapeur d'eau émise étant entendu que la chaleur de vaporisation a été comptée dans la chaleur totale.

La détermination expérimentale des chaleurs dégagées sous différentes conditions d'ambiance et travail a fait l'objet de nombreuses études, en particulier de la part de M. le Professeur LEFEVRE [1]. Il en expose les résultats dans sa communication à l'académie des Sciences faite en 1925 avec M. AUGUET, puis au cours du Congrès de Chauffage de 1931 [1]. L'American Society of Heating and Ventilating Engineers a également effectué de longues et méthodiques recherches, en particulier celle de Houghlen et Yaglou, dont les conclusions ont été publiées dans un numéro de Heating, Piping and Air Conditioning [1].

Des ingénieurs français ont continué à apporter une très large contribution à l'étude de ces problèmes : nous rappellerons les travaux bien connus de M. René DUPUY qui au cours des Congrès du Chauffage et de la ventilation des locaux habités a présenté les équations traduisant les échanges du corps humain avec

l'extérieur, en signalant l'influence de la nature des vêtements, en particulier sur l'évaporation, et a attiré l'attention sur le phénomène de passage lié aux changements d'ambiance ainsi que de M. André MISSENARD [1] sur l'équivalence thermique des ambiances et les bases physiologiques des climats artificiels.

Ces travaux ont été poursuivis et continuent de l'être dans de nombreux pays : la multiplicité des facteurs qui interviennent explique leur ampleur et les expérimentations très longues et délicates qu'ils nécessitent.

Nous reproduisons ci-dessous un tableau donnant en *kilocalorie par heure* l'ordre de grandeur des calories totales dégagées par un individu suivant l'activité qu'il déploie, d'après M. MISSENARD [1] :

Basal.....	74
Assis ou au repos.....	96
Debout au repos.....	108
Habillage et déshabillage.....	118
Travail léger debout.....	140
Dactylographie rapide.....	142
Employé peu actif debout à un comptoir.....	150
Relieur de livres.....	155
Charpentier.....	240
Travaux léger des métaux à l'établi.....	240
Serveur de restaurant.....	250
Marche à la vitesse de 5 km/h.....	270
Danse active ou marche de 6,5 km/h. ....	350
Maçon tailleur de pierres.....	375
Ouvrier sciant du bois.....	450
Moissonneur.....	450 à 500
Course à la vitesse 8,5 à 9 km/h.....	580
Effort maximum suivant la puissance individuelle et la durée.....	750 à 1200

Tableau 3.A2 : Dégagements individuels de chaleur des personnes

Il y a lieu de noter l'importance à accorder au mécanisme basal qui est, ainsi que l'a défini M. le Professeur LEFEVRE, la première forme de production calorifique qui s'impose inéluctablement à l'organisme, puisqu'elle résulte de cette activité fondamentale sans laquelle il ne saurait vivre (travail du cœur, mécanisme respiratoire, sécrétions, tonus de l'excitabilité musculaire).

La chaleur sensible :

Elle est éliminée par trois voies :

1° Par rayonnement : la peau rayonne soit directement vers les parois lorsqu'elle est nue, soit vers les vêtements : les calories perdues sont de l'ordre de 30 à 40 kcal par heure par individu vêtu, demeurant dans un local fermé à faible densité d'occupation, où règne une température d'environ 18 °C [1]. La chaleur rayonnée par les individus possédant une épaisse couche de graisse devrait être plus faible que celle rayonnée des individus maigres, car leur température superficielle est plus basse, la graisse formant une couche isolante, mais cela n'est pas absolument certain, la circulation sanguine pouvant être plus active et augmenter les échanges.

2° Par convection : il se produit même en air parfaitement calme des courants de convection au contact de la peau, qui enlèvent une autre partie des calories sensibles : ces calories échauffent l'air extérieur directement pour les zones nues, à travers les vêtements par les autres.

La quantité de calories ainsi enlevée est d'autant plus importante, pour le cas où l'air est plus froid que la peau, que celle-ci est moins recouverte et que les vêtements sont plus poreux et moins isolants. Dans les mêmes conditions que précédemment, la quantité des calories perdue par convection peut être de l'ordre de 20 à 30 kcal/h [1]. Dans le cas des plongeurs sous marins les échanges entre l'eau et l'épiderme sont évidemment considérables et doivent être freinés par le port de combinaisons isolantes.

On peut également compter les calories sensibles emportées par l'air expiré, l'air aspiré s'échauffant jusqu'à 37 °C environ par convection forcée au contact de la surface d'échange des poumons.

3° Par conductibilité : par contact direct entre le corps et les parois du local ou du mobilier qu'il contient : cette fraction est extrêmement faible et ne peut être évidemment chiffrée à l'avance, même approximativement.

#### La chaleur latente :

Elle correspond, nous l'avons vu précédemment, à l'émission dans l'atmosphère de vapeur d'eau provenant, soit de la respiration, puisque les poumons exhalent de l'air presque saturé, de l'évaporation de la sueur perlant sur l'épiderme.

On voit qu'il n'y a qu'une dépendance étroite entre élimination de la chaleur sensible et celle de la chaleur latente, une partie de l'élimination de la chaleur totale pouvant se faire sous la première ou sous la seconde forme : si l'individu transpire, de la chaleur sensible n'apparaît pas sous forme d'élévation de température, mais sera utilisée pour vaporiser à température constante une certaine quantité de sueur.

### **A2 – 5.2 Appareils à gaz**

La combustion du gaz intervient dans le bilan calorifique sous forme de chaleur sensible et de chaleur latente produite par dégagement de vapeur d'eau.

### **A2 – 5.3 Appareillage électrique**

L'éclairage constitue la principale source électrique dans les logements. Dans le tertiaire, des appareillages spécifiques contribuent également à la charge interne : les machines à écrire, photocopieuses, moteurs, ventilateurs...

L'éclairage dégage de la chaleur par convection avec l'air ambiant et rayonnement absorbé par les parois et les objets environnants. Les lumières se divisent en deux classes : l'éclairage à incandescence (80 % d'énergie rayonnée dont 70 % dans l'infrarouge) et l'éclairage fluorescent (50 % d'énergie rayonnée dont 30 % dans l'infrarouge).

Le tableau 4.A2 de la page suivante donne des exemples de puissances produites par différents appareils électriques :

Appareils	Puissance sensible (Watts)
Machine à écrire	58 à 116
Photocopieuse (200 copies par heure)	116 à 232
Cuisinière électrique	3000
Réfrigérateur	175
Machine à laver	6000
Grille pain (4 tranches)	2500

Tableau 4.A2 : Dégagements de chaleur d'appareils électriques

Les chiffres cités ci-dessus représentent dans l'ensemble des puissances nominales ou maximales susceptibles. Dans un calcul de bilan, on tient compte des durées et horaires de fonctionnement des sources.

Pour plusieurs méthodes pratiques, le bilan thermique consiste à calculer probablement les apports de chaleur sensible et latente pour le cas le plus défavorable. Il s'agit donc de déterminer la charge thermique de l'enceinte à climatiser c'est-à-dire la puissance calorifique à retirer de l'enceinte à un moment donné de la journée où cette charge thermique est maximale.

Les programmes de calculs tiennent compte de spécificités telles que :

- Le niveau d'altitude où est situé l'installation ;
- Le lieu géographique du site ;
- Le mois, le jour et l'heure choisie ;
- Les conditions de température extérieure et intérieure des locaux ;
- Les caractéristiques de l'air extérieur évoluant le long de la journée ;
- La position réelle des parois vitrées ou opaques ensoleillées ou non en fonction du soleil ;

- L'inclinaison des vitrages entre la position horizontale (couchée) ou verticale (debout) ;

**A2 – 6 Données de base**

**A2 – 6.1 La position géographique**

On utilise souvent la longitude et la latitude du site sur terre.

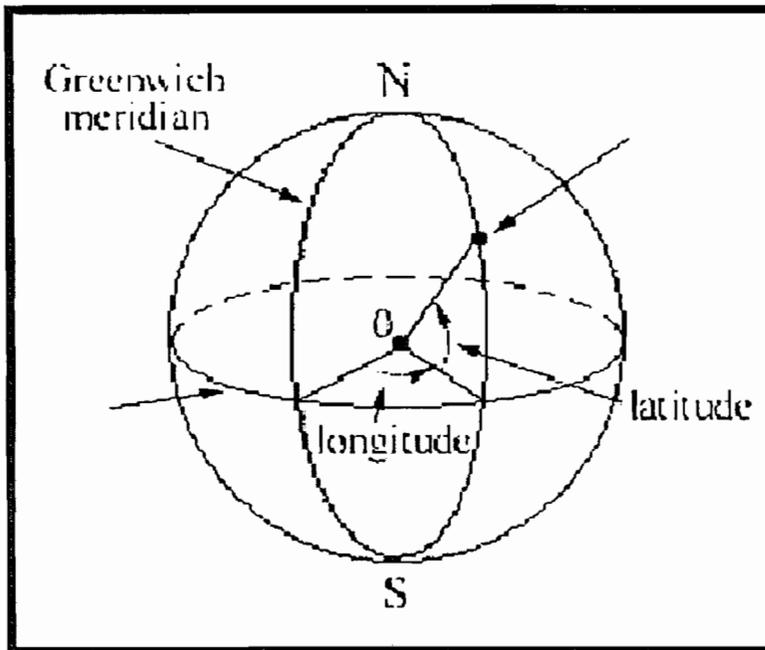


Figure 3.A2 : localisation géographique d'un site

La latitude d'un lieu sur terre permet de caractériser son éloignement depuis l'équateur.

**A2 – 6.2 Heure solaire, heure locale**

Le temps universel que l'on note TU est l'heure locale à Greenwich, une ville d'Angleterre qui se trouve sur le méridien de longitude 0°. Il est midi en TU lorsque le soleil passe au méridien de Greenwich. Cependant, il ne faut pas confondre le temps universel et l'heure GMT (« Greenwich Mean Time » temps moyen de Greenwich). En effet, l'origine du temps est à minuit à Greenwich tandis que celle de l'heure GMT y est à midi.

### A2 – 6.3 Orientation parois

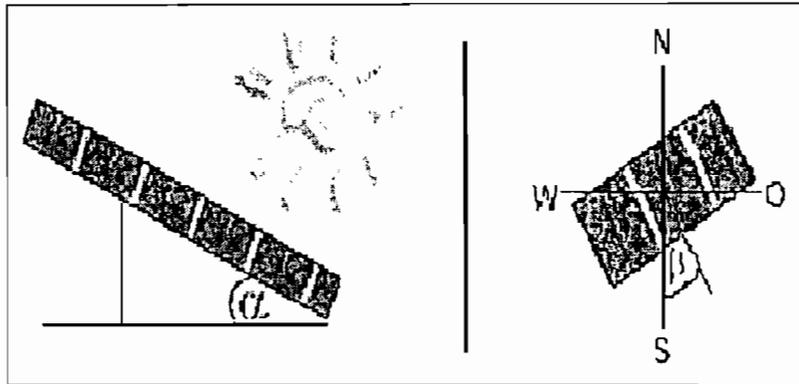


Figure 4.A2 : orientation d'une paroi

L'orientation se rapporte à l'angle d'azimut de la surface relatif au nord. Seulement, les surfaces absolument horizontales n'ont pas d'orientation, toutes les autres surfaces, même celle placées très près de l'horizontal peuvent être attribuées à une orientation tel que l'angle d'azimut peut être calculé à partir de la surface normale. Tandis que l'orientation réelle est habituellement donnée en degré à partir de l'orientation nord, elles peuvent également être données dans des directions telles que (S) du sud, (SE) sud est ou ouest (O).

### A2 – 7 Formulaire pratiques des différentes charges

Les formules pratiques sont proposées sur différents types de feuilles de calculs que nous présenterons par la suite :

#### A2 – 7.1 La chaleur dégagée par les personnes : $Q_{ip}$

Elle se décompose en chaleur sensible et chaleur latente. Elle est fonction de la personne et est donnée par le tableau de Carrier suivant l'activité de la personne [4]. Voir tableau 3.A.

#### A2 – 7.2 La chaleur dégagée par l'éclairage : $Q_{ie}$

Un choix judicieux du mode d'éclairage et des appareils correspondants est très important pour un local à climatiser car les charges thermiques occasionnées par

l'éclairage sont loin d'être négligeable dans le bilan de charge final. Ce choix permet de faire des économies substantielles sur les installations de fonctionnement.

La quantité de chaleur cédée par l'éclairage se calcule par la formule :

$$Q_{ie} = P l_1 l_2 p_e \tag{47.A2}$$

P = Puissance totale raccordée des luminaires ;

$l_1$  = Coefficient de simultanéité = 1 ;

$l_2$  = Facteur de chaleur résiduel des luminaires dépendant de la façon dont ceux-ci sont léchés par l'air en mouvement,  $l_2$  varie entre 0,2 et 0,7 pour les luminaires ventilés ; Pour les luminaires non ventilés  $l_2 = 1$  ;

$p_e$  = Facteur de pondération de l'éclairage, il est fonction de la disposition des luminaires et il tient compte du fait que les rayonnements émis par les lampes sur les parois et les objets contenus dans le local les réchauffe.

Types de luminaires	Temps écoulé depuis la mise en route de l'éclairage				Temps écoulé depuis l'arrêt de l'éclairage		
	Jusqu'à 2 h	2 à 8 h	8 à 16 h	> 16 h	Jusqu'à 2 h	2 à 6 h	> à 6 h
Luminaires non ventilés incorporés dans le plafond ou sous le plafond dans un bâtiment peu accumulateur	0,75	0,9	1	1	0,2	0,1	0
Luminaires ventilés par reprise d'air	0,6	0,75	0,9	1	0,15	0,15	0,1

Tableau 5.A2 : facteur de pondération  $p_e$

### A2 – 7.3 Chaleur dégagée par les appareils, machines et sources diverses : $Q_{id}$

La détermination de cette chaleur nécessite la connaissance réelle de l'appareil, de la machine ou de la source de chaleur ; par exemple, pour certains produits, il convient de connaître leur chaleur massique et leur température d'échauffement.

Pour un moteur électrique, il faut connaître sa puissance absorbée, sa durée de mise en marche et son facteur de simultanéité.

**A2 – 7.4 Chaleur dégagée à travers les parois :  $Q_{pr}$**

Cette quantité de chaleur est calculée de la même façon aussi bien en charge interne qu'en charge externe ; elle permet de déterminer la chaleur transmise par les parois (mur, cloison, toit, sol, plancher) à partir de l'extérieur ou des locaux contigus ; elle est donnée par la formule :

$$Q_{pr} = KA \Delta \theta \tag{48.A2}$$

$K$  = Coefficient global de transmission thermique de la paroi considérée  
(W/m<sup>2</sup>.K)

$A$  = Surface de la paroi (m<sup>2</sup>)

$\Delta\theta$  = Ecart de température entre l'extérieur et l'intérieur de la paroi considérée

La détermination du coefficient  $K$  se fait avec la formule suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{ext}} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{int}} \tag{49.A2}$$

$h_{ext}$  = Coefficient d'échange par convection entre la face extérieure de la paroi et l'air extérieur ;

$h_{int}$  = Coefficient d'échange par convection entre la face intérieure de la paroi et l'air intérieur ;

$e_i$  = Epaisseur de la paroi  $i$  ;

$\lambda_i$  = Conductivité thermique de l'épaisseur  $e_i$ .

**A2 – 7.5 Chaleur transmise à travers les vitrages :  $Q_{ev}$**

C'est la quantité de chaleur transmise par le vitrage du local conditionné et provenant du rayonnement solaire direct ou diffus. Les rayons solaires atteignent aussi les parois et provoquent leur échauffement excessif au delà de la température ambiante extérieure. Cette chaleur, par ensoleillement, est donnée par [4] :

$$Q_{ev1} = (A_1 I_{\max} a + (A - A_1) I_{diff \max}) \tau S \quad (50.A2)$$

$A_1$  = surface de vitrage ensoleillée ;

$A$  = surface totale de vitrage ;

$I$  = intensité de l'ensoleillement global maximum ;

$I_{diff.max}$  = intensité de l'ensoleillement diffus maximum reçue par les surfaces vitrées ;

$a$  = facteur de trouble ;

En atmosphère pure,  $a = 1,15$  pour toute orientation du local sauf le nord ;

En atmosphère grande ville,  $a = 1$  pour toute orientation du local sauf le nord ;

En atmosphère industrielle,  $a = 0,87$  pour toute orientation du local sauf le nord ;

Pour le nord, on a toujours  $a = 1$  ;

$\tau$  est le coefficient de transmittance du verre et des éventuels écrans anti-solaires ;

$S$  = facteur d'accumulation.

Il faut noter que la quantité de chaleur rayonnée  $Q_{ev}$  représente une part très importante de la charge thermique totale. Ainsi, il est toujours nécessaire de trouver les solutions pour minimiser cette chaleur en utilisant des protections anti-solaires là où le vitrage existe ; ou bien, en utilisant des verres réfléchissants (aluminium). Le facteur le plus important est le choix de l'orientation du local lors de sa construction.

Il est à préciser que, en plus de la chaleur transmise par rayonnement, les vitrages comme les parois transmettent aussi de la chaleur par convection conduction d'après la même formule :

$$Q_{ev2} = K' A \Delta \theta \quad (51.A2)$$

$A$  = surface totale du vitrage de la paroi considérée ;

$K'$  = coefficient global de transmission du verre ;

$\Delta\theta$  = écart de température ;

La quantité de chaleur totale dégagée par les vitrages est donnée par :

$$Q_{ev} = Q_{ev1} + Q_{ev2} \quad (52.A2)$$

$K' = 5,23 \text{ W/ m}^2.K$  pour une fenêtre à vitrage simple et à menuiserie bois ;

$K' = 5,82 \text{ W/ m}^2.K$  pour une fenêtre à vitrage simple et à menuiserie métallique ;

$K' = 3,26 \text{ W/ m}^2.K$  pour une fenêtre à vitrage double (avec une lame d'air de 12 mm) et à menuiserie bois ;

$K' = 3,95 \text{ W/ m}^2.K$  pour une fenêtre à vitrage double (avec une lame d'air de 12 mm) et à menuiserie bois ;

### A2 – 7.6 La chaleur dégagée par le renouvellement d'air : $Q_{na}$

Pour des besoins physiologiques de l'organisme humain, il faut fournir une certaine quantité d'air neuf aux occupants du local à climatiser. Cet apport d'air neuf engendre des charges supplémentaires en chaleur latente et sensible. D'ailleurs, dans certains cas particuliers comme dans les laboratoires, les hôpitaux et certains complexes industriels, les installations de conditionnement fonctionne en tout air neuf. Il n'y a aucune reprise d'air.

La quantité de chaleur apportée par le renouvellement d'air est donnée par la formule :

$$\text{- En chaleur sensible : } Q_{rns} = 0,34 V_n (\theta_{na} - \theta_i) \quad (53.A2)$$

$$\text{- En chaleur latente : } Q_{rnl} = 0,825 V_n (x_{na} - x_i) \quad (54.A2)$$

$$Q_{rna} = Q_{rns} + Q_{rnl} \quad (55.A2)$$

$V_n$  = débit d'air neuf ;

$\theta_{na}$  et  $x_{na}$  = respectivement température sèche et humidité absolue de l'air neuf ;

$\theta_i$  et  $x_i$  = respectivement température sèche et humidité absolue de l'air intérieur ;

Le débit d'air neuf  $V_n$  est obtenu grâce au taux appelé taux de renouvellement d'air ( $\tau_{rna}$ ).

$$\tau_{rna} = \frac{V_n}{V_i} \quad (\text{Cycle / heure}) \quad (56.A2)$$

$V_i$  = volume intérieur du local à climatiser.

### A2 – 7.7 La chaleur perdue à travers les gaines de distribution : $Q_{eg}$

Ces pertes de froid à travers les gaines de distribution sont fonction des dimensions géométriques des types d'isolation thermiques utilisés et de la différence de température entre l'air froid en circulation et l'air chaud environnant. Cette quantité de chaleur perdue est donnée par la formule :

- Pour les gaines de soufflages :

$$Q_{egs} = 1,1 PLK (\theta_e - \theta_s) \quad (57.A2)$$

- Pour les gaines de reprise :

$$Q_{egr} = 0,9 PLK (\theta_e - \theta_i) \frac{V_c}{V_s} \quad (58.A2)$$

P = périmètre de la gaine ;

L = longueur du tronçon de gaine considéré ;

K = coefficient de transmission global ;

$\theta_e, \theta_s, \theta_i$  = température sèches ambiantes, de soufflage et intérieure ;

$V_c, V_s$  = débit d'air recyclé, débit d'air soufflé ;

Il faut protéger les gaines contre l'ensoleillement comme préconisé pour les vitrages.

**A2 – 7.8 La chaleur dégagée par les ventilateurs :  $Q_{vis}$**

Quand, dans une centrale de traitement d'air, le ventilateur de soufflage se trouve en amont de la partie froide, l'apport de la chaleur dû à ce ventilateur représente une perte frigorifique sensible sur l'air froid ; donc l'équivalent calorifique du travail mécanique du ventilateur doit être pris en compte dans le bilan thermique. Cette quantité de chaleur est calculée comme suit :

- Pour les ventilateurs de soufflage :

$$Q_{vis} = \frac{\alpha}{100} \frac{\Delta P}{\Delta \theta_s} (\theta_{IS} + \theta_{ES}) \quad (59.A2)$$

- Pour les ventilateurs de reprise :

$$Q_{vir} = \frac{\alpha}{100} \frac{\Delta P}{\Delta \theta_s} \frac{V_c}{V_s} (Q_{IS} + Q_{ES}) \quad (60.A2)$$

Disposition de moteur d'entraînement	Ventilateur ( $\eta=0,7$ )	Ventilateur ( $\eta=0,5$ )
	Installation centralisée	Installation décentralisée
A l'extérieur de la veine d'air	0,92	1,46
A l'extérieur de la veine d'air	1,16	1,82

Tableau 6.A2 : coefficient  $\alpha$  pour les ventilateurs

$\Delta P$  = Ecart de pression manométrique totale (Pa) ;

$\Delta \theta_s$  = écart température intérieure température de soufflage ;

$Q_{IS}$  et  $Q_{ES}$  = quantité de chaleur totale interne et externe.

La charge thermique totale du local à climatiser correspond t à l'ensemble des quantités de chaleur recensé dans le local et à l'extérieur du local.

Elle est donnée par :

$$Q_{TOT} = \Sigma \text{charges internes} + \Sigma \text{charges externes} = \Sigma \text{chaleur latente} + \Sigma \text{chaleur sensible} \quad (61.A2)$$

## A3 – Confort thermique dans l'habitat

### A3 – 1 Qu'entend- on par confort ou inconfort ?

Il serait vain de vouloir donner à ces expressions des définitions rigides, car il s'agit d'éléments essentiellement subjectifs. Nous pensons que l'on peut se baser sur le fait qu'un individu considérera qu'il est placé dans des conditions confortables lorsqu'il lui est facile de concentrer ses facultés sur son occupation du moment : travail physique, intellectuel, repos, éveillé ou même sommeil. On voit qu'un très grand nombre d'éléments entrent en ligne de compte, et tout le monde est maintenant familiarisé avec l'influence des facteurs suivants :

- Niveau d'activité de l'être humain et nature de ses vêtements ;
- Pureté et composition de l'air ; état d'ionisation, odeurs ;
- Pression de l'air ;
- Température de l'air ;
- Humidité de l'air ;
- Vitesse et sens de déplacement de l'air ;
- Température des parois ;
- Intensité et brillance de l'éclairage ;
- Couleur des parois ;
- Niveaux d'intensité du bruit en fonction des fréquences ;

L'aspect général d'un local a une grande importance sur l'ambiance que l'on peut y créer : par exemple certaines couleurs qu'elles soient dues à la teinte propre des parois ou à celle que leur confère l'éclairage, créent des ambiances « chaudes » ou des ambiances « froides ». Les couleurs de grande longueur d'onde correspondent en général aux premières (rouge et orange), celle de faible longueur d'onde aux secondes (bleu et vert). Par contre, la couleur rouge est moins reposante que la verte [1].

Il ne faut surtout pas compter sur la couleur pour apporter une sensation de chaud ou de froid mais prendre plutôt garde à l'impression de claustrophobie que peuvent donner certaines couleurs si elles se combinent à des dimensions ou à des dispositions de salle peu agréables : on évitera par exemple de peindre en rouge les parois déjà proches que cette couleur rapprocherait encore, à moins que l'on ne veuille précisément créer un sentiment d'intimité.

Pour créer une installation parfaitement confortable il est donc nécessaire d'examiner attentivement si tous les éléments entrant en ligne de compte ont bien été étudiés en vue du confort.

Une fonction essentielle de nos habitations est de créer un climat intérieur bien adapté à nos besoins et à notre confort. Ceci se justifie pleinement puisque dans certains pays les habitants passent jusqu'à 95 % de leur temps à l'intérieur de locaux conditionnés.

L'habitant place souvent (avec raison) son confort après les économies d'énergie. Dans le but d'utiliser au mieux l'énergie à disposition dans les bâtiments il convient donc de planifier la construction et les installations de façon à consommer le moins possible d'énergie non renouvelable tout en assurant un confort convenable.

On peut aussi définir le confort comme étant une sensation subjective fondée sur un ensemble de stimuli. Le critère de confort est donc la satisfaction des occupants. Une interprétation statistique peut être effectuée sur l'ensemble des avis des habitants et dans le temps, en ce sens que les conditions de confort varient au cours de l'année.

Indépendamment des conditions propres à l'individu (métabolisme, activité, habillement), il est reconnu qu'une multitude de paramètres interviennent dans le confort.

Il y a de plus une interaction certaine entre ces différents paramètres. Il est donc difficile de cerner la notion très complexe de confort d'un point de vue scientifique. On présente toutefois ci-dessous l'état actuel des travaux dans ce domaine en traitant les notions nécessaires pour comprendre la notion de confort thermique. Nous verrons aussi l'importance de l'aération, de l'éclairage et de l'acoustique.

### **A3 – 2 Conditions de confort**

Nous avons pensé qu'il n'était pas sans intérêt de rappeler brièvement quels ont été les différentes stades ayant pour but de chiffrer les valeurs limites des facteurs influant sur le confort, notion essentiellement subjective, donc à priori extrêmement difficile à saisir : l'évolution de ces recherches reflètent bien la complexité des phénomènes qui interviennent.

Des recherches sur les conditions de confort sont en cours à ce jour dans de nombreux pays et une multitude de publications traite de ce sujet.

Nous verrons plus loin, dans le chapitre consacré au bilan thermique que l'organisme humain se comporte comme une machine thermique possédant une auto-régulation capable d'agir dans une certaine mesure sur sa production de chaleur liée étroitement à son activité en particulier de différencier le mode de production en chaleur sensible et en chaleur latente, et cela en fonction des possibilités du moment d'élimination de cette chaleur.

Le problème des conditions de confort consiste à chercher l'ensemble des conditions qu'il faut réunir pour que l'organisme se sente thermiquement confortable : la première démarche a porté sur la recherche des caractéristiques permettant d'établir des équivalences.

Willis Harry CARRIER, instigateur et promoteur du conditionnement d'air dans le monde avait pressenti dès le début de ce siècle, que l'homme pouvait se trouver dans les conditions de confort extrêmement voisines, dans des ambiances

présentant entre elles de nettes différences de température et d'humidité. Il avait établi le système de correspondance suivant entre les ambiances dites d'égal confort : si une sensation de bien être est ressentie dans l'ambiance caractérisée par une température de 20 °C au thermomètre sec et au thermomètre mouillé, un confort équivalent sera ressenti dans toute ambiance où le thermomètre sec marquera  $20 + n$  degrés à condition que le thermomètre humide marque  $20 - n$  degrés [1] : nous verrons que ces essais n'avaient de valeur que pour la sensation de passage d'une ambiance à une autre.

Par la suite l'American Society Heating and Ventilating Engineers a effectué des essais systématiques pour la détermination exacte de l'influence sur le confort de la température sèche de l'humidité et de la vitesse de l'air.

Ces essais ont porté sur la capacité de travail dans différentes ambiances, et sur la détermination des lignes d'égal confort : l'égalité de confort entre les ambiances créées dans deux chambres, l'une chaude et sec, l'autre moins chaude mais humide, était repérée d'après les réactions de plusieurs observateurs pour éliminer les coefficients personnels.

Il existe des courbes appelées courbes d'égales sensations de passage, donnant les équivalences entre les ambiances en fonction des vitesses et des humidités [1].

Par exemple de l'air à 30 °C boule sèche et 20 °C boule humide se déplaçant à un mètre par seconde créera des conditions de confort caractérisées par une température effective de 24 °C. On remarque aussi qu'avec l'air immobile ayant la même humidité de 40 % que l'air précédent il faudrait descendre à 28,5 °C boule sèche et 19 °C boule humide pour avoir la même température effective de 24 °C, c'est-à-dire le même confort. Inversement, à de l'air immobile à 30 °C et 40 % d'humidité correspondait une température effective de 25 °C, la vitesse de 1 m/s a donc fait gagner 1°C en température effective.

Il est à noter que le gain absolu de température effective dû à la vitesse de l'air est plus important lorsque l'air est humide que lorsqu'il est sec, pour une même température sèche, mais qu'à égalité de vitesse de l'air il est naturellement plus important lorsque l'air est plus sec.

Enfin, si la température effective de l'air est supérieure à celle du corps, la vitesse de l'air est néfaste et entraîne une augmentation de cette température effective, ce phénomène est bien connu des marins naviguant dans le golfe Persique, lorsque la température dépasse 40 °C ils ne peuvent plus utiliser les ventilateurs de cabine, qui leur « brûlent la figure ».

### A3 – 2.1 Confort hygro-thermique

Comme il a déjà été mentionné, le confort est une sensation psychophysologique faisant intervenir plus d'un paramètre. Le confort thermique est fonction des facteurs suivants :

Les facteurs d'ambiance :

- température de l'air et des surfaces environnantes,
- vitesse relative de l'air,
- pression de vapeur d'eau ou humidité relative.

Les facteurs physiologiques:

- activité et le rendement de cette activité,
- habillement.
- taille, son poids etc.

Ainsi, contrairement à ce qui est généralement admis, il est erroné de vouloir satisfaire ces critères de confort par une simple régulation de la température de l'air intérieur de l'habitation.

Les divers paramètres ayant de l'importance pour le confort thermique interagissent entre eux. La connaissance de leurs interrelations, de leurs effets sur la satisfaction des occupants ainsi que leur mesure est nécessaire pour construire des habitations satisfaisantes.

Lors d'expériences qu'ils ont menés Fanger et ses collaborateurs [1], puis plusieurs chercheurs dans de nombreux pays (notons que ces expériences ont été menées dans des pays tempérés, nous avons présenté les résultats pour juste donné une idée des sensations à des températures différentes), ont soumis un grand nombre de sujets à divers microclimats bien déterminés. Les sujets devaient exprimer leurs sensations par un vote sur une échelle allant de - 3 à + 3, notons que ces valeurs ne sont pas des températures :

- 3 très froid	}	Insatisfaits parce que trop froid
- 2 froid		
- 1 frais	}	Votes satisfaisants
0 agréable, neutre		
1 légèrement chaud		
2 chaud	}	Insatisfaits parce que trop chaud
3 très chaud		

Les résultats ont montré que les votes, pour chacune des conditions, présentent une distribution gaussienne autour d'une moyenne. De plus, des facteurs tels que l'âge, le sexe, la corpulence, l'origine, la race etc., ne modifient pas le vote de façon significative.

*A cause des différences physiologiques, il s'avère impossible de satisfaire tout le monde en réunissant des conditions « idéales ». Par contre, il est possible de créer un environnement dans lequel le pourcentage de personnes satisfaites est maximal (90%).*

### **A3 – 4.2 Mesure du confort**

L'échelle de vote est telle que le nombre de sujets insatisfaits est directement lié au vote moyen d'une population donnée. On a ainsi deux paramètres permettant de mesurer le confort thermique :

- le *vote moyen prévisible*, appelé PMV (Predicted Mean Vote), qui est l'appréciation moyenne d'une population dans un environnement donné pour un climat tempéré jusqu'à présent, sur l'échelle de  $-3$  à  $+3$ . Le confort optimal correspond à un PMV nul.
- Le *pourcentage prévisible d'insatisfaits*, appelé PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) qui exprime la part des sujets insatisfaits dans une condition donnée. La figure ci-dessous montre la relation entre le PPD et le PMV, qui peut être calculée par :

$$PPD = 1 - 0,95 \exp(-0,003353PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (1.A3)$$

Ainsi, avec un PMV nul, il reste 5 % d'insatisfaits. Ce nombre monte à 10 % pour un PMV = + ou - 0,5 et 20 % pour un PMV = + ou - 0,84.

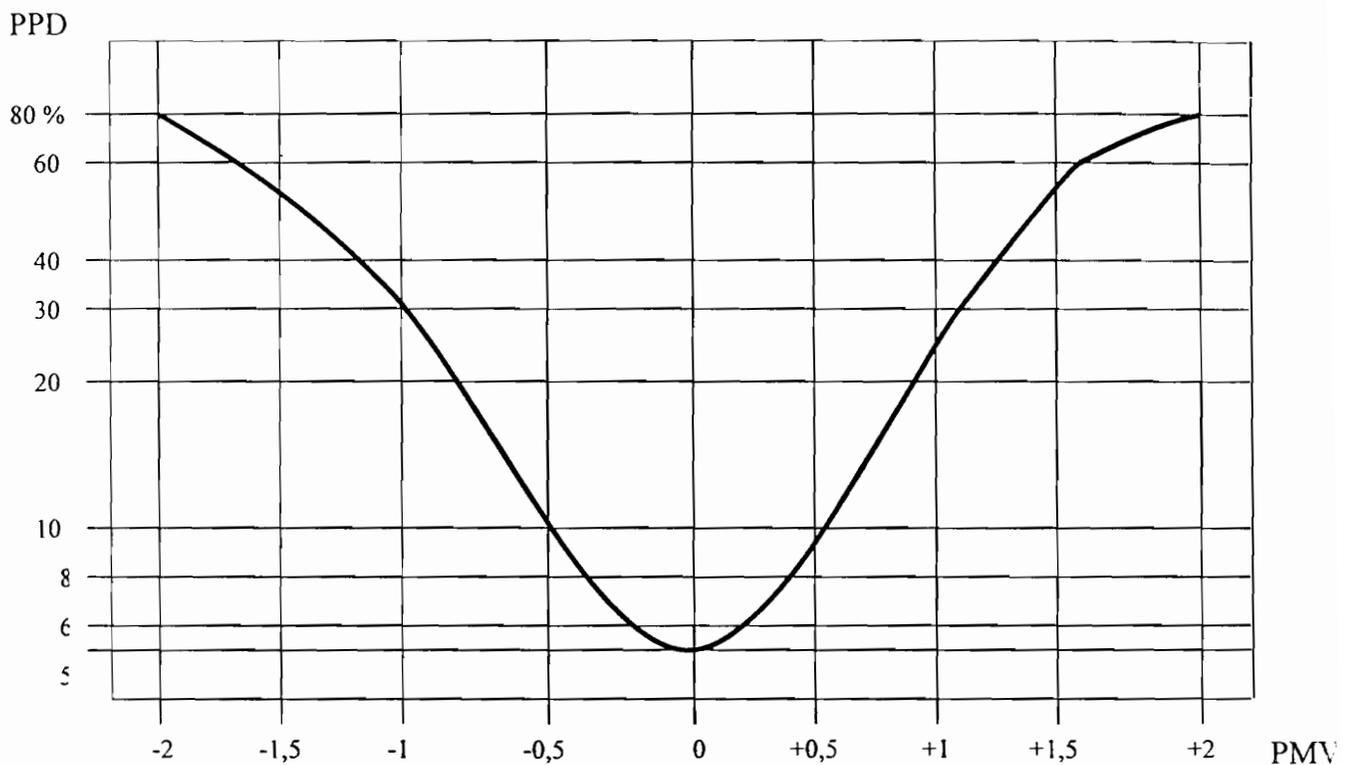


Figure 1.A3 : Relation entre le pourcentage d'insatisfaits (PPD) et le vote moyen (PMV) (ISO 7730)

### A3 – 4.3 Tentatives de mise en équation des conditions de confort

On peut penser à juste titre que les sensations de confort sont à rattacher à la notion de neutralité thermique atteinte quand l'organisme n'a plus à faire intervenir des moyens de régulation contraignants pour ajuster sa production de chaleur interne aux possibilités d'élimination calorifique qui lui sont offertes. C'est ainsi que plusieurs auteurs ont établi des équations basées sur une telle égalité qui font entrer en ligne de compte un nombre de facteurs plus ou moins grands suivant la finesse de l'analyse effectuée.

Nous pouvons supposer que pour une personne exposée à un environnement thermique constant et modéré avec un métabolisme constant, il y aura un équilibre thermique : c'est à dire que la quantité de chaleur produite sera égale à celle dissipée. Il n'y aura ainsi pas une quantité de chaleur significative stockée dans le corps.

L'équation traduisant cet équilibre est :

$$H - E_{\text{diff}} - E_{\text{rl}} - E_{\text{rs}} - E_{\text{sw}} = K = R + C \quad (2.A3)$$

Où

H est la production interne de chaleur dans le corps;

$E_{\text{diff}}$  les pertes latentes par diffusion de vapeur d'eau à travers la peau;

$E_{\text{rl}}$  les pertes respiratoires latentes;

$E_{\text{rs}}$  les pertes respiratoires sensibles;

$E_{\text{sw}}$  les pertes par évaporation de la sueur;

K la chaleur transmise par conduction de la peau à la surface externe du vêtement;

R les pertes radiatives à partir de la surface externe du vêtement;

C les pertes convectives à partir de la surface externe du vêtement.

## A4 - Climatisation artificielle

Etant donné la diversité des traitements que doit subir l'air, dans une installation de conditionnement, et la très grande variété des types d'appareils pouvant assurer chacun de ces traitements, on conçoit que la diversité des installations soit infinie. On ne peut établir que des classifications très générales, faites en s'attachant plus particulièrement à certaines caractéristiques.

### A4 – 1 Circuit air conditionné

Nous énumérerons pour mémoire la suite des traitements que l'air peut être amené à subir dans une installation :

- Filtration (filtres en papier, à tôles de choc huilées, à mat filtrant, etc.).
- Réchauffage (échangeurs à vapeur, à eau chaude, électriques, etc.).
- Humidification (pulvérisation d'eau, injection de vapeur, etc.).
- Assèchement (refroidissement et réchauffage, absorption et refroidissement, etc.).
- Refroidissement (échangeurs à eau glacée, à détente directe, par détente d'air, laveurs d'air adiabatiques ou polytropiques, etc.).
- Distribution d'air à l'état sous-saturé, saturé ou transsaturé.

La filtration et le refroidissement sont les principaux traitements qui entrent en ligne de compte dans le cadre de notre projet.

Il existe différentes sortes de circuits pour l'air conditionné, selon non pas l'ordre par lequel se font les différents traitements, mais les dispositions générales que l'on peut adopter pour faire suivre à l'air ces traitements. Nous distinguons ainsi les systèmes suivants :

1° *Système sans reprise* : (voir figure 7.A4), il correspond au circuit le plus simple : après avoir été traité, l'air, entièrement pris à l'extérieur est pulsé dans le local à conditionner : il est évacué de ce local soit par aspiration mécanique, soit par le simple fait que le local est mis en surpression par l'arrivée de l'air conditionné. Le plus souvent, l'air sortant du local, appelé air vicié, est rejeté à l'atmosphère.

Cet air contient encore par rapport à l'air extérieur non traité, un nombre appréciable de calories en période de froid, et de frigories en été. Dans les installations utilisant ce système, le débit est généralement calculé de manière à apporter par occupant une quantité relativement faible d'air : comme celui-ci est entièrement pris à l'extérieur, donc neuf, on admet de descendre jusqu'à 25 m<sup>3</sup>/h à 40 m<sup>3</sup>/h par usager : ces chiffres très supérieurs aux besoins maxima de l'organisme en oxygène, sont normalement encore supérieurs aux débits horaires minima d'air pur à envoyer pour qu'aucune odeur ne soit sensible dans la pièce [1].

On peut donc songer à récupérer par un dispositif simple les frigories contenues dans cet air vicié, d'autant plus qu'en général ces frigories correspondent plus à une siccité qu'à une basse température de cet air. En dehors du cas où l'on s'en sert pour le refroidissement du condenseur de la machine frigorifique, on préfère s'en servir pour la ventilation des locaux secondaires, tels que vestiaires et toilettes attenants aux locaux principaux : on améliore ainsi le confort des premiers et on diminue les déperditions des seconds. Une solution de même ordre consiste à faire passer l'air vicié dans des doubles parois ménagées entre les locaux conditionnés et des locaux voisins particulièrement chauds : en particulier on peut faire circuler cet air sous la terrasse d'un bâtiment pour éliminer une partie des calories dues au soleil.

Le système sans reprise est souvent adopté dans le cas de locaux à forte occupation tels que salles de spectacles, restaurants, etc. Il a le grand avantage de

la simplicité et d'éliminer tout risque de transmissions d'odeur et même de maladie d'un local à l'autre par la ventilation.

Le système sans reprise est presque toujours utilisés avec les machines à détente d'air, car l'économie qu'apporterait la reprise en vue du recyclage serait insignifiante et ne justifierait pas les frais d'installation de gaines de reprises : dans le cas de ces machines, le débit soufflé est, en général, très supérieur à 25 m<sup>3</sup>/h par usager [1].

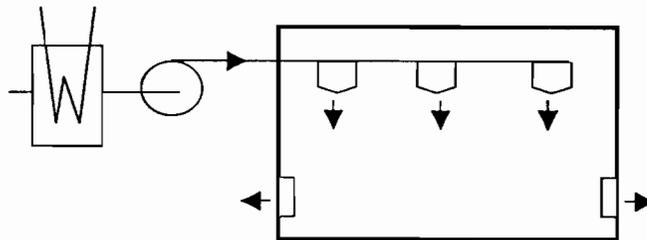


Figure 1.A4 : Système sans reprise

2° *Système avec reprise et brassage* : (Voir figure 2.A4), il arrive que certaines conditions obligent à souffler un faible débit d'air très froid, et que d'une part, ce débit ne permette de créer un mouvement d'air même très faible dans le local et que d'autre part, on redoute de véhiculer dans les gaines de l'air trop froid. On peut alors utiliser, pour pulser l'air dans la pièce un ventilateur aspirant l'air venant de la centrale et un certain débit repris dans la pièce elle-même. Ce système ne procure aucun gain de frigories ni de calories, l'air repris ne repassant pas dans un échangeur.

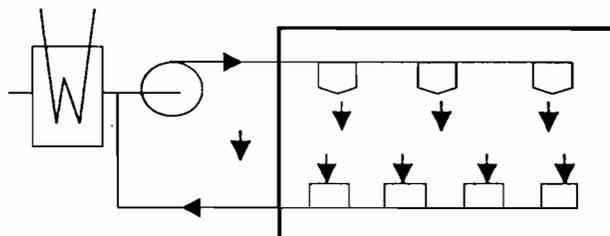


Figure 2.A4 : Reprise et brassage

3° *Systeme avec reprise et recyclage* : (Voir figure 3.A4), ce système est classique en conditionnement d'air. Il consiste à faire circuler l'air en circuit fermé entre la centrale et le local à conditionner, en envoyant toutefois dans le local le débit minimum de 25 à 40 m<sup>3</sup>/h d'air neuf. Celui-ci est, en général, mélangé à l'air de reprise avant le ventilateur de pulsion, plus rarement il est envoyé dans le local par un ventilateur séparé. Une fois que le débit d'air extérieur a été fixé, l'augmentation du débit de reprise recyclée n'a aucune influence sur la puissance frigorifique à fournir par la machine, elle ne conduit qu'à une augmentation de puissance du ventilateur : par conséquent elle accroît les dimensions des gaines et des échangeurs. Cette augmentation a l'avantage de diminuer la différence de température entre l'air repris et l'air soufflé : elle permet donc de diminuer l'épaisseur de l'isolant, qui doit par contre être posé sur des gaines de plus grande surface. Elle rend surtout la régulation beaucoup plus facile et conduit à une bonne homogénéisation des températures de l'air dans la totalité de l'enceinte conditionnée.

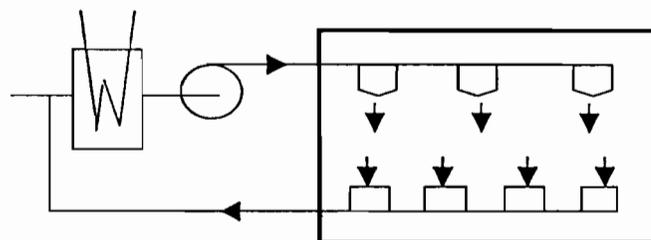


Figure 3.A4 : Reprise et recyclage

Il faut préciser que ce ne sont pas les seuls cas de figures existant, il y'en a d'autres qui sont pour la plupart des variantes des schémas illustrés ci-dessus par exemple :

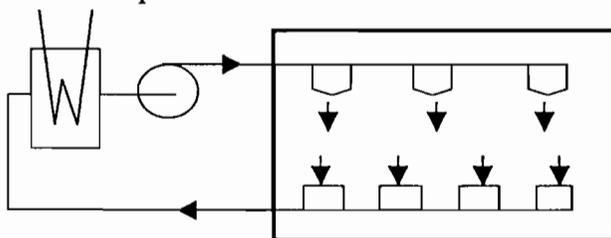


Figure 4.A4 : Circuit fermé (exceptionnel)

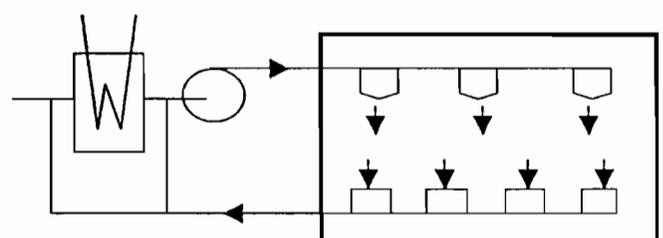


Figure 5.A4 : Reprise avec recyclage et rebrassag

Dans le cadre de notre projet nous aurons un système dans lequel la plus grande partie de l'air qui sera traité par l'appareil vient de l'enceinte même tandis que l'autre partie est l'apport d'air neuf venant de l'extérieur par l'intermédiaire des bords non étanches des portes et les persiennes des fenêtres.

Ce qui nous amène à modéliser le fonctionnement de notre appareil au cas décrit par la figure 3.A4 C'est-à-dire un système avec reprise et recyclage.

#### **A4 – 2 Calcul théorique et détermination des différents paramètres**

En conditionnement d'air les principaux paramètres à déterminer sont :

- La puissance calorifique de l'installation ;
- Le débit d'air à envoyer dans le local à climatiser.

##### **A4 – 2.1 La puissance calorifique de l'installation**

Pour déterminer cette puissance nous allons utiliser la **feuille de calcul simplifiée** qui n'a pas la prétention de conduire à des résultats rigoureux. Cependant, elle permet, avec une assez bonne approximation, de fixer le choix du matériel à installer.

Quel que soit le local à climatiser, on distingue toujours dans le calcul de son bilan thermique (quantité totale de chaleur à neutraliser), les quatre grandes classes suivantes :

- **Apport de chaleur par transmission à travers les six parois du local**, fonction à la fois de la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur et du coefficient de transmission des parois ; ce dernier variant avec la nature et l'épaisseur de la paroi.
- **Apport de chaleur dû au rayonnement solaire** ; de nombreux facteurs entrent dans le calcul de l'insolation.
- **Apport de chaleur intérieur**, dû aux occupants, à l'éclairage, aux moteurs, etc., qui se trouvent à l'intérieur du local.

- **Apport de chaleur dû au renouvellement d'air.** On voit donc que seul le volume d'un local ne saurait suffire à la détermination de son bilan thermique.

Dans l'établissement de la feuille de calculs, compte a été tenu de tous les facteurs énumérés plus haut. Ils ont été néanmoins présentés d'une telle façon que les calculs à effectuer ne présentent aucune difficulté et soient rapides à faire.

### **Apport calorifique par transmission à travers les parois**

#### Fenêtres ou portes :

Si l'une des surfaces vitrées est protégée du soleil par un bâtiment voisin, un rideau, etc., elle sera considérée comme entrant dans la catégorie « non ensoleillée ». Il serait à préciser que le cas de fenêtres exposées à l'insolation sans aucune protection est à exclure, il entraîne en effet un bilan trop élevé.

#### Murs :

Considérés comme « ensoleillée », la même paroi qu'au paragraphe ci dessus. Les parois intérieures mitoyennes à des locaux climatisés ne seront pas prises en considération.

#### Plafond :

Une attention particulière doit être portée à cette partie. Plusieurs procédés (isolation par liège aggloméré ou autre) permettent de se ramener au cas de « plafond sous locaux ».

#### Plancher :

Lorsque le local à conditionner est situé à même le sol, les pénétrations par le sol ne seront pas prises en considération puisque la température du sol est toujours voisines de 20 °C.

## Dégagements intérieurs

### Occupants :

Le nombre d'occupants sera multiplié par le coefficient 120 [1]. Dans le cas d'une activité importante des occupants, ce coefficient devra être majoré.

### Eclairage :

On ne doit tenir compte que de l'éclairage utilisé aux heures chaudes de la journée.

### Renouvellement d'air :

Pour éviter un calcul compliqué, nous avons indiqué un coefficient moyen à appliquer par mètre cube d'air extérieur admis. Notons que les besoins d'air neuf sont liés à la densité d'occupation.

Dans les cas normaux, on prévoit 15 m<sup>3</sup>/heure environ par occupant. L'infiltration naturelle est le plus souvent suffisante pour assurer ce renouvellement.

Il est important de noter que les feuilles de calculs simplifiés sont établis pour un écart de température de 6 à 7 °C entre l'extérieur et l'intérieur et pour des coefficients de transmission moyens. Il va s'en dire que pour des températures extérieures supérieures à 45 °C une étude minutieuse devra être faite.

### **a) Calcul des apports thermiques**

Nous présentons une méthode simplifiée de calcul permettant de déterminer les apports calorifiques dans un local.

Les apports thermiques sont de trois ordres :

- Apports par transmission ;
- Apports par rayonnement solaire ;
- Apports internes.

Cette méthode utilise la feuille de calcul simplifiée (voir tableau 1.A4).

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Paroi :	dimensions de la paroi	Surface brute paroi		$\Delta t$ des	Apport par transmission			Apport par rayonnement Solaire
désignation	Nombre et dimensions des vitrages	Surface Totale vitrage	$K_v$	$t^\circ$ sèches	$III \times IV \times V$ (W)	$g \times A \times I_v = R_v$		
exposition		Surface Nette paroi	$K_m$		$III \times IV \times V$ (W)	$S \times A \times I_m = R_m$		
Est								
Ouest								
Nord								
Sud								
Plafond								

Tableau 1 .A4 : Feuille de calcul simplifié

La démarche pour l'utilisation de cette feuille se présente comme suit :

1. Apports par transmission :

Ceux ci seront calculés à l'aide des chiffres des colonnes III – IV – V, le produit de ces trois colonnes sera porté dans la colonne VI.

**Exemple 1.A4** : pour un mur de dimensions (4m × 5m) orienté vers l'Est comportant deux vitrages de dimensions (1m × 0,5m).

Nous écrivons dans la colonne II :

Dimension de la paroi = (4m × 5m)

Nombre et dimensions des vitrages = (1m × 0,5m) × 2

Dans la colonne III nous remplirons :

Surface brute paroi =  $20 \text{ m}^2 = (4 \times 5) \text{ m}^2$

Surface totale vitrage =  $1 \text{ m}^2 = [(1 \times 0,5) \times 2] \text{ m}^2$

Surface nette paroi =  $20 - 1 = 19 \text{ m}^2$

Dans la colonne IV on doit mettre les coefficients de transmission  $K_m$  du mur et  $K_v$  du vitrage qui dépendent du matériau du mur et du vitrage et sont donnés par la formule;

$$k = \frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (1.A4)$$

Où  $\alpha$  est le coefficient d'échange superficielle,  $\lambda$  la conductivité thermique du mur ou du vitrage et  $e$  l'épaisseur de la paroi. Prenons par exemple  $K_m = 1,5$  et  $K_v = 5$ .

Dans la colonne V nous mettrons la différence de température entre l'ambiance interne du local et l'ambiance adjacente, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du local sera plus importante qu'entre le local et un autre local mitoyen. Prenons par exemple  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

Dans la colonne VI nous mettrons :

Apport par transmission (vitrages) = III  $\times$  IV  $\times$  V = 1  $\times$  5  $\times$  10 = 50 W

Apport par transmission (mur) = III  $\times$  IV  $\times$  V = 19  $\times$  1,5  $\times$  10 = 285 W

Nous allons procéder ainsi pour toutes les parois du local et nous ferons la somme des apports pour toutes les parois pour avoir l'apport total par transmission.

## 2. Apports par rayonnement solaire :

Ils seront calculés à l'aide des chiffres des colonnes III – VIII, le produit sera porté dans la colonne IX ;

Reprenons l'exemple précédent :

Dans la colonne III nous remplirons :

Surface brute paroi = 20 m<sup>2</sup> = (4  $\times$  5) m<sup>2</sup>

Surface totale vitrage = 1 m<sup>2</sup> = [(1  $\times$  0,5)  $\times$  2] m<sup>2</sup>

Surface nette paroi = 20 – 1 = 19 m<sup>2</sup>

Dans la colonne VIII on doit mettre Rv et Rm qui sont les quantités de chaleur traversant respectivement le vitrage et le mur. Ils sont donnés par les relations :

$$Rv = g \times A \times Iv \quad (2.A4)$$

$$Rm = S \times A \times Im \quad (3.A4)$$

Où

g : facteur de réduction (Voir tableau 2.A4). Il est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire.

Fenêtres protégées par	Couleur	g
• Stores extérieurs en toile	écru	0,28
• Stores extérieurs en toile	aluminium	0,22
• Stores intérieurs entièrement baissés	aluminium	0,45
• Stores intérieurs à moitié baissés	blanc ou crème	0,68
• Persiennes entièrement baissées à l'intérieur des fenêtres	aluminium	0,58
• Persiennes entièrement baissées à l'extérieur des fenêtres	aluminium	0,22

Tableau 2.A4 : Facteur de réduction g pour fenêtres protégées

Prenons par exemple stores intérieurs à moitié baissés nous aurons  $g = 0,68$ .

A : coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement. Il dépend de la couleur et de la nature du mur ou du vitrage selon le tableau suivant :

Couleur et nature de la surface	A
<b>Surfaces très claires :</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Pierre blanche – surface blanche, claire ou crème – ciment très clair</li> </ul>	0,4
<b>Surfaces foncées :</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Fibrociment – bois non peint – pierre brune – brique rouge – ciment foncé – staff rouge, vert ou gris</li> </ul>	0,7
<b>Surfaces très foncées :</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Toitures en ardoises foncées – carton bitumé très sombre</li> </ul>	0,9
<b>Verre (fenêtre ou lanterneau) :</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Vitrage simple</li> <li>• Vitrage double</li> <li>• Vitrage triple</li> </ul>	1,0 0,9 0,8

Tableau 3.A4 : Coefficient d'absorption « A » pour murs, toits et fenêtres

Pour le mur considérons du fibrociment =>  $A = 0,7$

Pour le vitrage considérons un vitrage simple =>  $A = 1$

I (mur) : rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en  $W/m^2$ . Il dépend de l'orientation du mur et de l'heure pour laquelle le calcul a été effectué et, également de la latitude sous laquelle le local se trouve. L'heure d'apport solaire maximal est déterminée à l'aide des figures d'orientation 6.A4 suivant et du tableau 4.A4 :

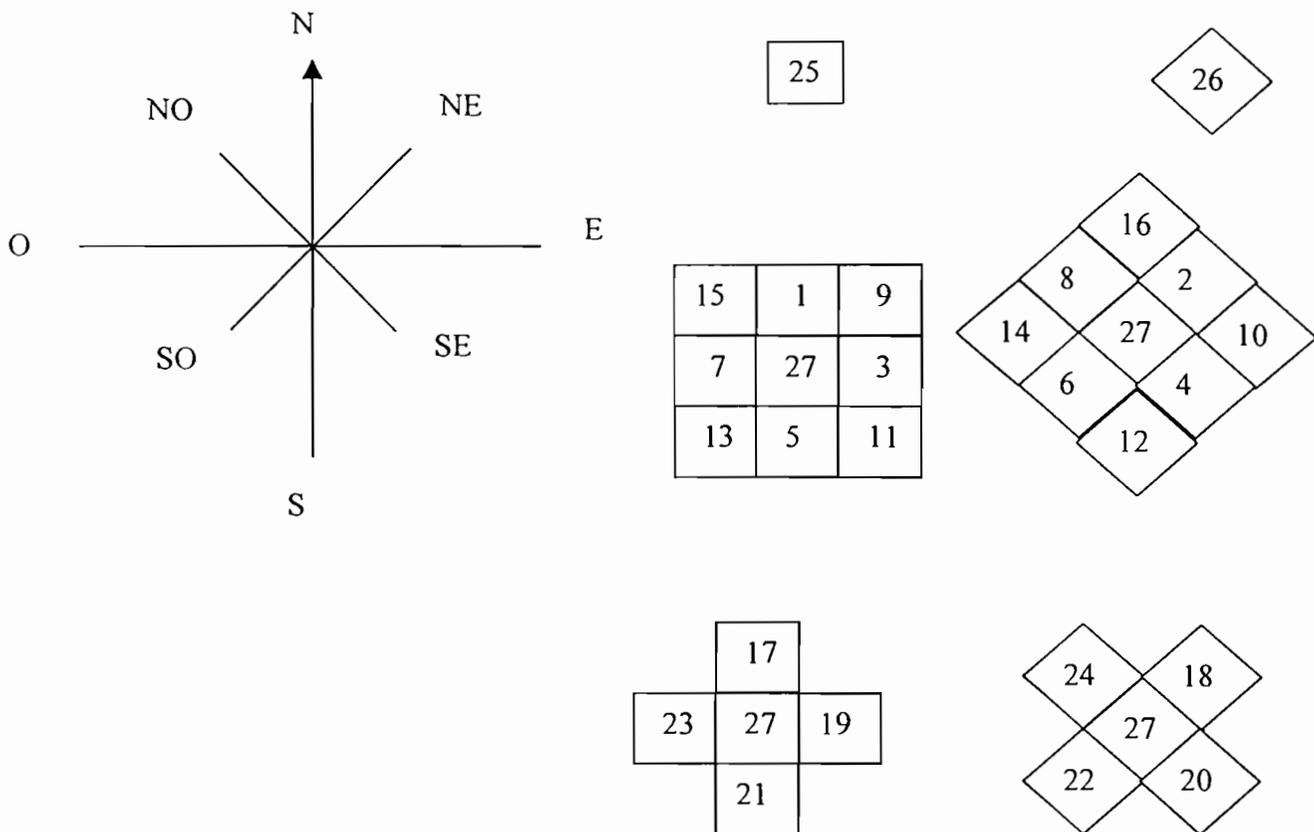


Figure 6.A4 : Orientation types de locaux

En continuant jusqu'à présent avec l'exemple pour lequel nous avons calculé les apports par transmission amenés par la paroi exposée à l'Est, supposons que sa paroi Ouest est mitoyenne à une autre paroi et que toutes les autres sont exposés au soleil (voir figure 7.A4 ci-dessous).

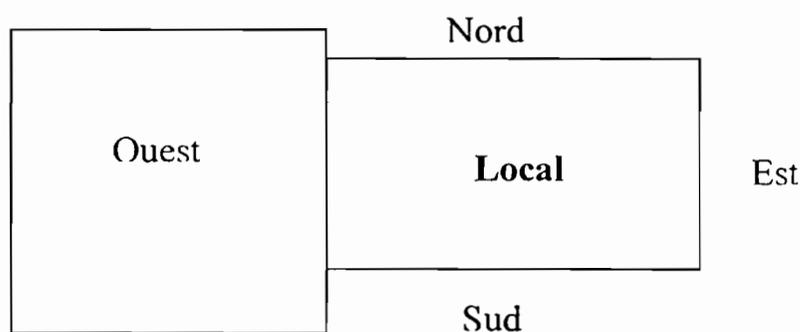


Figure 7.A4 : Orientation du local de l'exemple 1.A4

En nous référant à la figure 6.A4 des orientations types de locaux nous voyons que nous sommes dans le cas de figure numéro 19. Le tableau suivant permet d'avoir l'heure ou le besoin de climatisation est maximal :

Orientation des locaux	Nombre de murs exposés	Murs exposés	HEURES			
			Fenêtres protégées		Fenêtres nues	
			a	b	a	b
1	1	N			14	14
2		NE			14	14
3		E	12	12	9	9
4		SE	13	13	10	10
5		S	14	13	13	13
6		SO	15	14	16	15
7		O	15	15	16	16
8		NO	16	15	17	16
9	2	NE	14	14	9	9
10		NE – SE	14	13	9	9
11		SE	14	13	10	10
12		SE – SO	15	14	15	15
13		SO	15	14	15	15
14		SO – NO	15	15	16	16
15		ON	15	15	16	16
16		NO - NE	16	15	17	17
17	3	O – N – E	16	15	16	16
18		NO – NE – SE	15	15	16	16
19		N – E – S	14	14	10	10
20		NE – SE – SO	15	14	15	15
21			15	14	15	15
22		E – S – O	15	15	16	16
23		SE – SO – NO	15	15	16	16
24		S – O – N SO – NO – NE	16	15	16	16
25	4	S – O – N – E	15	14	15	15
26		SO – NO – NE – SE	15	14	16	16
27	Néant			14	14	

a : avec local au dessus  
b : avec toit ou comble non ventilés au dessus

Tableau 4.A4 : Heures où le besoin de climatisation est maximal dans les locaux ayant différentes orientations

Pour l'exemple nous entrons dans le tableau 4.A4 précédent par le nombre correspondant à l'orientation du local qui est de 19. Nous lisons ainsi :

- nombre de murs exposés : 3 ;
- murs exposés : N – E – S ;
- considérons des fenêtres protégées avec local au dessus (a) ;
- l'heure où le besoin en climatisation est maximal est 14 heures.

La valeur de  $I$  (mur) est donné dans les tableaux 2 des annexes, dans la colonne **m** en fonction de :

- La latitude ;
- L'orientation du mur ;
- L'heure.

Supposons que le local pris dans l'exemple soit à une latitude de  $10^\circ$ , pour le mur orienté à l'Est et avec l'heure où le besoin en climatisation est maximal qui est 14 heures.

Nous avons ainsi  $I$  (mur) = 380 W/m<sup>2</sup>

$I$  (vitr.) : intensité du rayonnement solaire en W/m<sup>2</sup>. Elle est définie de la même manière que  $I$  (mur), et, est donnée par le même tableau dans la colonne **v** (voir tableau 2 annexes) mais il faut au préalable définir l'heure d'apport solaire maximal à l'aide des figures 6.A4 et du tableau 4.A4.

Nous avons donc  $I$  (vitr.) = 295 W/m<sup>2</sup>

Remarques :

Les vitrages comme les murs transmettent une certaine quantité de chaleur vers l'extérieur par rayonnement et convection. Les tableaux  $I$  (vitr.) et  $I$  (mur) tiennent compte de ce phénomène. C'est la raison pour laquelle les valeurs  $I$  (vitr.) sont inférieures à celle de  $I$  (mur).

S : facteur du rayonnement indiquant la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local. La figure 8.A4 suivante donne les valeurs de S en fonction du coefficient de transmission k qui es défini comme l'inverse de la résistance thermique de la paroi ( $k = \frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}$ ), avec  $\alpha$  et  $\lambda$  étant respectivement le coefficient d'échange superficielle de la paroi et la conductivité thermique de celle-ci.

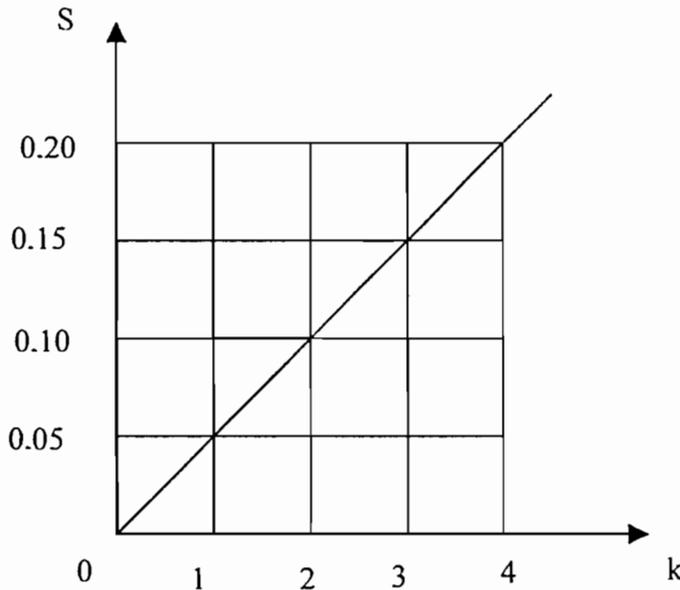


Figure 8.A4 : Coefficient de rayonnement solaire S en fonction du coefficient de transmission k.

Pour notre exemple on  $K_m = 1,5$  et nous lisons sur la courbe de la figure 8.A4 une valeur de  $S = 0,075$

Nous aurons en définitive :

R (vitr.) : quantité de chaleur traversant le vitrage. Elle est donnée par le produit :

$$R_v = g \times A \times I_v$$

$$R_v = 0,68 \times 1 \times 295 \quad \Rightarrow \quad R_v = 200,6 \text{ W/m}^2$$

R (mur) : quantité de chaleur traversant le mur. Elle est donnée par le produit :

$$R_m = S \times A \times I_m$$

$$R_m = 0,075 \times 0,7 \times 380 \quad \Rightarrow \quad R_m = 19,95 \text{ W/m}^2$$

Après avoir calculé  $R_v$  et  $R_m$  on calcule le produit III  $\times$  VIII que l'on porte à la colonne IX.

### 3. Apports internes :

C'est l'apport de chaleur (latente et sensible) des éléments au sein même du local, ils peuvent être des appareils électriques des occupants etc.

Les puissances à installer par local seront valables pour l'heure où la charge thermique est maximale ; la puissance totale installée sera la somme des puissances partielles à la même heure pour tous les locaux.

Le calcul du bilan thermique à l'aide de la feuille de calcul simplifiée est présenté dans les pages suivantes.

## BILAN THERMIQUE DU LOCAL

Nous choisissons de faire le calcul pour un local avec les considérations suivantes :

- $L = 4\text{ m}$  ;  $l = 3,5\text{ m}$  ;  $h = 3,50\text{ m}$  (voir figure N° 9.A.2); se trouvant à Tambacounda (étant la région sénégalaise présentant l'une des plus hautes températures dans l'année) ;
- Cette température (de  $40\text{ °C}$ ) est enregistrée ente mai et juin à 15 h ;
- Orientation du local Nord Sud ;
- L'entrée du local donne dans un couloir ;
- dimensions porte :  $2\text{ m} \times 0,9\text{ m}$  ;
- Les parois Ouest et Sud donnent à l'extérieur ;
- Les parois du plafond et de l'Est sont mitoyennes respectivement à un local en étage et à un autre local ;
- Fenêtres du sud munies de vitrages simples  $1,5\text{ m} \times 1\text{ m}$  ( $\alpha_i = 7\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ;  $\alpha_e = 20\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ;  $\lambda = 0,52\text{ W/m}\cdot\text{K}$ ); menuiserie bois [11] ;
- Parois avec une construction légère ;
- Brique d'épaisseur =  $20\text{ cm}$  ; enduit de ciment de part et d'autre des parois avec une épaisseur de  $2\text{ cm}$  ( $\alpha_i = 7\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ;  $\alpha_e = 20\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ;  $\lambda = 0,81\text{ W/m}\cdot\text{K}$ ) ;
- Plafond considéré avec un carrelage d'épaisseur =  $5\text{ cm}$  ;
- En prenant en compte le dégagement de chaleur du ventilateur de notre appareil et d'éventuels imprévus sur les charges, nous majorerons la charge totale de 3 %.

Nous avons ainsi :

Local :

Destination : Habitation

Situation : Latitude : 13,48° Nord ; Longitude : 13.48° Ouest ;

Dimensions : L = 4m ; l = 3,5m ; h = 3,50 m ;

Conditions :

Air	T° sèche	T° humide	Humidité relative	Humidité absolue	Enthalpie
Air extérieur	40 °C	34 °C	65 %	31,5 g/kg	29 kcal/kg
Air du local	30 °C	22 °C	50 %	13,5 g/kg	15,5 kcal/kg

Tableau 5.A4 : Conditions extérieures et intérieures

Débit de fuites : 3 % (renouvellement d'air) = 1,62 m<sup>3</sup>/h

$$\Delta T = 10$$

Renouvellement d'air :  $18 \times 3 = 54 \text{ m}^3$

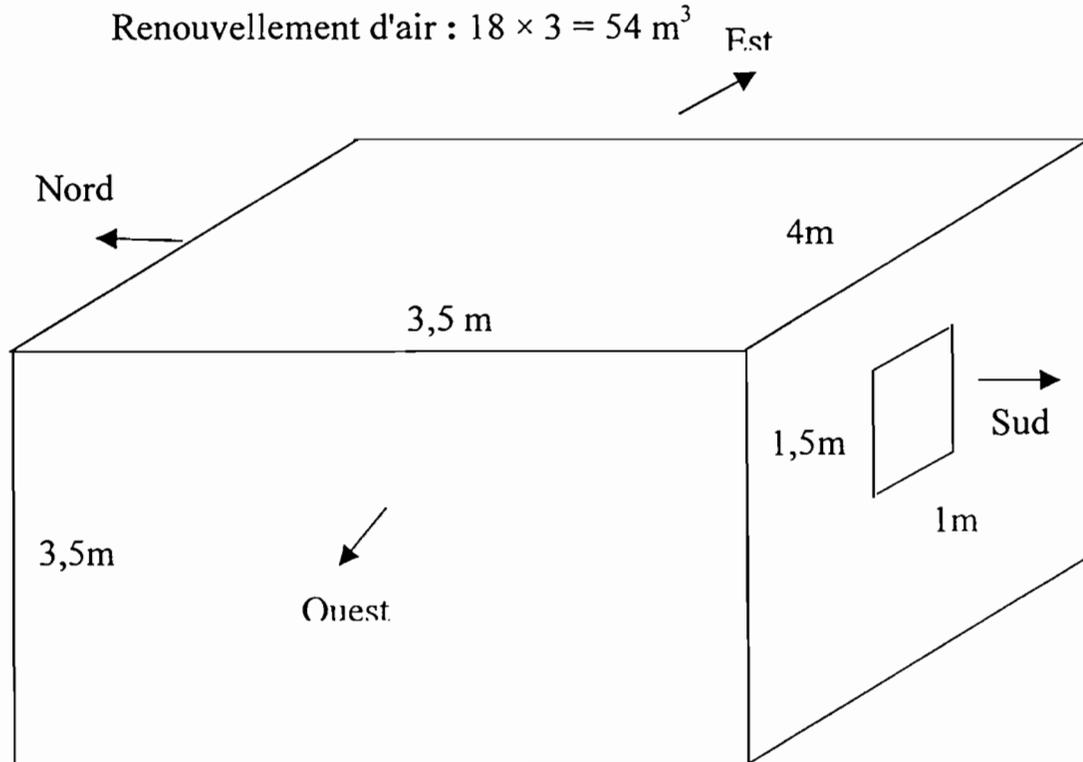


Figure 9.A4 : Orientation du local à climatiser

	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	
<b>Paroi :</b>	dimension de la paroi	Surface brute paroi		$\Delta t$ des	Apport par transmission			Apport par rayonnement Solaire	
<b>désignation</b>	Nombre et dimension des vitrages	Surface Totale vitrage	$K_v$	$t^\circ$ sèches	$III \times IV \times V$ (W)	$g \times A \times I_v = R_v$			
<b>exposition</b>		Surface Nette paroi	$K_m$		$III \times IV \times V$ (W)	$S \times A \times I_m = R_m$			
<b>Est</b>	3,5 x 3,5	12,25		5 °C					
		12,25	1,6		98				
<b>Ouest</b>	3,5 x 3,5	12,25		10 °C					
		12,25	1,6		224	0,10 x 0,7 x 500	35	490	
<b>Nord</b>	4 x 3,5	14		5 °C					
		14	1,6		112				
<b>Sud</b>	4 x 3,5	14		10 °C					
	1,5 x 1	1,5	5		75	0,22 x 1 x 70	15,4	23,1	
		12,5	1,6		200	0,10 x 0,7 x 130	9,1	113,75	
<b>Plafond</b>	3,5 x 4	20		5 °C					
		20	2,03		142,1				
					<b>851,1</b>			<b>626,85</b>	

Tableau 6.A4 : Feuille de calcul simplifié

Nous avons ainsi :

**Les apports en chaleur sensible :**

- Apport total par transmission (somme colonne VI) : **851,1 W**
- Apport total par rayonnement solaire (somme colonne IX) : **626,85 W**
- Occupants (3 pers. × 67,5 W/pers.) : **202,5 W**
- Appareils électriques (1 lampe de 18 W) : **18 W**
- Sources diverses (1 ordinateur) : **75 W**
- Renouvellement d'air  $[(\Delta t = 10) \times 54 \text{ m}^3/\text{h} \times 0,33]$  : **178,2 W**

**Charge calorifique sensible totale = 1951,65 W**

**Les apports en chaleur latente :**

- Occupants (3 pers. × 63,5 W/pers.) : **190,5 W**
- Renouvellement d'air  $[(\Delta r_v = 10) \times 54 \text{ m}^3/\text{h} \times 1,2 \times 0,7]$  : **453,6 W**

**Charge calorifique latente totale = 644,1 W**

Avec une majoration de 3 %, nous avons:

**CHARGE CALORIFIQUE TOTALE = 2674 W**

#### **A4 – 2.2 Le débit d'air à envoyer dans le local à climatiser**

Les éléments entrant en ligne de compte pour la détermination du débit d'air à adopter dans une installation sont les suivants :

1° le débit minimum d'air neuf à souffler par occupant pour éviter toute odeur décelant la présence d'individus est de  $17 \text{ m}^3/\text{h}$ , mais on devra s'efforcer de toujours souffler au moins  $25 \text{ m}^3/\text{h}$  d'air neuf. Le nombre maximum d'occupants à envisager dans un local donne donc une indication précise sur le débit minimum acceptable.

L'appareil à mettre sur point est prévu pour des locaux contenant au maximum trois personnes par conséquent l'effet du faible renouvellement d'air entraînant des mauvaises odeur sera très faible.

2° Le nombre de calories et de gramme d'eau à apporter ou à enlever, compte des températures de soufflage que l'on veut adopter.

3° La vitesse du déplacement général de l'air dans le local pour qu'il n'y ait ni un courant d'air trop violent ni une absence de déplacement d'air donnant une impression de renfermé.

4° La précision avec laquelle on veut ces apports, et avec laquelle on veut maintenir les conditions intérieures. En effet, plus le débit sera important moins les différences de calories ou de grammes d'eau rapportées au kilogramme d'air seront importantes donc moins les variations de la température intérieure seront amples. Les installations à fort renouvellement seront donc les plus faciles à régler à condition naturellement que l'on dispose d'appareils efficaces pour le contrôle de la température et de l'état hygrométrique de l'air à sa sortie des appareils de conditionnement.

On peut employer la méthode suivante pour déterminer rapidement le débit et les caractéristiques de l'air à souffler, connaissant l'ambiance à maintenir dans notre local (Voir figure 10.A4 de la page suivante) :

Ambiance du local	Température sèche :	<b>30 °C</b>
	Humidité relative :	<b>50 %</b>
	Humidité absolue :	<b>13,5 g/kg</b>
	Enthalpie :	<b>15,5 kcal/kg</b>

Soit A le point représentatif de l'ambiance du local dans le diagramme psychométrique de la figure 10.A4 suivante, Notons que cette figure n'est qu'une représentation schématique de la méthode.

Soit P la quantité horaire d'eau apportée par les occupants en une heure, en supposant que ceux-ci sont assis, effectuent un travail léger ou sont debout au repos le tableau 3 (Annexes) nous donne la valeur de dégagement individuel d'eau qui à la température sèche de 30 °C est de 122 grammes/personne, avec le nombre d'occupant de trois nous avons :

$$P = 3 \times 122 = 366 \text{ g d'eau /heure}$$

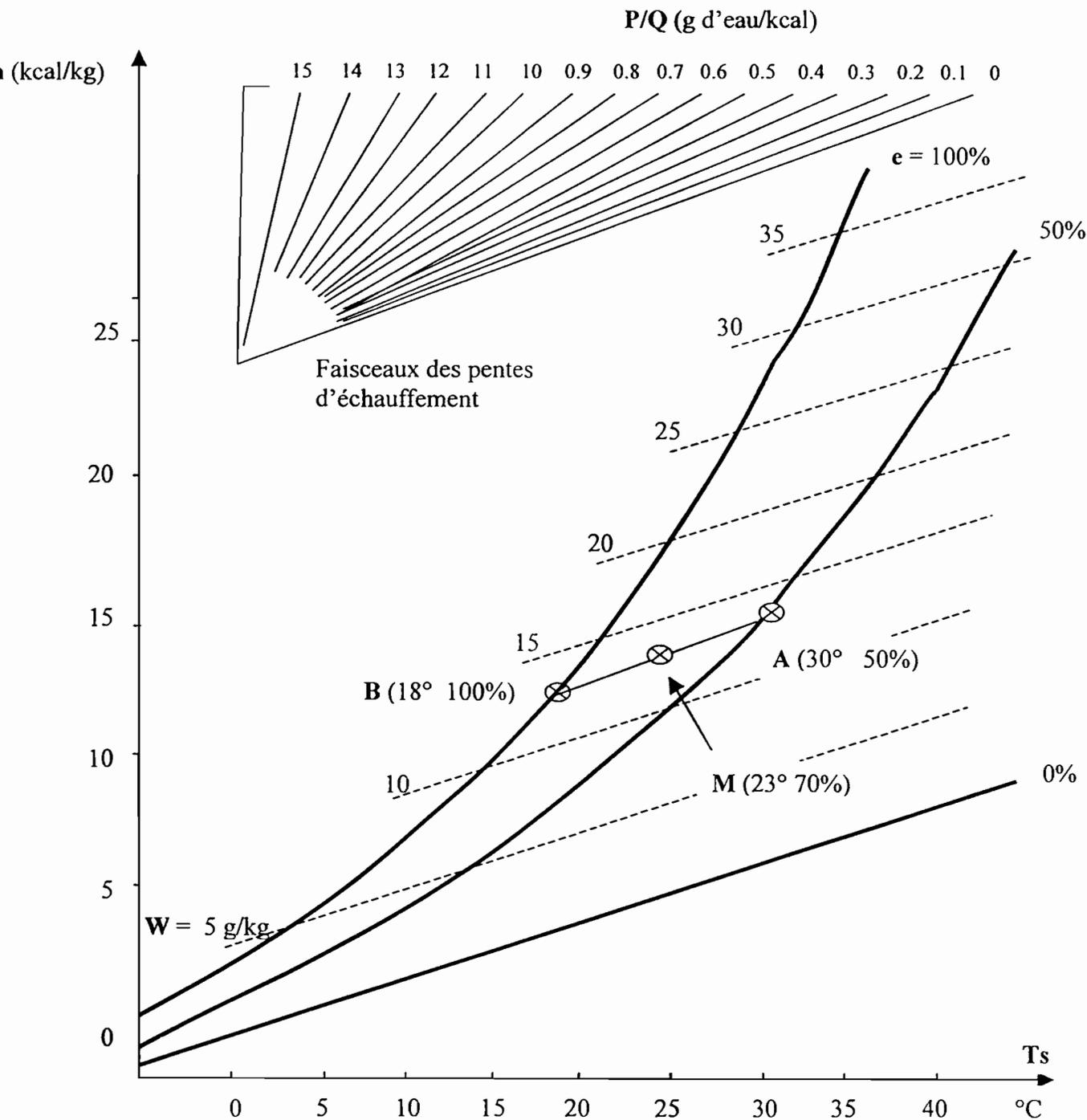


Figure 10.A4: Détermination graphique du débit d'air à souffler

Soit  $Q$  la quantité de chaleur dégagée dans le local en tenant compte de tous les apports de chaleur possible dans l'enceinte, cette valeur a été déterminée plus haut :

Nous avons donc  $Q = 2674 \text{ W} = 2305 \text{ kcal/h}$

Calculons le rapport  $\frac{P}{Q}$  qui est égale à  $0,16 \text{ g d'eau / kCal}$

C'est cette valeur de  $\frac{P}{Q}$  qui donne la pente de la droite à mener à partir du point A. Sur le haut et à gauche de la figure sont donnés des segments de droites correspondant aux pentes possibles, on aura ainsi qu'à tracer la parallèle à une droite pour avoir la pente liée à  $\frac{P}{Q}$ .

La partie de la droite comprise entre le point A et son point de rencontre avec la courbe de saturation est le lieu des points figuratifs des caractéristiques des différentes sortes d'air que l'on peut souffler dans le local pour obtenir l'ambiance A désirée. Notons B le point situé sur cette droite et la courbe de saturation. Si on assurait le conditionnement en soufflant de l'air saturé le débit d'air à traiter et envoyé donné en kilogrammes par heure serait donné par le quotient :

Avec B ayant les caractéristiques suivantes :

B ( $T_{sB} = 18 \text{ °C}$      $\varphi_B = 100 \%$      $h_B = 12,2 \text{ kcal/kg}$      $W_B = 13 \text{ g/kg}$ )

$$D_B \text{ (kg/h)} = \frac{Q \text{ (kcal/h)}}{\text{Enthalpie de A} - \text{enthalpie de B}} \quad (4.A4)$$

Avec  $Q \text{ (kcal/h)} = 2305 \text{ kcal/h}$

$h_A = 15,5 \text{ kcal/kg}$

$h_B = 12,2 \text{ kcal/kg}$

On a ainsi  $D_B$  le débit d'air dans les conditions du point B qu'il faut souffler qui est de **700 kg/h** :

C'est le débit d'un air dans les conditions de B qu'on doit souffler dans le local et il sera très déterminant dans le dimensionnement de nombreux éléments (tels que le ventilateur, les serpentins etc.) de notre appareil.

Mais on pourra souffler un air moins froid par exemple celui représenté par le point M mais dans ce cas le débit à injecter sera naturellement plus important

#### **A4 – 3 Bilan thermique de l'appareil**

Après avoir déterminé la charge thermique et le débit d'air traité à envoyer pour créer l'ambiance désiré au niveau du local que nous avons choisi, nous allons à présent étudier de plus près tous les transferts de chaleur qui se feront au niveau de l'appareil, pour cela matérialisons l'appareil à la figure 11.A4 et schématisons toutes les formes d'échanges de chaleur qui interviennent :

- Pour avoir un schéma clair nous n'avons représenté, de l'appareil, que les dispositifs essentiels.
- Notons  $T_e$  la température du bain d'eau glacée qui, au tout début du processus c'est-à-dire au moment où on introduit la glace dans le bain est égale à celle de l'eau avant l'introduction de la glace mais après un certain temps (peu important) la température  $T_e$  devient égale à celle de la glace fondante c'est-à-dire  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tant qu'il y a de la glace dans le bain cette température reste à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , à l'instant où le dernier grain de glace a fondu cette température se met à augmenter mais nous allons fixer la température d'échauffement limite de l'eau à  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Notons  $T_{so}$  la température de la surface extérieure de la partie du serpentин baignant dans l'eau elle évoluera comme la température de l'eau donc  $T_{so} \approx T_e$ .
- Notons  $T_{si}$  la température de la surface intérieure du serpentин.

- Notons  $T_{air}$  la température de l'air dans le serpentin : cette température diminue suivant l'axe  $X$  représenté sur le schéma, pour les calculs nous considérerons un intervalle élémentaire de longueur où  $T_{air}$  est constante elle augmente dans le temps à partir du moment où la température du bain se met à augmenter.

Les échanges de chaleur s'opèrent comme suit :

### A4 – 3.1 Convection

La quantité de chaleur  $q$  amenée par l'air est évacuée en premier lieu par **convection entre la surface interne du serpentin et l'air en mouvement** nous avons ainsi :

$$q(x) = h A_e [T_{air}(x) - T_{si}] \quad q \text{ en W} \quad (5.A4)$$

Avec

$q(x)$  quantité de chaleur échangée sur une longueur élémentaire où

$T_{air}$  est supposée constante

$h$  : coefficient de convection de la paroi interne avec l'air

Enveloppe extérieure

Ventilateur

Isolation

Glace

Tair

Tso

Tsi

Te

Convergent

Serpentin

Bain d'eau glacée

X

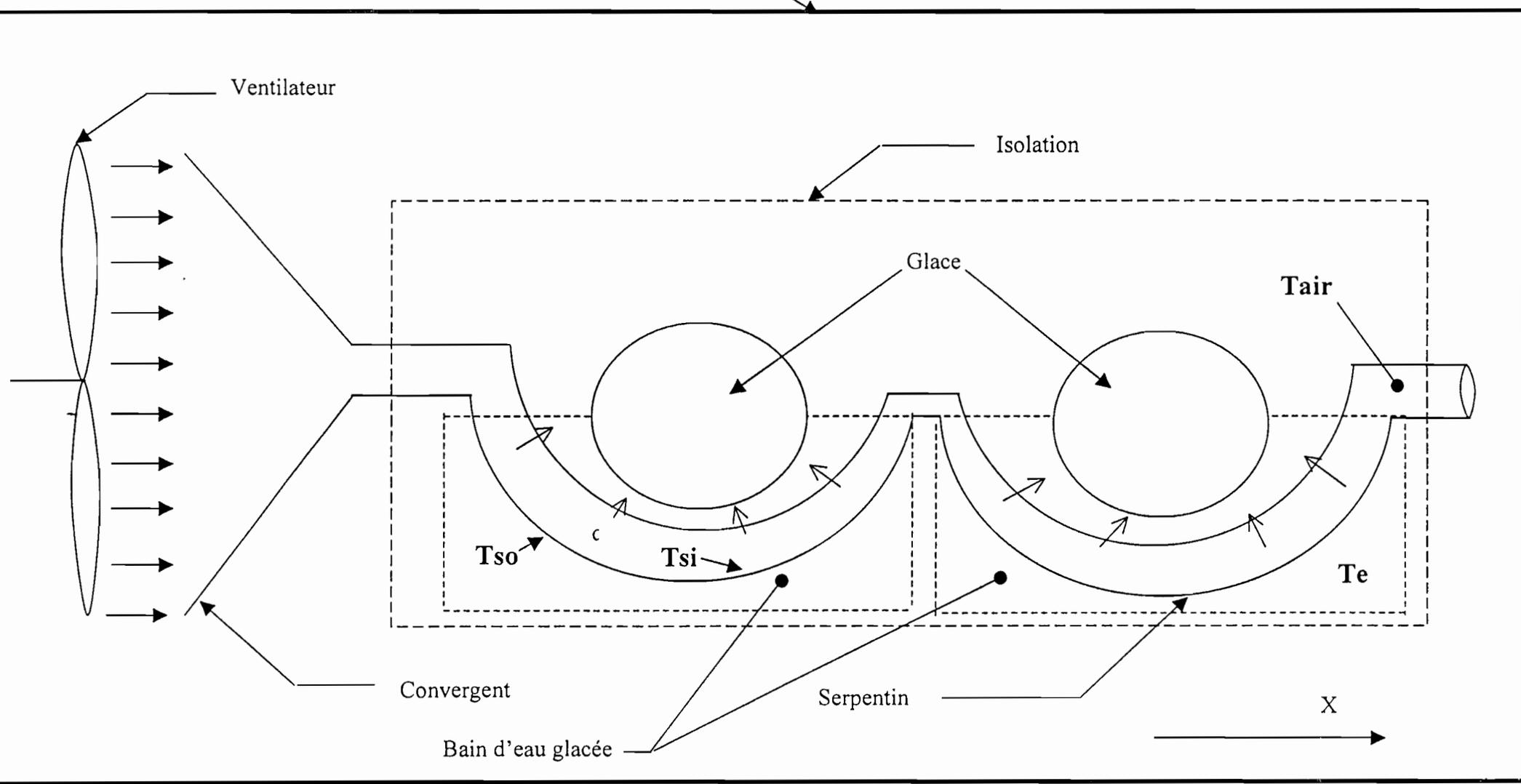


Figure 11.A4 : Echanges de chaleur au niveau de l'appareil

$A_e$  : surface élémentaire d'échange entre l'air et la paroi interne

$T_{air}(x)$  : température de l'air dans le serpentin supposée constante à une abscisse  $x$

$T_{si}$  : température de la paroi interne du serpentin

Pour déterminer  $h$  nous allons utiliser la formule suivante :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D} \quad (6.A4)$$

Avec

$\lambda$  : Coefficient de conduction de l'interface air-paroi en  $W/m^2.K$  ;

$Nu$  : Nombre de Nusselt ;

$D$  : Diamètre intérieur du serpentin en m.

Par ailleurs pour les écoulements de gaz dans les tubes en régime laminaire [5] on a :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,104 Re Pr(D/L)}{1 + 0,016(Re Pr D/L)^{0,8}} \quad \text{Pour } Re Pr(d/L) < 100 \quad (7.A4)$$

Mais si on a  $Re Pr(d/L) > 100$  on applique les résultats de la couche laminaire sur plaque plane.

En régime turbulent on a :

$$Nu = 0,023 Pr^{1/3} Rd^{0,8} \quad (8.A4)$$

Avec

$Re$  : nombre de Reynolds de l'écoulement ;

$Pr$  : nombre de Prandtl qui est pris égal à 0,7087 pour l'air ;

$L$  : nous considérerons la longueur courbe de serpentin où s'effectuent les échanges entre l'air et l'eau en m.

Le nombre de Reynolds est donné par la formule :

$$Re = \frac{U\rho D}{\mu} \quad (9.A4)$$

Avec

U : Vitesse de l'air en m/s ;

$\rho$  : Masse volumique de l'air en kg/m<sup>3</sup>;

$\mu$  : Viscosité dynamique de l'air en kg/m.s.

Nous ne pourrions entamer toute procédure de calcul sans nous fixer des caractéristiques et dimensions pour notre appareil, ceux-ci pourraient être augmentées, revues à la baisse ou gardées en fonction des résultats obtenus.

- Sachant que la masse volumique et la viscosité de l'air dépendent de la température, nous allons prendre la température moyenne située entre la température de l'air admis dans l'appareil et celle qui doit être soufflé pour avoir l'ambiance désirée :

Ainsi la température moyenne de l'air notée T<sub>m</sub> (air) qui est égale à (30 +18)/2 ce qui donne T<sub>m</sub> (air) = 24 °C sur les tables des caractéristiques de l'air en fonction de la température nous lisons :

- $\rho = 1,177 \text{ kg/m}^3$
- $\mu = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
- $\lambda = 0,0262 \text{ W/m.K}$
- $C_p = 1006 \text{ J/kg.K}$

- La vitesse dépendra du débit et de la section du serpent. Le débit dans un serpent noté Q<sub>s</sub> est obtenu, en supposant les pertes négligeables, en divisant le débit total par le nombre de serpents que nous prenons pour l'instant égal à 23 :

$$\text{Ainsi } Q_s = \frac{D_B}{23} \text{ donc } Q_s = \frac{700}{23} = 30,43 \text{ kg/h} \quad (10.A4)$$

En convertissant cette valeur en m<sup>3</sup>/s nous avons  $Q_s = 0,0072 \text{ m}^3/\text{s}$

Avec un diamètre interne des serpentins égal à 22 mm

$$\text{Nous avons ainsi } U = \frac{4Q_s}{\pi D^2} \text{ donc } U = \frac{4 \times 0.0072}{\pi \times (22 \cdot 10^{-3})^2} \quad (11.A4)$$

donc

$$U = 18,68 \text{ m/s}$$

Cette vitesse est trop élevée elle devra être abaissée pour éviter tout risque de sifflement dans les serpentins [6]. Procédons alors par itération sur la vitesse de l'écoulement, le nombre de serpentins et le diamètre de ceux-ci pour aboutir aux paramètres Optimaux, avec comme contraintes :

- la vitesse est limitée par le niveau sonore acceptable car une trop grande vitesse risquerait de créer des sifflements au niveau des serpentins.
- Le nombre de serpentins est limité par les contraintes d'encombrement et de fabrication, un trop grand nombre de serpentins impliquerait un appareil de dimensions trop grandes et une fabrication complexe.
- Le diamètre est limité par l'encombrement, la facilité de l'écoulement et la qualité des échanges thermiques entre l'air et le bain d'eau glacée. Un trop petit diamètre provoquerait des écoulements difficiles avec des pertes de charges élevées et même des risques de sifflement, Alors qu'un trop grand diamètre réduirait la quantité de chaleur échangée entre l'air et le bain d'eau glacée.

Nous allons ainsi choisir une vitesse adéquate et remonter pour voir les modifications à apporter au niveau des dimensions des composants de l'appareil. En prenant la vitesse normalisée de 10 m/s [6] et en gardant le diamètre des serpentins à 22 mm nous avons une augmentation du nombre de serpentins de 23 à la valeur à déterminer ci-dessous :

On sait que  $Q_s = \frac{D_B}{N_s} \Rightarrow N_s = \frac{D_B}{Q_s}$  avec  $N_s$  étant le nombre de serpentins

$$\text{Or } Q_s = \frac{\pi D^2 U}{4} \Rightarrow Q_s = \frac{\pi \times 0.022^2 \times 10}{4} \Rightarrow Q_s = 0.004 \text{ m}^3/\text{s}$$

En convertissant cette valeur en kg/h on a  $Q_s = 17,12 \text{ kg/h}$

$$\text{Ainsi } N_s = \frac{700}{17,12} \Rightarrow N_s = 41 \text{ serpentins}$$

Ce nombre de serpentins est trop élevé pour des soucis d'encombrement nous allons pour l'instant garder le nombre de serpentins à 23 et porter des modifications sur le diamètre des serpentins :

$$\text{On sait que } D = \left( \frac{4Q_s}{\pi U} \right)^{(1/2)} \text{ pour la même vitesse de 10 m/s}$$

$$\text{Nous avons un diamètre de } D = \left( \frac{4 \times 0,0072}{\pi \times 10} \right)^{(1/2)}$$

$$\Rightarrow \mathbf{D = 30 \text{ mm}}$$

et

$$\mathbf{N_s = 23 \text{ serpentins}}$$

Ces valeurs de diamètre et de nombre de serpentins résistent à plusieurs des contraintes citées plus haut donc pour la suite c'est ce diamètre et ce nombre de serpentins que l'on va considérer dans les calculs.

En revenant à l'équation (9.A4) on a :

$$Re = \frac{U\rho D}{\mu} \Rightarrow Re = \frac{10 \times 1,188 \times 0,03}{1,8375 \cdot 10^{-5}} \Rightarrow \underline{Re = 19396}$$

$$Re < 5 \cdot 10^5 \quad \text{on a donc un régime laminaire}$$

Pour le nombre de Nusselt calculons d'abord  $RePr(d/L)$ , avec  $L = 691,2$  mm:

$$RePr(d/L) = 19396 \times 0,7087 \times (0,03/0,691) = 582 > 100 \quad (12.A4)$$

Nous appliquerons donc les résultats de la couche laminaire sur plaque plane ainsi :

$$Nu = 0,828Pr^{1/3} Re^{1/2} \Rightarrow Nu = 0,828 \times 0,7087^{1/3} \times 19396^{1/2} \quad (13.A4)$$

$$\Rightarrow \underline{Nu = 102,81}$$

Nous avons finalement pour le coefficient de convection  $h$  avec l'équation (6.A4) :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D} \Rightarrow h = \frac{0,0262 \times 102,81}{0,03}$$

$$\Rightarrow \underline{h = 89,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

En réécrivant l'expression de la quantité de chaleur échangée par convection entre l'air et le bain d'eau glacée (équation 5.A4) on a :

$$q(x) = h A_c (T_{air}(x) - T_{si})$$

La surface élémentaire d'échange  $A$  en  $m^2$  est donnée par le produit de la circonférence interne du serpentin par la longueur élémentaire d'échange. Donc la quantité de chaleur amenée par l'air et évacuée par convection s'écrit :

$$q(x) = 89,1 A_e [T_{air}(x) - T_{si}] \quad (14.A4)$$

C'est cette équation qui va nous permettre de déterminer la température de sortie de l'air de l'appareil.

-  $T_{air}$  étant la température de l'air dans le serpentin : cette température diminue suivant l'axe  $X$  représenté sur le schéma, elle augmente dans le temps à partir du moment où la température du bain se met à augmenter.

#### A4 – 3.2 Conduction

La quantité de chaleur évacuée par convection s'écoule ensuite par conduction à travers la paroi du serpentin, on peut donc écrire l'équation de la conduction au travers de la paroi d'un cylindre :

$$q = 2\pi L \lambda \frac{T_i - T_e}{\text{Log} \frac{r_e}{r_i}} \quad (15.A4)$$

Avec :

$L$  la longueur du cylindre en m

$\lambda$  le coefficient de conduction du cylindre en  $W/m.K$

$T_i$  la température interne du cylindre en  $K$

$T_e$  la température externe du cylindre en  $K$

$r_e$  le rayon externe du cylindre en m

$r_i$  le rayon interne du cylindre en m

En assimilant sur une petite portion notre serpentín à un cylindre droit l'équation (15.A4) donne :

$$q = 2\pi L \lambda_s \frac{T_{si} - T_{so}}{\text{Log} \frac{r_e}{r_i}} \quad (16.A4)$$

Avec :

$T_{so}$  étant la température de la surface externe du serpentín baignant dans l'eau  $T_{so} = T_e$ .

$T_{si}$  la température de la surface interne du serpentín

$L$  la longueur d'échange

$\lambda_s$  le coefficient de conduction du serpentín qui est en cuivre

( $\lambda_s = 389 \text{ W/m.K}$ )

$r_e$  le rayon externe du serpentín ( $r_e = 0,016 \text{ m}$ )

$r_i$  le rayon interne du serpentín ( $r_i = 0,015 \text{ m}$ )

L'équation (16.A4) devient :

$$q = 2 \times \pi \times 0,691 \times 389 \times \frac{T_{si} - T_{so}}{\text{Log} \frac{0,016}{0,015}} \quad \text{donc}$$

$$q = 26170 (T_{si} - T_{so}) \quad (17.A4)$$

avec  $q$  en W.

### A4 – 3.3 Quantité de chaleur reçue par le bain d'eau glacée

Pour la détermination de cette quantité de chaleur nous allons identifier deux phases : la première s'étend de l'instant où la température du mélange eau glace s'est uniformisé à 0 °C jusqu'à la fonte totale de la glace et la deuxième débute au moment où la température de l'eau commence à s'élever jusqu'à la valeur de 15 °C.

1<sup>ère</sup> phase : fusion de la glace

Au niveau de l'appareil nous avons une charge de 2 sachets de glace. Après quelques investigations au près de vendeurs de glace nous avons constaté que la masse moyenne des sachets de glace vendus dans le commerce à 50 F CFA était de 2 kg. C'est ainsi que nous avons dans notre appareil une charge totale de  $2 \times 2 \text{ kg} = 4 \text{ kg}$  de glace.

La quantité de chaleur nécessaire pour faire fondre cette masse de glace est de :

$$Q_f = m_g L_f \quad (18.A4)$$

Avec :

$m_g$  étant la masse totale de glace

$L_f$  la chaleur latente de fusion de la glace ( $L_f = 334 \text{ kJ/kg}$ )

On a ainsi

$$Q_f = 4 \times 334 \quad \Rightarrow \quad \underline{Q_f = 1336 \text{ kJ}}$$

2<sup>ème</sup> phase : élévation de la température de l'eau jusqu'à 15 °C

Au niveau du bac contenant le mélange (eau + glace) il a été prévu des trop pleins pour limiter le volume d'eau présent dans le bac et il s'élève à 9,7 litres. Nous aurons la chaleur sensible mise en jeu dans l'élévation de la température de 0 à 15 °C :

$$Q_{sens.} = m_e C_e (15 - 0) \quad (19.A4)$$

Avec :

$m_e$  masse d'eau dans le bac ( $m_e = 9,7$  kg)

$C_e$  chaleur massique de l'eau ( $C_e = 4,185$  kJ/kg)

(15 - 0) différence de température

En passant à l'application numérique on a :

$$Q_{sens.} = 9,7 \times 4,185 \times (15 - 0) \quad \Rightarrow \quad \underline{Q_{sens.} = 609 \text{ kJ}}$$

Donc la chaleur totale Q théoriquement reçue par l'eau pendant toute la durée de fonctionnement est de :

$$Q_{tot.} = Q_f + Q_{sens.} \quad \Rightarrow \quad Q_{tot.} = 1336 + 609 \quad (20.A4)$$

$$\text{donc} \quad Q_{tot.} = 1945 \text{ kJ}$$

#### A4 – 4 Estimation de la durée de la charge

La durée de la charge dépend du débit d'air qui traverse l'appareil, des conditions dans lesquelles cet air est admis dans l'appareil et de la qualité des échanges qui s'opèrent au niveau du bain d'eau glacée de l'appareil c'est ainsi que nous pouvons écrire que :

$$\dot{m}(h_{admission} - h_{refoulement}) = \frac{Q_{tot.}}{\Delta t} \quad (21.A4)$$

Avec :

$\dot{m}$  étant le débit traversant l'appareil en kg/s calculé plus haut, il est de 700 kg/h = 0,194 kg/s ;

$h_{admission}$  étant l'enthalpie de l'air à son admission dans l'appareil en kJ/kg, à 30 °C et 50 % d'humidité relative on a  $h_{admission} = 64,87$  kJ/kg ;

$h_{refoulement}$ , l'enthalpie de l'air soufflé dans la chambre par l'appareil en kJ/kg, à 18 % et 100 % d'humidité relative on a  $h_{refoulement} = 51$  kJ/kg ;

Q la quantité théorique totale de chaleur prise par la charge en kJ ;

$\Delta t_{(théorique)}$  la durée de la charge en seconde.

La formule 21.A4 nous donne l'expression de  $\Delta t$  :

$$\Delta t = \frac{Q}{\left( \dot{m}(h_{admission} - h_{refoulement}) \right)} \Rightarrow \Delta t = \frac{1945}{(0,194 \times (64,87 - 51))} \quad (22.A4)$$

donc  $\Delta t \approx 742$  secondes

$\Delta t \approx 13$  minutes

Notons que ce temps est celui nécessaire à l'appareil pour consommer la charge de glace, mais après cela l'ambiance sera maintenue dans le local par une circulation de l'air à l'aide du ventilateur.

#### A4 – 5 Estimation de la température effective de sortie de l'air de l'appareil

Nous savons que la quantité de chaleur échangée par convection entre l'air et la paroi froide du serpentin (équation 14.A4) s'écrit :

$$q(x) = 89,1 A_e [T_{air}(x) - T_{si}]$$

$q(x)$  quantité de chaleur échangée sur une longueur élémentaire  $dx$  où  $T_{air}$  est supposée constante ;

$h$  : coefficient de convection de la paroi interne avec l'air ;

$A_e$  : surface élémentaire d'échange entre l'air et la paroi interne ;

$T_{air}(x)$  : température de l'air dans le serpentin supposée constante sur une longueur élémentaire  $dx$  ;

$T_{si}$  : température de la paroi interne du serpentin qui est sensiblement égale à la température de l'eau du bain eau glace.

L'air entre au niveau d'un serpentin avec une température  $T_0$ , un débit  $\dot{m}$  et une enthalpie  $h_0$ , ainsi la puissance totale apportée par l'air chaud peut s'écrire :

$$E_0 = \dot{m}_s h_0 \quad (23.A4)$$

Au fur et à mesure que l'air parcourt le serpentín cette énergie  $E_0$  est diminuée sur chaque longueur élémentaire d'une quantité  $q(x)$ , ce qui provoquera une chute de température progressive de l'air. Etant donné que la température de l'air ne reste pas constante nous allons utiliser une méthode numérique pour déterminer sa température de sortie de l'appareil (voir figure 12.A4).

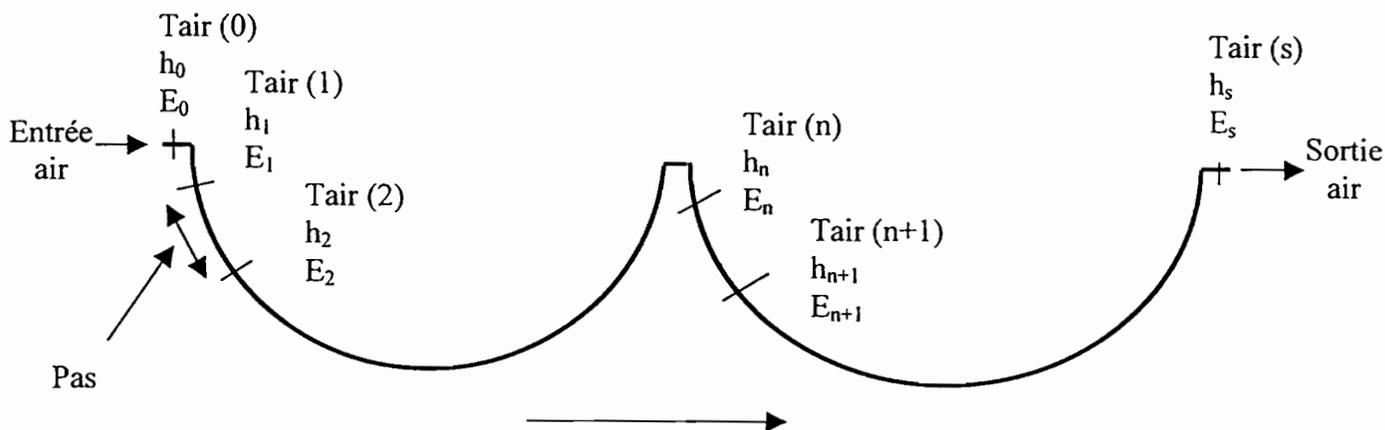


Figure 12.A4 : Evolution de la température de l'air dans un serpentín

Initialisation : à l'état initial nous avons les conditions de l'air qui sont connues, elles sont : température = 30 °C, humidité relative = 50 % et  $h_{admission} = 64,87$  kJ/kg, et le débit dans un serpentín est de 0,0085 kg/s.

Ce qui donne  $E_0 = 0,0085 \times 64,87 \Rightarrow E_0 = 0,551$  kW = 551 W

Etape 1 : l'énergie totale en 1 que l'on note  $E_1$  est obtenue en retranchant de l'énergie totale initiale  $E_0$  la quantité  $q(0)$ , qui est la quantité de chaleur cédée par l'air entre les points 1 et 2.

On a  $q(0) = 89,1 A_e [T_{air}(0) - T_{si}]$

$A_e$  dépend du diamètre du serpentín et du pas d'itération considéré c'est-à-dire de la distance qui sépare deux états consécutifs (n et n+1) par exemple la distance entre 1 et 2. Plus ce pas est petit plus le calcul est précis, nous avons considéré un pas égal à 20 mm.

Ainsi

$$Ae = \text{circonférence interne du serpentín} \times \text{pas} \quad (24.A4)$$

$$Ae = (\pi D) \times 0,02$$

$$Ae = \pi \times 0,03 \times 0,02 \quad \Rightarrow \quad Ae = 18,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

avec

$$T(0) = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{si} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

on a

$$q(0) = 89,1 \times 18,84 \cdot 10^{-4} \times (30 - 0) \quad \Rightarrow \quad q(0) = 5,04 \text{ W}$$

Nous avons ainsi  $E_1$  qui est égale à :

$$E_1 = E_0 - q(0) \quad (25.A4) \quad \Rightarrow \quad E_1 = 551 - 5,04$$

$$\Rightarrow \quad E_1 = 545,96 \text{ W}$$

Voyons maintenant l'enthalpie correspondant à cette énergie, nous avons :

$$E_1 = \dot{m}_s h_1 \quad (26.A4) \quad \Rightarrow \quad h_1 = \frac{E_1}{\dot{m}_s} \quad \Rightarrow \quad h_1 = \frac{545,96}{0,0085}$$

$$\Rightarrow \quad h_1 = 64,23 \text{ kJ/kg}$$

A partir de là nous pouvons lire sur les diagrammes psychométriques la température correspondante à cette enthalpie. Avec l'humidité qui est de 50 %. Elle est de :

$$T_{air}(1) = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Etape 2 : nous procédons de la même manière qu'à l'étape 1 pour déterminer la température  $T_{air}(2)$ .

Et ainsi de suite jusqu'à la sortie du serpentin pour obtenir la température de sortie de l'air. Le nombre d'itérations à effectuer dépend du pas pris et de la longueur du serpentin, c'est ainsi que nous avons :

$$\text{Pas} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Longueur} = 691 \text{ mm}$$

Nous avons ainsi le nombre d'itérations qui est de  $N = \frac{691}{20} \approx 35$  itérations

Le tableau 7.A4 suivant présente les itérations qui ont permis d'obtenir la température effective de sortie de l'air.

Ti (°C)	hi (en kJ/kg)	Qs × hi (en W)	q (x) (W)	h(i+1) (en J/kg)	T(i+1) (°C)
30	64,87	551,395	5,038486	64,27723691	29,8
29,8	64,2772	546,35651	5,004896	63,68842557	29,6
29,6	63,6884	541,35162	4,971306	63,10356598	29,4
29,4	63,1036	536,38031	4,937717	62,80356598	29,1
29,1	62,8036	533,83031	4,887332	62,00356598	28,8
28,8	62,0036	527,03031	4,836947	61,30356598	28,5
28,5	61,3036	521,08031	4,786562	60,30356598	28,2
28,2	60,3036	512,58031	4,736177	59,60356598	27,9
27,9	59,6036	506,63031	4,685792	58,80356598	27,6
27,6	58,8036	499,83031	4,635407	58,10356598	27,3
27,3	58,1036	493,88031	4,585023	57,40356598	27
27	57,4036	487,93031	4,534638	56,80356598	26,7
26,7	56,8036	482,83031	4,484253	56,00356598	26,4
26,4	56,0036	476,03031	4,433868	55,40356598	26,1
26,1	55,4036	470,93031	4,383483	54,80356598	25,8
25,8	54,8036	465,83031	4,333098	54,20356598	25,5
25,5	54,2036	460,73031	4,282713	53,60356598	25,2
25,2	53,6036	455,63031	4,232328	52,60356598	24,9
24,9	52,6036	447,13031	4,181944	51,80356598	24,6
24,6	51,8036	440,33031	4,131559	51,10356598	24,3
24,3	51,1036	434,38031	4,081174	50,40356598	24
24	50,4036	428,43031	4,030789	49,70356598	23,7
23,7	49,7036	422,48031	3,980404	48,90356598	23,4
23,4	48,9036	415,68031	3,930019	48,20356598	23,1
23,1	48,2036	409,73031	3,879634	47,40356598	23
23	47,4036	402,93031	3,862839	46,70356598	22,6
22,9	46,7036	396,98031	3,846045	45,70356598	22
22,6	45,7036	388,48031	3,79566	44,70356598	21,7
22,4	44,7036	379,98031	3,76207	44,10356598	21,2
22,3	44,1036	374,88031	3,745275	43,50356598	20,7
22,2	43,5036	369,78031	3,72848	42,90356598	20
22,1	42,9036	364,68031	3,711685	42,30356598	19,6
22	42,3036	359,58031	3,69489	41,70356598	<b>19,1</b>

Tableau 7.A4: Détermination de la température de sortie effective de l'air

Le tableau 7.A4 nous montre que l'air sort à une température de 19,1 °C, valeur qui est très proche des 18 °C pour lesquelles un débit de 700 kg/h doit être soufflé dans le local pour avoir l'ambiance désirée, raison pour laquelle le débit d'air à souffler sera maintenu à 700 kg/h.

## A4 – 6 Types de climatiseurs

Il existe une multitude de systèmes de climatisation qui diffèrent essentiellement par la puissance frigorifique, le principe de fonctionnement et les domaines d'application ainsi que les avantages et inconvénients que présente tel système par rapport à un autre.

Le choix du type de climatiseur dépend essentiellement de la destination du local, de son exposition, des apports qu'il subit et surtout de la manière dont ces apports sont répartis dans l'espace et dans le temps : si les locaux d'un ensemble sont, à ce point de vue, de nature nettement différentes les unes des autres, il peut être indispensable de les équiper d'installations de types différents : par exemple, dans le cas de bureaux répartis dans un building très large, les locaux du centre pourront être desservis par un système à deux gaines d'air, alors que les locaux situés en façade le seront par des conditionneurs individuels.

Il arrive également qu'on puisse utiliser dans plusieurs zones le même type d'installation, mais que les régulations automatiques adoptées pour chacune d'elles doivent être différentes, ou simplement indépendantes les unes des autres.

C'est finalement dans ce choix des types d'installation adaptées aux différentes zones que réside l'art de l'ingénieur en conditionnement d'air.

Les tableaux des pages suivantes donnent une idée sur les types de climatiseurs existant :

SYSTEMES	Plages de puissance	Avantages et inconvénients	Principe de fonctionnement	Domaines d'application
Climatiseur fenêtre	1,2 à 12 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vitesse de ventilation variable,</li> <li>- installation simple et rapide,</li> <li>- encombrement réduit,</li> <li>- frais d'investissement minimes</li> <li>- la température et l'humidité relative obtenues sont peu précises</li> </ul>	Il dispose d'un thermostat d'ambiance pour la régulation de la température. C'est un appareil à détente directe et à recyclage d'air avec une faible admission d'air neuf environ 10 %, il est placé à l'intérieur du local à climatiser.	Bureaux, salles de classes, magasins etc.
Armoire de climatisation	6 à 200 kW	Même avantages et inconvénients que pour le climatiseur fenêtre	Nous avons une régulation par thermostat sur la gaine de reprise. Possibilité de faire une régulation en échelon. Emplacement à l'intérieur comme à l'extérieur du local.	Magasins, bureaux, salles d'ordinateurs, supermarchés, petites salles de conférence.
Splits-système	6 à 200 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Possibilité d'ajuster la puissance frigorifique aux besoins réels,</li> <li>- difficulté d'obtenir une température et une humidité relative très précises,</li> <li>- frais d'installations supplémentaires dus aux tuyauteries de jonction.</li> </ul>	L'évaporateur est séparé du groupe de condensation et disposé dans le local à climatiser. Appareil à détente directe équipé d'un système de régulation par thermostat d'ambiance.	Les mêmes applications que les armoires de climatisation.

SYSTEMES	Plages de puissance	Avantages et inconvénients	Principe de fonctionnement	Domaines d'application
Centrales de traitement d'air	6,5 à 1500 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Système à débit d'air ou à puissance frigorifique très importante,</li> <li>- calcul des installations très simples,</li> <li>- frais d'investissement réduits,</li> <li>- frais d'exploitation important mais raisonnables,</li> <li>- il offre la possibilité d'un conditionnement d'air à 100 %.</li> </ul>	Appareil à détente directe ou à eau glacée. Son emplacement est à l'extérieur ou dans un local prévu à cet effet. Il peut être réalisé en caissons métalliques juxtaposés ou en maçonnerie. Il présente différents types de régulations : la température ambiante interne, humidité relative.	Amphithéâtres, théâtres, salles de conférence de toutes sortes, les grands magasins, les entrepôts, les immeubles, les centres de calcul sur ordinateur, etc.
Système de traitement à un conduit et à DAV	6,5 à 1500 kW	- Les frais d'exploitation sont très compétitifs et les frais d'investissement sont relativement faibles,	L'air est traité et envoyé à une température maintenue constante entre 10 et 15 °C et une humidité relative ente 35 et 50 % dans les locaux avec une seule gaine. C'est la chaleur dégagée par les occupants, les machines et l'ensoleillement qui permet de réguler la température et l'humidité. La régulation de la température interne se fait sur le débit d'air soufflé.	Construction composée de plusieurs locaux ou de zones soumises à des charges fluctuantes.

SYSTEMES	Plages de puissance	Avantages et inconvénients	Principe de fonctionnement	Domaines d'application
Systèmes à induction (éjecto-convecteur)	6 à 200 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Utilisation de gaines à section réduites où l'air se déplace à grande vitesse jusqu'à 25 m/s,</li> <li>- possibilité de disposer d'un échangeur à eau froide ou à eau chaude sur l'air du local avant induction,</li> <li>- possibilité d'un renouvellement d'air grâce à l'air primaire,</li> <li>- parfait contrôle de l'humidité relative,</li> <li>- régulation individuelle de la température,</li> <li>- Encombrement réduit,</li> <li>- frais d'investissement relativement élevé.</li> </ul>	<p>L'air neuf primaire est traité dans une centrale de traitement d'air puis envoyé dans un éjecto-convecteur placé dans le local à climatiser. L'air passe à grande vitesse à travers les buses et entraîne par induction l'air du local. Ils se mélangent et se diffusent dans tout le local. Possibilité d'un refroidissement ou d'un chauffage de l'air secondaire induit. La régulation sur l'air primaire se fait à point de rosée constant. La température de soufflage varie avec la température extérieure. La régulation du débit d'air secondaire se fait par volet, on peut même avoir une régulation du débit d'eau chaude ou froide qui passe à travers l'échangeur.</p>	Zones externes des immeubles (parkings etc.)

SYSTEMES	Plages de puissance	Avantages et inconvénients	Principe de fonctionnement	Domaines d'application
Systèmes multi zones à un seul conduit	6,5 à 1500 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Possibilité de réglage de température du local par zone,</li> <li>- frais d'exploitation plus faibles que pour les C.T.A.</li> <li>- réseau de gaine de soufflage et de reprise très encombrant et très cher,</li> <li>- humidité relative difficile à contrôler.</li> </ul>	<p>Il sont équipés de 2 batteries, d'une boîte de mélange avec volets air neuf et à air de reprise commandé par thermostat. La température de soufflage est obtenue par mélange d'air avec débit d'air de sortie mélangé toujours constant.</p>	Même domaine que pour les C.T.A.
Système à air total et à deux conduits	6,5 à 1500 kW	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Système très souple, il présente la possibilité de desservir autant de locaux qu'on désire et la nécessité de disposer de 2 gaines principales.</li> <li>- les mêmes que ceux des installations multi zones réalisées en mono gaine. Système très cher.</li> </ul>	<p>Le mélange d'air chaud et froid ne se fait pas dans la centrale mais dans une boîte à mélange disposée dans un local. Les locaux à desservir comportent une gaine d'arrivée d'air froid et une gaine d'arrivée d'air chaud. La régulation individuelle de température par local ou par zone se fait par</p>	Bâtiments avec plusieurs locaux ou zones avec des charges fluctuantes.

<b>SYSTEMES</b>	<b>Plages de puissance</b>	<b>Avantages et inconvénients</b>	<b>Principe de fonctionnement</b>	<b>Domaines d'application</b>
<p>Système à ventilo-convecteur</p>	<p>6 à 200 kW</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Frais d'investissement réduits,</li> <li>- calcul des installations simple,</li> <li>- nuisances sonores dues au ventilateur incorporé dans l'appareil.</li> </ul>	<p>mélange proportionnel.</p> <p>Possibilité de disposer d'un ventilo-convecteur par local alimenté en eau froide (glacée) en détente directe. Nous avons la possibilité d'avoir un apport d'air neuf. La régulation de la température est individuelle.</p>	<p>Les immeubles, les bureaux, les salles de classe, les hôtels etc.</p>

Tableau 8.A4 : Différents systèmes de climatisation existant

Deuxième partie

**B – PROPOSITION D'UN NOUVEAU  
SYSTEME DE CLIMATISATION**

## B1 - Schémas de l'installation

Nous présentons ci-dessous des schémas de l'appareil permettant une compréhension et un aperçu global du système proposé. Ces schémas sont suffisants à tout ingénieur ou technicien averti ou autre professionnel de pouvoir donner des critiques sur le principe de fonctionnement, les méthodes technologiques utilisées dans la conception et les parties à améliorer. Cependant, pour approfondir certains points, il sera nécessaire de consulter le document technique accompagnant ce présent rapport. Ce document donne des dessins de définition, des dessins de détails, des dessins d'ensemble ainsi que des dessins éclatés.

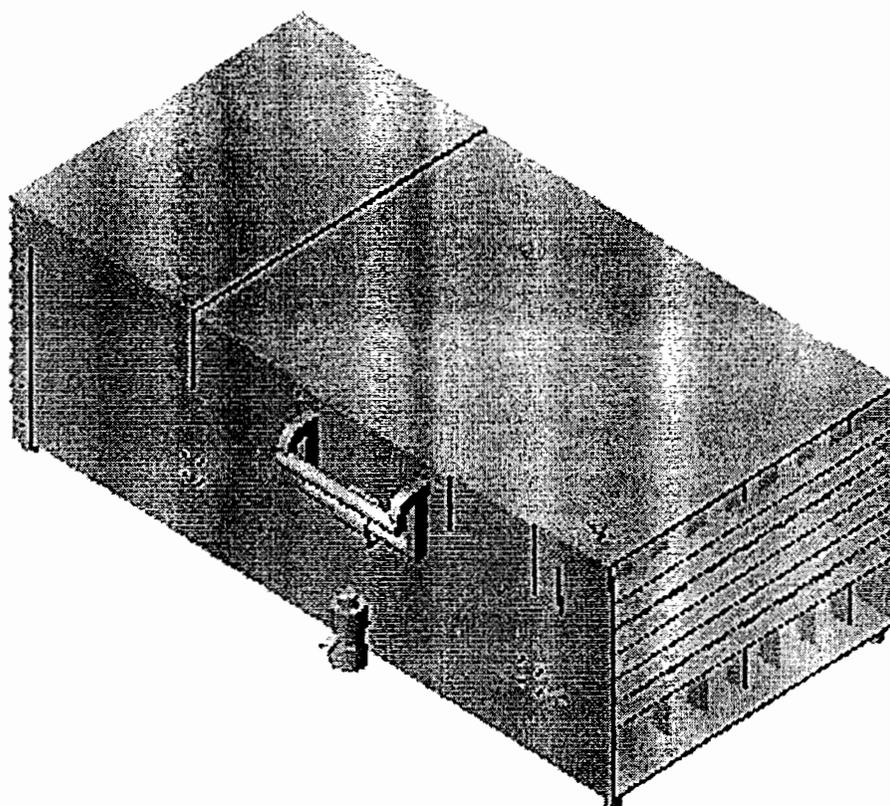


Figure 1.B1 : Dessin de l'appareil dans son ensemble

La figure 1.B1 montre le dessin de l'appareil dans son ensemble. Nous pouvons voir les carcasses extérieures, la portière (ainsi que ses poignées de manœuvre et de

verrouillage) et le robinet fontaine. Nous pouvons aussi voir les persiennes horizontales et verticales qui sont utilisées pour l'orientation du flux d'air dans le local à climatiser.

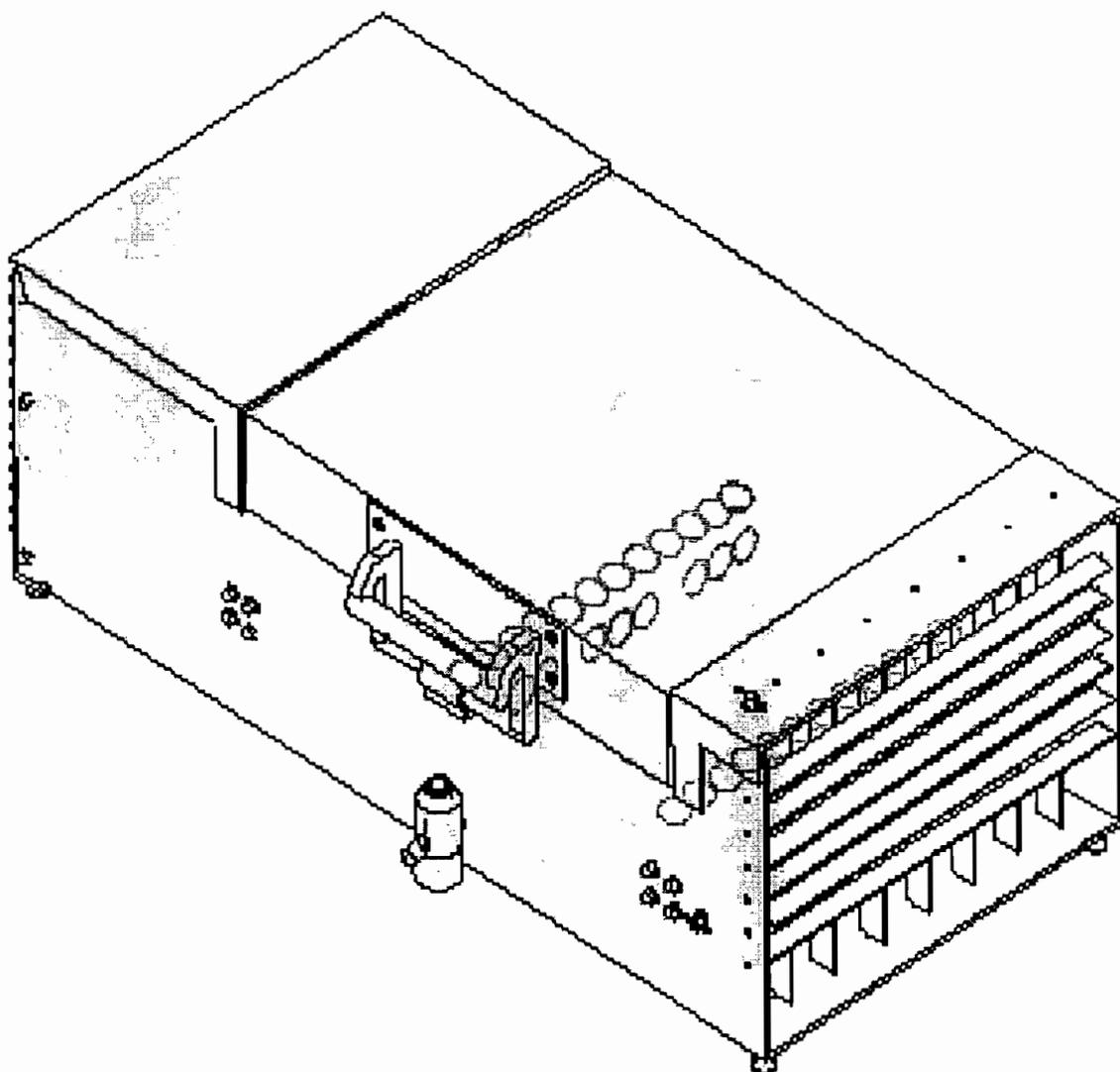


Figure 2.B1 : Dessin de l'appareil en traits d'esquisse

Le dessin ci-dessus donne, en trait d'esquisse et de trait caché, une vue de l'appareil en perspective. Nous pouvons donc entrevoir la disposition des serpentins et du bac à glace. Nous notons d'une part le mode de réglage des persiennes les pieds de positionnement de l'appareil à chaque coin de la carcasse principale.

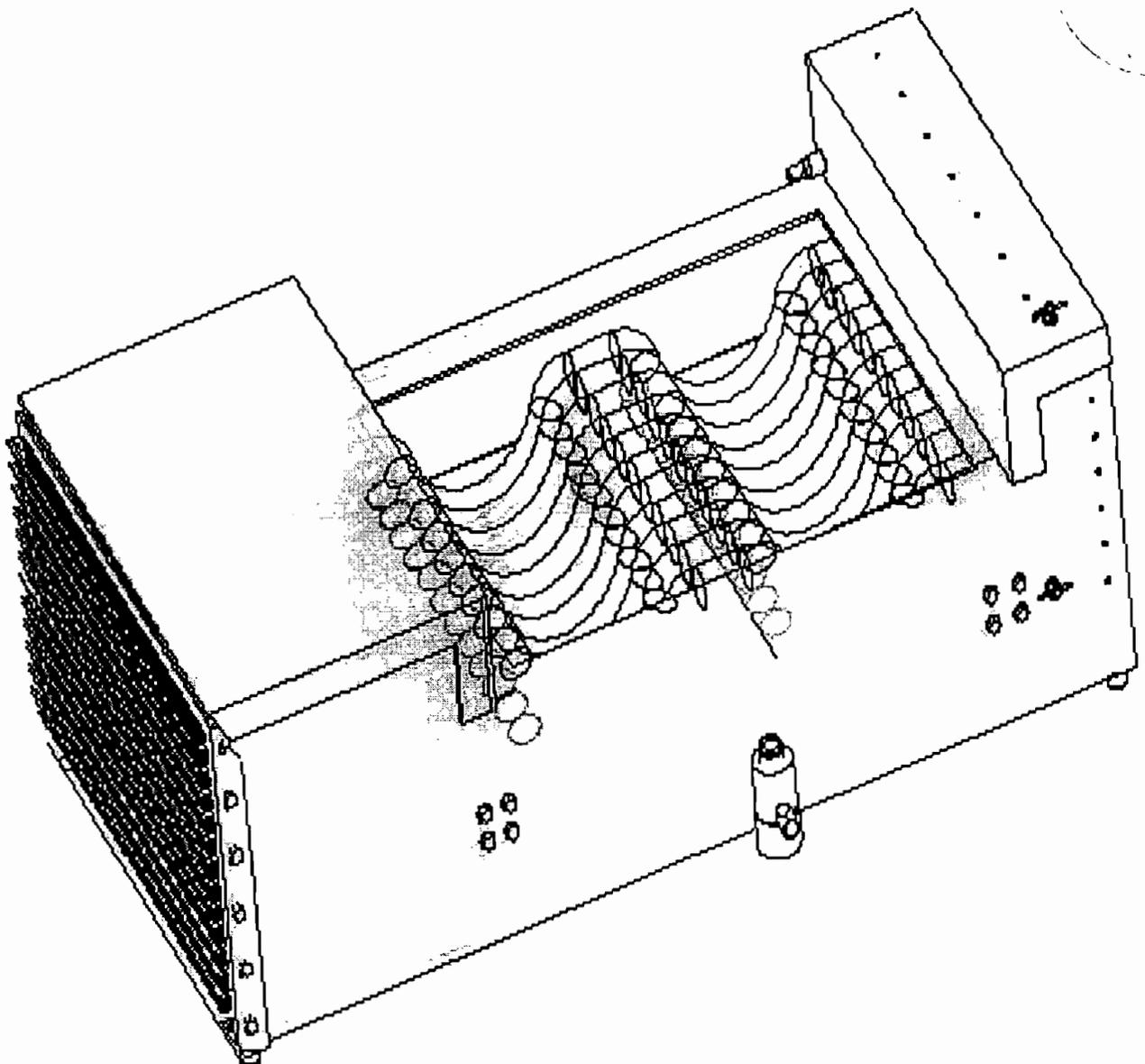


Figure 3.B1 : Dessin de détails des serpentins

Les serpentins, disposés en deux rangées, servent de canalisation au flux d'air. Ces mêmes serpentins sont reliés par un joint d'étanchéité qui minimise les pertes.

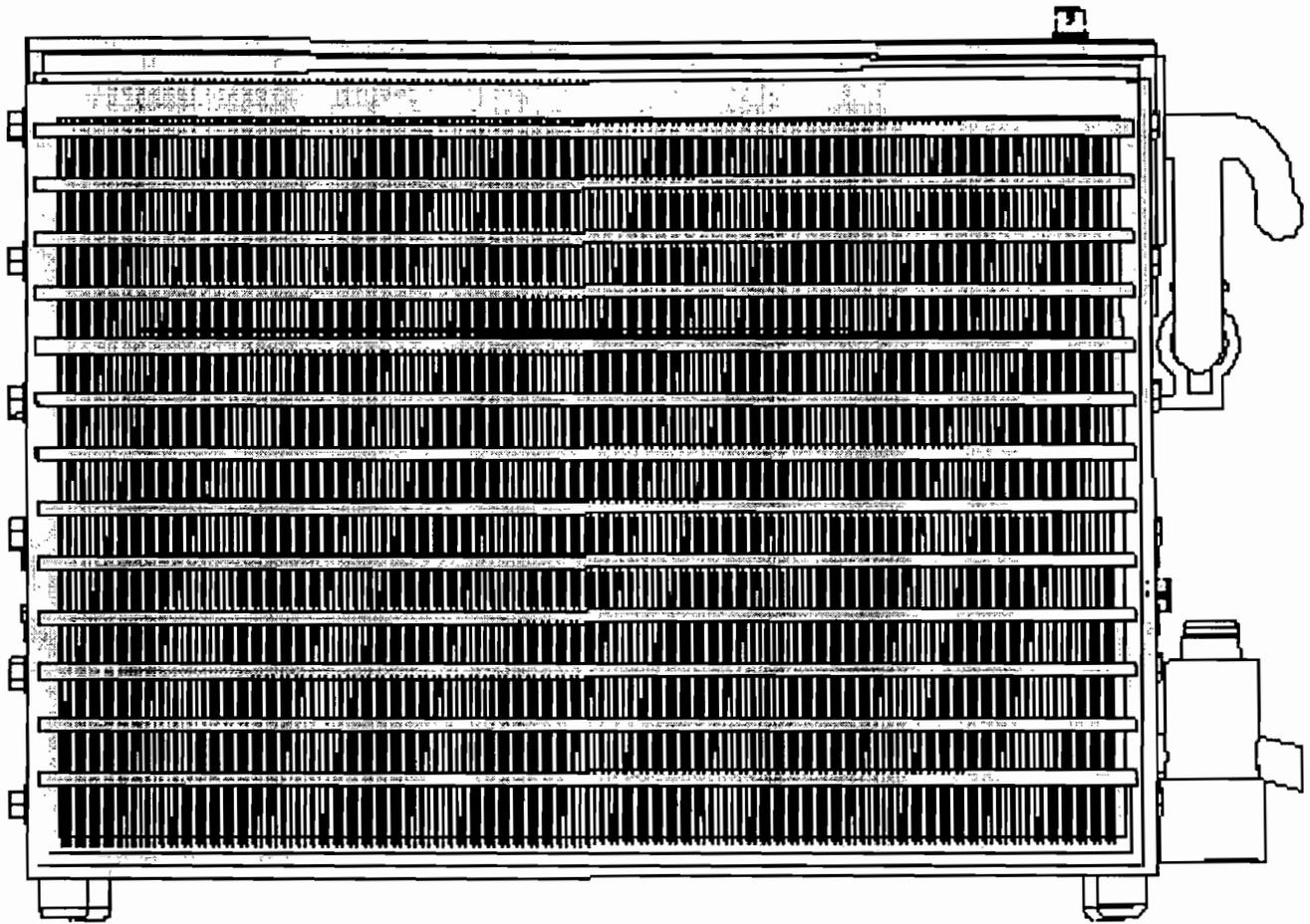


Figure 4.B1 : Dessin montrant le filtre et la carcasse arrière de l'appareil

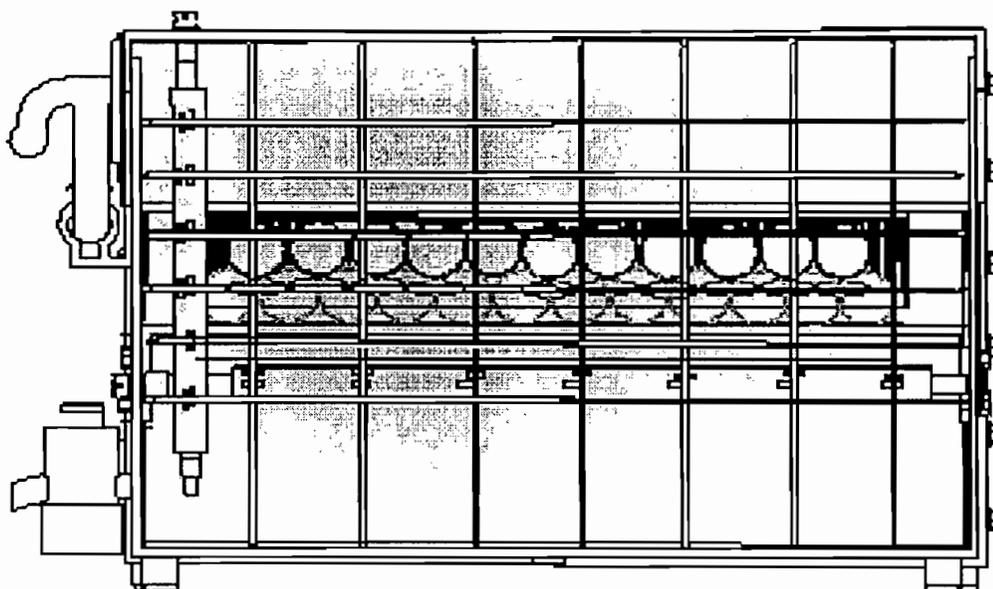


Figure 5.B1 : Dessin montrant les persiennes et leur mode de réglage

Ce dessin illustre clairement les persiennes et leur mode de réglage. L'épaulement effectué sur la tige de réglage (tige filetée) se loge sur la carcasse, arrêtant ainsi la tige en translation. Ce qui fait que si la tige se met en rotation, la partie taraudée liée à la tige se déplace en translation, permettant ainsi aux persiennes de se mouvoir de se mouvoir autour de leurs axes. Ce dispositif existe aussi bien verticalement que horizontalement. Ce dessin montre aussi le système de verrouillage. Il a été remarqué que dans les habitations, en général, on s'étonne que lorsque l'opérateur ferme le congélateur par exemple, la portière reste parfois ouverte ; ce qui occasionne beaucoup de pertes. Lors de la fermeture de cet appareil de seconde poignée (celle qui effectue le verrouillage en question) se loge entre les deux cylindres. Ainsi, nous sommes sûr que l'appareil est bien fermé.

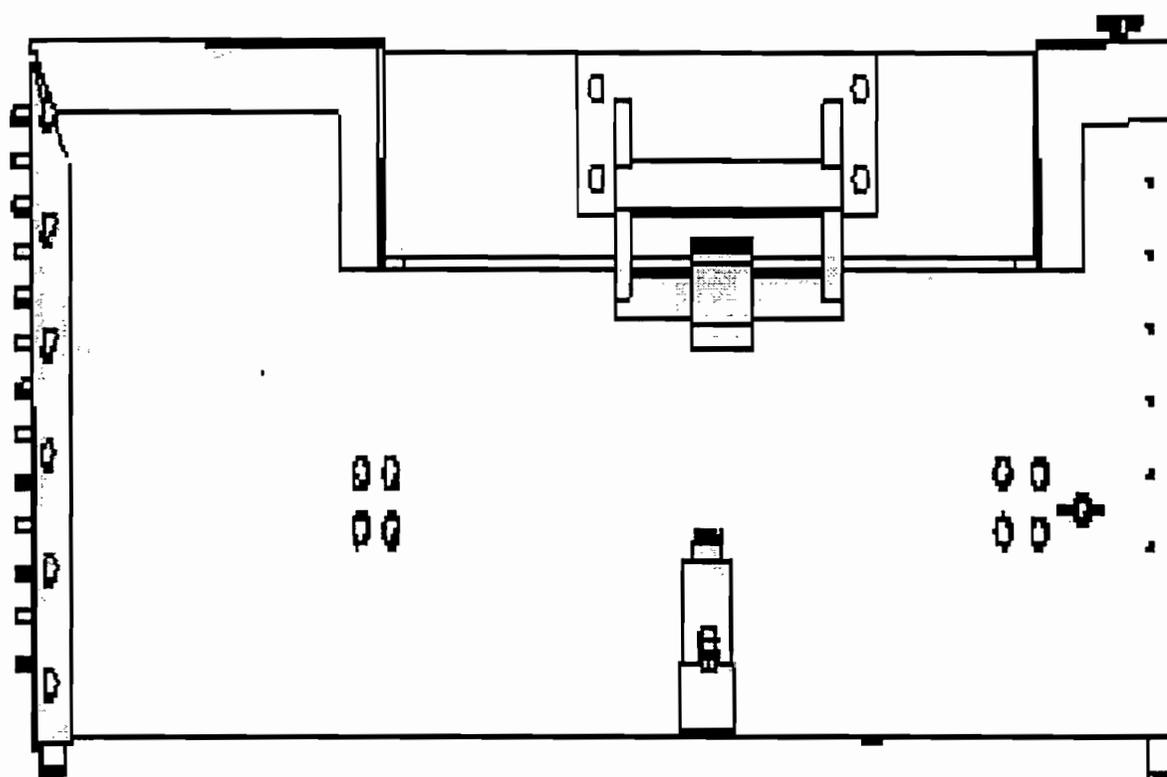


Figure 6.B1 : Dessin de face de l'appareil

### **B1 – 1 Principe général de fonctionnement**

L'appareil illustré par ces quelques vues (pour plus de détails, se référer au document technique) fonctionne selon le principe des échangeurs. De l'air filtré passe à travers le diffuseur qui canalise le flux d'air sur les serpentins. Du fait que ces serpentins sont reliés par un joint qui réduit les pertes et atténue les déperditions thermiques de la chambre froide. Les serpentins sont plongés dans un bac à eau glacé à deux compartiments (il est à rappeler que cette conception s'est appuyé sur deux charges c'est-à-dire deux morceaux de glace). L'air sort de l'autre coté à travers les persiennes. Le volume d'eau continue d'augmenter et à un certain niveau, l'eau (après avoir été filtré) se déverse sur la rampe pour être acheminer vers le robinet fontaine.

## **B2 – Conception et dimensionnement des composants de l'appareil**

Les principaux composants de l'appareil à dimensionner sont les serpentins et le ventilateur. Le dimensionnement des serpentins a été déjà effectué dans la partie climatisation artificielle. Le seul élément qu'il reste à dimensionner est le ventilateur.

### **B2 – 1 Dimensionnement du ventilateur**

Le dimensionnement du ventilateur consiste à déterminer les caractéristiques de fonctionnement adéquates et choisir dans les catalogues des constructeurs le ventilateur approprié.

#### Définition :

Les ventilateurs sont des turbomachines à roue cloisonnée qui transfèrent à l'air sous forme d'énergie aéraulique utile une partie de l'énergie mécanique qu'elles reçoivent.

Le choix des ventilateurs d'une installation de conditionnement d'air est très important, car la bonne marche de celle-ci repose en grande partie sur eux. Les principaux éléments qui conditionnent le dimensionnement d'un ventilateur sont :

- le débit d'air à souffler,
- les pertes de charges à vaincre au niveau des serpentins,
- le niveau sonore à ne pas dépasser,
- l'encombrement le poids des parties constitutives des appareils tels qu'ils puissent être installés à la place définitive, en tenant compte des accès au moment où ils le seront,
- conditions d'entretien et de démontage,
- robustesse et résistance à la corrosion.

#### Les différents types de ventilateurs :

Les ventilateurs se divisent en quatre types au point de vue du mode d'écoulement de l'air dans leur roue :

1° *Les ventilateurs à roues centrifuges* où le vecteur vitesse de l'air est sensiblement parallèle à l'axe de rotation dans l'ouïe d'aspiration puis sa direction s'infléchit dans la turbine pour se trouver finalement dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Le plus souvent l'air qui sort de la roue avec une vitesse absolue élevée est ralenti dans une volute en forme de colimaçon, qui rassemble tous les filets d'air s'échappant de la roue.

Les roues centrifuges peuvent également être montées dans des enveloppes de révolution : les filets d'air sortant de la roue s'infléchissent alors dans un coude torique et ressortent parallèlement à l'axe par un orifice ayant en général les mêmes dimensions que celui d'aspiration, ce qui peut présenter certains avantages au point de vue de l'implantation.

2° *Les ventilateurs à roue hélicoïdes* dans lesquels la vitesse absolue de l'air reste sensiblement parallèle à l'axe de rotation de l'hélice. Ces ventilateurs n'ont pas de volute mais une virole cylindrique de section constante, réduite à un simple pavillon ou même une couronne dans le cas des ventilateurs dits muraux. Lorsqu'ils sont établis pour donner une pression assez élevée (au-delà de 32 daPa par exemple pour un ventilateur de 10 000 m<sup>3</sup>/h), cette enveloppe comporte en général une aubage fixe, appelé inclineur s'il est placé en amont de la roue et redresseur s'il est en aval. Il existe également des ventilateurs à deux hélices contra-rotatives, l'hélice amont jouant le rôle d'inclineur pour la roue aval qui, réciproquement, joue le rôle de redresseur vis-à-vis de la roue amont. Les roues hélicoïdes peuvent parfois être montées dans des volutes, auquel cas l'air sort perpendiculairement à l'axe de rotation.

3° *Les ventilateurs à roue hélico-centrifuges* où le vecteur vitesse de l'air s'écarte encore un peu de la direction de l'axe de rotation à la sortie de la turbine : le complément d'infléchissement des filets d'air a lieu le plus souvent dans une volute

analogue à celle des ventilateurs centrifuges où il devient perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue. Une roue hélico-centrifuge peut être également montée dans une enveloppe cylindrique comportant alors un redresseur : le vecteur vitesse de l'air devient parallèle à l'axe de rotation.

4° *Les ventilateurs à roue centripète-centrifuge*, appelés souvent transversaux, où l'air entre perpendiculairement à l'axe de rotation à travers un secteur de la roue pour ressortir perpendiculairement à l'axe à travers un autre secteur : un telle roue, dont l'aubage est traversé deux fois par l'air et dont les ouies sont obturées, est en général placée dans une enveloppe dont la forme est voisine des trois quarts ou de la moitié d'une volute, le quart ou l'autre moitié servant à l'entrée de l'air sur toute sa longueur.

#### Caractéristiques principales des ventilateurs :

On peut également chercher à classer les ventilateurs d'après les pressions qu'ils donnent, appelées en général basses jusqu'à 72 daPa, moyennes de 73 à 360 daPa, hautes de 361 à 3000 daPa. En conditionnement d'air on utilise presque toujours des ventilateurs à faible pression, sauf dans des cas très spéciaux.

Cette limite de 360 daPa a été choisie pour fixer la pression à partir de laquelle on peut plus négliger dans le calcul des performances l'effet de la compressibilité sans commettre d'erreur appréciable.

Cette classification ne fait que départager des classes d'utilisation. L'indication de la seule pression ne permet pas en effet de présumer du type du ventilateur, il faut connaître en même temps le débit à fournir et la vitesse de rotation admissible.

Les variables relatives à un ventilateur sont les suivantes :

$p_a$  pression atmosphérique ;

$t$  température de l'air supposé sec ;

$\rho$  masse volumique de l'air en kilogramme par mètre cube ;

$q_v$  débit de l'air en mètre cube par seconde ;

$q_p$  débit de l'air en kilogramme par seconde ;

$p$  pression statique fournie par le ventilateur en décapascal ;

$p_d$  pression cinétique à la sortie du ventilateur en décapascal ;

$p_t = p + p_d$  pression totale fournie par le ventilateur en décapascal ;

$i_p = \frac{P}{p_t}$  indice de pression statique du ventilateur ;

$S_j$  section du refoulement du ventilateur en mètre carré ;

$V_j$  vitesse moyenne de l'air dans la section  $S_j$  soit  $\frac{q_u}{S_j}$  en mètre par seconde ;

$U$  vitesse périphérique de l'extrémité des pales de la roue en mètre par seconde ;

$d$  diamètre de l'orifice d'aspiration en mètre ;

$N$  vitesse de rotation en nombre de tours par minute ;

$P_a$  puissance absorbée au moyen de la roue en kilowatt ;

$g$  accélération de la pesanteur en  $m/s^2$

$O_e$  orifice équivalent au circuit pour le ventilateur en mètre carré ; qui est la section en  $m^2$  de l'orifice circulaire de coefficient de contraction  $C_q = 0,65$  (en mince paroi) qui offre au passage de l'air la même résistance que le réseau dans lequel souffle le ventilateur.

$P_u$  puissance effectivement utilisée à la mise en pression de l'air en kilowatt ;

$\eta$  rendement du ventilateur ;

t

$N_w$  niveau de puissance sonore émise par le ventilateur au-dessous de  $10^{-12}$  Watts, en décibels ;

$N_p$  niveau de pression sonore créé par le ventilateur en un point donné d'un local au-dessus de  $2 \cdot 10^{-5}$  pascal.

Les catalogues des constructeurs de ventilateurs sont le plus souvent établis pour une masse volumique  $\rho = 1,200$  kg/m correspondant à une température de 20 °C, une humidité de 65 % et une pression de 101 325 Pa suivant prescriptions de la norme NF X 10 200.

Notons qu'ils existent trois modes de représentation le plus souvent utilisés dans leurs catalogues : sur les trois le débit volume est porté en abscisse et la pression en ordonnée, en coordonnées rectangulaires, mais ils diffèrent par le mode de graduation de ces axes ce qui confère à chacun d'eux des propriétés particulières, indépendamment des unités choisies qui sont très diverses. Ces trois modes sont :

- *Graphiques linéaires* : l'échelle des débits et celle des pressions sont linéaires.
- *Graphiques semi-linéaires* : l'échelle des débits est linéaire et celle des pressions proportionnelle à leur racine carrée.
- *Graphiques logarithmiques* : l'échelle des débits et des pressions sont logarithmiques.

Dans le cadre de notre projet le débit d'air à souffler dans le local, calculé plus haut, s'élève à 700 kg/h ou 595 m<sup>3</sup>/h. Pour des soucis d'encombrement notre choix s'est porté sur les **ventilateurs hélicoïdes**.

## B2 – 1.1 Pertes de charges

Les pertes de charges dépendent de la vitesse de circulation de l'air de la section des serpentins de leur longueur et des singularités que présentent celles-ci. La figure 1.B2 suivante représente l'évolution de la pression au niveau d'un serpentin.

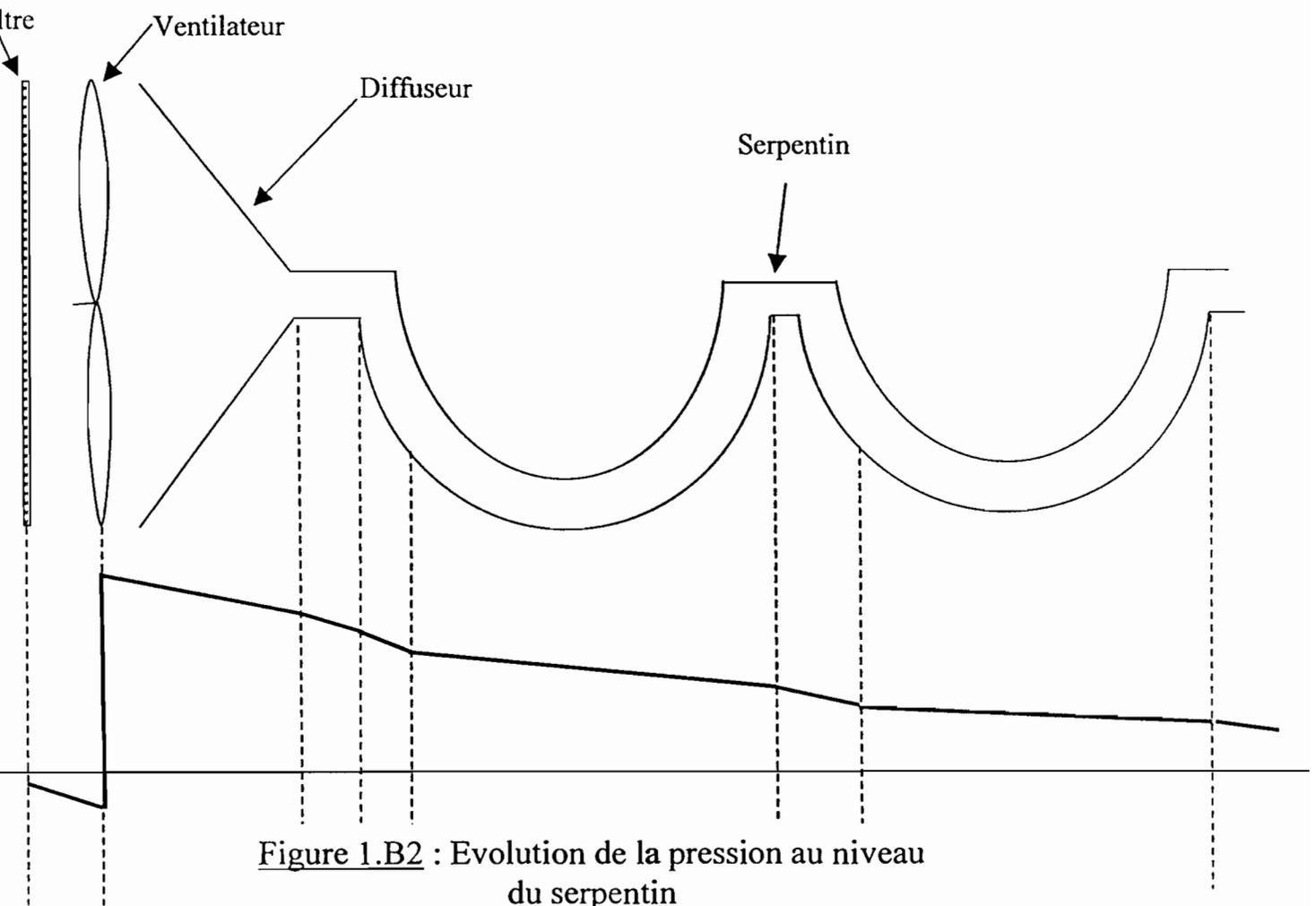


Figure 1.B2 : Evolution de la pression au niveau du serpentin

### Pertes de charges au niveau du diffuseur :

Les pertes de charges pour les diffuseurs étant définies pour les sections circulaires, nous allons déterminer les diamètres équivalents du diffuseur à sections rectangulaires de notre appareil.

Les dimensions du diffuseur sont :

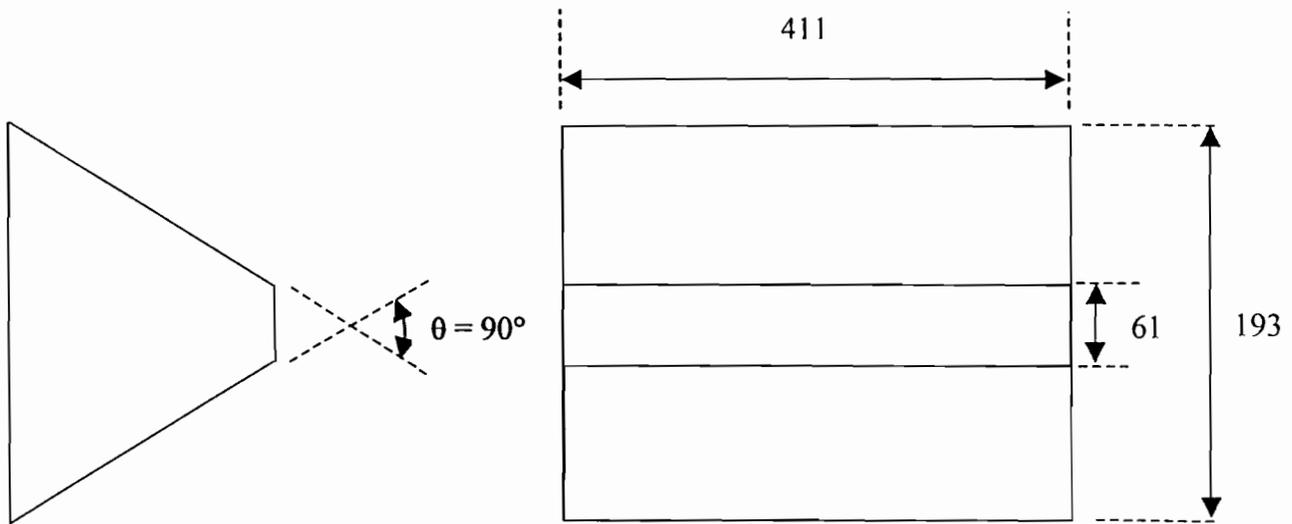


Figure 2.B2 : dimensions diffuseur

Sachant que :

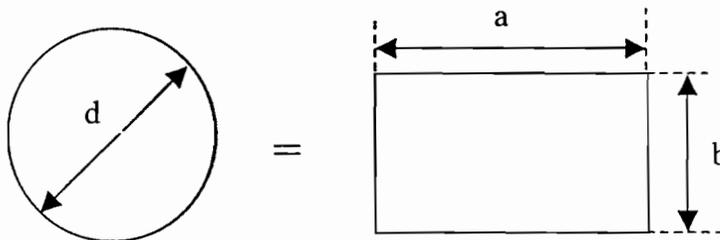


Figure 3.B2 : Equivalence entre section circulaire et rectangulaire

$$d = \frac{2ab}{a+b} \quad (1.B2)$$

Donc le diffuseur à sections circulaires équivalent au diffuseur de l'appareil aura les dimensions suivantes :

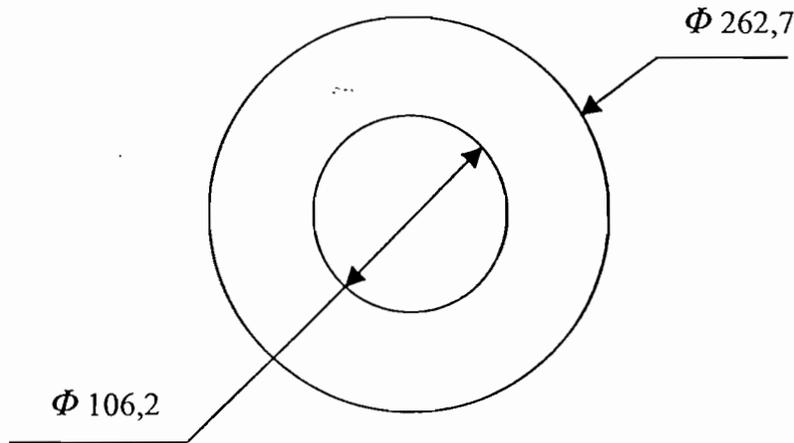


Figure 4.B2: diffuseur à section circulaire équivalent

La perte de charge est donnée par la formule :

$$\Delta p_{(\text{diffuseur})} = \zeta \frac{\rho}{2} V_m^2 \quad (2.B2)$$

Avec :

$\Delta p_{(\text{diffuseur})}$  perte de charge au niveau du diffuseur en Pa ;

$\zeta$  coefficient de perte de charge ;

$\rho$  masse volumique de l'air en  $\text{kg/m}^3$ ,  $\rho = 1,177 \text{ kg/m}^3$  ;

$V_m$  vitesse moyenne de l'air en m/s.

$\zeta$  est fonction de l'angle d'ouverture du diffuseur et du rapport de la section de sortie sur la section d'entrée du diffuseur, on a :

$$\theta = 90^\circ$$

$$\frac{S_s}{S_e} = \frac{D_s^2}{D_e^2} = 0,16 \quad (3.B2)$$

Les courbes de variation de  $\zeta$  en fonction de l'angle  $\theta$  et des rapports  $\frac{S_s}{S_e}$  (ces courbes n'ont pu être représenté pour raison de format voir [1]) indiquent :

$$\zeta = 0,7$$

$V_m$  est la moyenne entre la vitesse d'entrée et celle de sortie du diffuseur nous avons ainsi :

$$V_m = \frac{(V_s + V_e)}{2} \quad (4.B2)$$

Avec  $Q = 0,165 \text{ m}^3/\text{s}$  étant le débit traversant le diffuseur on a :

$$V_e = \frac{Q}{S_e} \quad (5.B2)$$

$$V_s = \frac{Q}{S_s} \quad (6.B2)$$

Ce qui donne :

- 6,57 m/s pour  $V_e$  ;
- 2,1 m/s pour  $V_s$  ;
- et 4,34 m/s pour  $V_m$ .

Nous avons finalement la perte de charge au niveau du diffuseur qui s'élève à :

$$\Delta p_{(\text{diffuseur})} = 0,7 \times \frac{1,177}{2} \times 4,34^2$$

$$\underline{\Delta p_{(\text{diffuseur})} = 7,76 \text{ Pa}}$$

Pertes de charges au niveau des changements de direction :

Les changements des directions au niveau des serpentins seront assimilés à des coudes à 90°. Elles s'élèvent au nombre de 4.

Les résistances locales dues aux coudes sont converties en longueurs fictives équivalentes.

Ainsi pour le diamètre nominal des serpentins qui est de 30 mm ou 1,18'' et l'angle du coude le tableau 1.B2 donne la longueur fictive correspondant aux coudes de l'appareil.

Nature de la résistance	Diamètre nominal du tube									
	1/2 "	1/4 "	1 "	1¼ "	1½ "	2 "	2½ "	3 "	4 "	5 "
<b>Coude grand rayon 90°</b>	0,15	0,18	0,24	0,33	0,46	0,61	0,76	0,91	1,22	1,52

Tableau 1.B2 : résistances locales converties en longueurs fictives (en m)

Chaque coude produit l'effet d'une longueur de tuyauterie égale à 0,33 m. On a donc la longueur totale équivalente des 4 coudes qui est de :

$$\Rightarrow L_{\text{eq}} = 1,32 \text{ m}$$

Cette longueur sera ajoutée aux longueurs des parties rectilignes.

Pertes de charges au niveau des parties immergées dans le bain :

Pour ne pas entrer dans des considérations trop complexes nous allons assimiler ces portions à des conduites rectilignes. La formule suivante donne l'expression de la perte de charges :

$$\Delta p_r = \lambda \frac{\rho l}{2d} V_m^2 \tag{7.B2}$$

Avec :

$\Delta p_r$  pertes de charge en Pa ;

$\lambda$  coefficient de perte de charge, fonction du nombre de Reynolds  $Re$  et de la rugosité absolue  $\varepsilon$  ;

$d$  diamètre de la conduite en m,  $d = 30$  mm ;

$l$  longueur de la conduite en m ;

$V_m$  vitesse moyenne en m/s,  $V_m = 10$  m/s ;

$\rho$  masse volumique en  $kg/m^3$ ,  $\rho = 1,177$   $kg/m^3$ .

Le diagramme de HARPE et NIKURADSE [1] donne les variations du coefficient  $\lambda$  en fonction de  $\text{Log } Re$  et de  $\frac{\varepsilon}{d}$ . Avec  $\varepsilon$  la rugosité absolue de la surface ;

Le nombre de Reynolds de l'écoulement a été calculé dans les chapitres précédents il est de  $Re = 19396$  ainsi :

$$\text{Log } Re = 9,87$$

Le tableau 2.B2 suivant donne les valeurs des rugosités absolues selon les matériaux :

**Valeurs des rugosités absolues en microns**

Verre.....	0,064	0,256
Laiton étiré, plomb, cuivre.....	0,064	0,32
Ciment fin.....	2,4	4,8
Ciment grossier.....	6,4	12,8
Caoutchouc ordinaire.....	2	4
Caoutchouc grossier.....	4,8	9,6
Tubes à gaz en fer.....	6,4	16
Tuyaux asphaltés en tôle ou fonte.....	9,5	19
Fonte neuve.....	32	64
Fonte service.....	80	160
Tuyaux en tôle rivée Bois bien raboté .....	8	16
Bois ordinaire.....	16	32
Bois planches rugueuses.....	64	128
Maçonnerie, briques bien exécutées.....	64	128
Maçonneries ordinaires.....	96	192
Maçonnerie moellons.....	640	1280
Parois en terre et en gravier.....	3200	6400

Tableau 2.B2 : Rugosités de quelques matériaux

Les serpentins étant en cuivre nous considérerons les conditions les plus défavorables en prenant la rugosité la plus grande c'est-à-dire 0,32.

En calculant le rapport  $\frac{\varepsilon}{d}$  on a :

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,32 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^{-3}} = 10^{-5}$$

Cette très faible valeur nous mène à considérer que les tubes sont des tuyaux lisses, nous avons ainsi :

$$\lambda = 0,008$$

La longueur l est la somme des longueurs supposées rectiligne et celle des longueurs équivalentes des singularités nous avons :

$$l = L_{\text{éq}} (4\text{coudes}) + \text{longueur portions immergées} + \text{longueurs rectilignes}$$

$$l = 1,32 + 0,691 + (0,070 + 0,050 + 0,070) \quad \Rightarrow \quad l = 2,2 \text{ m}$$

En revenant à l'équation de la perte de charge nous aurons :

$$\Delta p_r = 0,008 \times \frac{1,177 \times 2,2}{2 \times 0,03} \times 10^2 \quad \Rightarrow \quad \underline{\Delta p_r = 34,53 \text{ Pa}}$$

#### Pertes de charge au niveau du filtre

Le filtre constitue une résistance, il cause donc des pertes de charge mais celles-ci sont faibles. Toutefois nous en tiendrons compte par une majoration de 2% sur la valeur totale calculée des pertes de charge.

#### Pertes de charge totales

Elle s'obtient en faisant la somme de toutes les pertes de charges, nous avons ainsi :

$$\Delta p = \Delta p_{(\text{diffuseur})} + \Delta p_r$$

$$\Delta p = 7,76 + 34,53 \quad \Rightarrow \quad \Delta p = 42,3 \text{ Pa}$$

Avec une majoration de 2% pour tenir compte des pertes de charge causées par le filtre nous avons :

$$\Delta p_{\text{total}} = 42,3 + 0,02 \times 42,3$$

$$\Delta p_{\text{total}} = 43,15 \text{ Pa}$$

Donc le ventilateur que nous allons choisir pour notre appareil devra avoir une pression totale  $p_t$  qui permette de vaincre cette perte de charge. Pour cela la pression totale de l'appareil sera la valeur de ces pertes de charge majorée de 15%. Nous avons ainsi :

$$p_t = 1,15 \times 43,15$$

=>

$$p_t = 50 \text{ Pa} = 5 \text{ daPa}$$

Avec cette pression totale du ventilateur son débit nous déduisons la puissance de ce ventilateur.

### B2 – 1.2 Puissance

Nous avons la puissance absorbée  $Pa$  qui est la puissance appliquée sur l'arbre et la puissance utile  $Pu$  qui est la puissance théoriquement nécessaire pour porter à la pression  $p_t$  le débit d'air  $q_v$ . La puissance utile est donnée par la relation :

$$Pu = q_v p_t \quad (8.B2)$$

Où

$Pu$  est la puissance utile en W ;

$q_v$  le débit volumique d'air en  $\text{m}^3/\text{s}$  ;

$p_t$  la pression totale du ventilateur en Pa.

Avec les données suivantes pour le ventilateur :

$$q_v = 595 \text{ m}^3/\text{h} = 0,17 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$p_t = 50 \text{ Pa}.$$

Nous avons :

$$P_u = 0,17 \times 50 \quad \Rightarrow \quad P_u = 8,5 \text{ W}$$

Nous laisserons tout de même une marge de sécurité par une majoration de 15 % sur cette valeur, nous aurons donc pour la puissance utile :

$$P_u = 1,15 \times 8,5 \quad \Rightarrow \quad P_u = 10 \text{ W}$$

Rappelons que la puissance utile est liée la puissance apparente par la relation :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (9.B2)$$

Où

$\eta$  est le rendement du ventilateur que l'on aura choisi.

### B2 – 1.3 Niveau de puissance sonore

Le bruit étant un élément important dans le confort des personnes il est primordiale de pouvoir apprécier quelle sera l'intensité du bruit que produira la ventilateur pour cela nous définissons :

Le niveau de puissance sonore  $N_w$  qui s'exprime par la relation

$$N_w = 10 \log \frac{P_w}{10^{-12}} \quad (10.B2)$$

Où

$N_w$  est en décibels,

$P_w$  la puissance sonore émise par le ventilateur en watts dans toutes les directions.

Le niveau sonore maximal que nous avons considéré pour le ventilateur à installer est de **50 décibels**, qui correspond à un bruit courant et pour lequel la conversation se fait à voix normale (voir tableau N°1 annexes).

## B2 – 1.4 Mode d'entraînement du ventilateur

Le ventilateur sera entraîné par moteur électrique à courant alternatif. Au Sénégal c'est le courant triphasé 50 périodes qui est le plus répandu : il permet l'obtention de vitesses de rotation voisines de 3000, 1500, 1000, 750, 600 tr/min etc. suivant que les moteurs ont 1, 2, 3, 4, 5 paires de pôles.

Les moteurs fonctionnant sur courant triphasé sont en général du type asynchrone et sont extrêmement simples et robustes. Par contre ils perdent leur simplicité dès qu'on veut obtenir un réglage continu de la vitesse. C'est ainsi que le choix du moteur est porté sur un moteur asynchrone.

En définitive nous devons choisir dans un catalogue de constructeur de ventilateurs, un ventilateur dont les caractéristiques de fonctionnement avoisinent les valeurs suivantes :

Température de l'air.....	<b>t = 30 °C</b>
Pression atmosphérique.....	<b>Pa = 101 325 Pa</b>
Débit volumique.....	<b>q<sub>v</sub> = 595 m<sup>3</sup>/h</b>
Pression totale.....	<b>p<sub>t</sub> = 5 daPa</b>
Vitesse de rotation.....	<b>N = 1000 tr/min</b>
Puissance utile.....	<b>P<sub>u</sub> = 10 W</b>
Rendement.....	<b>η &gt; 75 %</b>
Niveau de puissance sonore.....	<b>N<sub>w</sub> = 50 dB</b>

En consultant des constructeurs tels que VITEK, SAMSUNG, EVERNAL, on peut avoir un ventilateur répondant à ces critères.

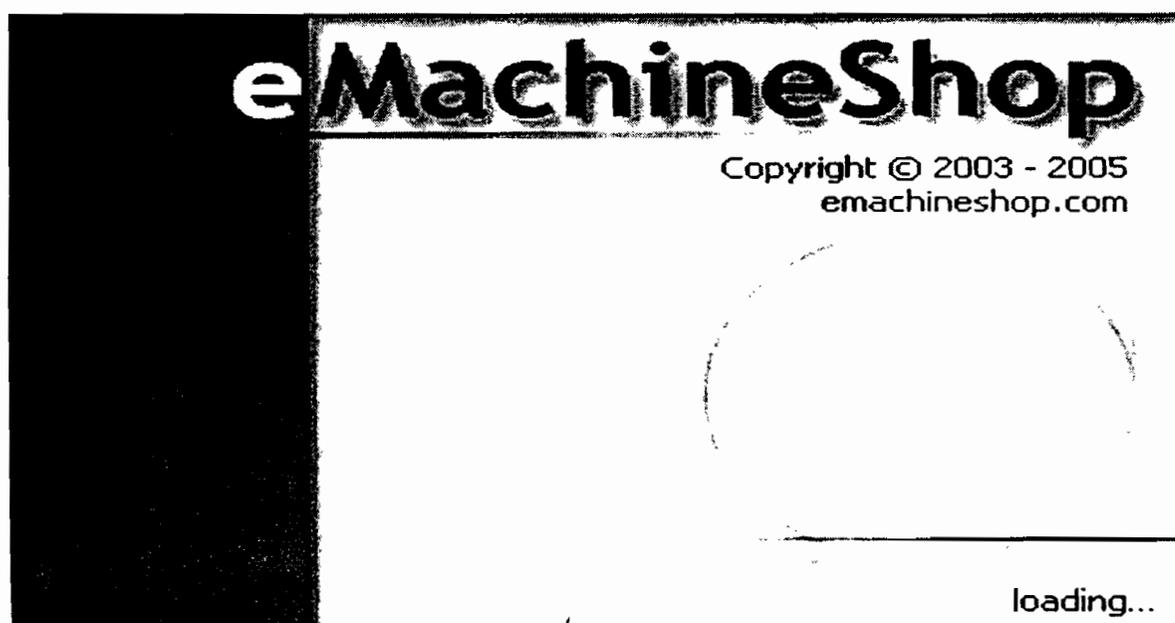
## B3 – Etude de fabrication de l'appareil

La réalisation de l'appareil ne s'appesantira pas sur les pièces standards, c'est-à-dire celles ne nécessitant aucune conception. Tout de même, nous donnerons une désignation complète en vue d'un choix facile.

Nous noterons l'utilisation d'un logiciel très pratique en ce qui concerne la conception, la fabrication, le contrôle de pièces mécaniques.

### B3 – 1 Présentation du logiciel : *emachineshop*

*Emachineshop* est un logiciel en ligne sur le net. Il comporte une aire de dessin. Cependant des dessins de conception peuvent être importés d'autres logiciels comme SolidWorks. Cet outil présente une liste de machine outils, de matériaux, de processus de fabrication, de précaution à prendre pour chaque type de fabrication. De plus, il est capable de vous dire si tel matériau est compatible avec telle utilisation ou telle processus de fabrication. Des coûts sont présentés à la suite de l'analyse pour une commande éventuelle de la pièce en question par le biais du net. Il serait fastidieux de donner ici une description totale de ce logiciel. Il faudra consulter le site [www.emachineshop.com](http://www.emachineshop.com) pour s'imprégner de cet outil. Son utilisation nous a beaucoup aidé et nous donnons ci-dessous l'interface d'accueil de ce puissant logiciel.



Pièces	Matériaux	Machine outil / Désignation	Observations	Rôle
Vis	Classe 8.8	Vis H, M12 – 20, 8.8	Des rondelles d'appui seront utilisées lors de la fixation.	Assurer l'assemblage des carcasses.
Vis	Classe 8.8	Vis H, M8 – 16, 8.8	Des rondelles d'appui seront utilisées lors de la fixation.	Assurer la fixation tôle soutien et carcasse, diffuseur et soutien.
Vis	Classe 8.8	Vis CHC, 12 – 20, 8.8	Ces vis présentent des avantages tels que : la sécurité, l'esthétique, un mode d'entraînement de faible encombrement.	Vis de vidange pour évacuation de l'eau.
Ecrous	Classe 8.8	H, M12, 8.8 H, M8, 8.8	-	-
Coussinet	Bronze	Tour parallèle (ou à commande numérique) ; Perceuse à colonne.	Outil couteau ; outil à gorger ; outil à charioter et dresser ; Foret à queue cylindrique.	Support de la tige de réglage des persiennes horizontales et verticales.
Tige de réglage des persiennes	Acier non allié C 22 (grâce sa teneur en carbone favorable, cet acier se prête extrêmement bien à une production sur des tours	Tour parallèle ou à commande numérique ; Perceuse à colonne.	Utilisation des outils en acier rapide supérieur (à défaut d'un outil au carbure métallique). Outils prévus : l'outil coudé, l'outil à dresser, l'outil à charioter ainsi que l'outil à gorger ; Foret à queue cylindrique. Avance de l'ordre de 0.15 avec des vitesses de coupe modérées.	Réglage de la position des persiennes pour l'orientation du flux d'air dans le local à climatiser.

	utilisés fréquemment pour certaines pièces comme vis, écrous, axes, éléments de cylindre).			
Carcasses supérieures	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Plieuse universelle	Le réglage de la plieuse s'effectue en modifiant la position du tablier plieur et de la table de la machine par rapport à l'axe de rotation. L'utilisation des butées sera intéressante lors d'un travail en série. Prendre garde à la capacité de la machine, à son réglage en fonction de l'épaisseur à plier et à la préparation de la pièce. La pièce sera pliée à 90° suivant le dessin de définition qui a été fourni.	Couvrir la partie supérieure.
Carcasse principale	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Plieuse universelle ; Perceuse à colonne (montage d'usinage possible pour les petites et moyennes séries) ; Tronçonneuse ; Poste de Soudage à l'arc électrique.	Forets à queue cylindrique permettant d'obtenir des cotes directs. Le poste de soudage permet l'amorçage, l'alimentation, la stabilisation et le réglage d'un arc dans de bonnes conditions. L'intensité est réglée suivant la formule : $I = 50 (\varnothing - 1)$ $\varnothing$ : diamètre de l'électrode à utiliser ; $I$ : Intensité à régler sur le poste de soudage. Nous prendrons garde toutefois à la grande fragilité de l'électrode. Prévoir un pointage avant	Enveloppe protecteur et support des différents accessoires.

			<p>le soudage (pour maintien en position des tôles pendant le soudage). Les méthodes de soudage modernes prévoit des procédés automatiques et semi automatiques (petite et moyenne série).</p> <p>L'opération de pliage décrite ci-dessus est aussi préconisée pour cette pièce. La partie plaque support portière sera obtenue par soudage à l'arc électrique. A l'aide d'un courant électrique fourni par un poste de soudage un arc électrique jaillit entre l'électrode (métal d'apport) et la pièce. Respecter les mesures de sécurité (masque, gants, tablier etc.). Nettoyer les soudures : à chaque arrêt : piquer, éliminer les inclusions de laitier et broser la soudure, faire disparaître au burin les projections de métal fondu.</p>	
Diffuseur	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Tronçonneuse ; Fraiseuse ; Poste de Soudage à l'arc électrique.	<p>Pour un travail en petite et moyenne série, utiliser les butées de la tronçonneuse.</p> <p>Il est à préciser que la rainure d'étanchéité se fera au fraisage et qu'elle précède l'opération de soudage. Celle-ci est similaire à celle décrite plus haut.</p> <p>Utiliser un montage d'usinage pour respecter les cotes et particulièrement les angles données dans le dessin de définition.</p>	Centrer le flux d'air sur les deux rangées de serpentins.
Tôle de soutien bac à	Acier d'usage général E 24	Plieuse universelle ;	Forets à queue cylindrique permettant d'obtenir des cotes directs suivant spécifications du dessin	Ces tôles (au nombre de deux) soutiennent le

glaces.	(bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Perceuse à colonne.	de définition fourni. Le réglage concernera la première tôle à fabriquer, mais la seconde se servira des butées.	bac à glace.
Filter à air	Les dimensions qui ont été données (voir dessin de définition) pour le filtre ne le sont qu'à titre indicatif (pour permettre un choix correct sur le marché). Nous reviendrons plus loin sur les caractéristiques du filtre qui a été choisi.			
Carcasse arrière	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Plieuse universelle ; Perceuse à colonne.	Forets à queue cylindrique permettant d'obtenir des cotes directs suivant les spécifications du dessin de définition fourni. L'opération de soudage est similaire à celle décrite plus haut. Utiliser le dessin de définition de la pièce.	Le grillage sert à la protection du filtre à air et de l'installation.
Bac à glace	Acier inoxydable : Z2 CN 18 – 10 (cet acier convient aux constructions soudées résistant à la corrosion et n'exigent pas de traitement spécial. Généralement, après soudage il se crée une corrosion	Fraiseuse ; Cintreuse (type planeur à deux rouleaux, à trois rouleaux, à quatre rouleaux ou à rouleaux asymétriques) ; Tronçonneuse ; Poste de soudage.	Utilisation d'une fraise deux tailles ; L'opération de soudage est analogue à celle décrite plus haut.	Support de la charge (glace fondante).

	<p>intergranulaire des régions soudées. Mais cet acier y résiste bien.</p>			
<p>Isolation thermique</p>	<p>L'isolation thermique sera en polystyrène. Ce choix est le fruit d'un compromis entre le coût et la qualité de l'isolation. En général les épaisseurs sont calculées en fonction d'une déperdition maximum admise sous forme d'un coefficient de transmission K imposé. Nous présenterons ici la méthode simple exposée par le professeur P. Clément (« Revue générale du froid » mai 1964) et considérant un coefficient de conductivité pratique pour le liège. L'épaisseur en cm d'une isolation en liège doit être égale à la moitié de la différence de température en degrés centigrade. Si on emploie d'autres matériaux, il suffit de moduler le résultat proportionnellement au <math>\lambda</math> de l'isolant retenu par rapport à celui du liège. Cette règle a l'avantage d'être simple et de donner des résultats raisonnables. En appliquant cette méthode, on a  <math>T_i = 10^\circ\text{C}</math> et <math>T_e = 30^\circ\text{C}</math>  <math>\Rightarrow \Delta\theta = 20</math>  <math>\Rightarrow</math> Epaisseur liège = 10 cm  <math>\Rightarrow</math> Epaisseur polystyrène = <math>0,7 \times 10 = 7</math> cm                      0,7 : coefficient de modulation = rapport approximatif des coefficients de conductivités.   <math>\Rightarrow</math> Polystyrène de 7 cm d'épaisseur suivant contour donné par le dessin de définition.</p>			<p>Atténuer fortement les déperditions thermiques de l'appareil.</p>
<p>Robinet fontaine</p>	<p>Ce dispositif met les orifices en communication lors d'une pression sur le poussoir. Après le ressort ramène le poussoir à sa position initiale. Les dimensions du dispositif sont présentées pour permettre un choix judicieux sur le marché (car la fabrication d'un tel dispositif est bien possible mais engendrerait un outillage dont nous ne disposons pas et naturellement des coûts plus importants).</p>			

Portière	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage).	Tronçonneuse ; Cintreuse ; Poste de soudage.	Le réglage se fera suivant la formule donnée ci haut. Ne pas oublier d'insérer l'isolation avant l'opération de soudage. Le joint d'étanchéité sera fixé par la suite.	Obturation et étanchéité.
Ventilateur et Support	Le dimensionnement du ventilateur a été exposé plus haut. Les supports sont des tôles en acier non allié C 22. Après une opération de perçage, l'assemblage est obtenu par soudage à l'arc électrique (comme décrite ci haut) suivant le dessin de définition établi.			
Verrouillage	Tôle en acier d'usage général E24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le soudage); Barreau en acier non allié C 22.	Perceuse à colonne ; Pliieuse universelle ; Poste de soudage.	Foret à queue cylindrique ; Opération de soudage similaire à celle décrite ci haut.	Assurer la fermeture de l'appareil.
Persiennes	Acier d'usage général E 24 (bon pliage à froid et ne nécessite pas de préparation spéciale pour le	Tronçonneuse ; Tour parallèle ; Perceuse ; Poste de soudage.	Outil à charioter ; Foret à queue cylindrique ; Opération de soudage comme décrite ci haut. Un support d'entraînement monté sur les mors est nécessaire pour le tournage.	Permettre l'orientation du flux d'air à la sortie.

	soudage).		L'opération de soudage est un peu délicate à cause de la petite bague ; il est préférable d'utiliser un montage.	
Gonds pour portière	Acier non allié C 22.	Tour parallèle (ou à commande numérique).	Outil couteau. Des butées pourront être utilisées lors d'un travail en série.	
Serpentins	Cuivre.	Tronçonneuse ; Presse plieuse.	Réglage décrit plus haut.	Canalise le flux d'air du ventilateur, en passant par le bain d'eau pour aller vers les persiennes d'orientation.

Tableau 1.B3 : Procédés de fabrication

## B4 - Etude économique

L'étude économique de cet appareil s'articulera sur, essentiellement, deux points qui sont :

- Le coût de réalisation ;
- Le coût d'exploitation.

### B4 – 1 Le coût de fabrication

Ce coût englobe :

- le coût de matière première de l'ensemble des pièces ;
- le coût de fabrication (main d'œuvre).

Le coût de matière première et des autres éléments accessoires est listé ci-dessous :

Matières premières	Pièces concernées	Quantité	Prix unitaire (F CFA)	Prix total (F CFA)
-	Filtre	1	10 000	10 000
Tôle en acier d'usage général E 24 épaisseur : 1 mm	Toutes les carcasses, diffuseur, poignée, persiennes, support bac à glace, portière.	4 tôles 1000 x 2000	9495	37 980
Tube en cuivre Ø 32 x 30	Serpentins	$L_{\text{unitaire}} = 800$ (23 serpentins)	5 000	92 000
Polystyrène	Isolation	2 Plaques de 720 x 720 x 70	11 000 le m <sup>2</sup>	11 000
Tube en cuivre Ø 14 x 12	Tuyauterie bac à glace	L = 460	3 000 / m	3 000
-	Robinet fontaine	1	1 000	1 000
Tôles en acier inoxydable épaisseur : 1	Bac à glace	2 tôles de 1000 x 500 x 1	55 905	55 905
-	Ventilateur	1	8 000	8 000
-	Joint torique d = 12 ; ép. = 1,5	2	200	400
Liège armé (une feuille d'aluminium collée entre deux feuilles de liège aggloméré).	Deux joints pour diffuseur	1 Plaque de 1000 x 500 x 2	12 545	12 545

Cylindre et carré d'acier non allié C 22 :	Tige de réglage persiennes, gonds pour portière ...	Cylindre Ø 24 L = 1500 ; Carré de 35 L = 1000	28 000	28 000
-	Boulon M 8, 8.8	16	6112 / 100 p	977,92
-	Boulon M 12, 8.8	24	17 748 / 100 p	4259,52
-	Rivets C 3.8	13	1562 / 100 p	203,06
Plastique	Rondelle pour gonds	Ø 12 L = 80	200 par unité	800
-	Joint d'étanchéité pour portière	L = 2000	8 000 / m	16 000
-	Pot de peinture	1	600	600

Tableau 1.B4 : Prix des différents composants

=> Coût total matière première et éléments accessoires = 282 670 F CFA

Nous soulignerons que ces prix résultent d'une enquête sur le marché et ont été établis après comparaison de plusieurs fournisseurs pour chaque entité.

Le coût de main d'œuvre comprend le coût de réalisation de chaque pièce et le coût d'assemblage de l'appareil.

#### **B4 – 2 Coût de réalisation de chaque pièce**

Pièces	Coût de la main d'œuvre (F CFA)
Carcasse principale	2 000
Carcasse supérieure	1 500
Portière	2 500
Gonds	200
Persiennes	500
Tiges de réglage	2 000
Tiges taraudées (orientation persiennes)	500
Carcasse arrière (grille de protection)	1 500
Diffuseur	3 000
Tôle support	1 000
Bac à glace	5 000
Tuyau de vidange	500
Support ventilateur	500
Système de verrouillage	3 000
Assemblage de l'appareil	5 000

Tableau 2.B4 : Coût de la main d'œuvre

$$\Rightarrow \text{Coût total de la main d'œuvre} = 28\,700 \text{ F CFA}$$

$$\Rightarrow \text{Le coût de réalisation de l'appareil est donc} = 311\,370 \text{ F CFA}$$

En appliquant une majoration de 3 % pour tenir compte de la variation des prix cités ci haut, le coût de réalisation devient :

$$\Rightarrow \text{Le coût de réalisation de l'appareil (après majoration)} = 320\,700 \text{ F CFA}$$

En tenant en compte du bénéfice avant impôt qui est égal à 30 % des frais directs (main d'œuvre, matière première) et les frais fixes qui sont de 20 % des frais directs (dus à l'amortissement des machines et des locaux pour la fabrication), le coût d'acquisition de l'appareil est de :

$$\Rightarrow \text{Coût du prototype} = 312\,370 \times (1 + 0,5) = 481\,050 \text{ F CFA}$$

### **B4 – 3 Coût d'exploitation de l'appareil**

Nous prendrons en compte le coût d'acquisition (qui est ici le coût de réalisation de l'appareil) et les frais d'exploitations qui sont liés à l'achat de glace, à la consommation en énergie électrique et à l'entretien de l'appareil.

#### **B4 – 3.1 Frais d'exploitation**

##### Achat de glace :

En considérant (en moyenne) une utilisation de deux morceaux de glaces (à un prix unitaire de 50 F CFA le morceaux) dans la journée et deux morceaux de glaces dans la nuit, nous avons :

$$\Rightarrow \text{Coût total achat de glaces} = 50 \times 4 = 200 \text{ F CFA}$$

Ce qui donne en un mois :

$$\Rightarrow \text{Coût total achat de glaces pour le mois} = 200 \times 30 = 6\,000 \text{ F CFA}$$

### **B4 – 3.2 Coût de la consommation en énergie électrique**

La seule consommation de l'appareil émane du ventilateur. Au Sénégal, le prix du kWh est approximativement de 100 F CFA. La puissance du ventilateur étant de 12 W et pour une utilisation de quatre heures (deux heures la journée et deux heures la nuit), nous avons :

$$\Rightarrow \text{Consommation en énergie électrique} = 0,012 \times 100 \times 4 = 4,8 \text{ F CFA}$$

Ce qui donne en un mois :

$$\Rightarrow \text{Consommation en énergie électrique (pour le mois)} = 4,8 \times 30 = 144 \text{ F CFA}$$

### **B4 – 3.3 Coût de l'entretien**

Il a été recommandé dans la partie entretien (en annexe) un entretien mensuel de l'appareil. Pour procéder correctement à l'entretien, nous préconisons l'utilisation d'un produit nettoyant. Il faudra bien entendu, en plus du coût de ce produit nettoyant, tenir compte du coût d'un chiffon ou d'une éponge propre.

$$\text{Coût approximatif du produit nettoyant} = 250 \text{ F CFA}$$

$$\text{Coût approximatif chiffon ou éponge} = 250 \text{ F CFA}$$

$$\Rightarrow \text{Coût de l'entretien (mensuel)} = 500 \text{ F CFA}$$

En tenant compte de ces trois coûts, nous nous retrouvons avec un coût d'exploitation de l'appareil de :

$$\Rightarrow \text{Coût total d'exploitation (mensuel)} = 6\,000 + 144 + 500 = 6\,644 \text{ F CFA}$$

En faisant la somme du coût d'exploitation et du coût d'acquisition, le coût global de l'appareil est de :

$$\Rightarrow \text{Coût de l'appareil (au premier mois)} = 481\,050 + 6\,644 \text{ F CFA} = 487\,695 \text{ F CFA}$$

## **B4 – 4 Interprétation du résultat**

En analysant ce prix, on pourrait en déduire que la fabrication du prototype de cet appareil peu s'avérer un peu onéreux. Nous préciserons en premier lieu que ce coût n'est qu'une première estimation. Il est sûr que ce prix estimatif peut être considérablement revue à la baisse en tenant de plusieurs facteurs tels que : le nombre d'appareils à commercialiser (fabrication), la consommation en énergie électrique et la facilité de l'entretien (car l'entretien de l'appareil ainsi que son utilisation ne nécessite pas l'intervention d'un technicien comme c'est le cas pour les systèmes fournis dans le marché).

## **B5 - Evaluation du système**

### **B5 – 1 Performances**

Les performances de l'appareil pourraient s'établir en terme d'efficacité et d'adaptabilité pour les pays comme Sénégal. Les charges thermiques ont été évaluées dans une zone où les conditions climatiques sont des plus défavorables. Ce qui fait que cet appareil peut être utilisé dans d'autres conditions avec de bons résultats.

### **B5 – 2 Limites**

Ce système est totalement différent des grandes installations de climatisation capable de gérer le confort de plusieurs locaux ou bâtiments. Il s'agit d'un système d'appoint devant assurer un minimum de confort pendant un certain temps. Il faudra donc dire que, l'utilisation de ce système dans des conditions autres que celles pour lesquelles il a été dimensionné, pourrait donner des résultats insatisfaisants.

### **B5 – 3 Avantages**

En terme d'avantages, nous pourrions parler de la maîtrise de l'utilisation et de la consommation en énergie. Ce fait est important puisque l'utilisation des systèmes proposés sur le marché n'est pas bien maîtrisée et cela cause beaucoup de désagréments. De même, la consommation en énergie incombe à l'utilisateur. Nous soulignerons que même après l'épuisement de la charge, l'appareil peut continuer à brasser l'air. Un avantage considérable est la transportabilité de l'appareil et son caractère multifonctionnel. Par le fait de la non utilisation de réfrigérant, l'appareil contribue donc à la protection de la couche d'ozone. Il est aussi à préconiser l'utilisation à courant continue (batterie 12 V) permet de faire fonctionner l'appareil dans des zones non électrifiées. Enfin, nous noterons le caractère non onéreux du système qui est l'un des objectifs même du projet.

### **B5 – 4 Inconvénients**

L'inconvénient majeur de ce système serait certainement son encombrement : dimensions de l'appareil (1000 x 480 x 320). Cela est du au fait que il fallait tenir

compte de la forme de la glace. Il s'est avéré que la forme cylindrique (approximativement) est à la portée de toutes les couches de la population.

Cela occupe un certain volume (associé à cela les accessoires pour un traitement et une distribution de l'air de façon adéquate). Du fait que cet appareil est multi fonctionnel, il est exigé un minimum de soin et d'entretien. Ce qui constitue aussi un certain inconvénient.

### B5 – 5 Etude comparative avec quelques appareils existants

Cette étude mettra sera axée les avantages et les inconvénients de quelques appareils de référence (très utilisés dans le marché) et les performances de l'appareil conçu. Le tableau ci-dessous récapitule les résultats obtenus.

Appareils	Coût F CFA	Puissance (W)	Avantages	Inconvénients
Climatiseur fenêtre	200 000	1119	2 vitesses de ventilation ; programmation possible 24 h/24 ;	Mode de programmation pas accessible à tout le monde ; filtre facile d'accès.
Split système classic	350 000	1119	Très esthétique ; 5 modes de fonctionnement ; programmation de mise en marche.	Consommation en énergie élevée ; entretien effectué par un spécialiste
Split armoire	1 490 000	3730	Très esthétique ; système de contrôle digital.	Consommation en énergie électrique élevée ; entretien effectué par un spécialiste
« appareil conçu »	481 050 (Coût prototype)	12	Consommation d'énergie électrique très faible ; multi fonctionnel ; facilité d'entretien	Peu esthétique ; un peu encombrant.

Tableau 1.B5 : comparaison de l'appareil avec des climatiseurs existant

Comme interprétation de ces résultats, nous pouvons dire que les principaux avantages des appareils proposés sur le marché sont de manière générale très esthétique (encombrement réduit, forme très bien conçu) et offre beaucoup de garanties sur le plan fonctionnel. Toutefois, nous notons une consommation en énergie électrique élevé (et pas à la portée de tout le monde) et une manipulation souvent mal maîtrisée par les populations.

L'appareil qui a fait l'objet de cette conception nécessite une consommation en énergie très négligeable. Et c'est cela qui compenserait le fait que certains pourraient considérer son prix d'acquisition éventuellement un peu élevé. Mais, il faudra souligner le fait qu'il s'agit d'une première conception (prototype). Il est sûr que quand il s'agira de le commercialiser (c'est-à-dire d'optimiser sa production), plusieurs facteurs entreront en jeu. En résumé, nous dirons que la facilitation de manipulation de l'appareil (qui est des plus facile) et son adaptation facile en font un système performant.

Par ailleurs, il serait assez difficile d'établir une comparaison entre les appareils offerts sur le marché et celui qui a fait l'objet de cette étude. En effet le fait que cet appareil est multi fonctionnel est un critère important. De ce fait, servant en même temps de climatiseur d'appoint, de fontaine pour le rafraîchissement et de brasseur d'air, cet appareil se comparerait mal à ceux utilisés par la population.

Par ailleurs, dans plusieurs installations de climatisation, la durée de vie du système se base sur celle du compresseur. Ce qui fait que ces installations peuvent aller jusqu'à dix ans ; et même souvent plus. Dans notre cas, la durée de vie de l'appareil se base essentiellement sur celle du ventilateur : durée qui peut aller aussi jusqu'à dix ans.

## CONCLUSION

La sensation de confort thermique, qui est fonction des paramètres physiologiques (taille, poids, activité) et physiques (température, vitesse et humidité de l'air) est obtenue lorsque l'individu ne recourt pas à son système thermorégulateur. Les études antérieures [3] ont montré que dans nos pays tropicaux il est impossible d'obtenir le confort à certaines périodes de l'année sans recourir à des systèmes de climatisation artificielle qui ne sont pas toujours à la portée du sénégalais moyen à cause du coût élevé de facture d'électricité qu'entraîne cette climatisation.

Notre étude de conception dont la première ligne directrice est d'ordre économique avait comme principal objectif d'aboutir à un nouveau système de climatisation qui permette d'améliorer le confort thermique dans l'habitat du sénégalais moyen.

Ce système de climatisation marche à l'eau glacée selon le principe suivant : de l'air soufflé par un ventilateur à travers plusieurs serpentins plongeant dans un bain d'eau glacée voit sa température diminuer à la sortie de l'appareil ce qui permet d'adoucir l'ambiance, quand le volume d'eau glacé dépasse un certain niveau des trop pleins l'évacuent dans un réservoir en acier inoxydable présentant les conditions d'hygiène requises. L'eau recueillie dans ce réservoir peut ainsi être utilisée pour la boisson.

Sur le plan économique, la principale conclusion est qu'avec une charge de 200 F CFA nous arrivons à obtenir 30 minutes de climatisation. Avec une puissance de l'appareil d'environ 12 W la consommation électrique donc le coût de la facture d'électricité se voit nettement diminuer par rapport aux appareils de climatisation existant.

Ce système présente aussi des inconvénients tels que l'encombrement, un entretien exigeant une hygiène rigoureuse, etc. ceux-ci sont développés au chapitre B5.

L'étude de l'enterrement d'une gaine d'admission de l'appareil pourrait nettement contribuer à améliorer les performances de celui-ci.

Par ailleurs, l'utilisation de cet appareil dans les zones rurales (non électrifiées) se fera celle d'une batterie.

## RECOMMANDATIONS

1. Mener une étude d'optimisation en vue de l'amélioration du temps de climatisation de l'appareil.
2. Exploiter la piste de l'enterrement de la conduite d'admission en vue de l'abaissement de la température d'admission, cela pourrait conduire à obtenir des résultats intéressants.
3. Etudier de près les procédures de minimisation de tous les coûts inhérents à ce projet.
4. Respecter scrupuleusement l'entretien de l'appareil comme décrit dans la partie « entretien » de ce présent rapport. Ceci influencera considérablement la durée de vie de l'appareil.
5. Penser à plusieurs modèles dont ceux avec thermostat ou voyant lumineux pour indiquer l'épuisement de la charge.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A. JUDET DE LA COMBE Encyclopédie du froid : le conditionnement de l'air (éditions J. B. BAILLIERE 1974);
- [2] Claude Alain ROULET « Energétique du bâtiment I : Interactions entre le climat et le bâtiment » (pyc éditions 1988);
- [3] Dr Salif GAYE (E.S.P.), « Thèse de Doctorat : Contribution à l'étude du confort thermique en climat tropical humide » (1996) ;
- [4] Claude Alain ROULET « Energétique du bâtiment II : Prestations du bâtiment, bilan énergétique global » (pyc éditions 1989);
- [5] Dr Salif GAYE (E.S.P), « Notes de Cours : Transmission de chaleur » (2004) ;
- [6] Techniques de l'ingénieur (2005);
- [7] G. ANDREIEFF DE NOTBECK « Conditionnement de l'air : Tome I : Généralités » (pyc édition – Paris 1986) ;
- [8] P.RAPIN ; P.JACQUART « Formulaire du froid : Aide Mémoire » (éditions eyrolls 1999) ;
- [9] R. DEHAUSSE « Energétique des bâtiments : Calcul des enveloppes » (pyc éditions 1988) ;
- [10] W. P. JONES, «Air Conditioning engineering» (1988);
- [11] M. BADIANE (E.S.P.), « Notes de Cours : Froid et Climatisation », 2002 ;
- [12] Michel GERY (I.N.S.A. Lyon), « Confort Thermique et Economie d'énergie : application au climat tropical humide » (1996) ;
- [13] G. ANDREIEFF DE NOTBECK, « Manuel du conditionnement de l'air », Tome VI : techniques de ventilation de distribution et de diffusion de l'air traité (pyc édition 1986) ;
- [14] A. CHEVALIER, « Guide du dessinateur industriel » (éditions HACHETTE technique 1999) ;
- [15] R. DIETRICH, D. GARSAUD, S. GENTILLON, M.NICOLAS, « Précis méthodes d'usinage, méthodologie production et normalisation AFNOR » (éditions NATHAN 1981).

# ANNEXES 1

Dans l'annexe 1 sont présentés quelques aspects du confort comme le bruit des tableaux de valeurs utilisés dans le rapport, des notes sur l'entretien. C'est dans l'annexe 2, qui est un rapport joint à celui-ci, que sont présentés les schémas détaillés de tous les éléments de l'appareil.

## **I – Le bruit et le confort**

Après avoir examiné l'influence de la température de l'humidité de la vitesse de l'air sur le confort humain, nous avons jugé utile de donner quelques indications sur la nature des bruits et sur l'influence qu'ils ont sur le confort.

En effet les problèmes de bruit interviennent à peu près obligatoirement dans tout ceux du conditionnement de l'air, pour de multiples raisons :

1° le conditionnement de l'air qui a pour objet d'établir et de maintenir des conditions dites de confort met en œuvre des machines et dispositifs qui sont par eux même des sources de bruits : ventilateur, pompe, compresseur d'air, compresseur frigorifique, tour de refroidissement, réseau de distribution d'air et de fluide divers, bouche de ventilation.

2° le conditionnement de l'air est par lui-même un moyen de rendre l'existence et le travail possible malgré une ambiance extérieure très bruyante créée par la proximité d'aérodrome, de voie ferrée, d'autoroute, de rue très passante, etc., en permettant d'établir dans des locaux n'ayant avec l'extérieur aucune communication susceptible de laisser filtrer le bruit qui y règne, des conditions idéales de température, d'humidité, de renouvellement en air neuf et pur.

3° de même que l'isolation thermique des bâtiments doit être étudiée en fonction du conditionnement de l'air, l'isolation phonique doit être étudiée en fonction du niveau sonore recherché et l'une et l'autre peuvent utilement être combinés pour arriver à la plus grande efficacité et au moindre coût global, ce

qui réclame de la part de l'installateur de conditionnement de l'air une bonne connaissance des problèmes posés.

C'est pour ces raisons que nous donnons ci-après quelques notions générales sur les phénomènes physiques liés aux bruits, leur action sur le confort humain, l'évaluation de la gêne apportée par le bruit.

### **I – 1 Nature des sons**

On sait que la sensation sonore perçue par le cerveau est due à la détection par l'oreille des vibrations de l'air. Les ondes sonores ainsi détectées ont, comme tout phénomène oscillatoire, une fréquence et une vitesse de déplacement. Elles sont susceptibles de réflexion, de réfraction et de diffraction comme les ondes lumineuses.

La vitesse du son est 331,2 m/s dans l'air à 0 °C, elle varie proportionnellement à la racine carrée de la température absolue, elle est indépendante de la pression et varie très peu avec l'humidité de l'air. Elle est indépendante de la fréquence de la source sonore : l'amplitude de l'ébranlement est sans influence dans les cas ordinaires car elle est très faible : ce n'est que dans le cas des explosions qu'il peut se former un front d'onde se déplaçant dans l'air à plusieurs kilomètres à la seconde.

La fréquence des ondes sonores ou hauteur des sons audibles est sensiblement comprise entre 16 à 16 000 vibrations par seconde : les longueurs d'onde correspondantes sont de 21,3 m et de 0,0213 m pour une vitesse du son de 340 m/s. elles sont donc du même ordre de grandeur qu'un nombre d'obstacles courants ce qui explique, en particulier, le rôle très important joué par la diffraction des ondes sonores : lorsqu'une onde sonore rencontre une paroi comportant une ouverture, celle-ci joue le rôle d'une nouvelle source sonore qui va émettre elle-même des ondes sphériques. Le son sera donc encore audible dans tout l'espace séparée de la source initiale par la paroi, même si cette dernière est constituée de matériau absorbant intégralement le bruit.

Suivant la forme de la courbe d'enregistrement propre du son par les appareils classiques, on distingue les sons purs, dont la courbe est voisine d'une sinusoïde, les sons musicaux dont la courbe peut être considérée comme la superposition d'un nombre fini de courbes du type précédent et qui possède une périodicité précise et les bruits dont la courbe a une forme très mouvementée, sans que l'on puisse y déceler une périodicité. Alors que les sons purs sont dénués d'expressions, les sons musicaux sont essentiellement expressifs, ils possèdent un timbre caractéristique.

La frontière entre les sons et les bruits est très difficile à tracer, elle dépende de l'ambiance sonore du moment.

### **I – 2 Echos et réverbérations, confort sonore d'une salle, effet masque**

Si une onde correspondant à un son bref rencontre un obstacle de grande dimension par rapport à sa longueur une partie sera réfléchi. Pour que l'oreille puisse séparer le son émis du son réfléchi, ses sons doivent lui parvenir avec un écart d'au moins 1/10 de seconde. Si l'écart est plus court l'oreille ne perçoit qu'une prolongation du son initial. S'il existe plusieurs obstacles, l'onde réfléchi peut l'être à nouveau un certain nombre de fois : c'est la réverbération du son, phénomène capital en acoustique architecturale.

On conçoit que dans une salle, le temps que met à s'éteindre le son après la fin du son émission dépend essentiellement des dimensions de la salle et de la nature des parois sur lesquelles les ondes sonores se réfléchissent un plus ou moins grand nombre de fois ;

On appelle temps de réverbération d'un espace clos le temps en seconde nécessaire pour réduire de  $10^{-6}$  l'énergie initiale du son, donc pour le réduire de 60 décibels.

On pourrait évidemment construire une salle dont le temps de réverbération serait nulle, c'est-à-dire, dont les murs absorberaient intégralement les sons :

Dans une telle salle il faudrait se trouver exactement sur le trajet du faisceau issu de la source sonore pour capter les sons qu'elle émet. On pourrait également construire une salle dont le temps de réverbération serait très élevés en choisissant des parois parfaitement réfléchissantes : le moindre bruit serait formidablement amplifié et des sons successifs aboutirait à une cacophonie inexplicable, la conversation serait impossible.

Pour être confortable au point de vue sonore, une salle devra avoir un temps de réverbération fini.

### **I – 3 Effets physiologiques des bruits, infrasons, confort et réglementation**

Il est certain que le bruit a une action sur le fonctionnement de beaucoup d'organes du corps humain, telle ceux assurant la respiration, la digestion, la circulation du sang, la vue et naturellement l'audition. Dans le domaine du conditionnement de l'air de confort tel qu'il s'applique aux résidences, hôtels, bureaux, salle de spectacle, magasins, etc..., il n'y a pas à se pencher sur les troubles graves que le bruit peut engendrer dans certaines industries particulièrement bruyantes et pour lesquelles l'on est amené à tenir compte non seulement du niveau de pression sonore, mais à étudier l'influence de la durée d'exposition, de l'existence de surcharge momentanée de bruits, de leur fréquence, de leur prévisibilité : dans de nombreux pays l'on étudie l'influence du bruit sur l'absentéisme dans les ateliers, sur les pertes d'audition de même ou plus simplement sur les manques d'attention et sur la productivité.

C'est donc essentiellement dans le domaine industriel que l'on assiste à une évolution et que les niveaux de pression sonore à respectés sont de plus en plus bas, au point qu'un gros effort est demandé aux constructeurs de moteurs et

de machines pour réduire les niveaux de puissances sonores émises : dans certains cas une attention particulière doit être portée sur les appareils de ventilation ou de conditionnement de l'air, qui risqueraient de dépasser le niveau toléré s'ils n'étaient pas choisis parmi les appareils silencieux ou muni d'insonorisateurs.

Nous signalerons brièvement l'existence des infrasons dont la fréquence va de 0 à 15 Hz et qui pour n'être pas audible n'en sont pas moins susceptibles de déclencher certains troubles physiologiques, notamment une altération de l'équilibre : des observateurs ont signalé qu'une fréquence voisine de 7 Hz pouvait déclencher des phénomènes liés à la résonance de la cage thoracique et déclencher des malaises : l'énergie transmise par les infrasons est faible mais peut se transmettre à grande distance étant encore plus difficilement absorbés que les sons de basse fréquence.

Nous verrons à propos des ventilateurs, et cela est vrai à toute machine reliée à des conduits d'air, qu'il y a lieu de faire une distinction entre le bruit de carcasse, rayonné autour d'elle par la machine en faisant abstraction de l'énergie sonore qu'elle envoie dans les conduits, et le bruit de bouche, qui correspond précisément à cette dernière en général nettement supérieure à celle rayonnée par la carcasse, la différence pouvant varier de 5 à 15 décibels suivant le type de machine.

Le niveau de pression sonore, s'établissant dans une centrale de conditionnement dont les ventilateurs sont reliés à l'extérieur et aux locaux conditionnés par des gaines, dépendra de l'énergie sonore émise par les carcasses des ventilateurs et les parois des gaines : s'il aspire directement dans la centrale le niveau sonore dépendra des bruits de bouche des ventilateurs.

Le niveau de pression sonore s'établissant dans les locaux conditionnés dépendra de l'atténuation apportée par le réseau de gaine et les bouches à la

puissance sonore du bruit de bouche du groupe de conditionnement comportant le ou les ventilateurs.

Si ces derniers sont dans le local conditionné c'est encore le bruit de bouche qui créera en général le niveau sonore.

Le gêne créé éventuellement dans le voisinage dépendra du bruit de bouche des ventilateurs aspirant à l'extérieur pour souffler dans l'installation et de ceux aspirant dans l'installation pour rejeter l'air vicié à l'extérieur.

L'étude très poussée des nuisances acoustiques a conduit à essayer de tenir compte des durées d'expositions aux bruits, par exemple dans les ateliers, ou de l'influence de bruits assez brefs mais intense tels que ceux perçus sur les aérodromes lors des décollages d'avion.

Il a été préconisé par une commission technique française l'adoption d'une courbe correspondant à un spectre limite : c'est une ligne brisée dont les coordonnées sont les suivantes en fonction des fréquences :

Hz :	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB :	95	90	85	80	80	80	80	80

Nous avons pensé intéressant de donner ci-après un tableau de correspondance entre les pressions sonores, les niveaux de pression, l'impression subjective, la possibilité de conversation et des exemples de nature de bruits afin de bien situer les relations entre ces grandeurs ou phénomènes.

Pression sonore Pascal	Niveau de pression décibels	Impression subjective	Conversation	Nature des bruits
100	140	Destruction de l'oreille	Impossible	Ateliers bruyants
10	120	Bruits supportables pendant un court instant seulement		
1	100	Bruits pénibles	En criant	
0,1	90		Difficile	
	80	A voix forte		
	70		Bruits supportables	Télévision Trafic de la rue
60	Bruits courants			
0,01		50	A voix normale	Appartement en ville
	40			
0,001	30	Calme	A voix chuchotée	Résidence à la campagne
	20			Studio d'enregistrement
0,0001	10	Silence anormal		Laboratoire d'acoustique
	0			
0,00002				

Tableau 1 (annexes 1) : Niveau sonore et impression subjective

## II – Orientation du local

h = heure solaire

m = coefficient de rayonnement solaire absorbé par les parois opaques  
(kcal/m<sup>2</sup>.h)

v = coefficient de rayonnement solaire absorbé par les vitrages (kcal/m<sup>2</sup>.h)

Orientation des surfaces	Vertical						
	NE	E	SE	S	NO	O	SO
Hémisphère nord (1 <sup>er</sup> août)	Nord est	Est	Sud est	Sud	Nord ouest	Ouest	Sud ouest
Hémisphère sud (1 <sup>er</sup> février)	Sud Ouest	Ouest	Nord ouest	Nord	Sud ouest	Est	Nord est

Surfaces horizontales (plafond) : hémisphère Nord et Sud = H

### LATITUDE 0°

↙ ↘	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6											18
7	240	205	245	215	110	80	85	60	65	30	17
8	490	420	490	420	200	145	185	135	280	215	16
9	520	440	480	410	165	105	225	165	480	410	15
10	460	375	375	290	70	35	250	180	650	560	14
11	350	255	200	180			255	190	760	660	13
12	200	100					255	190	785	690	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	↖ ↗
	NO		O		SO		S		H		

**LATITUDE 10°**

↙	NE		E		SE		S		H		↘
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	30	25	33	29	15	10	15	10	5		18
7	280	240	300	280	145	105	75	55	100	60	17
8	490	420	525	450	255	180	130	85	340	260	16
9	470	395	500	420	235	145	130	70	540	465	15
10	380	290	380	295	155	60	120	60	695	600	14
11	250	150	205	100	35		110	55	800	700	13
12	100	25					110	50	825	725	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
	NO		O		SO		S		H		

**LATITUDE 20°**

↙	NE		E		SE				H		h
	m	v	m	v	m	v			m	v	
6	180	165	190	170	90	60			20	5	18
7	375	340	485	375	215	175			160	110	17
8	460	395	555	495	310	250			380	315	16
9	410	330	505	440	310	225			560	495	15
10	290	200	375	295	245	155			715	630	14
11	150	65	205	100	140	50			800	720	13
12									825	740	12
h	m	v	m	v	m	v			m	v	↘
	NO		O		SO				H		

**LATITUDE 30°**

↙	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	210	190	230	205	110	85			40	15	18
7	380	340	455	405	225	210			190	135	17
8	425	360	565	495	370	290			400	325	16
9	340	250	505	435	380	290	25	5	575	500	15
10	205	120	375	290	330	245	85	25	705	630	80
11	50	10	200	110	235	145	125	50	790	705	13
12					100	30	140	55	820	735	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	↘
	NO		O		SO		S		H		

**LATITUDE 35°**

↙	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	245	205	285	240	130	100			55	25	18
7	390	345	485	430	290	225			210	150	17
8	405	340	565	495	395	325			405	335	16
9	310	225	510	435	415	330	75	20	570	495	15
10	160	75	380	290	375	280	150	70	700	615	14
11	5		200	110	280	190	195	105	790	680	13
12					150	70	210	120	805	720	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	↘
	NO		O		SO		S		H		

Tableaux 2 (annexes 1) : Tableaux donnant I (mur) et I (vitr.) en fonction de la latitude et des heures d'apport solaires maximal

TYPE D'ACTIVITE	Température sèche du local (°C)						
	17	18	21	23	25	27	29
	Humidité						
Assis au repos (salles de spectacles)	31	37	46	58	66	80	98
Assis, travail léger ou debout au repos (hôtels, appartements)	38	46	60	72	85	101	122
Assis travail modéré (travail de bureau)	51	61	80	95	110	127	147
Debout, travail léger (travaux de montage, banques etc.)	82	99	121	142	158	175	200
Travail modéré (vendeur actif machiniste etc.)	103	116	140	183	182	203	227
Travail actif (supermarché etc.)	126	141	170	196	216	237	260
Travail intense serveur très actif etc.)	192	213	245	274	290	334	337
Travail pénible (marche rapide, danse rapide etc.)	290	319	357	386	404	428	460

Tableau N°3 (annexes 1 : Apports d'humidité dus aux occupants  
en gramme d'eau / personne

### III – Entretien

L'entretien de l'appareil est d'une importance capitale. Cela se ressent sur le fonctionnement et la durée de vie de l'appareil. Par ailleurs, nous signalerons une infection pouvant découler d'un mauvais entretien des climatiseurs ; un phénomène qui prend de l'ampleur appelé « la légionellose ». La légionellose est une infection provoquée par des bactéries du genre *Legionella*. Elle peut prendre deux formes :

- Une forme banale (ou *fièvre de Pontiac*) qui provoque un syndrome grippal et une toux sèche pendant 2 à 5 jours ;
- Une forme plus grave, qui peut entraîner la mort dans 15 à 20 % des cas. La présence de dépôts organiques et d'autres micro-organismes, la présence de fer, zinc et aluminium dans les installations favorisent leur croissance.

C'est en 1976 que fut découverte et isolée cette maladie. Cette année-là, elle a entraîné le décès d'une trentaine d'anciens combattants de l'armée des USA de la seconde guerre mondiale. La légionellose est une maladie à déclaration obligatoire. Le germe responsable est un bacille vivant dans l'eau douce dont la température optimale de prolifération se situe entre 35 et 40° C. On peut le trouver dans tous les milieux aquatiques naturels ou artificiels, notamment dans les installations sanitaires (douches, robinets...), les installations de climatisation et les dispositifs de refroidissement (tours aérorefrigérantes, circuits de refroidissement industriel), les bassins et fontaines, les eaux thermales et les équipements médicaux producteurs d'aérosols. Le traitement repose sur des antibiotiques. La contamination se fait par les voies respiratoires (lors de l'inhalation d'aérosol d'eau contaminée). Installations défectueuses et entretien non effectué suffisent à engendrer des niveaux considérables de pollution de l'air.

Les légionelles trouvent dans les cuves de refroidissement les conditions propices à leur prolifération. Au dessus de 20°C, elles peuvent même atteindre des concentrations considérables qui avoisinent 1 million par litre d'eau. En fonction des conditions climatiques, ces micro-gouttelettes peuvent se déplacer sur près de 2 km et survivre 2 heures à l'air. Ainsi, les systèmes de climatisation sont d'importants vecteurs de contamination si ils sont mal entretenus. Les premiers symptômes ressemblent à une grippe (fièvre, toux sèche) puis la fièvre augmente.

Il est important de nettoyer régulièrement les canalisations d'eau sanitaires et tous les systèmes de climatisation. Le chlore ne suffit pas à éliminer les bactéries. D'où la nécessité d'avoir un programme de maintenance pour éviter de créer toute condition favorable à la prolifération de la maladie ou de toute autre infection. Par exemple, un nettoyage très régulier du filtre à air évite une accumulation de poussières et particules qui altèrent le rendement, et les qualités d'hygiène de l'air brassé par le climatiseur. De plus, cela augmente le bruit. Une fois dans le mois, il faudra procéder au programme d'entretien ci-dessous :

**ATTENTION : AVANT TOUTE MANIPULATION, IL FAUDRA  
ETEINDRE ET DEBRANCHER L'APPAREIL.**

- Eteindre et débrancher l'appareil ;
- Entreposer l'appareil dans un endroit aéré ;
- Enlever les vis de fixations de la carcasse arrière et les regrouper ;
- Enlever le filtre à air et le nettoyer soigneusement ;
- Ouvrir le robinet fontaine au maximum ;
- Ouvrir la portière au maximum ;
- Remplir le bac à glace d'eau et de produit nettoyant ;
- Enlever les vis de vidange ;

- Nettoyer l'intérieur du ventilateur (attention à ne pas mouiller le bloc moteur), du diffuseur et du bac à glace ;
- Laisser sécher complètement ;
- Remettre en place le filtre à air et les vis de fixations ;
- Un nettoyage régulier de la carrosserie avec un chiffon sec ou une éponge humide si elle est très sale est suffisant pour maintenir son aspect ;
- S'assurer que rien ne bloque la circulation de l'air ;
- Faire fonctionner le ventilateur pendant 30 minutes ;
- Ne jamais faire fonctionner l'appareil avec un filtre endommagé ;
- En cas de non utilisation prolongée, ranger l'appareil dans un endroit sec et aéré.

Ces opérations ne nécessitent pas une quelconque qualification mais elles doivent être menées avec beaucoup de soin et de prudence.