

10 / 85

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**THEME**

CLIMATISATION DU CENTRE DE  
CALCUL DE L'E.N.P.A.

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
المكتبة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

Promoteur :

M. TOMCZAK

Etudié par :

Azzedine BENHAMIDA

Promotion : Janvier 1985

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**THEME**

CLIMATISATION DU CENTRE DE  
CALCUL DE L'E.N.P.A.

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
المكتبة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

Promoteur :

M. TOMCZAK

Etudié par :

Azzedine BENHAMIDA

Promotion : Janvier 1985

## ~ REMERCIEMENTS ~

Mes remerciements vont à :

- M<sup>r</sup> M. Tomczak pour ses conseils utiles m'ayant aidés à la compréhension du sujet.
- Tous les enseignants ayant contribué à ma formation jusqu'à ce jour.
- Aux agents de l'ENPA pour leur aide non moins importante pour l'élaboration et la mise en forme de ce projet.
- Je tiens aussi à remercier vivement M<sup>r</sup> M. Sahraoui et M<sup>lle</sup> S. Sahraoui pour leur contribution au tirage du présent polycopié ainsi que M<sup>r</sup> A. Boudjedien.

J. Bey

~ DEDICACES ~

A la memoire de l'être le plus noble  
que j'ai connu , mon defunt frère  
que le tout puissant lui accorde  
sa miséricorde

A ma mère que Dieu la garde

A mon père

A ma soeur

A toute ma famille

A tous mes amies et amis nombreux  
qu'ils veuillent bien m'excuser si  
je ne puis les nommer tous ici

A tous ceux la qui ont donné un  
sens à ma vie, je dédie ce  
modeste mémoire

Azzedine BENHAMIDA

## ~ TABLE DES MATIÈRES ~

### Chapitre I INTRODUCTION

Généralités . . . . .	1
Notions sur la climatisation . . . . .	1
But du projet . . . . .	2
Données de base . . . . .	2
Notions sur le transfert de chaleur . . . . .	3
Bibliographie et documentation utilisées . . . . .	5

### Chapitre II BILANS THERMIQUES

Généralités . . . . .	6
Coefficient globale de transmission K. . . . .	6
Besoins calorifiques . . . . .	10
Besoins frigorifiques . . . . .	19

### Chapitre III DÉBITS D'AIR

Généralités . . . . .	34
Détermination du point de soufflage été et calcul des débits $L_s$ . . . . .	35
Renouvellement en air extérieur . . . . .	38
Détermination du point de soufflage hiver . . . . .	40

### Chapitre IV TRAITEMENT DE L'AIR

Généralités . . . . .	46
Filtres . . . . .	46
Éléments de centrale . . . . .	47
Exploitation de la centrale en été . . . . .	48
Exploitation de la centrale en hiver . . . . .	52

Chapitre V RÉSEAUX DE GAINES

Généralités . . . . .	58
Dimensionnement des gaines . . . . .	59
Calcul des pertes de charges . . . . .	59
Réseau de soufflage . . . . .	61
Réseau d'extraction . . . . .	73
Puissance des ventilateurs . . . . .	73

Appendice	RÉGULATION . . . . .	76
-----------	----------------------	----

CONCLUSION . . . . .	78
----------------------	----

~ TABLE DES TABLEAUX ~

Dépèrditions calorifiques . . . . .	13 à 18
Gains de chaleur internes . . . . .	21
Gains de chaleur par rayonnements . . . . .	26
Gains de chaleur à travers les parois opaques	29 à 32
Récapitulatif du bilan thermique . . . . .	33
Débits d'air . . . . .	39
États de l'air dans les locaux . . . . .	44
Pèrtes de charges dans les conduites de soufflage . . . . .	63 à 66
Pèrtes de charges dans les conduites d'extraction . . . . .	69 à 72
Tableau comparatif . . . . .	75

~ TABLE DES FIGURES ~

Diagrammes de l'évolution de l'air . . . . .	56
Principe de fonctionnement de la centrale . . . . .	57
Désignation des troncon de soufflage et d'extraction . . . . .	62
Pèrtes de charges dans les conduites de soufflage . . . . .	68
Schéma de régulation . . . . .	77

## PRINCIPAUX SYMBOLES UTILISES

b	: Largeur	m
e	: Epaisseur	m
d	: Diamètre	m
s	: Surface	m <sup>2</sup>
v	: Volume	m <sup>3</sup>
$\rho$	: Masse Volumique	Kg/m <sup>3</sup>
p	: Pression	N/m <sup>2</sup>
h	: Enthalpie	Kcal/Kg
L	: Débit d'air	Kg/h; m <sup>3</sup> /h
P	: Puissance	Kcal/h
k	: Coefficient global de transmission	Kcal/m <sup>2</sup> .h.°
$\alpha$	: Coefficient de convection	Kcal/m <sup>2</sup> .h.°
$\lambda$	: Conductivité calorifique	Kcal/m.h.°
t	: Température	°C
$I_{max}$	: Rayonnement direct et diffus	Kcal/m <sup>2</sup> .h
$I_{diff}$	: Rayonnement diffus	Kcal/m <sup>2</sup> .h
Q	: Echange de chaleur	Kcal/h
w	: Vitesse d'écoulement	m/s
R	: Perte de charge linéaire par mètre	mmCE/m
Z	: Perte de charge singulière	mmCE
x	: teneur en eau	gr/Kg d'air
$\varphi$	: Degré hygrométrique	%



## INTRODUCTION

### Generalités

Après l'homme, la machine. Oui les machines "pensantes" exigent elles aussi des conditions de travail appropriées. Selon les cybernéticiens les "neurones" des ordinateurs - pour ne pas "bacler leur travail" - ne peuvent fonctionner correctement que dans des plages bien définies de température et d'humidité. Heureusement pour nous les mêmes conditions climatiques nous conviennent parfaitement

Car voyez-vous il a été démontré, à maintes reprises, que les conditions de travail climatiques influent énormément sur le rendement d'une entreprise en générale. Ces conditions de travail sont pratiquement inexistantes dans nos entreprises et les responsables concernés gagneront beaucoup à en tenir compte, ils ne regretteront pas cet investissement

### Notions sur la climatisation

Le mot climatisation est défini comme étant un ensemble de moyens permettant de maintenir l'atmosphère d'un endroit cbs à une pression, à un degré d'humidité et à une température donnée. Nous ajouterons à cette définition - pour le bien être des gens - que l'air doit être purifié et donc débarrassé des impuretés, odeurs et autres bactéries.

## But du projet

2

Notre but est donc de maintenir - par un matériel approprié - l'atmosphère ambiante du centre de calcul de l'ENP à une température, degré hygrométrique et pureté bien déterminé, ceci que ce soit en période estivale ou hivernale

## Données de base

Les données climatiques extérieur et intérieur servent de base au calcul des installations de climatisation et donc influent directement sur les bilans thermiques et par conséquent sur le dimensionnement exact de l'installation

### - Conditions extérieures

Les locaux à climatiser se trouvent à El-Horroch et par conséquent se caractérisent par :

- Altitude : 30 mètres environ.
- Latitude :  $36^{\circ} 43'$  Nord
- Site découvert
- température été :  $35^{\circ}\text{C}$
- Humidité relative été : 35%
- température hiver :  $5^{\circ}\text{C}$
- Humidité relative hiver : 85%

Ces températures, été et hiver, représentent, respectivement, la moyenne des températures maximales et celle des températures minimales.

### - Conditions intérieures

les machines présentes dans le centre de calcul, fonctionnent à des températures de  $20^{\circ}\text{C}$  à  $25^{\circ}\text{C}$  et à des degrés d'humidité allant pour la majorité de 70% à 90%.

Les températures intérieures doivent aussi être choisies, pour chaque saison, de façon à minimiser l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur, pour éviter ce que l'on appelle le choc thermique, dû à un trop grand écart de température, nous avons optés alors pour les solutions suivantes:

En hiver tous les locaux auront une température de  $21^{\circ}\text{C}$  excepté le vestibule - où l'on ne dispose d'aucune machine - qui sera porté à la température de  $16^{\circ}\text{C}$ .

De même qu'en été les locaux disposant de matériels électronique seront maintenus à la température de  $24^{\circ}\text{C}$  alors que le vestibule sera porté à la température de  $27^{\circ}\text{C}$ .

Pour le degré hygrométrique, les machines nous laissent un choix très généreux. L'air doit donc contenir un certain pourcentage de vapeur d'eau afin que les muqueuses buccales et nasales ne soient pas desséchées et ne doit pas trop en contenir afin de permettre l'évaporation de la sueur et d'éviter ainsi les malaises causés par l'élévation de température. Les limites favorables se situent entre 40% et 60% d'humidité relative.

### Notions sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur peut s'effectuer de trois façons différentes :

### - Par conduction

Ici le transfert de chaleur s'effectue par contact direct entre les molécules d'un solide. En régime permanent, la quantité de chaleur transmise à travers une paroi plane est de:

$$Q = \frac{\lambda}{e} \cdot s (t_1 - t_2) \text{ en Kcal/h. où}$$

$\lambda$ : la conductivité thermique en Kcal/m.h.°C;  $e$ : l'épaisseur de la paroi;  $s$ : la surface frontale et  $t_1$  et  $t_2$  les températures de part et d'autre de la paroi.

### - Par convection

Le transfert de chaleur s'effectue ici par le mouvement des particules liquides ou gazeuses d'un corps. La quantité de chaleur échangée entre une paroi dont la surface est à une température  $t_s$  et un fluide environnant à une température  $t_f$  est:

$$Q = \alpha \cdot s (t_s - t_f) \text{ en Kcal/h où}$$

$s$  est la surface frontale d'échange ( $m^2$ ) et  $\alpha$  le coefficient de convection en Kcal/ $m^2$ .h.°C.

### - Par rayonnement

Le transfert de chaleur entre un corps à haute température et un autre à plus basse température s'effectue sans qu'ils soient en contact l'un avec l'autre ni qu'il y ait déplacement de fluide entre eux. Ce transfert entre deux plaques planes de température  $t_1$  et  $t_2$  s'exprime par:

$$Q_{12} = S_1 F_{21} H_r (t_1 - t_2) \text{ en Kcal/h.}$$

$S_1$ : surface de la plaque 1;  $F_{21}$ : facteur de forme de la surface 2 par rapport à la surface 1;  $H_r$ : coefficient de rayonnement en Kcal/h. $m^2$ .°C.

## Bibliographie et documentation utilisée

La bibliographie utilisée pour l'élaboration de ce mémoire est diversifiée, mais nous noterons les plus utilisées, tel que l'ouvrage de H. Rietschel et W. Raiss avec lequel nous avons déterminés les besoins calorifiques et le calcul du réseau de gaines, le manuel de Carrier qui constitue un document très riche du point de vue expérience, et dont nous nous sommes servie pour la détermination des besoins frigorifiques et pour l'éclaircissement de certains points obscurs ainsi que pour une partie traitant du chapitre des débits d'air.

Pour l'étude du chapitre des débits d'air et celui de son traitement, ainsi que pour la rédaction de ce mémoire, les projets de fin d'étude des étudiants nous ont été d'un grand secours. Pour la détermination des types de centrales à utiliser, leur dimensions et leur caractéristiques en générale, les documents que des firmes étrangères ont bien voulu nous envoyer, nous ont permis, si je puis m'exprimer ainsi, d'être dans le coup des techniques actuelles utilisées en climatisation.

## BILANS THERMIQUES

## Généralités

Les bilans thermiques sont de deux types :

bilan hiver et bilan été. il est impératif de les déterminer avec une précision suffisante afin de ne pas surdimensionner ni sous dimensionner notre installation de climatisation.

## Coefficient de transmission globale K

Les parois constituant les murs, le plancher, le toit, ect... Sont en matériaux et nombre différent, le coefficient de transmission résultant, s'exprime - si n est le nombre de parois - par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{h_e} \quad \text{en} \quad \frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}} \quad \text{où :}$$

$h_i$  et  $h_e$  représentent respectivement les coefficients de convection intérieur et extérieur.

$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i}$  : résistance de la paroi "i" avec  $e_i$  son épaisseur et  $\lambda_i$  son coefficient de conductivité exprimé en  $\text{Kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ .

Pour les parois constituées d'un seul matériau les valeurs du coefficient K peuvent être directement prises sur les tableaux de H. Rietschel ou sur le manuel de Carrier.

C'est ainsi que nous avons obtenus les valeurs suivantes de K exprimées en  $\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  :

- Portes extérieures en bois :  $K = 3$  et (ou)  $K = 3,5$ .
- Portes intérieures en bois :  $K = 2$

- Fenêtres extérieures en bois :  $K = 4,5$

- Vitrage simple intérieur :  $K = 3$

Pour les parois composées, les valeurs de  $h_e$  sont supposées les mêmes en hiver et en été :  $h_e = 20 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$ . et  $h_i = 7 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$ .

- Plancher sur vide sanitaire

Le coefficient globale  $K_c$  s'exprime dans ce cas par :

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{K} + \frac{A}{k \cdot D}$$

$K$  est le coefficient de transmission globale entre le plancher et le vide sanitaire mais en prenant  $\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} = 0,34 \text{ m}^2.\text{h}.\text{°C}/\text{Kcal}$

$A$  = Surface du vide sanitaire en  $\text{m}^2$

$D$  = Périmètre du vide sanitaire en  $\text{m}$ .

$k$  = coefficient de transmission en  $\text{Kcal/h.m}.\text{°C}$  qui tient compte de l'isolation du plancher :

- isolation très soignée :  $k = 0,8$

- isolation courante :  $k = 1$

- pas d'isolation :  $k = 1,2$

La quantité de chaleur transmise, par unité de temp, à travers toute sorte de paroi sera donc :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta t \quad \text{en Kcal/h. avec:}$$

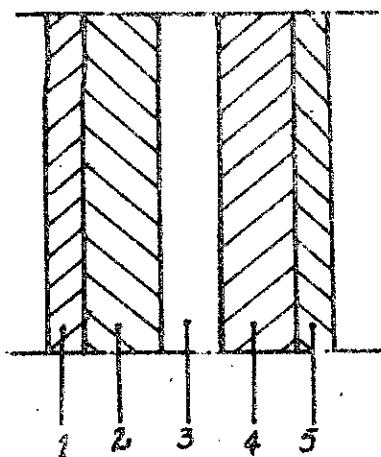
$K$  : coefficient de transmission globale en  $\text{Kcal/h.m}^2.\text{°C}$

$S$  : Surface de la paroi en  $\text{m}^2$

$\Delta t$  : différence de température entre les deux faces de la paroi en  $\text{°C}$

# Coéfficients K des parois, planchers et toitures

- Murs extérieurs Est et Ouest.

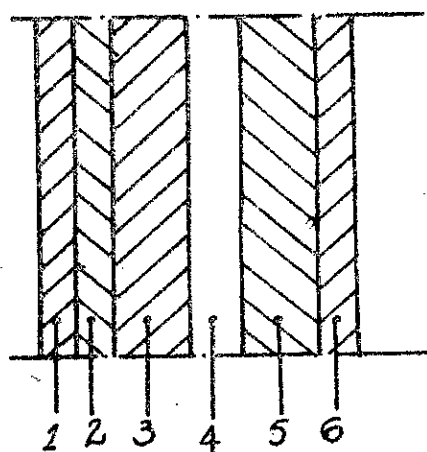


n°	CONSTITUTION	e (m)	λ (kcal/h.m.°C)
1	Mortier de ciment	0,01	1,2
2	Brique creuse	0,1	0,44
3	Lame d'air	0,08	0,21
4	Brique creuse	0,1	0,44
5	Enduit de plâtre	0,01	0,25

$$\frac{1}{K} = 0,19 + 0,874$$

$$K = 0,94 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^{\circ}\text{C.}$$

- Mur extérieur Nord



n°	CONSTITUTION	e (m)	λ (kcal/h.m.°C)
1	Ardoise	0,02	1
2	Mortier de ciment	0,01	1,2
3	Brique creuse	0,1	0,44
4	Lame d'air	0,08	0,21
5	Brique creuse	0,1	0,44
6	Enduit de plâtre	0,01	0,25

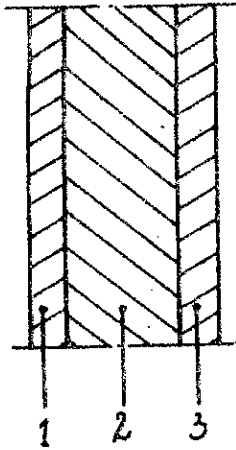
$$\frac{1}{K} = 0,19 + 0,885$$

$$K = 0,93 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^{\circ}\text{C.}$$

Le toit étant en béton armé avec couverture d'asphalte,  
H. Rietschel donne  $K = 0,86 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^{\circ}\text{C.}$



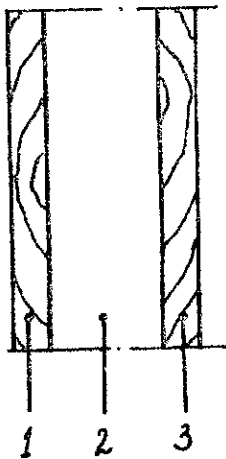
## - Murs intérieurs



n°	CONSTITUTION	e (m)	$\lambda$ (Kcal/h.m <sup>2</sup> )
1	Enduit de plâtre	0,01	0,25
2	Brique creuse	0,1	0,44
3	Enduit de plâtre	0,01	0,25

$$\frac{1}{K} = 0,28 + 0,3 \quad K = 1,72 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

## - Cloison en contre plaqué



n°	CONSTITUTION	e (m)	$\lambda$ (Kcal/h.m <sup>2</sup> )
1	Contre plaqué	0,005	0,1
2	Lame d'air	0,05	0,21
3	Contre plaqué	0,005	0,1

$$\frac{1}{K} = 0,28 + 0,34$$

$$K = 1,62 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

A cause des déperditions de chaleur, on définit les besoins calorifiques, comme étant la quantité de chaleur nécessaire à apporter au local pour maintenir celui-ci à une température déterminée. Ces besoins calorifiques ne dépendent donc que du type du local, de ses matériaux de construction, en générale, de son "étanchéité".

Nous avons été amenés à constater que ces déperditions étaient de deux types :

- Pertes par transmission à travers le plancher, les murs et façades, le toit...
  - Pertes par ventilation causées essentiellement par l'infiltration de l'air extérieur par les jointures des portes et fenêtres.
- Pertes par transmission

Pour un local les pertes par transmission  $Q_0$  se calculent pour chaque paroi d'après l'équation :  $q_0 = K \cdot S \cdot (t_i - t_e)$  en Kcal/h.

Les pertes pour un local sont donc  $Q_0 = \sum q_0$ .

Pour déterminer les besoins calorifiques on doit multiplier  $Q_0$  par un facteur tenant compte des différents paramètres, tel que orientation du local, durée et interruption d'exploitation, ect... appelés majorations. Nous aurons donc  $Q_T = Z \cdot Q_0$  avec  $Z = 1 + Z_U + Z_A + Z_H$ .

## - Coefficient D

Ce coefficient est défini comme étant le coefficient globale de transmission de toute l'enveloppe du local. Il donne une idée sur l'étanchéité du local

$$D = \frac{Q_0}{S_{tot} (t_i - t_e)} ; S_{tot} \text{ est la}$$

surface totale de toutes les enveloppes du local.

Ce coefficient nous servira à déterminer les autres majorations.

## - Majoration $Z_u$ pour arrêt d'exploitation

Après une interruption de chauffage, le local sera à une température plus faible, il sera donc nécessaire de fournir une plus grande quantité de chaleur pour le ramener à sa température initiale. Ce surplus de chaleur est donc égale à  $Z_u Q_0$  il dépend du coefficient  $D$  et du mode d'exploitation.

- Mode I: exploitation continue, avec toute fois réduction d'exploitation

- Mode II: exploitation interrompue pendant 8 à 12 heures.

- Mode III: exploitation interrompue pendant 12 à 16 heures.

pour notre cas on adoptera le mode d'exploitation II

## - Majoration $Z_A$ pour compensation des parois extérieures froides

La quantité de chaleur supplémentaire  $Z_A Q_0$  à pour but de compenser les pertes de chaleur lors des basses températures extérieures elle dépend également de  $D$ .

On pourra donc regrouper  $Z_u$  et  $Z_A$  en une seul majoration:  $Z_D = Z_u + Z_A$ .

## - Majoration $Z_h$ pour orientation

Cette majoration tient compte des différences d'insolation des parois extérieures d'un local suivant son orientation. On comprend donc que ce coefficient peut être négatif. ou positif.

## - Pertes par ventilation

Notre installation doit pouvoir compenser ce type de pertes causé par l'infiltration de l'air extérieur. par les jointures des portes et fenêtres dû essentiellement à la mauvaise étanchéité et à la vitesse du vent qui crée une différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur les besoins calorifiques correspondant s'expriment par :

$$Q_L = \Sigma(a.l).R.H.(t_i - t_e).Z_E \text{ en Kcal/h.}$$

$\Sigma(a.l)$ : perméabilité des portes et fenêtres au vent, où "a" est un coefficient de perméabilité tenant compte du degré d'étanchéité et "l" la longueur de tous les joints d'une porte ou fenêtre par où peut s'écouler l'air.

R: caractéristique du local déterminée par le rapport de la quantité d'air pénétrant dans le local sur celle s'infiltrant vers l'ext.

H: caractéristique de l'immeuble, rend compte de l'effet du vent sur le local suivant que celui-ci soit protégé; découvert ou exceptionnellement découvert.

$Z_E$ : majoration pour fenêtre d'angle. Cette majoration n'est à envisager que pour les portes et fenêtres situées dans l'angle de deux murs contigus, dans ce cas nous avons  $Z_E = 1,2$ , pour tous les autres cas  $Z_E = 1$

Les besoins calorifiques d'un local sont donc:  $Q = Q_T + Q_L$

#### - Abréviations utilisées dans les tableaux

ME et MI: respectivement mur extérieur et intérieur.

PLD: plafond

PLR: plancher.

FE: fenêtre extérieure

PE et PI: respectivement, porte extérieure et intérieure

FCV: façade vitrée.

Br + A + Br: mur constitué d'une couche en brique, d'une lame d'air et d'une couche de brique.

Ar + Br + A + Br: mur constitué d'une couche d'ardoise, d'une couche de brique, d'une lame d'air et d'une couche de brique.

Tableau 2-1 - Déperditions calorifiques =  
= Salle machine =

Abreviation	Orientation	Constitution des murs	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> )	Différence de temp. ΔT(°C)	Pertes Calorifiques par transmission Q <sub>0</sub> (Kcal/h)	MAJORATIONS			Besoins calori- fiques par tran- smission Q <sub>1</sub> (Kcal/h)	Besoins calori- fiques de ven- tilation Q <sub>2</sub> (Kcal/h)	Besoins calori- fiques totaux Q <sub>3</sub> (Kcal/h)
												Z <sub>0</sub> %	Z <sub>H</sub> %	Z <sub>T</sub> %			
ME	E	Br-Br	6	3,5	21	7,98	1	13,02	0,94	16	196						
ME	N	Ar-br-Br	6,4	3,5	22,4	—	1	22,4	0,93	16	334						
MI	O	Br	2,8	3,5	9,8	4,4	1	5,4	1,72	5	47						
FE	E	—	1,9	2,7	4	—	2	8	4,5	16	628						
Box	O	Partie vitrée	2	0,95	1,9	—	1	1,9	3	5	29						
Box	O	Partie en bois	2	1,25	2,5	—	1	2,5	2,55	5	32						
PLD	—	—	6,4x6	—	38,4	—	1	38,4	0,86	16	528						
PLR	—	—	6,4x6	—	38,4	—	1	38,4	0,35	13	175	15	+5	1,2	2364	542	2906

Tableau 2-1 (suite) - bureau onduleur =

MI	O	Br	3,6	3,5	12,6	—	1	12,6	1,72	5	109						
PLD	—	—	2,4x3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,86	16	119						
PLR	—	—	2,4x3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,35	13	39	15	0	1,15	307	—	307

Tableau 2-1 ( suite ) - bureau ingenieur systeme -

Abreviations	Orientation	Construction des murs	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Reduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Diff. de Temp. DT (°C)	Points calorifiques par transmission q <sub>p</sub> (Kcal/h)				Besoins calorifiques par transmission Q <sub>T</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques par ventilation Q <sub>V</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques Totaux : Q (Kcal/h)
												Z <sub>D</sub> %	Z <sub>H</sub> %	Z <sub>V</sub> %			
ME	E	Br+AlBr	3,6	3,5	12,6	3,99	1	8,6	0,94	16	129						
MI	S	Br	1,2	3,5	4,0	1,8	1	2,2	1,72	11	47						
PI	S	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	11	40						
FE	E	—	1,9	2,1	4	—	1	4	4,5	16	286						
PLD	—	—	4+3,6	—	14,4	—	1	14,4	0,86	16	198						
PLR	—	—	4+3,6	—	14,4	—	1	14,4	0,35	13	66	15	0	1,15	873	226	1099

Tableau 2-1 ( suite ) - salle imprimante -

ME	N	Ar+Br+AlBr	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	0,93	16	84						
ME	Al	Br+AlBr	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	0,94	13	69						
FCV	S	Partie Vitree	3,2	1,05	6,24	—	1	6,24	3	5	94						
FCV	S	Partie en bois	3,2	1,25	4	—	1	4	2,55	5	51						
PLD	—	—	2,9+3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,86	16	151						
PLR	—	—	2,9+3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,35	13	44	15	5	1,2	568	—	568

Tableau 2-1 ( suite ) - salle de TP -

Abréviations	Orientation	Circulation des murs	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Déduction (m <sup>2</sup> )	Nombre.	Chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Diff. de temp. ΔT (°C)	pertes calorif. figures par transmission Q <sub>tr</sub> (Kcal/h)	MAJORATIONS			Besoins calorifi- que par trans- mission Q <sub>tr</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifi- ques par venti- lation Q <sub>v</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifi- ques totaux Q <sub>t</sub> (Kcal/h)
												Z <sub>s</sub> %	Z <sub>H</sub> %	Z <sub>T</sub> %			
ME	E	Br+Ar	5,2	3,5	18,2	7,2	1	11	0,91	16	166						
MI	E	Br	1,2	3,5	4,2	-	1	4,2	1,72	7	80						
FE	E	-	1,8	0,65	1,2	-	1	1,2	4,5	16	84						
PE	E	-	2	3	6	-	1	6	3,5	15	336						
MI	S	Br	4,7	3,5	16,5	1,8	1	14,7	1,72	9	228						
PI	S	-	0,9	2	1,8	-	1	1,8	2	9	32						
MI	S	Br	2,1	3,5	7,28	-	1	7,28	1,72	9	113						
MI	N	Br	1,8	3,5	6,44	1,8	1	4,64	1,72	5	40						
PI	N	-	0,9	2	1,8	-	1	1,8	2	5	18						
MI	O	Br	1,8	3,5	6,44	-	1	6,44	1,72	5	56						
PLD	-	-	6,44+6,3	-	43,5	-	1	43,5	0,86	16	599						
PLR	-	-	6,44+6,3	-	43,5	-	1	43,5	0,35	13	198	15	0	1,15	2242	565	2807

Tableau 2-1 ( suite ) - bureau de gestion -

Abreviations	Orientation	Composition des murs	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu Pour le Calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h. m <sup>2</sup> . °C)	Diff. de Temp. ΔT (°C)	Pertes Calorifiques Par transmission Q <sub>0</sub> (Kcal/h.)	MAJORATIONS			Besoins calorifiques Par transmission Q <sub>1</sub> (Kcal/h.)	Besoins calorifiques Par Ventilation Q <sub>2</sub> (Kcal/h.)	Besoins calorifiques Totaux : Q <sub>3</sub> (Kcal/h.)
												Z <sub>0</sub> %	Z <sub>1</sub> %	Z <sub>2</sub> %			
ME	N	Br+A+Br	3,2	3,5	11,2	—	1	11,2	0,94	13	137						
ME	O	Br+A+Br	2,96	3,5	10,4	4	1	6,4	0,94	16	93						
FE	O	—	1,9	2,1	4	—	1	4	4,5	16	288						
FCV	S	Partie vitrée	3,2	1,95	6,24	—	1	6,24	3	5	94						
FCV	S	Partie en bois	3,2	1,25	4	—	1	4	2,55	5	51						
PLD	—	—	2,96 et 3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,86	16	137						
PLR	—	—	2,96 et 3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,35	13	44	15	5	1,2	1006	226	1232



Tableau 2-1 ( suite ) - Vestibule -

Abreviations	Orientation	Constitution des murs.	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu Pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Diff. de Temp. ΔT (°C)	Perles calorifiques par travers mission % (Kcal/h)	MAJORATIONS			Besoins calorifiques par transmission Q <sub>T</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques par ventilation Q <sub>V</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques Totaux : Q <sub>T</sub> (Kcal/h)
												Z <sub>0</sub> %	Z <sub>4</sub> %	Z <sub>1+</sub> %			
ME	O	Br+AlBr	6,6	3,5	23,1	9,2	1	13,9	0,94	11	144						
FE	O	—	1,9	2,1	4	—	1	4	4,5	11	198						
FE	O	—	0,5	2,4	1,2	—	1	1,2	4,5	11	60						
PE	O	—	1,3	3,1	4,1	—	1	4,1	3	11	136						
MI	O	Br	1,8	3,5	6,44	—	1	6,5	1,72	-5	-56						
MI	S	Br	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	1,72	-5	-49						
PI	S	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	-5	-18						
MI	E	Br	1,8	3,5	6,44	—	1	6,5	1,72	-5	-56						
MI	E	Br	6,6	3,5	23	4,4	1	18,6	1,72	-5	-160						
Box	E	Partie vitrée	2	0,95	1,9	—	1	1,9	3	-5	-29						
Box	E	Partie en bois	2	1,25	2,5	—	1	2,5	2,55	-5	-52						
FCV	N	Partie vitrée	6,4	1,95	12,5	—	1	12,5	3	-5	-188						
FCV	N	Partie en bois	6,4	1,25	8	—	1	8	2,55	-5	-102						
PLD	—	—	6,4+6,6	—	42,3	—	1	42,3	0,86	11	400						
PLR	—	—	6,4+6,6	—	42,3	—	1	42,3	0,35	8	120	20	0	12	442	304	746

Tableau 2-1 ( suite ) = Salle de programmation =

Abréviations	Orientation	constitition des murs	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Diff. de Temp. DT (°C)	Perles calorifiques Par transmission Q <sub>0</sub> (Kcal/h)	MAJORATIONS			Besoins calorifiques Par transmission Q <sub>T</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques Par ventilation Q <sub>V</sub> (Kcal/h)	Besoins calorifiques Totaux: Q (Kcal/h)
												Z 0 %	Z 4 %	Z 1 + %			
ME	O	Br + A + Br	6,4	3,5	22,4	8,7	1	13,7	0,94	16	206						
FE	O	-	0,5	2,4	1,2	-	2	2,4	4,5	16	173						
FE	O	-	1,9	2,1	4	-	1	4	4,5	16	288						
PE	O	-	1	3,1	3,1	-	1	3,1	3	16	149						
MI	S	Br	4,5	3,5	15,75	-	1	15,75	1,72	9	244						
MI	N	Br	4,5	3,5	15,75	1,8	1	13,95	1,72	5	120						
PI	N	-	0,9	2	1,8	-	1	1,8	2	5	18						
MI	E	Br	1,8	3,5	6,3	-	1	6,3	1,72	5	54						
PLD	-	-	4,5 + 6,4	-	28,8	-	1	28,8	0,86	16	396						
PLR	-	-	4,5 + 6,4	-	28,8	-	1	28,8	0,35	13	131	15	0	1,15	2046	403	2450

## Besoins frigorifiques

Les besoins frigorifiques représentent la quantité de chaleur à éliminer du local pour le garder à une température donnée. Les besoins frigorifiques dépendent également de l'emplacement du local, de son calorifugeage et de ses équipements susceptibles de dégager de la chaleur.

Pour le dimensionnement optimal de la centrale, nous devons tenir compte de plusieurs facteurs, tel que l'inertie thermique, la non simultanéité des gains, etc...

En effet, car si l'on doit, par exemple, utiliser la formule classique du transfert de chaleur par rayonnement et dire que la centrale doit compenser instantanément ces gains, les conditions climatiques du local seront bien au dessous de la normale exigée, car comme vous le savez, le transfert de chaleur s'effectue de la façon suivante:

le rayonnement est absorbé par un corps solide, il s'agit dans notre cas, des murs extérieurs, du plafond, du plancher, si le rayonnement pénètre à travers les vitres, etc... Le rayonnement chauffe donc progressivement ces corps solides, qui eux, transmettent cette chaleur dans les trois directions de leur propre corps. C'est seulement après un certain temps, qu'une quantité de chaleur absorbée par les corps solides commence à être cédée aux milieux environnant par l'effet de la convection, pour donner une idée sur la durée de ce mécanisme, si nous considérons un mur en brique de 300 mm d'épaisseur, il faudrait environ 7 heures pour que ce dernier commence à céder sa chaleur.

C'est pour ces raisons que nous avons introduit des coefficients qui dépendent de la masse du matériau de construction, des coefficients qui prennent compte de la non simultanéité des gains maximales, d'autres qui prennent compte de la durée de fonctionnement de l'installation, etc...

## - Charge calorifique interieure

Cette charge represente la quantité de chaleur dégagée à l'intérieur du local et qu'il faudrait éliminer, par les occupants:  $Q_{oc}$ , par les appareils divers:  $Q_{ap}$ , par l'éclairage:  $Q_{ec}$ .

## - Chaleur dégagée par les occupants

La quantité de chaleur dégagée par les occupants depend essentiellement du degré d'activité des personnes et de la température ambiante, elle est de deux types: chaleur sensible et chaleur latente, elle s'exprime par:

$$Q_{oc} = (\text{chaleur dégagée par personne}) (\text{nombre de personnes}) (\text{coefficient d'amortissement})$$

ce coefficient tient compte de la durée de presence des personnes au moment où nous effectuons notre bilan thermique. Dans notre cas les personnes travaillant dans le centre de calcul, ont tous un même degré d'activité que ceux travaillant dans un bureau. (Voir tableau 2-2)

## - Chaleur dégagée par les appareils

L'absorption d'énergie par une machine est toujours suivie d'un dégagement de chaleur, en ce qui nous concerne, pour certains appareils présents dans les locaux la dissipation de chaleur est donnée dans leur catalogue, pour d'autre, on ne connaît que la tension de service et le courant absorbé, la chaleur dégagée par un appareil sera:  $Q_{app} = U.I. 0,8. 0,86. C_d$  avec:

- $U.I. 0,8$  = puissance active. (0,8 est un facteur de forme relatif aux app. électroniques)
- 0,86: est un facteur de conversion des watts en Kcalories / heure
- $C_d$ : coefficient d'amortissement tenant compte de la durée du fonctionnement.

(voir tableau 2-2).

Tableau 2-2

## Gains de chaleurs internes

Locaux	Nombre de personnes	Chaleur Qoc (Kcal/h)	Nombre Lampes	Chaleur Qec (Kcal/h)	Types de machines	Nombre	Chaleur Qap (Kcal/h)	Qint (Kcal/h)
Salle machine	1	103	8	298	- VAX 11/750 avec configuration max	1	1334	2037
					- LA 36 DEC writer Printer terminale	1	161	
					- LA 120 DEC Writer Printer terminale	1	141	
Bur. Ing. Système	2	206	2	75	—	—	—	281
Bur. Contr. prod. Ord.	2	206	2	75	—	—	—	281
Salle de T.P	18	1854	12	447	- Terminale digitale VT 104	18	1945	4246
Salle Imprimante	1	103	2	75	- Imprimante digitale	1	345	523
Bur. de Gestion	1	103	2	75	—	—	—	223
Vestibule	1	103	8	298	—	—	—	401
Salle de Programmation	4	412	6	224	- Unité de disque	2	502	2836
					- Traceur	2	126	
					- Table graphique	2	40	
					- Imprimante HP	2	272	
					- Micro Ordinateur HP	2	376	
					- Imprimante digitale	2	332	
					- Micro Ordinateur digitale	2	552	

## - Chaleur dégagée par l'éclairage

Cette quantité de chaleur est dégagée sous forme de chaleur sensible elle est déterminée par :  $Q_{ec} = P_e \cdot 0,86 \cdot 1,25 \cdot C_{ec}$  avec

$P_e$  : puissance de l'éclairage en watt, pour notre cas tous les néons ont une puissance de 40 W, 0,86 est le facteur de conversion, 1,25 est la majoration de 25% correspondant à la puissance absorbée par le ballast.

$C_{ec}$  : coefficient d'amortissement tenant compte de la durée de l'éclairage.

Les valeurs pour chaque local sont regroupées dans le tableau 2-2.

## - Charge calorifique extérieure

Cette chaleur nous vient de l'extérieur à travers les murs, toits, fenêtres, etc...

Il ya donc deux sortes de gain de chaleur, les gains de chaleur à travers les surfaces vitrées et ceux à travers les parois opaques.

## - Gains de chaleur à travers les vitres

Ils sont composés des gains de chaleur par transmission - ces quantités de chaleurs sont obtenus par la méthode habituelle de transmission de chaleur

$Q_0 = K \cdot S \cdot (t_e - t_i)$  - et des gains de chaleur par rayonnement :  $Q_R$  qui dépendent du moment considéré, de l'orientation et de la latitude.

Il existe deux sortes de rayonnement : le rayonnement direct et le rayonnement diffus. Ce dernier entre en jeu pour les parties de fenêtres à l'ombre ou non. Les gains de chaleur par rayonnement sont donnés par la relation :  $Q_R = (S_1 I_{max} C_{as} + S_0 I_{diff} C_h) \cdot C_e$  avec

-  $S_1$  = surface vitrée ensoleillée en  $m^2$

-  $S_0$  = surface vitrée à l'ombre en  $m^2$

-  $I_{max}$  = valeur maximale du rayonnement totale (direct et diffus) pour le moment considéré, l'orientation et la latitude.

-  $I_{diff}$ : valeur maximale du rayonnement pour les mêmes conditions que ceux ayant servi à la détermination de  $I_{max}$  sauf que pour l'orientation on prend la direction Nord.

$C_{as}$ : coefficient d'amortissement des surfaces vitrées ensoleillées, dépendant du poids de la construction, de la durée de fonctionnement (42 heures dans notre cas) et de l'orientation à l'heure considérée.

$C_{ao}$ : coefficient d'amortissement des surfaces ombrées dépendant des mêmes paramètres dont dépend  $C_{as}$ , avec la direction Nord pour orientation.

$CC$ : coefficient de correction tenant compte des conditions différentes de ceux pour lesquelles ont été établies les valeurs de  $I_{max}$  et  $I_{diff}$  données dans Carrier. Pour notre cas nous avons:

- L'atmosphère n'est pas très limpide, le coefficient de correction correspondant est de 0,9

- L'altitude est de 50m, nous n'avons donc pas de correction à faire

- différence du point de rosé:  $17,5 - 19,5 = -2^\circ C$ , la correction correspondante est de:  $1 + \left(\frac{2}{10} \cdot 0,14\right) = 1,028$ .

- l'encadrement étant en bois le coefficient est 1. Nous aurons en fin de compte:  $CC = 0,9 \cdot 1,028 \cdot 1 = 0,925$ .

### Détermination des surfaces ombrées

Pour la détermination des surfaces ombrées, il nous suffit simplement de connaître les dimensions des auvents et saillies, de se rendre compte de l'existence de constructions ou autres pouvant projeter une ombre sur notre local, et de connaître la position et le moment auquel nous faisons notre bilan. Avec ces deux derniers paramètres on déduit à l'aide du tableau donné dans Carrier la hauteur et l'azimut du soleil. Munis de ces

renseignements on se rapporte à la courbe n° 1 du même manuel pour la détermination des surfaces ombrées.

### Exemple de calcul des surfaces à l'ombre

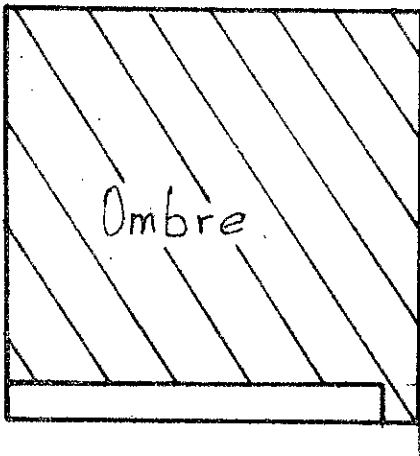
L'heure de pointe considérée étant 15h, le mois est juillet, les hauteurs et azimut du soleil correspondant sont - pour une latitude de 40° Nord -  
Hauteur: 47° ; Azimut: 256°.

La face ouest possède un auvent de largeur 1,8 m, situé juste à la limite supérieure de la fenêtre, qui est en retrait de 15 cm par rapport au mur. Les dimensions des ombres seront les mêmes pour toutes les fenêtres situées à l'ouest. L'orientation exacte de la façade étant le OSO, nous aurons: Ombre latérale : 0,5 m/m,

Ombre à la partie supérieure : 1,15 m/m. nous aurons:

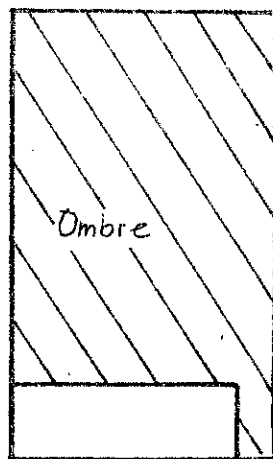
$$\text{Ombre latérale} = 0,15 \cdot 0,5 = 0,075 \text{ m.}$$

$$\text{Ombre due à l'auvent} = 1,15 \cdot 1,8 = 2,07.$$



$$FE \ 2,1 \times 1,9$$

$$\begin{aligned} \text{Ombre totale} &= 3,953 + 0,0495 \\ &= 3,98 \text{ m}^2 \end{aligned}$$



$$FE : 0,5 \times 2,4$$

$$\begin{aligned} \text{Ombre totale} &= 0,072 + 1,055 \\ &= 1,1 \text{ m}^2 \end{aligned}$$



## Détermination de l'heure de pointe

Il est important pour dimensionner correctement une installation de réfrigération, de connaître la charge calorifique maximale donc il faut trouver un moment où la somme des gains constituant cette charge est maximale. Pour cela il faut calculer la valeur maximale de chaque gain (occupants, éclairage, rayonnement, etc...) séparément, puis comparer ces valeurs entre elles. Si l'un des gains est nettement plus important que les autres, l'heure à laquelle il a été déterminé, sera prise pour déterminer tous les autres gains. Si la majorité des gains ont des valeurs voisines, il faut alors calculer tout les gains pour plusieurs heures différentes de la journée (chaque gain étant calculé à la même heure) et faire la somme, la valeur maximale sera celle de la charge calorifique.

### Remarque

Nous supposons que les stores des fenêtres sont complètement fermés, pendant que ceux-ci sont directement soumis aux rayonnements du soleil, ce qui veut dire que les stores de la façade est seront abaissés depuis le lever du soleil jusqu'à 14<sup>h</sup> environ et que pendant ce temps ceux de la façade ouest sont remontés. Et le contraire se produit depuis 14<sup>h</sup> jusqu'aux environs du coucher du soleil.

Les valeurs des gains de chaleur par rayonnement à travers les vitres sont résumées dans les tableaux 2-3

Tableaux 2-3 Gains de chaleur par rayonnement

Abbréviations	Orientations	Longueur (m)	Hauteur (m)	Surface vitré (m <sup>2</sup> )	Surface émissif (m <sup>2</sup> )	Surface à l'ombre (m <sup>2</sup> )	Nombre	CC	CA <sub>0</sub>	T <sub>diff</sub> (Kcal/h.m <sup>2</sup> )	CA <sub>s</sub>	T <sub>intra</sub> (Kcal/h.m <sup>2</sup> )	Gains par Rayonnement (Kcal/h)	Gains totaux par rayonnement (Kcal/h)
---------------	--------------	--------------	-------------	---------------------------------	-----------------------------------	-------------------------------------	--------	----	-----------------	--	-----------------	---	--------------------------------	---------------------------------------

Salle machine Juillet 15<sup>h</sup> pd/m<sup>2</sup> de plancher:

FE	E	1,9	2,1	3,4	-	3,4	2	0,925	0,3	32	-	-	61	61
----	---	-----	-----	-----	---	-----	---	-------	-----	----	---	---	----	----

Bureau ingénieur système pd/m<sup>2</sup> = 861 kg/m<sup>2</sup>

FE	E	1,9	2,1	3,4	-	3,4	1	0,925	0,3	32	-	-	31	31
----	---	-----	-----	-----	---	-----	---	-------	-----	----	---	---	----	----

Salle de TP Juillet 15<sup>h</sup> pd/m<sup>2</sup> = 850 kg/m<sup>2</sup>

FE	E	1,8	0,65	1,02	-	1,02	1	0,93	0,93	32	-	-	28	28
----	---	-----	------	------	---	------	---	------	------	----	---	---	----	----

Bureau de gestion Juillet 15<sup>h</sup> pd/m<sup>2</sup> = 1076 kg/m<sup>2</sup>

FE	O	1,9	2,1	3,4	0	3,4	0,925	1	0,06	32	0,12	444	26	26
----	---	-----	-----	-----	---	-----	-------	---	------	----	------	-----	----	----

Vestibule Juillet 15<sup>h</sup> pd/m<sup>2</sup> = 890 kg/m<sup>2</sup>

FE	O	1,9	2,1	3,4	0	3,4	0,925	1	0,06	32	0,12	444	26	35
FE	O	0,5	2,4	1,2	0,1	1,1	0,925	1	0,06	32	0,12	444	9	

Salle de programmation Juillet 15<sup>h</sup> pd/m<sup>2</sup> = 903 kg/m<sup>2</sup>

FE	O	1,9	2,1	3,4	0	3,4	0,925	1	0,06	32	0,12	444	26	44
FE	O	0,5	2,4	1,2	0,1	1,1	0,925	2	0,06	32	0,12	444	18	

## Gains de chaleur à travers les parois opaques

Ces gains de chaleur sont dus non seulement à la différence de température extérieure et intérieure mais également au rayonnement arrivant directement sur les parois extérieures.

L'intensité du rayonnement étant variable dans le temps, il est difficile d'évaluer le flux de chaleur à un instant donné, nous avons eu alors recours à la notion de différence de température équivalente, qui donnerait le même flux de chaleur compte tenu de la différence réelle de température due à l'ensoleillement. Une fois la différence équivalente de température déterminée, nous déduisons le flux de chaleur à l'aide de la relation :  $Q_0 = K.S. \Delta T_{eq}$ .

Cette différence de température dépend donc de l'orientation de la façade, de l'heure considérée et de la masse de la construction. Elle est donnée par la relation:

$$\Delta T_{eq} = a + \Delta T_{es} + b \cdot \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$a$ : correction qui tient compte d'un écart de température différent de  $3^\circ\text{C}$  entre les températures intérieures et extérieures, et d'une variation de température extérieure en 24 heures différente de  $1^\circ\text{C}$ . Pour notre cas, on trouve  $a=0$  pour le vestibule et  $a=2,2$  pour les autres locaux.

$\Delta T_{es}$ : différence de température à l'heure considérée pour une paroi à l'ombre (valeur lue dans les tables).

$\Delta T_{em}$ : différence de température à l'heure considérée pour une paroi ensoleillée (valeur lue dans les tables)

$b$ : coefficient tenant compte de la couleur de la paroi ensoleillée.

$R_s$  et  $R_m$  représentent respectivement l'ensoleillement maximum pour

le mois et la latitude considérées, et l'ensoleillement maximum pour le mois de juillet et pour  $40^\circ$  de latitude Nord. Pour notre cas,  $\frac{R_s}{R_m} = 1$   
 - pour une paroi à l'ombre quelle que soit son orientation nous avons:

$$\Delta t_{em} = \Delta t_{es} \Rightarrow \Delta t_{eq} = \Delta t_{es} + a.$$

- La charge calorifique totale d'un local est donc:

$$Q_f = Q_{oc} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_r + \sum Q_0 \text{ en Kcal/heure.}$$

### Remarque

Du fait de ce qui a été dit sur les fenêtres (voir la partie traitant du rayonnement) si les stores sont abaissés, le coefficient global de transmission sera transformé. Il sera formé du coefficient de transmission du store, de la lame d'air et celui de la vitre on obtient dans ce cas  $K = 3,13 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$ .

Les tableaux 2-4 regroupent les valeurs des gains extérieurs.

Le tableau 2-5 résume toutes les valeurs de gain de chaleur de différents type et donne la charge calorifique maximale pour un local donné.

Tableaux 2-4 des gains de chaleur  
à travers les parois opaques

29

Salle machine

Abbréviations	Orientations	Construction des murs	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Déduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	chiffre retenu par le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°c)	Différence de température (°c)	Différence équ- ivalente de température (°c)	Gains par transmission (Kcal/h)
ME	E	Br.A+Br	6	3,5	21	8	1	013	0,94	-	10	123
ME	E	Ar.Br+Ar.Br	6,4	3,5	22,4	-	1	22,4	0,93	-	8,8	184
FE	E	-	1,9	2,1	4	-	2	8	4,5	11	-	396
ME	O	Br	2,8	3,5	9,8	4,4	1	5,4	1,72	3	-	28
Box	O	Partie Vitree	2	0,95	1,9	-	1	1,9	3	3	-	18
Box	O	Partie en bois	2	1,25	2,5	-	1	2,5	2,55	3	-	20
PLD	-	-	6,4 6	-	38,4	-	1	38,4	0,86	-	18,3	606
PLR	-	-	6,4 6	-	38,4	-	1	38,4	0,35	4	-	54

Gain total par transmission:  $Q_0 = 1428$  Kcal/h

Bureau de gestion

ME	N	Br.A+Br	3,2	3,5	11,2	-	1	11,2	0,94	6	-	64
ME	O	Br.A+Br	2,9	3,5	10,4	4	1	6,4	0,94	-	18	109
FE	O	-	1,9	2,1	4	-	1	4	3,13	-	24,4	306
FCV	S	Partie Vitree	3,2	1,95	6,2	-	1	6,2	3	3	-	57
FCV	S	Partie en bois	3,2	1,25	4	-	1	4	2,55	3	-	31
PLD	-	-	2,9 3,2	-	9,5	-	1	9,5	0,86	-	18,3	150
PLR	-	-	2,9 3,2	-	9,5	-	1	9,5	0,35	4	-	14

Gain total par transmission:  $Q_0 = 667$  Kcal/h

## Salle de T P

Abreviations	Orientations	Construction des murs	Longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h inf. m <sup>2</sup> )	Difference de temperature (°C)	Difference equivalente de temperature (°C)	Gains par transmission (Kcal/h)
ME	E	Br+ArBr	5,2	3,5	18,2	7,2	1	11	0,94	—	10	104
MI	E	Br	1,5	3,5	4,2	—	1	4,2	1,72	6	—	44
FE	E	—	1,8	0,65	1,2	—	1	1,2	4,5	11	—	60
PE	E	—	2	3	6	—	1	6	3,5	11	—	231
MI	S	Br	4,7	3,5	16,5	1,8	1	14,7	1,72	5	—	127
PI	S	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	5	—	18
MI	S	Br	2,1	3,5	7,3	—	1	7,3	1,72	4	—	51
MI	O	Br	1,8	3,5	6,5	—	1	6,5	1,72	3	—	34
MI	N	Br	1,8	3,5	6,5	1,8	1	4,7	1,72	3	—	25
PI	N	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	3	3	—	11
PLD	—	—	6,4 6,8	—	43,5	—	1	43,5	0,86	—	18,3	685
PLR	—	—	6,4 6,8	—	43,5	—	1	43,5	0,35	4	—	61

Gain total par transmission:  $Q_0 = 1451 \text{ Kcal/h}$

## Salle imprimante

ME	N	Ar+Br+ArBr	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	0,93	—	8,8	46
ME	N	Br+Ar+Br	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	0,94	6	—	32
FCV	S	Partie vitrée	3,2	1,95	6,3	—	1	6,3	3	3	—	57
FCV	S	Partie en bois	3,2	1,25	4	—	1	4	2,55	3	—	31
PLD	—	—	2,9 3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,86	—	18,3	150
PLR	—	—	2,9 3,2	—	9,5	—	1	9,5	0,35	4	—	14

Gain total par transmission:  $Q_0 = 330 \text{ Kcal/h}$

## Vestibule

Abbréviations	Orientations	Construction des murs	Longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surfaces (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Chiffre retenu pour le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Différence de température (°C)	Différence équivalente de température (°C)	Gains par transmission (Kcal/h)
ME	O	Brick	6,6	3,5	23,1	9,2	1	13,9	0,94	—	15	196
FE	O	—	1,9	2,1	4	—	1	4	3,13	—	21,5	270
FE	O	—	0,5	2,4	1,2	—	1	1,2	3,13	—	21,5	81
PE	O	—	1,3	3,1	4,1	—	1	4,1	3	—	21,5	265
MI	O	Br	1,8	3,5	6,44	—	1	6,5	1,72	-3	—	-34
MI	S	Br	1,6	3,5	5,6	—	1	5,6	1,72	-3	—	-29
PI	S	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	-3	—	-22
MI	E	Br	1,8	3,5	6,44	—	1	6,5	1,72	-3	—	-34
MI	E	Br	6,6	3,5	23	4,4	1	18,6	1,72	-3	—	-96
Box	E	Partie vitrée	2	0,95	1,9	—	1	1,9	3	-3	—	-18
Box	E	Partie en bois	2	1,25	2,5	—	1	2,5	2,55	-3	—	-20
FCV	N	Partie vitrée	6,4	1,95	12,5	—	1	12,5	3	-3	—	-113
FCV	N	Partie en bois	6,4	1,25	8	—	1	8	2,55	-3	—	-62
PLD	—	—	6,4 6,6	—	42,3	—	1	42,3	0,86	—	15,4	561
PLR	—	—	6,4 6,6	—	42,3	—	1	42,3	0,35	1	—	15

Gain total par transmission:  $Q_0 = 870$  Kcal/h

## Bureau onduleur

MI	O	Br	2,8	3,5	9,8	4,4	1	5,4	1,72	3	—	65
PLD	—	—	2,4 3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,86	1	18,3	136
PLR	—	—	2,4 3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,35	4	—	13

Gain total par transmission:  $Q_0 = 214$  Kcal/h.

## Salle de programmation

Abreviations	Orientations	Cons titution des murs	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	chiffre obtenu par le calcul (m <sup>2</sup> )	Coefficient K (Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	Différence de Température (°C)	Différence équivalente de Température (°C)	Gains par transmission (Kcal/h)
ME	O	Br+Ar	2,4	3,5	22,4	8,7	1	13,7	0,94	—	15	194
FE	O	—	0,5	2,4	1,2	—	2	1,2	3,13	—	21,5	162
FE	O	—	1,9	2,1	4	—	1	4	3,13	—	21,5	270
PE	O	—	1	3,1	3,1	—	1	3,1	3	—	21,5	200
MI	S	Br	4,5	3,5	15,75	—	1	15,75	1,72	4	—	109
MI	N	Br	4,5	3,5	15,75	1,8	1	13,95	1,72	3	—	72
PI	N	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	3	—	11
MI	E	Br	1,8	3,5	6,3	—	1	6,3	1,72	3	—	33
PLD	—	—	4,5 6,4	—	28,8	—	1	28,8	0,86	—	18,3	454
PLR	—	—	4,5 6,4	—	28,8	—	1	28,8	0,35	4	—	41

Gain total par transmission:  $Q_0 = 1546$  Kcal/h.

## Bureau ingénieur système

ME	E	Br+Ar	3,6	3,5	12,6	4	1	8,94	0,94	—	10	81
FE	E	—	1,9	2,1	4	—	1	4	4,5	11	—	198
MI	S	Br	1,12	3,5	3,9	1,8	1	2,12	1,72	6	—	22
PI	S	—	0,9	2	1,8	—	1	1,8	2	6	—	22
PLD	—	—	2,4 3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,86	—	18,3	156
PLR	—	—	2,4 3,6	—	8,64	—	1	8,64	0,35	4	—	13

Gain total par transmission:  $Q_0 = 550$  Kcal/h.



Tableau 2-5 Recapitulatif du bilan thermique

		BESOINS FRIGORIFIQUES.			BESOINS CALORIFIQUES.					
LOCALS		Gains sensibles intérieurs du local (Kcal/h)	Gain de chaleur par rayonnement du local (Kcal/h)	Gain de chaleur par transmission du local (Kcal/h)	Gain total de chaleur sensible du local (Kcal/h)	Gain de chaleur latente du local (Kcal/h)	Gain de chaleur total du local (Kcal/h)	Besoin Calorifiques par perte par ventilation (Kcal/h)	Besoins Calorifiques pour perte par transmission (Kcal/h)	Besoins Calorifiques totaux du local (Kcal/h)
Salle Machine	1988	61	1428	3477	49	3529	542	2864	2906	
Bureau Ingénierie système	184	31	550	765	97	867	226	833	1099	
Bur. Centrale froid	184	—	214	398	97	500	—	307	307	
Salle de TP	3355	28	1451	4834	871	5763	565	2242	2807	
Salle imprimante	474	—	330	804	49	856	—	568	568	
bureau de gestion	174	26	667	867	49	874	226	1006	1232	
vestibule	352	35	870	1257	49	1309	304	442	746	
Salle de programmation	2642	44	1546	4232	194	4435	403	2046	2450	

## DEBITS D'AIR

### Généralités

Les débits d'air soufflés dans chaque local à un état donné donné, permettent de garder l'ambiance à un climat déterminé.

Pour déterminer les débits d'air à souffler, il faudrait d'abord savoir quel type d'installation de climatisation nous devons utiliser. Il en existe deux types :

- Les installations de climatisation individuelles, qu'on appelle couramment "climatiseurs" et qui sont installés dans des bureaux, ou plus généralement dans les locaux de faible dimensions.
- Les installations de climatisation centrales dont il en existe trois sortes différents :

#### Installation avec convecteurs dans les locaux

Dans ce type de centrale l'air extérieur sera traité à un même état S, il sera ensuite véhiculé à travers les canalisations jusqu'aux locaux, où l'on dispose d'efecto-convecteurs qui se chargeront de le ramener à un autre état de soufflage propre à chaque local à l'aide de batterie de chauffe et d'air induit.

#### Installation à double réseau de gaines

Dans ce genre d'installation l'air est traité dans un centrale et est véhiculé jusqu'aux locaux à l'aide de deux réseaux de gaines, l'un pour l'air chaud, l'autre pour l'air froid. Ces deux quantités sont mélangées dans des chambres de mélange contenues dans chaque local pour être soufflées à l'état voulu.

## Installation à un seul réseau de gaine, à débit constant

35

Dans ce genre d'installation l'air est soufflé dans un même état  $S$  dans tous les locaux, à travers un seul réseau de gaine, on pourra ensuite obtenir les conditions intérieures voulues — si cela est nécessaire — en disposant dans le local quelques accessoires, tel que radiateurs, ou autre. Ce type d'installation a l'avantage de réduire, considérablement, les frais d'installation et d'exploitation, et remplit ses fonctions sous un faible encombrement. On choisira donc ce dernier type d'installation pour notre centre de calcul.

### Détermination du point de soufflage été et calcul des débits $L_s$

Nous calculerons le débit d'air à souffler  $L_s$  dans un local pour l'exploitation été. Ce même débit sera soufflé dans le local en période hivernale, mais à un état différent.

S'il faut éliminer du local une quantité  $Q_f$  de chaleur et une quantité d'eau  $M$  nous aurons la relation :

$$Q_f = L_s (h_i - h_s) \quad \text{et} \quad M = L_s (x_i - x_s) \quad \text{en}$$

$Q_f$  = charge calorifique du local en Kcal/h.

$M$  = quantité d'eau dégagée par les appareils et occupants en kg.

$h_s$  et  $h_i$  les enthalpies du point de soufflage et celle de l'air intérieur

$x_i$  et  $x_s$  les humidités spécifiques de l'air du local et celle de l'air soufflé

La modification de l'état de l'air est caractérisée par le rapport :

$$\frac{Q_f}{M} = \frac{h_i - h_s}{x_i - x_s} = \frac{\Delta h}{\Delta x}$$

En joignant les points caractérisant l'état de l'air soufflé et celui de l'air intérieur représentés dans le diagramme  $(H, S)$ , nous obtenons ce que l'on appelle "la droite d'évolution de l'air". Son inclinaison par rapport à l'axe  $x = cte$  est définie par un angle  $i$  dont le sommet est le point caractérisant l'état de l'air intérieur.

Cet angle est donné par:

$$i = \operatorname{arctg} \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \frac{E_h}{E_x} \cdot \frac{Q_F}{M}} \quad \text{ou}$$

$\beta$  est l'angle formé par  $h = cte$  et  $x = cte$ . Le diagramme  $H, S$  que nous avons utilisé à un angle  $\beta = 30^\circ$

$E_h$  et  $E_x$  sont les échelles correspondants aux enthalpie et aux humidités spécifiques pour ce même diagramme en notre possession nous avons:

$$E_h = 1,08 \text{ cm pour } 1 \text{ Kcal/kg} \quad \text{et} \quad E_x = 0,76 \cdot 10^3 \text{ cm pour } 1 \text{ kg/kg d'air sec}$$

L'angle  $i$  de la droite de changement d'état sera calculé par:

$$i = \operatorname{Arctg} \frac{1}{\sqrt{3} - 2,84 \cdot 10^{-3} \frac{Q_F}{M}}$$

La température de soufflage est une grandeur qui doit être choisie.

Ce choix est régi par des conditions d'ordre physiologique qui sont liées à certains paramètres tel que débit soufflé, vitesse d'écoulement, etc... qui peuvent influencer sur les conditions de confort des occupants.

A cet effet, l'expérience a montré que la température de soufflage doit être prise entre  $6^\circ\text{C}$  et  $10^\circ\text{C}$  inférieur à celle de la température du local. Le point caractérisant l'état de l'air soufflé est repéré par l'intersection de la droite de soufflage et la droite de température de soufflage  $t_s = cte$ .

Le débit de l'air soufflé dans le local est alors donné par:  $L_s = \frac{Q_F}{h_i - h_s}$

L'installation étant centrale et à un seul réseau de gaine, le point de soufflage sera donc commun à tout les locaux desservis par la même centrale. Ce point de soufflage sera déterminé à partir d'un local pris comme référence, ce local sera choisi d'après quelques critères du fait de son importance ou autre. On deduira ensuite les points caractérisant l'état intérieur des autres locaux et ceci par l'intersection de la droite d'évolution de l'air propre à chaque local, passant par le point  $S_1$  avec la droite de température intérieure constante  $t_i = \text{cste}$ . Le degré d'humidité pouvant varier de 40% à 60%.

Nous avons choisis la salle de TP comme local de référence, car elle donnerait par voie de conséquence des valeurs de degré d'humidité dans l'intervalle choisi.

Les caractéristiques de l'état de l'air de la salle de TP sont:

$$t_i = 24^\circ\text{C} ; \varphi_i = 50\% , h_i = 11,4 \text{ Kcal/Kg.}$$

- charge frigorifique intérieure :  $Q_{fi} = 5763 \text{ Kcal/h.}$

- quantité d'eau dégagée :  $M = \frac{n \cdot Q_{\text{lat}}}{L_v}$  avec:

$n$  = nombre de personnes ;  $Q_{\text{lat}}$  = chaleur latente en Kcal/h

et  $L_v$  : chaleur totale de vaporisation en Kcal/Kg.

$$\text{nous aurons donc: } M = \frac{18 \cdot 52}{597} = 1,568 \text{ Kg/h.}$$

$$\text{d'où l'angle de la droite d'évolution: } i = \frac{1}{\sqrt{3} - 2,84 \cdot 10^{-3} \frac{5763}{1,568}} = -6,2^\circ$$

d'après ce qui a été dit précédemment nous choisissons une température de soufflage  $t_s = 16^\circ\text{C}$ . L'intersection de la droite  $t_s = \text{cste}$  avec la droite d'évolution d'inclinaison  $i = -6,2^\circ$  nous

donne les caractéristiques de l'état de soufflage et nous tirons:

$$h_s = 9,1 \text{ Kcal / kg} \quad \text{et} \quad x_s = 8,97 \text{ gr / kg}$$

Le débit d'air soufflé dans la salle de TP sera de :

$$L_s = \frac{Q_r}{h_i - h_s} = \frac{5763}{11,4 - 9,1} = 2506 \text{ Kg / h.}$$

Pour la détermination des caractéristiques de l'état de l'air de chaque local.

nous choisissons une température intérieur de  $27^\circ\text{C}$  pour le

vestibule et  $t_i = 24^\circ\text{C}$  pour tout les autres locaux.

Les valeurs sont résumées dans le tableau 3-1.

## Renouvellement en air extérieur

En utilisant le recyclage ou le by-passage de l'air intérieur, pour des raisons évidentes d'économie, il ne faudrait pas oublier que cet air

comporte des impuretés et des odeurs, dues aux occupants, au tabac ou à d'autres sources. C'est pour cela qu'il faudrait

prévoir un apport en air extérieur frais dont le minimum est

conditionné par le type du local, le nombre de personnes s'y trouvant

le nombre de fumeurs, etc... Ce débit d'air minimum est désigné par  $L_{\min}$

On remarque dans le tableau 3-1 que les rapports  $\frac{L_{\min}}{L_s}$  différents

d'un local à un autre. Pour avoir donc les conditions d'hygiène exigées

il faudrait que le rapport  $\frac{\text{Débit total d'air extérieur}}{\text{Débit d'air total soufflé}}$  soit supérieur ou égale

au plus grand rapport  $\frac{L_{\min}}{L_s}$ .

Ce rapport maximale est celui correspondant au vestibule où nous

avons  $\frac{L_{\min}}{L_s} = 0,5$  nous aurons donc  $\frac{L_e}{L_T} \geq 0,5$  avec  $L_e$ :

débit total d'air frais et  $L_T$  débit total de l'air soufflé. On

prendra donc  $\frac{L_e}{L_T} = 0,5 \Rightarrow L_e = 0,5 \cdot L_T = 0,5 \cdot \Sigma L_s$ .

Tableau 3-1 des debits d'air

Etat de l'air soufflé: température  $t_s = 16^\circ\text{C}$ , enthalpie  $h_s = 9,1 \text{ kcal/kg}$   
 humidité spécifique  $x_s = 8,97 \text{ gr/kg d'air sec}$ .

LOCAUX	Quantité d'eau déjàgée $M$ (kg/h)	Angle $i$ de la droite d'évolution en degré	température intérieur des locaux $t_i$ ( $^\circ\text{C}$ )	humidité relative des locaux: $\phi_i$ (%)	humidité spécifique des locaux: $x_i$ (gr/kg)	Enthalpie des locaux $h_i$ (kcal/kg)	Debit d'air soufflé dans les locaux $L_i$ (kg/h)	Nombre d'occupants $n$	debit minimum d'air frais $L_{min}$ (kg/h)	$\frac{L_{min}}{L_s}$
Salle machine	0,087	-0,5	24	47	8,6	11	1858	1	455	0,245
Bureau Ingénieur Syst.	0,174	-4,6	24	49	9,2	11,3	394	2	101	0,250
Bur. Onduleur	0,174	-8,8	24	51	9,5	11,5	209	2	101	0,480
Salle de T.P	1,568	-6,5	24	50	9,4	11,4	2506	18	908	0,360
Salle imprimante	0,087	-2,1	24	48	9	11,2	408	1	51	0,125
Bureau de gestion	0,087	-2	24	48	9	11,2	417	1	51	0,122
Vestibule	0,087	-1,2	27	40	9	11,9	468	1	234	0,500
Salle de programmation	0,348	-1,6	24	48	9	11,2	2218	4	422	0,190

## Détermination du point de soufflage hiver

Pour la détermination du point de soufflage en été, nous avons une seule condition sur l'installation, c'est qu'elle est centrale et que par conséquent l'air est soufflé avec les mêmes caractéristiques dans tout les locaux.

En hiver et du fait de l'utilisation de la même centrale qu'en été nous avons une autre condition caractéristique de ce type de centrale : c'est que l'on doit garder les mêmes débits de soufflage aussi bien en été qu'en hiver.

C'est pour cela que le choix du local de référence pour la détermination du point de soufflage doit être adéquat. C'est à dire que le point de soufflage doit nous donner par voie de conséquence des conditions intérieures, dans les locaux, telles qu'on pourra - en utilisant des radiateurs ou autres - être capable d'obtenir les conditions intérieures exigées.

Il est évident, pour des raisons économiques, que nous avons intérêt à réchauffer et non à refroidir. On évitera donc à ce que ce point de soufflage nous donnerait des conditions plus élevées de température.

Lors du calcul du bilan thermique hiver, les besoins calorifiques de chaque local étaient maximums du fait que nous n'avons pas tenu compte des gains internes dues aux occupants, appareils, etc...

Ces gains internes peuvent influencer considérablement sur l'état de l'air ambiant. Nous pourrions même avoir dans certains cas une atmosphère suffoquante où il serait impossible de travailler et



où nous serons obligés de refroidir au lieu de réchauffer les locaux.

Donc pour être le plus près possible du bilan thermique hiver nous allons considérer que les locaux ne sont occupés qu'à moitié et que par conséquent la plus part des appareils ne fonctionnent qu'à moitié.

Nous aurons donc:  $Q' = Q + Q_A + Q_{occ}$  où

$Q'$  = besoins calorifiques réels locaux à moitié occupés.

$Q$  : besoins calorifiques déterminés dans le chapitre II

$Q_A$  et  $Q_{occ}$  : chaleur dégagée par les appareils et éclairage et par les occupants.

Pour la détermination effective du point de soufflage, on procède comme suit:

on choisit un local de référence, on détermine son angle d'évolution de l'air, dont le sommet est le point caractérisant l'état de l'air intérieur.

Connaissant le débit d'air soufflé, l'enthalpie de soufflage pouvant facilement être déterminée à partir de:  $h_s = h_i - \frac{Q'}{L_s}$ .

L'intersection de la droite d'évolution avec la demi droite  $h_s = cte$  détermine l'état du point de soufflage.

Pour choisir le local de référence on détermine pour chaque local son point de soufflage. Le point de soufflage commun sera donc celui qui aura le rapport  $\frac{h_s}{h_i}$  le plus faible.

LOCAUX	S. mach.	B. Ing. Syst.	B. Ond.	S. de TP	S. impr.	B. gestion	Vestibule	S. progr.
température intérieure $t_i$ (°C)	21	21	21	21	21	21	16	21
humidité relative: $\varphi\%$	40	40	40	40	40	40	40	40
enthalpie intérieure $h_i$ (Kcal/Kg)	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	6,5	8,8
enthalpie de soufflage $h_s$ (Kcal/Kg)	9,4	11,2	9,6	9	9,5	11,3	7,5	9,3
$h_s/h_i$	1,07	1,27	1,09	1,02	1,08	1,28	1,15	1,05

## Détermination effective du point de soufflage

D'après le tableau précédent, le local indiqué pour la détermination du point S de soufflage en hiver est la salle de TP dont les caractéristiques thermodynamiques sont :

$$t_i = 21^\circ\text{C} \quad ; \quad \varphi_i = 40\% \quad \text{donc} \quad h_i = 8,8 \text{ Kcal/Kg}$$

les besoins calorifiques réelles sont :

$$Q' = -2807 + 2142 = -665 \text{ Kcal/h}$$

l'angle de la droite d'évolution de ce local est de :

$$i = \text{Arctg} \frac{1}{\sqrt{3} - 2,84 \cdot 10^{-3} \frac{(-665)}{1,568}} = 12^\circ$$

L'enthalpie de soufflage est de :  $h_s = h_i - \frac{Q'}{L_s} = 8,8 + \frac{665}{2506} = 9,1 \text{ Kcal/Kg}$

L'intersection de la droite d'évolution d'angle  $i = 12^\circ$  avec celle de  $h_s = \text{cte}$

nous a donné les valeurs suivantes :  $t_s = 22,7^\circ\text{C}$  et  $x_s = 6 \text{ g/Kg}$ .

Pour les autres locaux, connaissant  $h_s$ , on détermine pour chacun

d'eux  $h_i$  à partir de la formule :  $h_i = h_s + \frac{Q'}{L_s}$  et par

l'intersection de  $h_i = \text{cte}$  avec la droite d'évolution de chaque

local on obtient les caractéristiques de l'état de l'air intérieur de

chaque local. le tableau 3-2 résume ces valeurs.

## Utilisation des radiateurs

Il faudrait s'attendre à ce que le point de soufflage sus déterminé

ne donnerait pas les conditions intérieures de température de  $21^\circ\text{C}$

et des valeurs de degré hygrométrique comprises entre 40% et 60%.

Pour cela l'utilisation de radiateurs de chauffage s'impose. Ces

derniers fourniront de la chaleur sensible qui ajoutée à celle

apportée par le soufflage nous donne les conditions exigées plus haut.

La chaleur nécessaire à apporté par les radiateurs de chauffe doit donc compenser les insuffisances de chaleur fournies par l'air soufflé, pour combler les pertes de chaleur tout en maintenant l'état de l'air intérieur aux valeurs sus indiquées.

La chaleur que doit donc fournir le radiateur est de :

$$Q_R = L_s (h_i - h_{is}) \text{ en Kcal/h (} h_{is} \text{ est définie ci-dessous)}$$

### Symboles utilisés dans le tableau 3-2

- $h_{is}$  et  $t_{is}$  : enthalpie et température intérieures des locaux déterminées à partir du point de soufflage S sans utilisation de radiateurs.
- $i_s$  = Angle d'évolution de l'air dans le local, déterminé à partir des conditions optimales et sans utilisation de radiateurs.
- $h_i$  et  $t_i$  : enthalpie et température intérieures des locaux avec utilisation de radiateurs
- $i$  = angle d'évolution déterminé à partir des nouvelles conditions intérieures dues à l'utilisation de radiateurs
- $Q_R$  = chaleur fournie par les radiateurs.

Tableau 3-2 des états  
de l'air dans les locaux

LOCAUX	salle machine	Bureau Ingénieur Système	Bureau de l'ondeleur	Salle de T.P.	Salle de imprimante	Bureau de gestion	Vesti- bule	Salle de program- mation.
Besoins Calorifiques maximums $Q_p$ (Kcal/h)	-2906	-1099	-307	-2807	-568	-1232	-746	-2450
Gains Interne, locaux à demi occupés (Kcal/h)	1836	142	142	2142	262	180	298	1422
Besoins Calorifiques opimums $Q_p'$ (Kcal/h)	-1070	-957	-165	-865	-306	-1052	-448	-1028
Enthalpie $h_i$ (Kcal/Kg)	8,5	6,7	8,3	8,8	8,4	6,6	7,5	8,6
Angle d'évolu- tion $\alpha$ (degré)	1,3°	1,4°	6,7°	12°	4°	1,3°	0	2,5°
Température $t_i$ (°C)	20	13	19	21	19,5	12,6	16,5	21
Enthalpie $h_i$ (Kcal/Kg)	8,6	8,7	8,8	8,8	8,7	8,7	7,5	8,6
Quantité de chaleur $Q_p$ (Kcal/h)	446	757	107	—	147	841	—	0
Angle d'évolu- tion $\alpha$ (degré)	2,1°	5,8°	13°	12°	7°	5,5°	0	2,5°
Température $t_i$ (°C)	21	21	21	21	21	21	16,5	21
Degré hygrom- étrique (%)	39	39	40	40	39	39	50	39
humidité spécifique $x_i$ (gr/kg)	5,8	6,1	6,3	6,3	6,1	6,1	5,9	6,1

## Puissance maximale des radiateurs

La puissance maximale des radiateurs sera calculée dans les cas où les locaux sont complètement vides, c'est à dire dans le cas des besoins calorifiques maximums. On procède comme suit :

on calcule l'enthalpie intérieure de chaque local pour les besoins calorifiques maximums :  $h_{iv} = h_s + \frac{Q}{L_s}$  en Kcal/Kg.

la puissance maximale des radiateurs sera donnée par :

$$Q_{Rmax} = (h_i - h_{iv}) \cdot L_s \text{ en Kcal/h. Le tableau}$$

suivant résume les valeurs de  $Q_{Rmax}$  pour chaque radiateur.

LOCAUX	1	2	3	4	5	6	7	8
$h_i$ (Kcal/Kg)	8,6	8,7	8,8	8,8	8,7	8,7	7,5	8,6
$h_{iv}$ (Kcal/Kg)	7,5	6,3	7,6	8	7,7	6,1	7,5	8
$Q_{Rmax}$ (Kcal/h)	2044	946	251	2005	408	1085	0	1331

On remarque que le vestibule n'a pas besoin de radiateur.

Les radiateurs de chauffage peuvent être électriques, à eau ou à gaz. Le souci d'avoir une installation facile et des plus économiques, nous fait opter pour les radiateurs à gaz, vu que ce produit est assez répandu chez nous.

Ces radiateurs sont équipés de thermostat, les mettant hors service lorsque la température de 21°C est atteinte.

## TRAITEMENT DE L'AIR

## Généralités

Les installations de climatisation ont pour but essentiel, l'introduction dans le local d'une certaine quantité d'air extérieur traité. Cet air, on le puise dans la rue avec tous ses impuretés et ses toxicités.

Il faudrait donc épurer tant qu'on le peut cet air, ceci en le faisant passer à travers des filtres. Les grosses poussières peuvent être facilement éliminées en disposant un simple grillage à l'entrée d'air. Les plus fines, légères et invisibles peuvent être en partie éliminées grâce aux :

## Filtres

## Filtres secs

Ce sont des empilements de matières fibreuses. Leur efficacité croît avec le temps, car les poussières piégées augmentent l'imperméabilité du filtre ceci entraîne une diminution du débit et une augmentation de la perte de charge. On remplacera donc périodiquement ces filtres.

## Filtres mécaniques à huile

L'air frappe, sur son passage, des surfaces métalliques perforées, imprégnées d'huile, qui retiennent les impuretés. Ces surfaces sont différemment orientées. Les plaquettes doivent être périodiquement nettoyées dans un solvant ou une lessive de soude.

## Filtres électrostatiques

A l'intérieur du filtre, un fil de tungstène, sous très haute tension,

sont des ions négatifs, qui chargent négativement les poussières, lesquelles sont attirées par une plaque, électrode positive capteuse, qui doit être périodiquement nettoyée au jet d'eau.

### Filtres à eau ou laveurs

L'air traverse un voile d'eau ou une rampe d'eau pulvérisée qui retient certains impuretés. Ce filtre n'est pas très efficace car il ne retient que les grosses particules modifiables.

### Filtres à charbon

Le filtre est du carbone obtenu par cokéfaction de certains bois et qui absorbe les gaz polluants. Le charbon est empilé en grains. Ce filtre a en moyenne une résistance d'environ 8 mm CE.

## Éléments de centrales

Les éléments de base que doit contenir toute centrale de traitement d'air sont:

### Batterie de chauffe

C'est un échangeur de chaleur utilisé pour réchauffer l'air. Dans la plupart des centrales pour réchauffer l'air on utilise des foyaux à ailettes parcourus par de l'eau chaude, de la vapeur ou par des résistances électriques. Le parcours de l'air est tel que la perte de charge à travers les tubes à ailettes est en moyenne de 5 mm CE.

### Réfrigérant de surface

C'est aussi un échangeur utilisé pour refroidir et déshumidifier l'air extérieur. La constitution de ce réfrigérant est la même que

celle de la batterie de chauffe. Le fluide circulant dans les tubes pouvant être liquide ou gazeux. Les ailettes sont disposées verticalement afin d'obtenir une meilleure évacuation de l'eau condensée. La perte de charge y est estimée à 8 mm. C.E.

### Chambre de pulvérisation

Grâce au contact entre l'air et l'eau pulvérisé, l'air peut être réchauffé, refroidit, humidifié ou déshumidifier. Pour notre cas l'utilisation de la chambre de pulvérisation sera utilisée uniquement pour l'humidification et le refroidissement de l'air. Cette installation produit une perte de charge d'environ 4 mm C.E.

### Séparateur de gouttes

Après la chambre de pulvérisation, sont disposés en zigzag des tôles à arêtes débordantes qui séparent les gouttes d'eau entraînés. La perte de charge est estimée à 4 mm C.E.

### Exploitation de la centrale en été

La centrale doit traiter un débit d'air constitué par le mélange : air extérieur, air recyclé. Le débit d'air recyclé sera calculé à partir des besoins minimums en air frais et du débit totale :

$L_r = L_t - L_e$  où  $L_r$ ,  $L_t$  et  $L_e$  sont respectivement les débits d'air recyclé, total et extérieur.

nous avons donc :  $L_r = \bar{L}_s = 8478 \text{ Kg/h}$ .

On détermine  $L_e$  d'après ce qui a été dit précédemment (page 38)

donc  $L_e = 0,5 L_r = 4239 \text{ Kg/h}$ .



## Bypassage de l'air recyclé

Pour des raisons d'encombrement et pratiques encore plus, nous allons faire un bypassage, autour de la centrale, d'une certaine quantité de l'air recyclé. Car il est évident que le gabarit de la centrale aura des dimensions plus petites en traitant une plus petite quantité d'air. Donc l'air sera plus refroidi pour qu'en se mélangeant à l'air recyclé, aura les conditions requises au soufflage. Les expériences ont montrés que le procédé de bypassage et celui du traitement totale conduisent aux mêmes exigences du point de vue énergétique. Pour déterminer la quantité d'air à bypasser autour de la centrale, nous allons raisonner de la sorte:

Le point  $M$  représentera l'état de l'air dont la quantité mélangée à celle de l'air bypassé à l'état  $R$  ( $R$  étant l'état de l'air recyclé) donnerait les conditions exigées au point de soufflage  $S$ .

La caractéristique essentielle du point  $M$  sera son degré hygrométrique qui est  $\phi_M = 95\%$ . On comprend maintenant l'intérêt pratique de cette solution du traitement de l'air. En effet il est plus facile, moins cher et plus précis de ramener l'état de l'air à la saturation en parlant d'humidité. Ceci se traduit aussi par l'obtention d'une température de surface du réfrigérant  $t_g$  qui aura - avec les variations de l'état de l'air extérieur - une petite ou pas du tout de variations, ceci représente un facteur important car nous éviterons ainsi l'inertie de la remise en régime.

## Caractéristiques thermodynamiques de l'air recyclé...

L'enthalpie de l'air recyclé sera déterminée à partir de :

$$h_r = \frac{\sum L_s \cdot h_i}{L_T} \quad \text{on obtient } h_r = 19,24 \text{ Kcal/Kg}$$

sa teneur en eau :  $x_r = \frac{\sum L_s \cdot x_i}{L_T}$  et on obtient  $x_r = 8,97 \text{ gr/Kg}$ .

sa température :  $t_r = 24^\circ\text{C}$  et son humidité relative  $\phi_r = 48\%$ .

## Et de l'air au point M'

Le point M' se trouve sur la droite d'évolution R-S, ses caractéristiques seront aisées à déterminer connaissant  $\phi_{M'} = 95\%$

$h_{M'} = 8,4 \text{ Kcal/Kg}$  ;  $x_{M'} = 9 \text{ gr/Kg}$  et  $t_{M'} = 13^\circ\text{C}$ .

L'enthalpie du point de soufflage S est déterminée par :

$$h_s = \frac{L_T \cdot h_{M'} + h_r \cdot L_{RBP}}{L_T} \Rightarrow L_{RBP} = \frac{L_T h_s - L_T h_{M'}}{h_r}$$

$$L_{RBP} = L_r \cdot B.F \quad \text{et} \quad L_{rE} = L_r (1 - B.F) \quad \text{et} \quad L_T' = L_e + L_r (1 - B.F)$$

de tout ceci on tire :  $B.F = \frac{L_T (h_s - h_{M'})}{L_r (h_r - h_{M'})}$

$$\frac{L_T}{L_r} = \frac{1}{2} \Rightarrow B.F = \frac{1}{2} \frac{h_s - h_{M'}}{h_r - h_{M'}} \quad \text{on trouve } B.F = 0,123 \text{ alors}$$

$$L_{RBP} = L_r \cdot B.F = 0,123 \cdot 4239 = 522 \text{ Kg/h.}$$

$$L_{rE} = L_r (1 - B.F) = 4239 (1 - 0,123) = 3717 \text{ Kg/h.}$$

## Caractéristiques thermodynamiques de l'air extérieur ...

Avec les données climatiques de base de l'air extérieur  $t_e = 35^\circ\text{C}$

et  $\phi_e = 35\%$  nous déduisons d'après le diagramme H-S :

$h_e = 16 \text{ Kcal/Kg}$  et  $x_e = 12,3 \text{ gr/Kg}$ .

Et de l'air de mélange en M.

$$\text{enthalpie de mélange } h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_T}$$

$$L_T = L_e + L_r = 4239 + 377 = 4616 \text{ Kg/h} \quad \text{d'où}$$

$$h_m = 13,8 \text{ Kcal/Kg.}$$

Le point M se trouvant sur la droite de mélange R-E nous en deduisons :  $X_m = 10,6 \text{ gr/Kg}$  et  $t_m = 30^\circ\text{C}$ .

### Traitement de l'air

Maintenant que nous avons toutes les données nécessaires, nous allons ramener l'état de l'air du point M au point M', en utilisant une batterie froide, car l'air à l'état M est plus chaud que celui à l'état M'.

La température équivalente de surface de la batterie froide sera déterminée par l'intersection de la droite M-M' avec la courbe de saturation  $\phi = 100\%$ . Cette température est de  $t_G = 11,8^\circ\text{C}$ .

Cette transformation M-M' nous a permis, outre le refroidissement de l'air, une diminution de sa teneur en eau, du fait de la condensation d'une partie de l'eau contenu dans l'air à l'état M, sur les ailettes de la batterie. Cette transformation est représentée dans le diagramme (H, S) par une droite M-M' qui est en réalité légèrement courbée vers le bas.

La puissance de la batterie froide est de :

$$P_F = L_T (h_m - h_{m'}) = 4616 (13,8 - 8,4) = -25064 \text{ Kcal/h.}$$

$$\text{ou } P_F = 25064 \text{ Jg/h}$$

$$\text{ou encore } P_F = 50 \text{ kW.}$$

La quantité de l'air  $L'_T$  ainsi obtenue à l'état  $M$  sera introduite avec la quantité d'air  $L_{RSP}$  à l'état  $R$  dans une chambre de mélange. Le mélange ainsi obtenu nous donnera une quantité d'air  $L_T$  à l'état  $S$ . Cette transformation est représentée par la droite  $M-S-R$ .

## Exploitation de la centrale en hiver

Comme pour le fonctionnement en été l'air à l'état de mélange  $M$ , subira des transformations thermodynamiques pour être ramené à l'état de soufflage  $S$ .

De même pour des raisons pratiques et d'encombrement nous ferons un by-passage de la même quantité de l'air recyclé qu'en été soit  $L_{RSP} = 522 \text{ Kg/h}$ .

### Caractéristiques thermodynamiques de l'air extérieur ...

Connaissant les données climatiques de base de l'air extérieur en hiver telles que  $t_e = 5^\circ\text{C}$  et  $\phi_e = 85\%$  nous en déduisons:  $h_e = 4 \text{ Kcal/Kg}$  et  $x_e = 4,6 \text{ gr/Kg}$ .

### De l'air recyclé ...

$$\text{enthalpie: } h_r = \frac{\sum L_s \cdot h_i}{L_T} \Rightarrow h_r = 8,6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\text{teneur en eau: } x_r = \frac{\sum L_s \cdot x_i}{L_T} \Rightarrow x_r = 6 \text{ gr/Kg}$$

$$t_r = 20,8^\circ\text{C} \text{ et } \phi = 40\%$$

### Et de l'air de mélange $M$ .

$$\text{enthalpie: } h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_T} \Rightarrow h_m = 6,15 \text{ Kcal/Kg}$$

teneur en eau :  $x_m = \frac{-x_e + L_{re} \cdot x_r}{L_T} \Rightarrow x_m = 5,25 \text{ gr/Kg}$

d'où  $t_m = 13^\circ\text{C}$  et  $\varphi_m = 58\%$

Détermination de l'état de l'air en M'.

enthalpie :  $h_{m'} = \frac{L_T h_s - L_{re} h_r}{L_T} \Rightarrow h_{m'} = 9,15 \text{ Kcal/Kg}$

teneur en eau :  $x_{m'} = \frac{L_T x_s - L_{re} x_r}{L_T} \Rightarrow x_{m'} = 6 \text{ gr/Kg}$

d'où  $t_{m'} = 23^\circ\text{C}$  et  $\varphi_{m'} = 35\%$

Les points principaux de changement d'état de l'air étant déterminés il nous faudrait maintenant installer les appareils nécessaires pour le traitement de l'air.

### Batterie de chauffe

D'après le diagramme  $(X, H)$ , il faudrait ramener l'état de l'air de M à K. La transformation s'effectue à teneur en eau constante la droite MK sera donc parallèle à  $x = cte$ , car la batterie de chauffe ne fournit que de la chaleur sensible à l'air la traversant.

La puissance de cette batterie de chauffe est égale à :

$$P = L_T (h_K - h_M) = 29868 \text{ Kcal/h ou encore}$$

$$P = 23 \text{ kW}$$

### Chambre de pulvérisation

L'air à l'état K doit maintenant être ramené à l'état M'. Le diagramme  $(H, x)$  nous montre qu'il faudrait pour cela humidifier l'air à l'état

$K$  à enthalpie constante. C'est à dire que l'humidification doit se faire sans apport de chaleur.

L'humidification de l'air se fait par injection d'eau à partir de buses ayant un faible diamètre, pour obtenir ainsi une fine pulvérisation et de grandes surfaces de vaporisation de façon à avoir une plus grande absorption de l'eau par l'air.

Pour humidifier l'air à enthalpie constante, les gouttelettes d'eau non évaporées, sont collectées dans une bache et réinjectées dans la chambre de pulvérisation. L'opération se fera donc sans apport de chaleur.

L'air doit donc être humidifié jusqu'à un certain degré hygrométrique, seulement comme il a été déjà dit, ramener l'état de l'air à un degré d'humidité autre que  $\varphi = 95\%$  est chose faisable mais qui nécessite des moyens sophistiqués. Nous adopterons donc la solution moins chère qui consiste à humidifier jusqu'à la saturation, une quantité d'air  $L_h$  à l'état  $K$ , de court-circuiter l'autre quantité restante au dessus de la chambre d'humidification, et ensuite de faire le mélange des deux quantités de telle sorte à obtenir l'état hygrométrique exigé au point  $M$ .

Si  $L_h$  et  $L_{nh}$  sont respectivement les quantités d'air à humidifier jusqu'à  $\varphi = 95\%$  et la quantité d'air à by-passer autour de la chambre de pulvérisation,  $x_h$  et  $x_k$  leur teneur en eau, nous aurons la relation:

$$L_{nh} \cdot x_k + L_h \cdot x_h = L_T x_M \quad \text{avec} \quad L_T = L_{nh} + L_h \Rightarrow$$

$$L_{nh} \cdot x_k + L_h \cdot x_h = (L_{nh} + L_h) x_M \Rightarrow \frac{L_{nh}}{L_h} = \frac{x_h - x_M}{x_h - x_k}$$

$$\text{d'où } L_h = \frac{L_T (x_{M'} - x_k)}{x_h - x_k} \quad \text{avec}$$

$$x_{M'} = 6 \text{ gr/Kg} ; x_k = 5,25 \text{ gr/Kg} \text{ et } x_h = 9,6 \text{ gr/Kg}$$

$$\text{nous obtiendrons : } L_h = 1372 \text{ Kg/h.}$$

Le débit d'air contournant la chambre de pulvérisation sera égale à :

$$L_{nh} = 7956 - 1372 = 6584 \text{ Kg/h.}$$

L'opération d'humidification à enthalpie constante, entraîne également un refroidissement de l'air du fait de l'absorption par évaporation de l'eau d'une quantité de chaleur contenue dans l'air.

Dans le cas des variations climatiques extérieures, la quantité d'air à humidifier sera réglée par un dispositif de régulation qui agira sur les volets d'admission de l'air dans la chambre de pulvérisation.

La quantité d'eau absorbée par le débit  $L_h$  est de :

$$M = L_h (x_h - x_k)$$

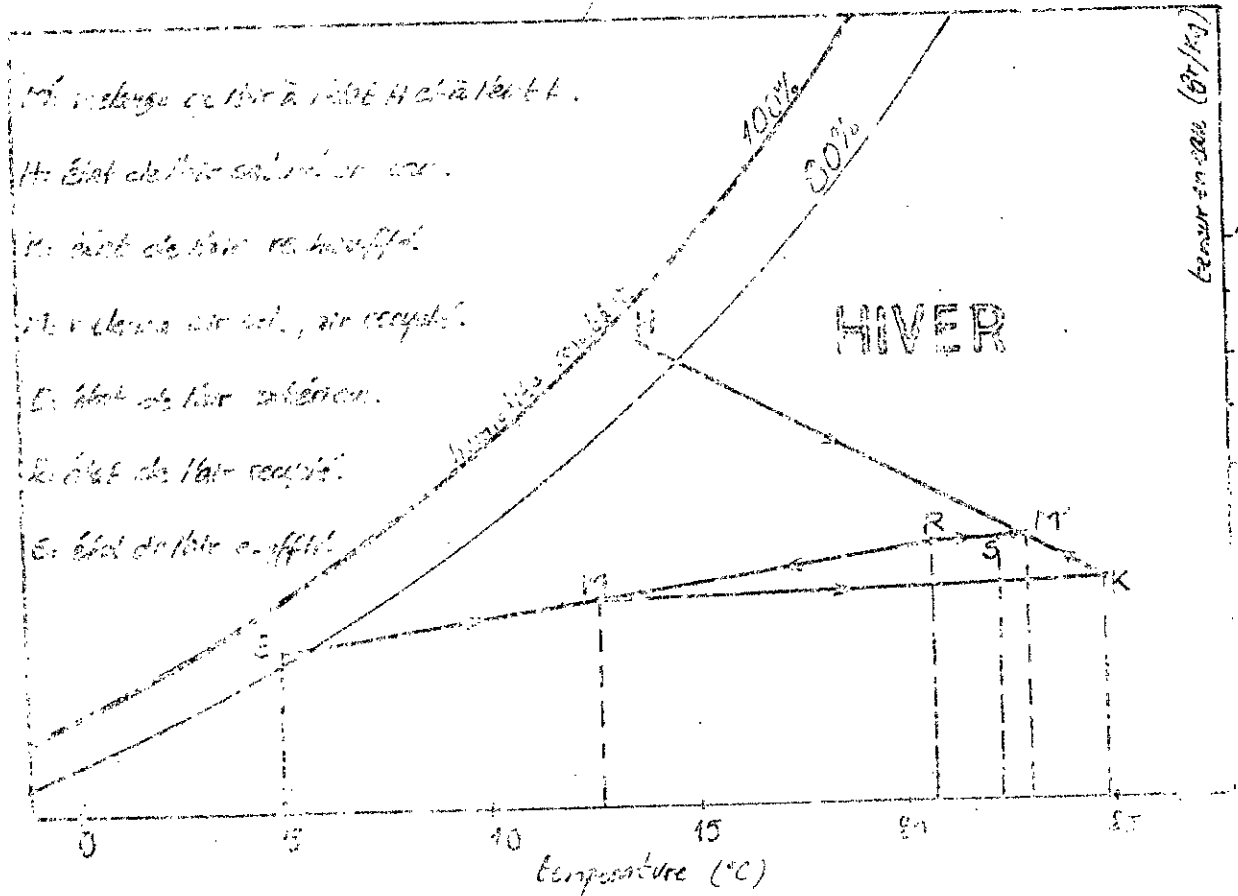
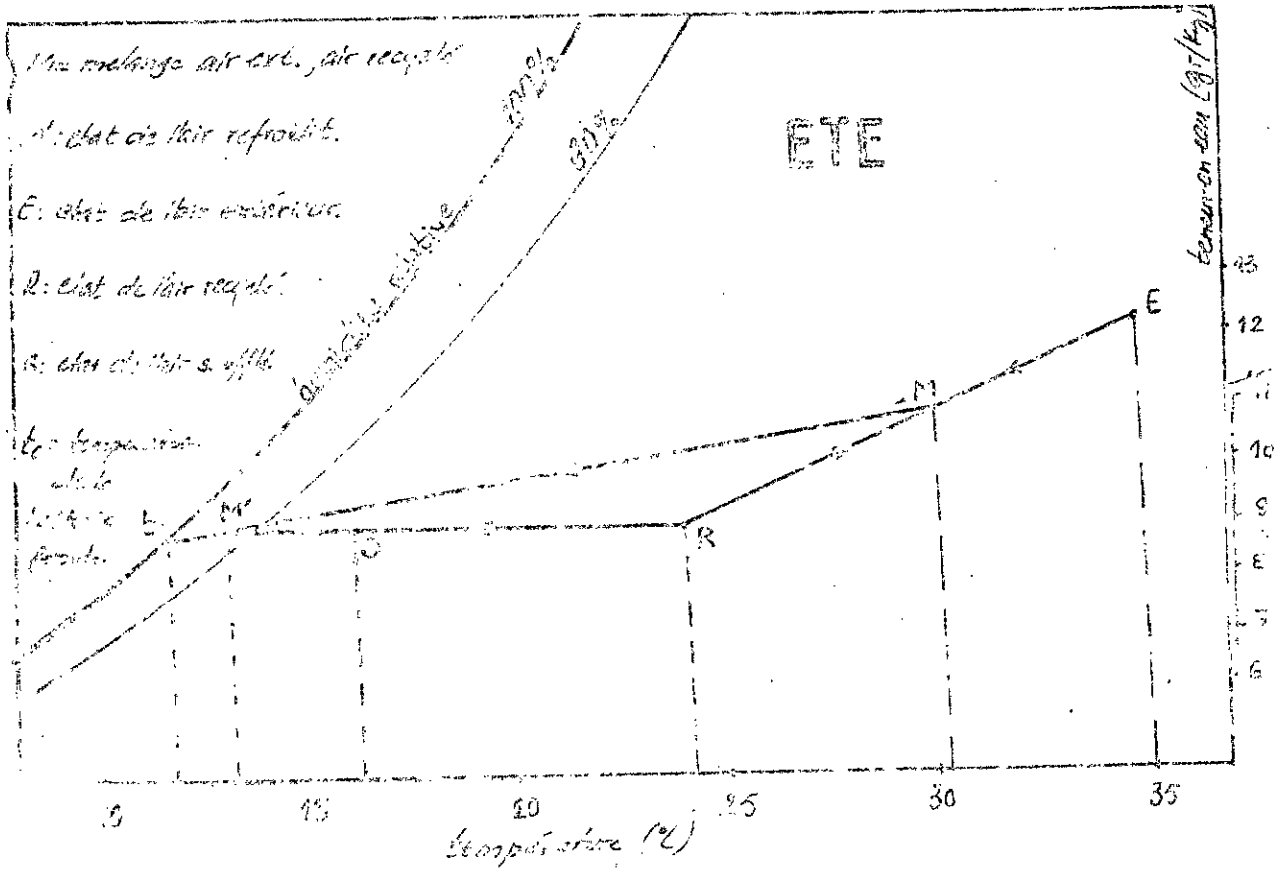
$$M = 1372 (9,6 - 5,25) = 5,97 \text{ Kg/h.}$$

La quantité d'air ainsi obtenue à l'état  $M$ , mélangée à la quantité  $L_{TSP}$  de l'air à l'état  $R$ , nous donnera un débit d'air  $L_T$  au conditions de soufflage à l'état  $S$ .

La transformation est représentée dans le diagramme  $(H, x)$ .

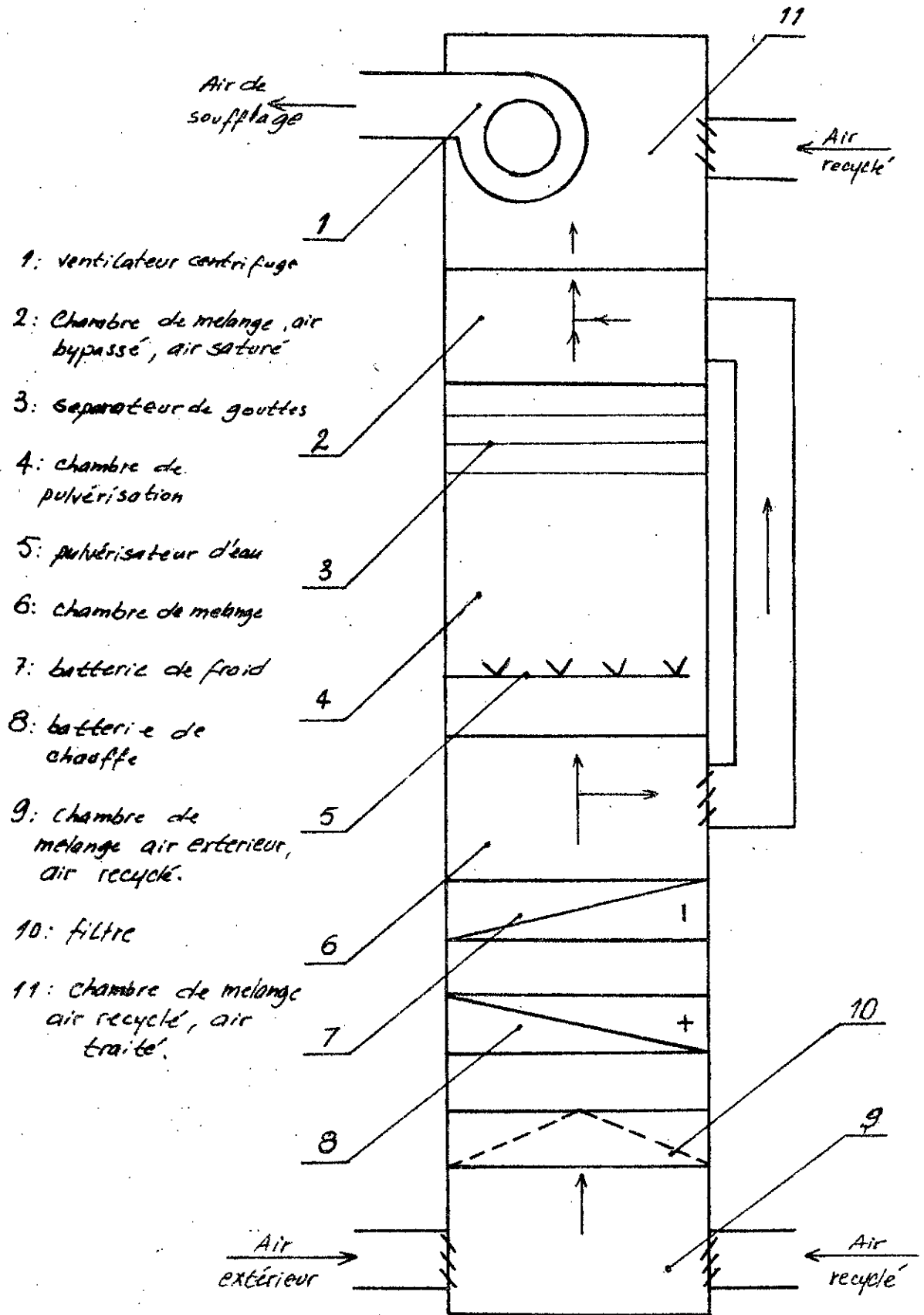
Il est aussi donné un schéma représentant les différents éléments de la centrale pour le principe de fonctionnement.

Fig.1et2 Diagrammes de l'évolution de l'air





Principe de fonctionnement  
de la centrale



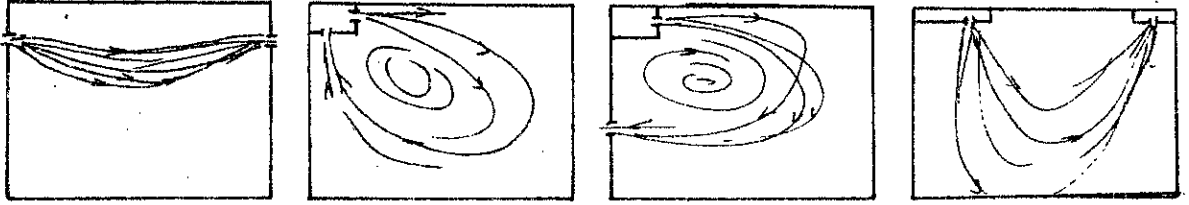
## RESEAU DE GAINES

## Généralités

Le chapitre du réseau de gaine est des plus importants. L'étude doit être axée sur le moyen d'établir un réseau permettant d'assurer le transport du fluide, avec le moins de perte de charge possible, en tenant compte des différentes exigences esthétiques. Le parcours du réseau doit donc être optimiser. Ensuite vient l'étude de l'emplacement des bouches de soufflage et d'extraction de l'air. Cette partie d'étude est la plus importante, vue qu'elle peut - si elle n'est pas bien traitée - amener - dans le pire des cas - à se demander le pourquoi de cette étude de climatisation. En effet, les différents modes de ventilation doivent être adaptés à chaque cas particulier, pour permettre une bonne dilution de l'air soufflé. On rencontre dans ce contexte la ventilation à faible vitesse (à partir des plafonds) et la ventilation par jet avec bouches murales, qui permet un meilleur brassage de l'air. Des études sont faites pour déterminer les vitesses optimales du jet, sa portée, sa dilution, etc...

Nous préciserons aussi des cas de soufflage et extraction à éviter, tel que le soufflage au voisinage du sol, l'air étant plus frais que celui du local, son arrivée brutale provoquera une sensation désagréable. Il faut éviter aussi de placer les bouches de soufflage et d'extraction l'une en face de l'autre, ou sinon le flux d'air neuf traversera rapidement le local, laissant intacte la plus grande partie de l'air vicié.

Ces quatre figures donneront une petite idée sur le brassage de l'air.



La meilleure solution consiste à placer les bouches de soufflage et d'extraction dans le même mur ou le même plafond.

## Dimensionnement des gaines

La vitesse de l'air s'écoulant dans les gaines doit - dans notre type d'installation - ne pas excéder 6 à 8 m/s dans les réseaux d'amené, et doit être comprise entre 1,5 et 4 m/s au niveau des bouches de diffusion.

Après le choix des vitesses (vitesses estimées) pour les différents tronçons, il est aisé - connaissant les débits s'écoulant dans chaque partie du réseau - de déterminer leurs sections par la relation  $S = \frac{L}{v}$ .

Le choix de la forme de la section étant rectangulaire, on déterminera d'après des considérations d'ordre esthétiques et pratiques la largeur et la hauteur des gaines.

## Calcul des pertes de charge

Les pertes de charge dans les réseaux de gaines provoquent une diminution de la pression, elles sont de deux types:

les pertes de charge linéaires et les pertes de charge singulières. Les premières sont dues aux frottements des particules de l'air le long des parois de la canalisation, les secondes sont dues aux changements de direction, aux dérivations et aux élargissements ou retraiçissements de la conduite.

Nous ajouterons aussi que généralement la plus grande partie des pertes de charge est due à celle des pertes de charges singulières.

Il existe plusieurs méthodes de calcul, nous adopterons celle proposée par l'ouvrage de H. Rietschel car ce livre fournit de plus amples renseignements.

## Pertes de charges linéaires

Lorsqu'un fluide s'écoule d'un tube rectiligne de section constante, la pression du fluide diminue uniformément le long de la conduite.

Si le tronçon a une longueur  $l$ , et si  $P_i$  et  $P_f$  représentent les pressions initiales et finales on aura une perte de charge par mètre :

$$R = \frac{P_i - P_f}{l} \quad \text{qui dépend de la vitesse } w \text{ du fluide,}$$

du diamètre  $d$  du tube, du coefficient de frottement  $\lambda$  et de la masse volumique  $\rho$  de ce fluide on aura donc :

$$R = \frac{P_i - P_f}{l} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2 \rho}{2l} \quad \text{et la perte de charge pour}$$

un tronçon de longueur  $l$  sera  $l \cdot R = P_i - P_f$ .

Les gaines étant de section rectangulaire, il faudrait introduire la notion de diamètre équivalent  $d_g$  pour pouvoir utiliser la relation précédente.  $d_g$  représente le diamètre d'un cercle qui pour la même vitesse donnerait la même perte de charge que la section rectangulaire  $h \times b$

$$d_g = \frac{2 \cdot h \cdot b}{h + b} \quad \text{donc pour une section rectangulaire, la perte}$$

de charge linéaire sera de :  $R \cdot l = \frac{\lambda l}{d_g} \cdot \frac{w^2 \rho}{2}$

Connaissant le diamètre équivalent  $d_g$ , la vitesse de l'air et la rugosité des parois internes de la conduite, nous pouvons avoir

directement la valeur de  $R$  donnée par la planche 10 de H. Rietschel

en mm CE/m (millimètre de colonne d'eau par mètre).

Nous adopterons pour la nature du matériaux des gaines des conduites en tôle de coefficient de rugosité  $E=0,15$

### Pertes de charges singulieres

Cette perte de charge notée  $Z$  est également proportionnelle à la pression dynamique. Elle est définie par  $Z = \sum \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho$ .

$\xi$  est un coefficient de forme déterminé expérimentalement. Il est donné par la planche 11 de H. Rietschel.

Pour ne pas tomber dans les erreurs des dimensions, nous utiliserons comme unité de pression le mm CE, pour cela une conversion s'impose, concernant les pertes de charges singulieres, nous aurons donc:

$$Z = 0,102 \cdot \sum \xi \frac{W^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{mm CE})$$

car  $1 \text{ N/m}^2 = 0,102 \text{ mm CE}$ .

### Pertes de charges totales

Elle sera égale pour un tronçon de longueur  $l$  à:

$$P = 2R + Z \text{ en mm CE.}$$

## Réseau de soufflage

### Pertes de charges avant le diffuseur

Quand la composante horizontale de la vitesse s'annule à l'extrémité de la bouche de diffusion, ceci donne une perte de charge de  $\frac{1}{2} \rho W^2$ .

A cette perte de charge s'ajoute celle due à l'ouverture du diffuseur donnée par le fabricant et évaluée à  $1,2 \text{ mm CE}$ .

Fig. 4 Désignation des différents tronçons d'extraction et de soufflage

— réseau de soufflage  
 - - - - - réseau d'extraction

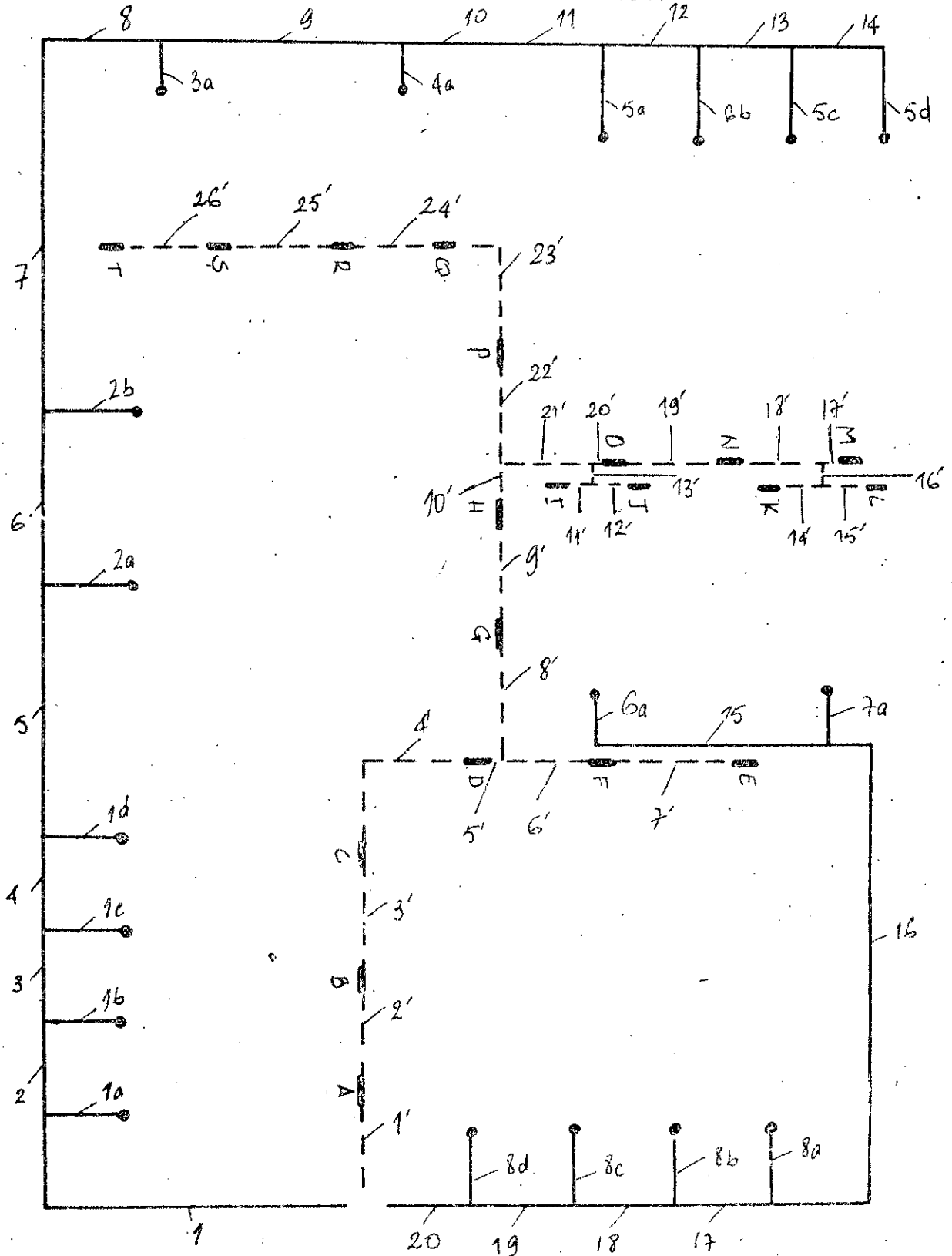


Tableau 5-1 Pertes de charges dans la  
gaine principale de soufflage

Tronçon n°	Longeur (m)	Debit d'air L (m³/h)	Vitesse estimée v' (m/s)	Hauteur h (mm)	Longeur b (mm)	Equivalent d <sub>g</sub> (mm)	Vitesse effective v (m/s)	Pertes par frottement / m R (mmCE / m)	Pertes totale par frottement R.L (mmCE)	Somme des coefficients Σ K	Pertes localisées Z (mm CE)	Pertes totales R.L + Z (mm CE)
1	6,3	4474	6	200	1000	350	6,2	0,055	0,544	1,55	3,710	4,254
2	1,3	4012	6	200	1000	350	5,6	0,071	0,092	0,01	0,019	0,111
3	1,3	3550	5	200	1000	350	4,9	0,053	0,069	0,05	0,075	0,144
4	1,3	3088	4	200	1000	350	4,3	0,042	0,055	0,04	0,045	0,100
5	3,4	2626	5	200	680	300	5,4	0,075	0,259	0,05	0,089	0,348
6	2,4	2431	5	200	680	300	5,0	0,070	0,168	0,01	0,015	0,183
7	4,5	2236	5	200	680	300	4,6	0,057	0,285	0,01	0,013	0,298
8	1,8	2256	6	150	680	260	6,1	0,120	0,216	0,40	0,924	1,140
9	3,3	1888	5	150	680	260	5,1	0,085	0,281	0,04	0,065	0,346
10	1,5	1548	4	150	680	260	4,2	0,060	0,090	0,05	0,055	0,145
11	1,3	1548	6	150	500	210	5,7	0,125	0,181	0,10	0,204	0,385
12	1,3	1161	4	150	500	210	4,0	0,085	0,124	0,05	0,056	0,181
13	1,3	774	4	100	500	170	4,3	0,085	0,124	0,10	0,113	0,237
14	1,3	387	3	100	500	170	2,2	0,030	0,040	0,50	0,141	0,181
15	3,4	175	2,5	100	200	130	2,4	0,063	0,214	1,00	0,367	0,581
16	8,3	503	6	100	250	140	5,6	0,290	2,407	1,20	2,328	4,735
17	1,3	1025	4	150	500	240	3,8	0,050	0,065	0,15	0,132	0,198
18	1,3	154,7	4	200	600	300	3,6	0,040	0,052	0,10	0,050	0,132
19	1,3	2069	5	200	600	300	4,8	0,060	0,078	0,05	0,070	0,148
20	1,5	2591	6	200	600	300	6	0,105	0,152	1,00	2,235	2,387

Tableau 5.2 Coefficients de resistance  
de la gaine principale

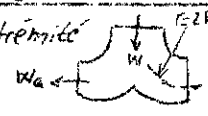
Tronçon n°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	$\xi$
1	1 bifurcation d'extrémité à angle arrondi  1 coude à 90° à aubes	$\frac{w_a}{w} = 0,15$ ; $\frac{b_a}{h_a} = 5$ Aubes directrices en tôle	1,2 $\frac{0,35}{1,55}$
2	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,89$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,01
3	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,79$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,05
4	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,87$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,04
5	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 1,1$ $\frac{s_d}{s} = 0,68$	0,05
6	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,92$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,01
7	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,01
8	1 coude à aubes à 90° 1 changement de section	Aubes en tôle $s_{a,s} = 0,75$	$\frac{0,35}{0,05}$ 0,4
9	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,8$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,04
10	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,78$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,05
11	1 changement de section	$\frac{s_2}{s_1} = 0,70$ $\frac{s_d}{s} =$	0,10
12	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,75$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,05
13	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 1$ $\frac{s_d}{s} = 0,67$	0,10
14	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,50$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,50
15	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,43$ $\frac{s_d}{s} = 0,7$	1,00
16	1 té de passage direct 2 coudes à aubes à 90°	$\frac{w_d}{w} = 1,67$ $\frac{s_d}{s} = 0,2$ Aubes en tôle	$\frac{0,5}{0,7}$ $\frac{1,2}{1,2}$
17	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 1,1$ $\frac{s_d}{s} = 0,62$	0,15
18	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,74$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,10
19	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,80$ $\frac{s_d}{s} = 1$	0,05
20	1 bifurcation d'extrémité	$\frac{w_a}{w} = 0,75$ $\frac{b_a}{h_a} = 3$	1



Tableau 5-3 Pertes de charges dans les

tronçons secondaires de soufflage

Tronçon n°	Longueur (m)	Débit d'air L (m³/h)	Vitesse estimée v <sub>v</sub> (m/s)	Hauteur (mm)	Largeur (mm)	Ø équivalent d <sub>eq</sub> (mm)	Vitesse effective v <sub>e</sub> (m/s)	Pertes par frottement R (mm.CE/m)	Pertes totale R <sub>t</sub> (mm.CE)	Somme des coefficients Σ K	Pertes locales S <sub>l</sub> (mm.CE)	Pertes dans les di. filaires (mm.CE)	Pertes de charge totale (mm.CE)
1a	1	462	3	150	300	200	2,85	0,050	0,050	6,0	2,982	1,7	4,73
1b	1	462	3	150	300	200	2,85	0,050	0,050	5,0	2,485	1,7	4,24
1c	1	462	3	150	300	200	2,85	0,050	0,050	3,5	1,740	1,7	3,49
1d	1	462	3	150	300	200	2,85	0,050	0,050	2,2	1,094	1,7	2,84
2a	1,5	195	3	100	200	130	2,7	0,080	0,120	5,0	2,263	1,8	4,18
2b	1,5	195	3	100	200	130	2,7	0,080	0,120	4,0	1,811	1,8	3,73
3a	0,5	348	4	150	200	170	3,55	0,095	0,048	3,5	2,739	2,0	4,79
4a	0,5	340	4	150	200	170	3,55	0,075	0,038	3,5	2,156	2,0	4,19
5a	1,5	387	4	100	300	150	3,6	0,095	0,143	3,5	2,745	2,0	4,89
5b	1,5	387	4	100	300	150	3,6	0,095	0,143	1,6	1,255	2,0	3,40
5c	1,5	387	4	100	300	150	3,6	0,095	0,143	2,5	1,961	2,0	4,10
5d	1,5	387	4	100	300	150	3,6	0,095	0,143	1,0	0,784	2,0	2,93
6a	0,8	175	3	100	150	120	3,2	0,100	0,080	1,0	0,652	2,0	2,73
7a	0,8	328	4,5	100	200	130	4,5	0,180	0,144	2,5	3,214	2,5	5,86
8a	1,5	528	3	150	300	200	3,3	0,060	0,090	1,6	1,041	1,9	2,98
8b	1,5	528	3	150	300	200	3,3	0,060	0,090	1,3	0,845	1,9	2,78
8c	1,5	528	3	150	300	200	3,3	0,060	0,090	3,0	1,951	1,9	3,89
8d	1,5	528	3	150	300	200	3,3	0,060	0,090	4,0	2,602	1,9	4,54

Tableau 5-4 Coefficients de resistance  
dans les troncons secondaires  
de soufflage

Tronçon n°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	$\xi$
1a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,46$ $S_d = S$	6,0
1b	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,51$ $S_d = S$	5,0
1c	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,58$ $S_d = S$	3,5
1d	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,66$ $S_a + S_d = S$	2,2
2a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,50$ $S_d = S$	5,0
2b	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,54$ $S_d = S$	4,0
3a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,58$ $S_d = S$	3,5
4a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,61$ $S_d = S$	3,5
5a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,62$ $S_d = S$	3,5
5b	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,83$ $S_a + S_d = S$	1,6
5c	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,83$ $S_d = S$	2,5
5d	1 coude à 90°	Sans aubes	1,0
6a	1 coude à 90°	Sans aubes	1,0
7a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,81$ $S_d = S$	2,5
8a	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,86$ $S_a + S_d = S$	1,6
8b	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,91$ $S_a + S_d = S$	1,3
8c	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,68$ $S_d = S$	3,0
8d	1 té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,54$ $S_d = S$	4,0

## Détermination du réseau présentant la plus grande perte de charge

Pour le choix du ventilateur il nous faudrait connaître la plus grande résistance offerte à l'air de soufflage, afin que la puissance du ventilateur puisse la vaincre. Pour cela, on détermine le réseau présentant la plus grande perte de charge. On commence de l'extrémité des gaines. À la première bifurcation, on obtient deux pertes de charges, on additionne alors la plus grande à celle du réseau suivant. On procède ainsi jusqu'au ventilateur.

Dans notre cas le réseau présentant la plus grande perte de charge est comme le montre la figure 20-19-18-17-16-7a

On obtient une perte de charge totale de  $\Delta P = 13,46 \text{ mm CE}$

## Dispositifs permettant de maintenir la juste répartition des débits dans le réseau

La répartition des débits telle qu'exigée n'est possible que si l'on dispose des organes de réglage dans les canalisations concernées. Pour déterminer si telle ou telle canalisation doit être équipée d'un dispositif de réglage, on se donne une variation de débit à ne pas dépasser, et à chaque dérivation l'inégalité  $\frac{\Delta P_{adm}}{P_e} \leq 2 \frac{\Delta L}{L}$  doit être vérifiée.  $\Delta P_{adm}$  représente la différence de pression dans la dérivation et  $P_e$ , la pression maximale à la dérivation. On se donne dans notre cas  $\frac{\Delta L}{L} = 5\%$ . Les tronçons ne vérifiant pas l'inégalité et donc équipés de registre de réglage sont: 1a, 1b, 1c, 1d, 2a, 2b, 3a, 4a, 5b, 7a, 8a, 8b, 8c, 8d et 15.

Fig 5 Pertes de charges dans les conduites de soufflage

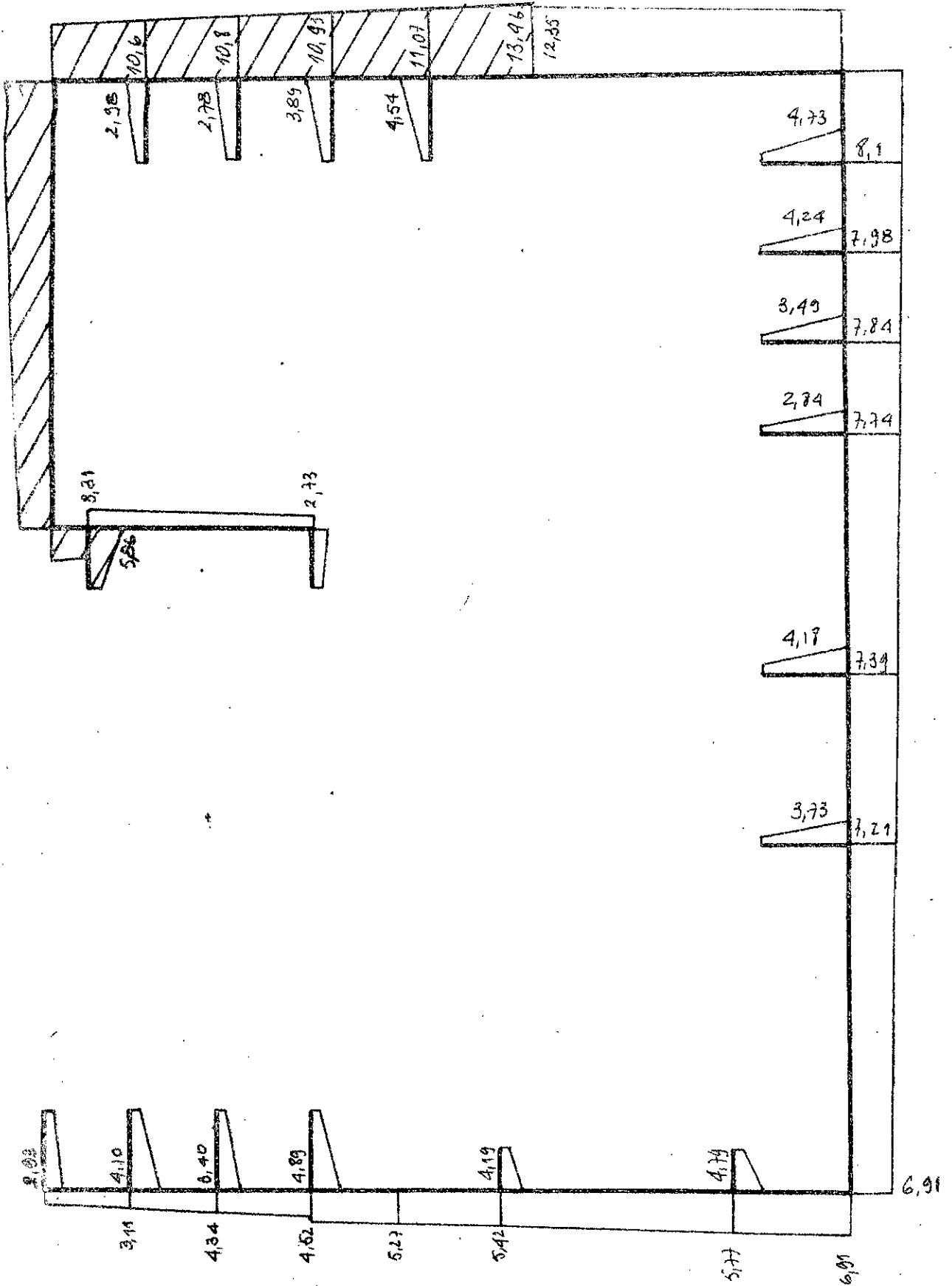


Tableau 5-5 Pertes de charges dans la  
gaine principale d'extraction

Tronçon n°	Longueur (m)	Débit d'air $L$ ( $m^3/h$ )	Vitesse $W'$ (m/s)	Hauteur $h$ (mm)	Largeur $b$ (mm)	D'équivalent $d_{eq}$ (mm)	Vitesse effective $W$ (m/s)	Pertes par frottement/ $R$ (mm CE/m)	Pertes totales par frottement $R \cdot L$ (mm CE)	Somme des coefficients $\sum \xi$	Pertes locali- sées $\sum$ (mm CE)	Pertes totales $R \cdot L + \sum$ (mm CE)
1'	1,2	6598	8	230	1000	375	7,97	0,120	0,144	0,35	1,36	1,50
2'	2,0	6023	7	230	1000	375	7,27	0,090	0,180	0,2	0,64	0,82
3'	2,0	5448	7	230	1000	375	6,58	0,085	0,170	0,2	0,53	0,70
4'	2,4	4873	7	230	800	350	7,35	0,120	0,288	1,0	3,30	3,60
5'	0,5	4223	6	230	800	350	6,37	0,090	0,045	0,4	1,00	1,05
6'	1,5	1300	5	150	500	240	4,8	0,090	0,135	1,8	2,50	2,64
7'	2,0	650	3	150	500	240	2,4	0,026	0,052	2,1	0,74	0,80
8'	1,2	2923	4	230	800	350	4,4	0,045	0,054	1,0	1,18	1,23
9'	2,0	2802	4	230	800	350	4,2	0,042	0,084	0,1	0,10	0,19
10'	0,5	2681	4	230	800	350	4	0,038	0,019	0,1	0,10	0,12
11'	0,8	82	2	100	200	130	1,14	0	0	3,0	0,24	0,24
12'	0,8	82	2	100	200	130	1,14	0	0	3,0	0,24	0,24
13'	-	164	2	100	400	160	1,14	-	-	-5,0	-0,40	-0,40
14'	1,2	153	2	100	200	130	2,12	0,045	0,054	3,0	0,82	0,88
15'	1,2	153	2	100	200	130	2,12	0,045	0,054	3,0	0,82	0,88
16'	-	306	2	100	400	160	2,12	-	-	1,0	0,27	0,27
17'	1,2	482	3	100	400	160	3,35	0,075	0,090	1,1	0,75	0,76
18'	1,3	788	4	150	400	220	3,65	0,060	0,078	0,4	0,32	0,40
19'	1,6	1270	5	150	500	240	4,7	0,085	0,136	0	0	0,14
20'	0,4	1752	5	200	500	280	4,86	0,080	0,032	0,1	0,14	0,17

Tableau 5-5 - Suite -

21'	1,0	1916	200	500	280	4	5,3	0,09	0,078	1,5	2,58	2,67
22'	1,6	765	100	400	160	5	5,3	0,16	0,136	0,2	0,34	0,60
23'	2,0	644	100	400	160	5	4,47	0,12	0,032	0,7	0,85	1,10
24'	1,6	485	100	400	160	4	3,37	0,07	0,086	0,4	0,28	0,40
25'	1,6	326	100	200	130	5	4,5	0,19	0,256	1,0	1,24	1,54
26'	1,6	163	100	200	130	3	2,26	0,05	0,088	2,3	0,72	0,81

Tableau 5-6 Coefficients de résistance de la gaine principale d'extraction

Tronçon n°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	$\xi$
1'	1 coude à 90°	Aubes en tôle	0,35
2'	1 té', passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ $s_d = S$	0,2
3'	1 té', passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ $s_d = S$	0,2
4'	1 té', passage direct 1 coude à 90°	$\frac{w_d}{w} = 1,1$ $s_d \approx S$ sans aubes	0 $\frac{1,0}{1,0}$
5'	1 té', passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,86$ $s_d = S$	0,4
6'	1 té', passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,86$ $s_a + s_d = S$	1,8
7'	1 té', passage direct 1 coude à 90°	$\frac{w_d}{w} = 0,5$ $s_d = S$ sans aubes	1,1 $\frac{1,0}{2,1}$
8'	1 té' de dérivation	$\frac{w_a}{w} = 0,7$ , $s_a + s_d = S$ , $\frac{s_a}{S} = 1$	1,0
9'	1 té' de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,95$ $\frac{s_d}{S} = 1$	0,1

Tableau 5-6 - Suite -

10'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,95$ $s_d = s$	0,1
11' et 12'	1 té en opposition 1 coude à 90°	$\frac{w_a}{w} = 1$ $\frac{s_a}{s} = 0,5$ sans aubes	2,0 <u>1,0</u> 3,0
13'	1 té de dérivation	$\frac{w_a}{w} = 0,2$ , $s_d \approx s$ , $\frac{s_a}{s} = 0,4$	-5,0
14' et 15'	1 té en opposition 1 coude à 90°	$\frac{w_a}{w} = 1$ $\frac{s_a}{s} = 0,5$ sans aubes	2,0 <u>1,0</u> 3,0
16'	1 té de dérivation	$\frac{w_a}{w} = 0,58$ , $s_d \approx s$ , $\frac{s_a}{s} = 0,6$	1,0
17'	1 té de passage direct 1 coude à 90°	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ $s_d \approx s$ sans aubes	0,1 <u>1,0</u> 1,1
18'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,77$ , $s_d \approx s$	0,4
19'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,96$ , $s_d \approx s$	0
20'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ , $s_d = s$	0,1
21'	1 té de dérivation	$\frac{w_a}{w} = 1,3$ ; $s_a + s_d = s$ , $\frac{s_a}{s} = 0,5$	1,5
22'	1 té de dérivation	$\frac{w_a}{w} = 1,3$ , $s_a + s_d = s$ , $\frac{s_a}{s} = 0,2$	0,2
23'	1 té de passage direct 1 coude à 90°	$\frac{w_d}{w} = 0,84$ , $s_d = s$ Aubes en tête	0,4 <u>0,35</u> 0,75
24'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,75$ $s_d = s$	0,4
25'	1 té de passage direct	$\frac{w_d}{w} = 1,3$ $s_a + s_d = s$	1,0
26'	1 té de passage direct 1 coude à 90°	$\frac{w_d}{w} = 0,5$ $s_d = s$ sans aubes	1,3 <u>1,0</u> 2,3

Tableau 5-7 Pertes de charges  
dans les bouches de reprise

Bouches	Debit $L$ (m <sup>3</sup> /h)	Longueur (mm)	Largeur (mm)	Vitesse $W$ (m/s)	Coefficient $K$	$Z$ (mm (E))	Pertes de charge debut (mmCE)
A-B etc	575	400	150	1,73	-65	-1,2	0,3
D E F	650	400	200	2,26	-4,5 0 0,5	-1,4 0 0,16	0,1 1,5 1,66
G H P	121	220	100	1,53	-5 -5 -4,5	-0,7 -0,7 -0,6	0,8 0,8 0,9
I-J	82	150	100	1,52	0,5	0,07	1,57
K-L	153	200	100	2,1	0,5	0,13	1,63
M N O	482	400	200	1,67	0,5 0 0	0,08 0 0	1,58 1,5 1,5
Q R	159	200	100	2,2	-0,2 -1	-0,06 -0,3	1,44 1,2
S T	163	200	100	2,26	0 0,5	0 0,17	1,5 1,67

Tableau 5-8 Coefficients de résistance  
dans les bouches de reprise

Bouches	Nombre et designation des resistances localisees	Donnees geometrique et rapport des vitesses	$\alpha$
A B C	Dérivation à 45°	$S_d = S$ $S_a/S = 0,2$ $\frac{W_a}{W} = \begin{cases} 0,2 \\ 0,24 \\ 0,26 \end{cases}$	-6,5
D	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,54$ , $\frac{W_a}{W} = 0,44$	-4,5
E F	Dérivation à 45°	$S_d = S$ $\frac{S_a}{S} = 1,1$ $\frac{W_a}{W} = \begin{cases} 0,37 \\ 0,9 \end{cases}$	0 0,5
G	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,72$ $\frac{W_a}{W} = 0,35$	-5
H	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,72$ $\frac{W_a}{W} = 0,36$	-5
P	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,55$ $\frac{W_a}{W} = 0,4$	-4,5
I-J K-L M-T	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 1,1$ $\frac{W_a}{W} = 0,9$	0,5
N	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 1$ $\frac{W_a}{W} = 0,35$	0
O	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,8$ $\frac{W_a}{W} = 0,34$	0
Q	Dérivation à 45°	$S_d = S$ , $\frac{S_a}{S} = 0,5$ $\frac{W_a}{W} = 0,5$	-0,2
R	Dérivation à 45°	$S_d + S_a = S$ $S_a/S = 0,5$ $\frac{W_a}{W} = 0,48$	-1
S	Dérivation à 45°	$S_a = S$ $\frac{S_a}{S} = 1$ $\frac{W_a}{W} = 0,5$	0



## Réseau d'extraction

Pour assurer un meilleur brassage de l'air, il faudrait adopter pour l'installation d'extraction un débit un peu plus faible que celui dans l'installation d'amène d'air, on aura ainsi une légère surpression. Le débit extrait se monte alors à  $6598 \text{ m}^3/\text{h}$ . Les pertes de charge aux grilles de reprise dans les locaux sont évaluées à  $7,5 \text{ mm CE}$ .

### Réseau présentant la plus grande perte de charge

On opère comme pour le réseau de soufflage et on aboutit au réseau 1'-2'-3'-4'-5'-8'-9'-10'-21'-20'-19'-18'-16'-15'

La perte de charge maximale s'élève à  $\Delta P_e = 15,37 \text{ mm CE}$ .

### Dispositifs de réglage

Toutes les bouches d'extraction sont munies de volets dont l'orientation est réglable à volonté. Ces volets donnent de grandes pertes de charge ou pas du tout, ceci suivant leur orientation.

De plus en tenant compte de la condition :  $\frac{\Delta P_{adm}}{P_e} \leq 2 \frac{\Delta L}{L}$   
avec  $\frac{\Delta L}{L} = 5\%$ , nous devons placer des volets de réglage aux tronçons 17'-18' et 7'

## Puissance des ventilateurs

### Ventilateur de soufflage

Ce ventilateur doit vaincre toute les pertes de charge, depuis l'entrée de l'air dans la centrale jusqu'au soufflage.

les pertes de charge successives sont :

- Grille d'entrée de l'air : 2 mm CE
- Filtre : 6 mm CE
- Batterie de chauffe : 5 mm CE
- Batterie froide : 8 mm CE
- Chambre d'humidification : 3 mm CE
- Séparateur de goutte : 4 mm CE
- Réseau de gaine : 14 mm CE

La perte de charge totale est donc évaluée à  $\Delta P_s = 40 \text{ mm CE}$   
soit  $\Delta P_s = 392 \text{ N/m}^2$ .

Le ventilateur de soufflage aura donc une puissance :  $N_s = \frac{\Delta P_s \cdot L_T}{\eta_v}$   
où  $L_T$  est le débit totale soufflé en  $\text{m}^3/\text{s}$  et  $\eta_v$  est le rendement  
du ventilateur estimé à 0,7.

$$N_s = \frac{392 \cdot 7065}{3600 \cdot 0,7} = 1099 \text{ W} \quad \text{soit} \quad N_s = 1,1 \text{ KW.}$$

### Ventilateur d'extraction

Ce ventilateur doit vaincre les pertes de charge du réseau  
et celle due à la sortie à l'air libre de l'air vicié qui est  
estimée à 2 mm CE.

Nous aurons donc  $\Delta P_e = 15,37 + 2 = 17,37 \text{ mm CE}$ .

soit  $\Delta P_e = 170,3 \text{ N/m}^2$ .

$$N_e = \frac{170,3 \cdot 6598}{3600 \cdot 0,7} = 446 \text{ W} \quad \text{soit} \quad N_e = 0,5 \text{ KW.}$$

Tableau 5-9 Comparatif

LOCAUX	Debit d'air soufflé (m <sup>3</sup> /h)	Vitesse d'air soufflé (m/s)	Debit d'air extrait (m <sup>3</sup> /h)	Vitesse d'air extrait (m/s)
Salle machine	1548	2,20	1446	1,67
Bureau Ingénieur Système	328	2,90	306	2,10
Bureau de l'ondeur	175	2,75	164	1,52
Salle de T.P.	2088	2,95	1950	2,26
Salle imprimante	340	3,00	318	2,20
Bureau de gestion	348	3,07	326	2,26
Vestibule	390	3,06	363	1,53
Salle de programmation	1848	2,61	1725	2,00

## REGULATION

Le dimensionnement de cette centrale de climatisation a été déterminé à partir des conditions climatiques extérieures extrêmes. Les conditions extérieures sont évidemment continuellement variables. Pour assurer donc les conditions climatiques intérieures exigées, il nous faudrait soit augmenter, soit diminuer ou même annuler les puissances des éléments composant la centrale. Pour ce faire il est pratiquement impossible de les régler manuellement, nous avons alors recours au réglage automatique, permettant à chaque instant et continuellement d'adapter les appareils de la centrale aux variations des conditions climatiques extérieures. Ce procédé de réglage est appelé: Regulation.

On peut parler longtemps de la régulation et de ses différents types, mais là n'est pas notre but. Nous donnerons alors simplement le principe de fonctionnement en proposant un système de régulation des plus simples possible.

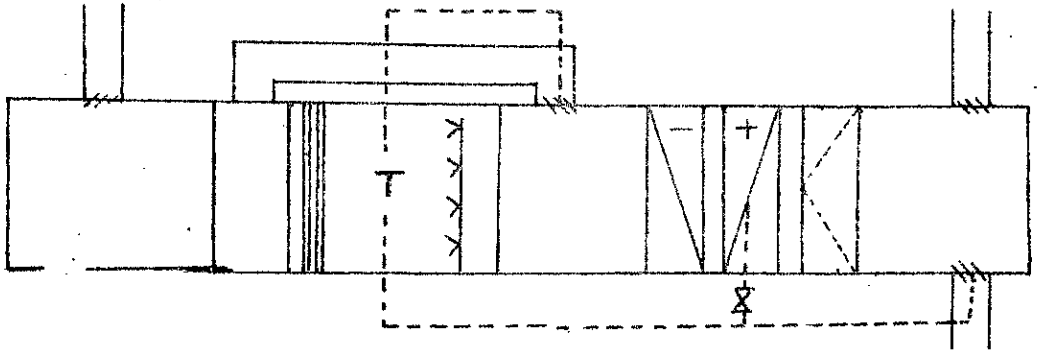
Notre centrale a été étudiée pour un traitement d'air en été ne nécessitant pratiquement pas de régulation, car nous aurons toujours les conditions intérieures de base quelque soit celles du climat extérieur, simplement en gardant constante la température de surface de la batterie froide.

Pour l'hiver nous adopterons le système de régulation suivant:

On place un Thermostat T dans la chambre d'humidification - où l'air est évidemment saturé - réglé sur la température du

Point H, c'est à dire  $14^{\circ}\text{C}$ . Ce thermostat commande :

- les deux registres de réglage de l'air by-passé autour de l'humidificateur et de l'air de reprise.
- et l'intensité du courant passant dans la résistance composant la batterie de chauffe.



Pour la sélection du traitement d'air été ou hiver, on adoptera le système de régulation par tout ou rien avec déclenchement de la batterie froide pour une température supérieure à  $25^{\circ}\text{C}$  et  $\varphi < 30\%$  ou  $\varphi > 60\%$  et déclenchement des appareils assurant le conditionnement de l'air pour l'hiver pour une température inférieure à  $20^{\circ}\text{C}$  et  $\varphi < 30\%$  ou  $\varphi > 80\%$ .

Entre les deux conditions seul le ventilateur fonctionnera, la centrale aura ainsi un rôle de ventilation.

## CONCLUSION

L'intérêt de cette étude a été de climatiser des locaux existants réellement, c'est à dire où nous n'avions pas à choisir la nature des matériaux de construction, ni leur lieu d'implantation, ni beaucoup d'autres paramètres. Ce qui fait que nous avons eu un aperçu des problèmes rencontrés dans cette branche, existants réellement dans la pratique.

Nous avons aussi déduit de cette étude que pour résoudre ce genre de problème d'une façon aussi parfaite que possible, il faudrait à l'ingénieur une bonne expérience dans le domaine. Notre centrale peut être obtenue comme décrite dans notre étude, par commande de pièces séparées et leur montage suivant le schéma indiqué, cela revient évidemment plus cher que l'achat d'une centrale monobloc, qui aurait des caractéristiques techniques voisines des nôtres.

L'utilisation de la pompe à chaleur n'est pas très indiquée dans les pays où le climat est comme le notre, c'est à dire où l'on a pas besoin de beaucoup de production de chaleur durant l'année.

L'avantage d'une installation centrale de climatisation sur celle des climatiseurs individuels, est que les frais d'exploitation - pour notre cas - des premières sont nettement plus inférieurs que ceux des seconds. Ensuite il ya le cas de la répartition de l'air et de ses effets sur les occupants qui est meilleur aussi

dans le cas des premières installations que celle des seconds.  
Mais pour des raisons de temps, et vu que les locaux du centre de calcul ont un volume relativement réduit, il était plus indiqué de placer des climatiseurs individuels, ou alors d'investir dans les armoires de traitement d'air pour salle d'informatique.

Nous dirons enfin que cette étude aurait été plus intéressante et plus utile à l'école si nous avions pu l'étendre à l'étude de climatisation de l'amphithéâtre et des autres locaux administratifs ou autres avoisinants le centre de calcul.

