

17/84

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Tex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Genie Mecanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CLIMATISATION D'UN BATIMENT
SOCIO-ADMINISTRATIF

Etude de la possibilité d'utilisation
de la pompe à chaleur
BIBLIOTHEQUE
NATIONALE POLYTECHNIQUE

Proposé par :
M. TOMCZAK

Etudié par :
DIB Malik

Dirigé par :
M. TOMCZAK



PROMOTION :

Janvier 1984

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

THEME

**CLIMATISATION D'UN BATIMENT
SOCIO-ADMINISTRATIF**

**Etude de la possibilité d'utilisation
d'une pompe à chaleur**

Proposé par :
M. TOMCZAK
Dr. Ingénieur

Étudié par :
DIB Malik

PROMOTION JANVIER 1984

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

**CLIMATISATION D'UN BATIMENT
SOCIO-ADMINISTRATIF**

**Etude de la possibilité d'utilisation
d'une pompe à chaleur**

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
الوزارة الوطنية للتعليم العالي والبحث العلمي
الجامعة الوطنية politechnique
BIBLIOTHEQUE

Proposé par :
M. TOMCZAK
Dr. Ingénieur

Etudié par :
DIB Malik

PROMOTION JANVIER 1984

" D E D I C A C E S "

Je dédie à mes Parents, à Samira et mes Soeurs,
à tous mes amis ce modeste mémoire.-

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier Monsieur TOMCZAK pour son aide précieuse et son soutien constant.

Je remercie également mon oncle Monsieur H. BOULMERKA, Monsieur A. ALIQUAT ainsi que tout le personnel de l'U.C.C.E. pour l'intérêt, l'aide et la disponibilité qu'ils ont manifesté.

Je ne terminerai pas sans remercier Madame H. GUEDDOURA pour le soin qu'elle a apporté à la mise en forme de ce mémoire.-

SOMMAIRE

CHAPITRE I : INTRODUCTION

	<u>page</u>
- PRESENTATION DU SUJET	1
- DONNEES DE BASE	2
- CHOIX DES TEMPERATURES	

CHAPITRE II : BILANS THERMIQUES

- CALCUL DES COEFFICIENTS "K" DE TRANSMISSION	4
- BILAN THERMIQUE HIVER	8
. Besoins calorifiques par transmission Q_T	8
. Besoins calorifiques pour pertes par ventilation Q_L	9
. Tableaux	10
- BILAN THERMIQUE ETE	20
. Présentation de la méthode de calcul	20
. Calcul des apports	21
. Tableaux	25

CHAPITRE III : CALCUL DES DEBITS ET DES TEMPERATURES DE SOUFFLAGE

- CALCUL DES DEBITS D'AIR	33
. Bilan thermique et bilan d'humidité	33
. Calcul des débits d'air soufflé	35
- CALCUL DE LA SECONDE INSTALLATION	36
. Détermination des températures de soufflage	
- EXPLOITATION EN HIVER DE L'INSTALLATION PRINCIPALE	38
. Détermination du point de soufflage en hiver	
. Caractéristique du point de mélange M	39
. Calcul des débits d'air extérieur et recyclé	39
. Application	40

CHAPITRE IV : DISTRIBUTION DE L'AIR - RESEAU DE GAINES

- GENERALITES	41
- METHODE DE CALCUL	42
. pertes de charge	42
. Calorifugeage des gaines	43
- CALCUL DU RESEAU DE SOUFLAGE	44
. calcul des pertes de charge	47
- CALCUL DU RESEAU D'EXTRACTION	50
- CALCUL DU RESEAU D'EXTRACTION DE LA SECONDE INSTALLATION	54

CHAPITRE V : TRAITEMENT DE L'AIR - DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

A - INSTALLATION PRINCIPALE	
. Fonctionnement en hiver	57
.. dimensionnement des équipements	57
. Fonctionnement en été	58
.. dimensionnement de la batterie froide	59
B - SECONDE INSTALLATION	59
. Filtrage de l'air	62

CHAPITRE VI : LA POMPE A CHALEUR

- GENERALITES	63
- DESCRIPTION SOMMAIRE D'UNE POMPE A CHALEUR	64
- CLASSIFICATION DES POMPES A CHALEUR	65
- CRITERES DE CHOIX DE LA POMPE A CHALEUR	65
- POMPE A CHALEUR AIR EXTRAIT - AIR	66
. Evolution de l'air	69
. Dimensionnement des équipements	69

CHAPITRE VII : COMPARAISON TECHNICO-ECONOMIQUE

- COMPARAISON TECHNIQUE	71
- COMPARAISON ECONOMIQUE	72
. Choix des équipements	
. Devis estimatifs	73
. Consommation des chaudières	74
. Consommation de la pompe à chaleur	74

<u>CONCLUSION</u>	77
-------------------	----

CHAPITRE I

INTRODUCTION

PRESENTATION DU SUJET

Afin d'assurer les conditions propices au séjour et au travail dans les résidences, les bureaux, les usines et autres locaux, on est souvent amené à créer un climat de confort artificiel. La climatisation est un élément important de ce confort.

On se propose, dans le cadre de ce projet, de concevoir et de dimensionner l'installation de climatisation d'un bâtiment socio-administratif situé à ANNABA. Pour parvenir au climat de confort désiré, différents types d'installations peuvent être envisagés. Nous pouvons citer entre autres les climatiseurs individuels, les ventilo-convecteurs, les installations centralisées de distribution d'air et les pompes à chaleur centralisées. La conjoncture énergétique actuelle, la situation et le type du local à conditionner permettent d'envisager la possibilité d'utiliser une pompe à chaleur. En effet, les impératifs économiques en période de crise énergétique, les quantités importantes d'air chaud à extraire de l'enceinte du bâtiment, les particularités du climat de la région sont d'autant de facteurs qui incitent à utiliser une pompe à chaleur en récupérateur d'énergie. La pompe à chaleur, connue depuis quarante ans en EUROPE, mais peu utilisée, fait aujourd'hui l'objet d'un engouement considérable du fait de la crise énergétique, de sa nature peu polluante et des perfectionnements technologiques apportés qui lui confèrent une fiabilité remarquable.

La pompe à chaleur, peu utilisée en ALGERIE, est une solution séduisante car elle s'insère dans une perspective d'économie d'énergie. Il est en effet nécessaire d'envisager toute solution de récupération d'énergie devant faire partie intégrante de tout projet de climatisation.

Nous nous efforcerons de démontrer l'intérêt de la mise en place de la pompe à chaleur dans les installations en général et présentement dans le cas étudié.

DONNEES DE BASE

Le bâtiment considéré se situe à ANNABA dans un site découvert, à une altitude de trois (3) mètres et sous une latitude de $36^{\circ} 50'$ Nord.

CONDITIONS EXTERIEURES

Les conditions climatologiques servant de base au calcul des installations de climatisation sont pour la région de ANNABA :

<u>Eté</u>	: température de base	$T_e = 35^{\circ} \text{ C.}$
	humidité relative	$\varphi_e = 42 \%$
<u>Hiver</u>	: température de base	$T_e = 5^{\circ} \text{ C.}$
	humidité relative	$\varphi_e = 90 \%$

CONDITIONS INTERIEURES

Les conditions intérieures permettent de créer à l'intérieur du local un état de confort thermique.

Elles doivent tenir compte des conditions extérieures afin d'éviter les chocs thermiques résultant d'un écart de température important et pouvant porter préjudice aux occupants.

CHOIX DES TEMPERATURES

	BUREAUX	LOCAUX MEDI- CAUX	CAN- TINE	VESTI- AIRES DOUCHES	CUIS- SINE	HALL	COU- LOIR	VIDE SANTI- TAIRE
HIVER	20°C	23°C	18°C	23°C	18°C	15°C	18°C	7°C
ETE	27°C	27°C	28°C	28°C	28°C	29°C	29°C	22°C

L'humidité relative sera prise en toutes saisons égale à 50 %. On, considéra comme acceptable une valeur comprise entre 40 et 60 %.

CHAPITRE II

BILANS THERMIQUES

Le calcul des bilans thermiques permet de dimensionner l'installation de climatisation.

Les données suivantes permettent de mener à bien le calcul des bilans :

- plans du bâtiment donnant son orientation, son exposition au vent :

Dans notre cas le bâtiment est situé dans une région normale, un site découvert et est considéré comme maison d'alignement,

- destination du local :

Le local étant un bâtiment socio-administratif, on interrompra l'exploitation de l'installation pendant la nuit,

- types des différentes parois :

Les différentes parois doivent être décrites de façon suffisamment détaillée afin que l'on puisse calculer les coefficients "K" de transmission.

CALCUL DES COEFFICIENTS "K" DE TRANSMISSION

Ce coefficient exprimé en $\text{Kcal/h m}^2\text{°C}$ indique la quantité de chaleur échangée en une heure à travers une paroi, par mètre carré de surface et par degré de différence entre les températures de l'air baignant ses faces extérieure et intérieure.

Son inverse $\frac{1}{K}$ exprime la résistance offerte au passage de la chaleur à travers une paroi formée de plusieurs couches. Elle s'exprime par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^n R_i \quad \left(\frac{\text{h m}^2 \text{°C}}{\text{Kcal}} \right)$$

où : $\frac{1}{h_i}$ et $\frac{1}{h_e}$ représentent les résistances superficielles intérieure et extérieure

et R_i la résistance thermique de la couche (i).

n : le nombre de couches.

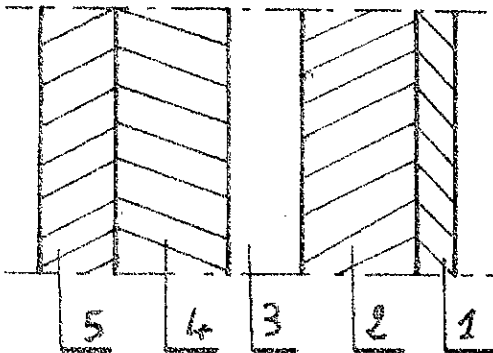
COEFFICIENTS "K" DES FENETRES ET PORTES (d'après RIETSCHEL)

Fenêtre $K = 4,5 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$

Porte $K = 2,0 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$.

COEFFICIENTS "K" DES PAROIS

MUR EXTERIEUR

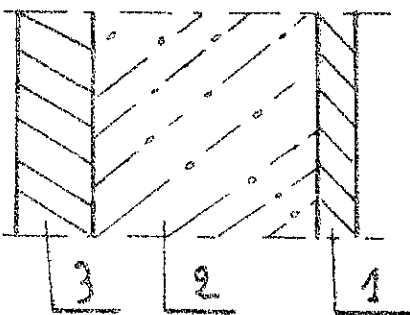


N°	Constitution	e(m)	$\lambda \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}{\text{Kcal}} \right)$
1	Enduit plâtre	0,01	0,41	
2	Brique creuse	0,10		0,23
3	Lame d'air	0,05		0,21
4	parpaing creux	0,15		0,14
5	mortier de ciment	0,015	1,34	

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^n R_i$$

$$K = 1,23 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

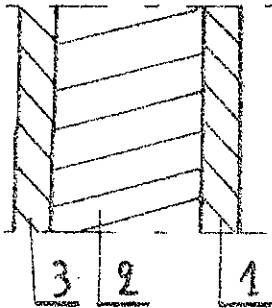
POUTRE BETON



N°	Constitution	e(m)	$\lambda \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}{\text{Kcal}} \right)$
1	Enduit plâtre	0,01	0,41	
2	Béton de structure	0,30	0,99	
3	Mortier de ciment	0,015	1,34	

$$K = 2,95 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

MUR INTERIEUR



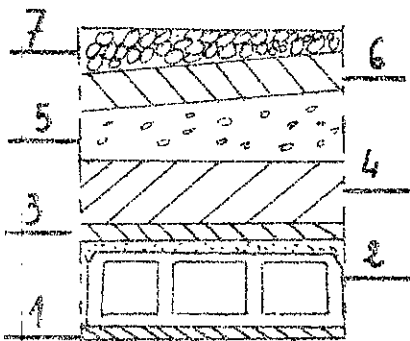
N°	Constitution	e(m)	$\lambda \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}} \right)$
1	Enduit plâtre	0,01	0,41	
2	Brique creuse	0,10		0,23
3	Enduit plâtre	0,01	0,41	

$$K = 1,85 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

Pour les murs intérieurs de 0,15m d'épaisseur

$$K = 1,55 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

TERRASSE



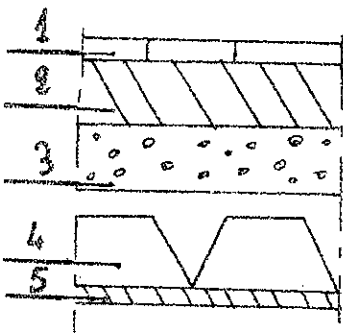
N°	Constitution	e(m)	$\lambda \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}} \right)$
1	Enduit plâtre	0,01	0,41	
2	hourdi béton	0,20		0,18
3	isolant	0,09	0,034	
4	forme en sable	0,01	0,50	
5	forme de pente en béton	0,10	1,50	
6	feutre bitume'	0,01	0,20	
7	gravillon	0,04	2,0	

à air horizontale :

$$R = 0,17 + \sum_{i=1}^n R_i$$

$$K = 0,89 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

PLANCHER



N°	Constitution	e (m)	$\lambda \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{h}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}} \right)$
1	Carre Lage granito	0,02	3,02	
2	mortier de ciment	0,02	0,99	
3	Béton	0,05	2,5	
4	hourdi béton	0,20		0,18
5	enduit plâtre	0,01	0,44	

$$\frac{1}{K} = \frac{e}{\lambda} + \sum_{i=1}^n R_i$$

$$K = 1,50 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Plancher sur vide sanitaire.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_p} + \frac{1}{\alpha + 2,6 \frac{P_c}{A}}$$

- Où : K_p = coefficient K du plancher,
- = coefficient de ventilation,
- = 0,35 pour vide sanitaire faiblement ventilé.
- A = surface du vide sanitaire (m^2)
- PC = périmètre de transmission (m).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{1,50} + \frac{1}{0,35 + 2,6 \frac{141,6}{594,3}} = 1,69$$

$$K = 0,59 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

BILAN THERMIQUE HIVER

Les besoins calorifiques d'un local sont une pure caractéristique de la construction. Ils dépendent :

- des dimensions du local,
- du type de construction des différentes parois,
- de l'orientation du local.

Les déperditions calorifiques se calculent pour un état stationnaire et se présentent sous deux formes :

- déperditions calorifiques par transmission, q_t
- déperditions calorifiques par infiltration, q_i

On utilisera comme méthode de calcul pour la détermination des besoins calorifiques la norme allemande DIN 4701 largement expliquée dans le tome 2 du "traité de chauffage et de climatisation" de H. RIETSCHEL et W. RAISS.

Besoins calorifiques par transmission, Q_T :

Les déperditions calorifiques par transmission, q_t , se calculent pour chaque surface d'enveloppe d'un local cédant de la chaleur d'après l'équation générale de transmission de chaleur en régime établi :

$$Q_T = KS (t_i - t_e) \quad (\text{Kcal/h}).$$

- Q_T : K est le coefficient de transmission de la paroi (Kcal/h m²°C)
- S surface d'enveloppe (m²)
- t_i = température intérieure (°C)
- t_e = température extérieure ou du local voisin (°C)

Les besoins calorifiques par transmission, Q_T , s'expriment par l'expression :

$$Q_T = \sum q_t (1 + Z_u + Z_A + Z_H) \quad (\text{Kcal/h})$$

Où : Z_u, Z_A, Z_H sont des majorations tenant compte respectivement :

- de l'interruption d'exploitation du chauffage,
- de la compensation due aux surfaces froides,
- de l'orientation des parois.

Besoins calorifiques pour pertes par ventilation, Q_L :

L'action du vent et les défauts d'étanchéité des portes et fenêtres occasionnent des infiltrations d'air froid.

Pour combattre l'effet de ces infiltrations, il est nécessaire d'apporter un supplément calorifique .

Les besoins calorifiques Q_L s'expriment par la relation :

$$Q = \sum (a_l) \quad RH \quad (t_i - t_e) \quad Z_E \quad (\text{Kcal/h})$$

Où : $\sum (a_l)$ est la perméabilité des fenêtres et portes au vent,

R : caractéristique du local,

H : caractéristique d'immeuble,

t_i , t_e sont respectivement les températures extérieure et intérieure ($^{\circ}\text{C}$)

Z_E : Facteur de majoration pour fenêtre d'angle.

Les besoins calorifiques du local s'expriment donc par la relation :

$$Q_{\text{Totale}} = Q_T + Q_L \quad (\text{Kcal/h})$$

$$Q_{\text{Totale}} = \sum q_t (1 + Z_u + Z_A + Z_H) + \sum (a_l) RH (t_i - t_e) Z_E \quad (\text{Kcal/h}).$$

Abréviations utilisées :

ME : mur extérieur

PME : poutre mur extérieur

MI : mur intérieur

PMI : poutre mur intérieur

PI : porte intérieure

FE : fenêtre extérieure

CV : châssis vitré

PLD : plafond

PLR : plancher

Ab	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou Largeur	Hauteur	Surface brute	Déduction	Nombre	Surface nette	Coefficient K	Différence de température Δt	Déperditions calorifiques par transmission Q _T	Majorations			Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
												Z _D	Z _H	Z						
-	-	cm	L	m	m ²	m ²	-	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	1+%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$			
ME	N	30	350	3,10	12,95	3,30	1	9,65	1,23	15	180	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PME	N	30	0,20	3,10	0,74	-	°	0,74	2,95	°	30	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
FE	N	-	1,60	1,60	2,56	-	°	2,56	4,5	°	120	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
ME	O	30	4,70	5,10	14,39	0,74	°	16,65	1,23	°	310	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PME	O	30	0,20	5,10	0,74	-	°	0,74	2,95	°	30	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
MI	S	40	5,50	5,10	12,95	2,73	°	10,22	1,85	2	40	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PI	S	-	0,92	2,16	4,99	-	°	1,99	2,0	°	40	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PML	S	30	0,80	5,10	0,74	-	°	0,74	2,95	°	5	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PLD	-	-	3,50	-	16,45	-	°	16,45	0,89	15	240	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
PLR	-	-	3,50	-	16,45	-	°	16,45	1,50	-	-	Z _D	Z _H	Z	Q _T	Q _V	Q _{TOT}			
											Σ = 995				45	+ 5	4,2	1190	110	1300

SECRETARIE EXPLOITATION EST COMMERCIAL

SALTE DE REDUCTION

	AB	Or	e	L	H	SB	D	n	Sm	K	Ar	qe	SALTE DE REDUCTION					
													z ₀	z ₁	z ₂	Q ₁ (100d/4)	Q ₂ (100d/4)	Q ₁₀₀ (100d/4)
	ME	S	30	3,50	3,70	12,95	3,30	1	9,65	4,23	15	180						
	PNE	S	30	0,20	"	0,74	-	"	0,74	2,95	"	30						
	FE	S	-	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	120						
	MI	N	10	3,50	3,70	12,95	1,99	"	10,96	4,85	2	40						
	PI	N	-	0,92	2,16	4,95	-	"	4,99	2,0	"	10						
	PLB	-	-	3,50 4,60	-	19,60	-	"	19,60	0,89	15	8,60 8,690						
	ME	S	30	3,45	3,70	12,77	3,12	1	9,66	4,23	15	180						
	PNE	S	30	0,15	"	0,56	-	"	0,56	2,95	"	25						
	MI	N	10	3,45	"	12,77	4,99	"	10,78	4,85	2	40						
	PI	N	-	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	"	10						
	MI	E	15	5,60	3,70	20,72	4,4	"	19,61	4,55	"	60						
	PNE	E	30	0,30	"	1,11	-	"	1,11	2,95	"	10						
	PLB	-	-	3,60 2,50	-	19,6	-	"	19,6	0,89	15	2,60						
	FE	S	-	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	120						
													15	-5	1,1	830	110	940

MAINTENANCE I

MAINTENANCE 2 ET 3

Ab	Or	e	L	H	Sb	D	n	Sn	K	Δt	qt	Z ₁	Z ₂	Z	OT (h)	OL (h)	Otot (h)
ME	N	30	3,50	5,20	12,95	3,30	4	9,65	1,23	15	180						
PME	N	30	0,20	"	0,24	-	"	0,24	2,95	"	30						
FE	N	-	1,50	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	120						
ME	O	30	4,10	3,20	11,39	9,24	"	16,65	1,23	"	310						
PME	O	30	0,20	"	0,24	-	"	0,24	2,95	"	30						
MI	S	10	3,50	"	12,95	2,23	"	10,22	1,85	2	40						
PI	S	-	0,42	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	"	10						
PMI	S	30	0,20	5,20	0,24	-	"	0,24	2,95	"	5						
PLR	-	-	350 4,20	-	14,45	-	"	14,45	0,59	13	500 2,895	15	5	1,2	1030	110	1180
ME	N	30	3,50	3,20	12,95	3,30	1	9,65	1,23	15	180						
PME	N	30	0,20	"	0,24	-	"	0,24	2,95	"	30						
FE	N	-	1,60	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	120						
MI	S	10	3,50	3,20	12,95	2,23	"	10,22	1,85	2	40						
PME	S	30	0,20	"	0,24	-	"	0,24	2,95	"	5						
PI	S	-	0,42	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	"	10						
PLR	-	-	350 4,20	-	14,45	-	"	14,45	0,59	13	500 2,895	15	5	1,2	1030	110	1180
PLR	-	-	350 4,20	-	14,45	-	"	14,45	0,59	13	500 2,895	15	5	1,2	1030	110	1180

15	5	1,2	1030	110	1180
15	5	1,2	680	110	790

MEDICIN												CONSULTATION - INFIRMERIE					
AB	Or	e	L	H	SB	D	A	Sm	K	DE	qe	zd	Zm	Z	Or ^T (Recd/H)	Or ^L (Recd/H)	Or ^{Grac} (Recd/H)
ME	S	30	3,50	3,70	3,30	3,30	1	9,65	4,23	78	210						
PME	S	30	0,20	"	0,74	-	"	0,74	2,95	"	40						
FE	S	-	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	200						
ME	O	30	5,60	3,70	0,72	4,14	1	19,51	1,23	"	480						
PME	O	30	0,30	"	1,11	-	1	1,11	2,95	"	60						
MI	N	10	3,50	"	12,95	4,99	1	10,96	1,85	5	100						
PI	N	-	0,92	2,16	1,99	-	1	1,99	2,0	"	20						
PLR	-	-	3,50 5,60	-	19,60	-	"	19,60	0,59	15	$\frac{170}{2=1250}$	15	-5	1,1	1350	110	1460
ME	S	30	3,50	3,70	12,95	3,30	1	9,65	4,23	78	210						
PME	S	30	0,20	=	0,74	-	"	0,74	2,95	1	40						
FE	S	-	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	200						
MI	N	10	3,50	3,70	12,95	4,99	"	10,96	1,85	5	100						
MI	E	15	5,60	"	20,72	-	1	20,72	1,55	-3	-100						
PLR	-	-	3,50 5,60	-	19,60	-	"	19,60	0,59	15	150	20	-5	1,15	690	110	800

TABLE IX

APPENDIX

Ab	Or	e	L	H	S _B	D	n	S _n	K	ΔE	q _E	APPENDIX					
												z ₀	z _n	z	Q _T ¹ (Kcal/h)	Q _L ² (Kcal/h)	Q _{tot} ³ (Kcal/h)
ME	E	30	2,18	3,70	10,18	2,56	1	7,62	1,23	15	140						
FE	E	-	1,60	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	170						
M1	O	10	2,15	3,70	10,18	1,99	"	8,19	4,85	2	30						
PI	O	-	0,82	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	"	10						
ME	N	10	3,35	3,70	12,40	-	"	12,40	1,85	"	50						
PLR	-	-	3,35	-	9,21	-	"	9,21	0,59	13	30						
			2,25								Σ=470						
ME	N	30	3,35	3,70	12,21	-	1	12,21	1,23	15	225						
ME	E	30	2,25	"	8,33	2,56	"	5,19	1,23	"	110						
FE	E	-	1,60	2,60	2,56	-	"	2,56	4,5	"	170						
M1	O	10	2,25	3,70	8,33	1,99	"	6,34	1,85	2	25						
PI	O	-	0,92	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	"	10						
PLR	-	-	3,35	-	2,56	-	"	2,56	0,59	13	60						
			2,25								Σ=600						
												15	+5	1,2	120	110	330

Ab	Or	e	L	H	Sb	D	n	Sn	K	Δt	qL	Z ₀	Z _H	Z	Q _T (cc/d/ft)	Q _{25%} (cc/d/ft)	Q _{50%} (cc/d/ft)
ME	N	30	720	330	2664	-	1	2664	423	18	590						
NI	S	10	735	"	2720	-	"	2720	485	8	400						
NI	O	10	280	"	4036	3,89	"	647	485	8	100						
NI	O	10	350	"	4295	-	"	4295	423	8	290						
PI	O	-	180	216	389	-	"	389	210	8	60						
NE	E	30	350	330	4295	-	"	4295	423	18	290						
PLD	-	-	280 255 235	320 315	4378	-	"	4378	989	18	730						
PLR	-	-	120 95	270 255	4578	-	"	4578	959	16	430						
NE	E	30	435	330	4758	-	1	1758	423	18	390						
NI	S	10	325	"	4203	-	1	4203	485	18	400						
NI	O	10	460	330	592	-	"	592	485	8	400						
PLD	-	-	325 400	-	4528	-	"	4528	989	18	250						
PLR	-	-	325 400	-	4528	-	"	4528	959	13	420						
											Σ=1260						
												15	-	115	3200	-	3200
												15	-	115	4450	-	4450

BILAN THERMIQUE ETE (d'après MANUEL CARRIER Tome 1)

La charge frigorifique qui désigne la quantité de chaleur à éliminer par heure d'un local climatisé dans les conditions les plus défavorables est également une propriété intrinsèque du local.

Elle dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation du local.

A l'inverse de la méthode de calcul du bilan thermique hiver où l'on considère un régime établi, on doit dans ce cas considérer un régime variable du fait que l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment dans le temps.

Une partie importante de ces gains instantanés est émise sous forme de rayonnement et est absorbée par les parois qui s'échauffent puis est cédée par convection.

Le calcul de ces apports fait appel à la notion de température équivalente. Si la paroi n'était soumise qu'à la température extérieure, elle recevrait un flux de chaleur Q_0 exprimée par :

$$Q_0 = KS (t_e - t_i) \quad \text{kcal/h}$$

Où : - K = coefficient de transmission de la paroi,

- t_e (°C) température extérieure,

- t_i (°C) température intérieure,

- S (m²) surface de la paroi considérée (surface d'échange).

Du fait des rayonnements direct et indirect, le flux reçu Q_1 est supérieur. On l'exprime de la même façon :

$$Q_1 = KS (T_e - t_i)$$

Où : - T_e est la température équivalente,

- $(T_e - t_i)$ différence équivalente de température.

Il se produit un décalage horaire entre la variation du flux de chaleur entrant dans la paroi et sa manifestation sur sa face interne.

Ce décalage est dû à l'inertie thermique de la paroi et l'on doit apporter des réductions sous forme de coefficients d'amortissement à la valeur de la différence équivalente de température pour tenir compte de cette inertie.

La différence équivalente de température Δt_e dépend :

- de l'orientation de la façade,
- de l'heure considérée,
- du poids par m^2 des matériaux constituant la paroi.

CALCUL DES APPORTS

Les apports de chaleur se décomposent en :

- Apports extérieurs

- par transmission à travers les parois vitrées et par transmission à travers les parois opaques,
- par transmission à travers les vitrages.

- Apports intérieurs

dûs :

- à l'éclairage,
- aux occupants,
- aux appareils.

- Apports extérieurs par transmission :

a) A travers les parois vitrées : Ils se déterminent d'après l'équation fondamentale de transmission de la chaleur :

$$Q_t = KS (t_e - t_i) \quad (\text{Kcal/h})$$

Où S est l'ouverture totale dans le mur.

(Les autres paramètres ont été définis plus haut).

b) A travers les parois opaques : Il y a lieu de faire la distinction entre les parois extérieures, les parois intérieures et les planchers.

PAROIS EXTERIEURES :

En utilisant la notion empirique de la différence équivalente de température, on peut appliquer la relation au régime permanent :

$$Q = KS \Delta t_e \quad (\text{Kcal/h})$$

Les hypothèses de calcul de Δt_e sont les suivantes :

- 1) intensité de rayonnement solaire en juillet pour 40° de latitude Nord,
- 2) variation de 11°C sur la température sèche extérieure en 24 heures,
- 3) température extérieure maximale de 35°C et température intérieure de base de 27°C .
- 4) un coefficient d'absorption des murs et toits de 0,90.

Comme les conditions considérées sont différentes des hypothèses citées, on apporte certaines corrections à l'expression de Δt_e .

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

- a = variation de la température sèche extérieure en 24 heures, différente de 11°C.
L'écart déterminé pour ANNABA étant de 10,8°C, on peut prendre : a = 0.
- Δt_{es} : différence équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi à l'ombre,
- Δt_{em} : différence équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi ensoleillée,
- b : coefficient tenant compte de la couleur de la face extérieure de la paroi :
b = 0,55 pour les façades extérieures de couleur claire,
b = 0,90 pour la terrasse.
- R_s : ensoleillement maximum (Kcal/hm²) pour le mois et la latitude considérés à travers une surface vitrée.
- R_m : ensoleillement maximum en juillet par 40° de latitude Nord, à travers une surface vitrée.

REMARQUE : Pour une paroi à l'ombre, quelle que soit son orientation $\Delta t_{em} = \Delta t_{es}$ et donc $\Delta t_e = \Delta t_{es}$.

b₂) à travers les parois intérieures au local et le plancher : Les gains s'obtiennent à l'aide de l'équation générale de transmission de la chaleur :

$$Q = K_s \Delta t$$

la température du vide sanitaire sera prise à 22°C.

- Apports extérieurs par rayonnement :

Les gains de chaleur par rayonnement, pour une surface vitrée, sont donnés par la formule :

$$Q_R = (S_i I_{max} a + S_o I_{diff}) b \cdot S_{max} \text{ (Kcal/h)}$$

où :

- I_{max} est le rayonnement total (direct et diffus) Kcal/hm²) pour le mois et l'heure considérée, pour l'orientation et la latitude données.
- I_{diff} est le rayonnement diffus (dû à la réflexion par les particules de vapeur d'eau, d'ozone ou de poussière) pour l'heure et le mois considérés, pour la latitude donnée et pour l'orientation Nord.

- a : coefficient correctif pour l'obscurissement dû à l'atmosphère de la zone industrielle :
 - a = 1,00 pour l'orientation Nord,
 - a = 0,87 pour les autres orientations.
- b : facteur de perméabilité :
 - b = 0,7 car on a un vitrage simple et des jalousies intérieures.
- S_{max} : facteur d'emmagasinement dû à l'inertie thermique. Il dépend de la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation, de l'orientation et du type de construction.
- S₁ : surface vitrée ensoleillée,
- S₀ : surface vitrée à l'ombre.

DETERMINATION DES SURFACES VITREES ENSOLEILLEES ET A L'OMBRE

Toutes les surfaces vitrées se trouvent plus ou moins protégées du rayonnement direct du fait des ombres projetées par les portes en saillie ou les bâtiments voisins.

Les fenêtres à l'ombre ne sont atteintes que par le rayonnement diffus.

Dans le cas considéré, il n'existe pas de bâtiments voisins, cependant, les fenêtres ont un auvent de 30 cm situé à 20 cm au dessus de la fenêtre et sont situés en retrait de 20 cm par rapport à la face extérieure.

Les surfaces vitrées ensoleillées et à l'ombre se déterminent à partir de considérations géométriques en tenant compte de la hauteur du soleil et de son azimut.

Les valeurs des ombres latérale et verticale sont directement lues sur un abaque en connaissant la hauteur et l'azimut du soleil ainsi que l'orientation de la fenêtre.

APPORTS INTERIEURS

Chaleur dégagée par les occupants (Q_{occ})

Les occupants émettent de la chaleur sensible (élévation de la température) et de la vapeur d'eau, qui introduit elle même de l'énergie sous forme de chaleur latente (évaporation, respiration).

Les occupants dégagent des quantités de chaleur variant avec l'activité physique et la température mais relativement peu avec l'humidité dans les conditions de confort.

Chaleur dégagée par les appareils (Q_{app})

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente.

Ces gains se déterminent généralement à partir des caractéristiques fournies par les constructeurs (ou relevés sur le Manuel CARRIER).

On peut également déterminer ces gains à partir de la formule :

$$Q_{app} = \frac{a N}{\eta} \quad (\text{Kcal/h}).$$

Où - a = facteur de charge,

- N = Puissance du moteur et η est son rendement.

Des hottes d'extractions judicieusement conçues permettent de réduire de moitié ces gains.

Chaleur dégagée par l'éclairage (Q_{ecl})

On considère que cette quantité de chaleur sous forme sensible entre entièrement dans le calcul de la charge frigorifique du local.

Elle s'exprime par la relation :

$$Q_{ecl} = 1,25 P_u \cdot S \cdot C_{ecl} \quad (\text{Kcal/h})$$

Où :

- P_u = puissance utile de l'éclairage par m^2 de plancher. On prend généralement $P_u = 30 \text{ Watts}/m^2$

Soit $25,8 \text{ Kcal/h}/m^2$.

- S = surface du plancher (m^2)

- C_{ecl} = coefficient d'amortissement de gains dus à l'éclairage.

On opte pour un éclairage de type fluorescent, non encastré, l'installation de climatisation fonctionne pendant 12 heures, la construction est de type lourde, les gains étant calculés à 15 heures. L'éclairage ayant donc fonctionné durant 7 heures, le coefficient d'amortissement C_{ecl} est égal à 0,95 (d'après le Manuel CARRIER)

$$Q_{ecl} = 1,25 \times 0,95 \times 25,8 \quad S \quad (\text{Kcal/h})$$

La charge frigorifique totale s'exprime donc par :

$$Q_F = Q_{ext} + Q_{int}.$$

$$Q_F = Q_t + Q_R + Q_{occ} + Q_{app} + Q_{ecl} \quad (\text{Kcal/H})$$

BUREAU A.T.U.

BUREAU PERSONNEL ET FINANCES

Ab	Or	L	H	Sb	D	N	Sn	K	ΔT_{es}	ΔT_{em}	R _s	R _m	b	ΔT_{eq}	Q _F	Q _R	Q _{occup}	Q _{ed}	Q _{app}	Q _{F(totale)}
Abreviation	Orientation	Longueur ou Largeur (m)	hauteur (m)	Surface brute (m ²)	Deduction (m ²)	nombre	Surface nette (m ²)	Coefficient K (Kcal/h ^o C)	ΔT_{es} (°C)	ΔT_{em} (°C)	R _s (Kcal/h ^o C)	R _m (Kcal/h ^o C)	b	ΔT_{eq} (°C)	gains par transmission Q _F (Kcal/h)	gains par rayonnement (Kcal/h) Q _R	chaleur dégagée par les occupants (Kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q _{ed} (Kcal/h)	gains dus aux appareils Q _{app} (Kcal/h)	charge frigo- rifère totale Q _F (Kcal/h)
ME	N	3,50	3,70	12,95	2,56	1	10,39	1,43	-	-	-	-	-	8	100					
ME	O	4,70	"	17,39	-	"	17,39	1,43	0	5,5	243	465	0,55	28,3	610					
FE	N	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
ME	S	3,50	3,70	12,95	4,99	"	10,96	1,85	-	-	-	-	-	-2	-40					
PI	S	0,92	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
Pld	-	3,50 4,70	-	16,45	-	"	16,45	0,89	2,2	94,4	530	550	0,90	11,8	$\frac{190}{E=350}$ $\frac{E=340}{E=350}$	30	100	500	-	1570
ME	N	3,50	3,70	12,95	2,56	1	10,39	1,23	-	-	-	-	-	8	100					
FE	N	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
ME	S	3,50	3,70	12,95	4,99	"	10,96	1,85	-	-	-	-	-	-2	-40					
PI	S	0,92	2,16	1,99	-	"	1,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
Pld	-	3,50 4,70	-	16,45	-	"	16,45	0,89	2,2	144	570	550	0,90	12,8	$\frac{190}{E=350}$	30	100	500	-	960

SECRETARE PERSONNEL

SECRETARE EXPLOITATION ET COMMERCIAL

SALLE DE REUNION

	Ab	Dr	L	H	Sb	D	n	Sn	K	Sts	Stm	R _s	R _m	b	dt	qt	Qt	Q _{max}	Q _{old}	Q _{opp}	Q _{re}
ME	S	3,50	3,10	14,95	2,56	-	1	10,29	1,23	0	205	14	104	0,55	46	60	90				
PE	S	4,60	4,60	2,56	-	-	1	2,56	4,5						8	90					
NE	0	5,60	3,10	20,22	-	-	1	20,22	1,23	0	5	275	266	0,55	29	70					
DE	N	3,70	"	12,95	1,99	-	1	10,96	1,85						-2	-40					
OD	N	0,91	2,16	4,99	-	-	1	4,99	2,0						-2	-10					
PD	-	3,50	-	19,60	-	-	1	19,60	0,89	2,2	14,4	530	550	0,90	148	285	90	1000	600	-	1225
NE	S	3,50	3,70	12,95	2,56	-	1	10,59	1,23	0	2,2	205	104	0,55	46	60					
DE	S	4,60	4,60	2,56	-	-	1	4,56	4,5						8	90					
DI	N	3,50	3,10	14,95	1,99	-	1	10,96	1,85	-	-	-	-	-	-2	-40					
PI	N	0,91	2,16	4,99	-	-	1	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PD	-	3,50	-	19,60	-	-	1	19,60	0,89	2,2	14,4	530	550	0,90	148	285	90	1000	600	-	1115
NE	S	3,45	3,10	12,22	2,56	-	1	10,21	1,23	0	2,2	205	104	0,55	46	60					
DE	S	4,60	4,60	2,56	-	-	1	4,56	4,5						8	90					
DI	N	3,45	3,10	12,22	1,99	-	1	10,22	1,85						-1	40					
DI	N	0,90	2,16	2,99	-	-	1	4,99	2,0						-2	-10					
DE	E	5,60	3,10	20,22	-	-	1	20,22	1,55						-2	-60					
DE	-	3,45	-	19,30	-	-	1	19,30	0,89	2,2	14,4	530	550	0,90	148	220	90	1150	600	-	1400
		5,60														220					

MAINTENANCE 1

MAINTENANCE 2 ET 3

Ab	Or	L	H	Sb	D	n	Sn	K	ΔL _s	ΔL _m	R _s	R _m	b	ΔT _q	q _t	Q _v	Q _{sup}	Q _d	Q _{app}	Q _f (kcal/h)
ME	N	3,50	3,20	14,95	2,56	4	10,39	4,23	-	-	-	-	-	8	100					
FE	N	4,50	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
ME	O	4,20	3,20	12,39	-	"	12,39	4,23	0	5,5	273	265	955	22,3	640					
MI	S	3,50	"	12,95	4,99	5	10,96	4,85	-	-	-	-	-	-2	-40					
PI	S	0,92	2,06	4,99	-	0	4,99	3,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PLR	-	3,50 4,20	-	16,45	-	"	11,25	0,59	-	-	-	-	-	-5	50 2=300	30	400	500	-	1330
ME	N	3,50	3,20	12,95	2,56	4	10,39	4,23	-	-	-	-	-	8	100					
FE	N	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
MI	S	3,50	3,20	14,95	4,99	"	10,96	4,85	-	-	-	-	-	-2	-40					
PI	S	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PLR	-	3,50 4,20	-	16,45	-	"	16,45	0,59	-	-	-	-	-	-5	50 90	30	400	500	-	720

CONSULTATION INFRIMERIE						MEDECIN						CHAUFFEUR								
Ab	0-	L	H	SB	D	n	Sh	K	DTg	DTem	Rg	Rm	b	DTg	gt	QR	Qcomp	Qed	Qapp	Q ^f
ME	S	3,50	3,70	12,95	2,56	1	10,39	4,23	0	2,2	205	104	0,55	4,6	60	90	100	600	-	830
FE	S	1,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
ME	S	3,50	3,70	12,95	2,56	1	10,39	4,23	0	2,2	205	104	0,55	4,6	60					
ME	O	5,60	3,70	20,72	-	"	20,72	4,23	0	5,5	275	266	0,55	3,7	80	90	100	600	-	910
ME	S	1,60	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5	-	-	-	-	-	8	90					
FE	S	3,50	3,70	12,95	2,56	1	10,39	4,23	0	2,2	205	104	0,55	4,6	60					
PI	N	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10	90	100	600	-	910
PI	N	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PI	N	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PI	E	5,60	3,70	20,72	-	"	20,72	4,55	-	-	-	-	-	-2	-65	90	100	600	-	765
PI	N	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PI	N	0,92	2,16	4,99	-	"	4,99	2,0	-	-	-	-	-	-2	-10					
PIR	-	5,60 3,50	-	19,60	-	"	19,60	0,59	-	-	-	-	-	-5	-60 -2,40	90	100	600	-	765

ATTENTE

COOPERATIVE

AB	O-	L	H	SB	D	n	Sm	K	ΔT _g	ΔT _{em}	R _s	R _m	b	ΔT _g	q _e	Q _e	Q _{arramp}	Q _{rd}	Q _{arr}	Q ₊ (W-411)	
NE	N	3,35	3,20	12,21	-	1	12,21	4,23							10						
NE	E	2,25	"	8,33	2,56	"	5,77	4,23	0	10	38	38	0,55	5,5	40						
FE	E	4,60	4,60	2,56	-	"	2,56	4,5							90						
PI	0	0,92	2,16	8,33	1,99	"	6,34	4,85							-20						540 + 43
PI	0	0,92	2,16	8,33	1,99	"	4,99	2,0							-10	410	100	230			830
PIR	-	3,35 2,25	-	7,54	-	"	2,54	0,59							-20 -200						
PUD	-	2,15 3,65	-	8,610	1,2	1	26,10	0,89	2,2	44,4	530	550	0,96	12,8	300						
PIR	-	3,45 3,65	-	=	"	"	"	"						-7	110	490	220	1500	2600		

TELEX

STANDARD

	Ab	Or	L	H	Sb	D	n	Sm	K	ΔT _{es}	ΔT _{em}	R _s	R _m	b	ΔT _{éq}	q _é	Q _R	Q _{occup}	Q _{ed}	Q _{opp}	Q _F (Kcal/h)	
	ME	E	2,15	3,70	10,18	2,56	1	7,62	1,23	0	10	38	38	0,55	5,5	50						
	FE	E	1,60	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5						8	90						
	NI	0	2,15	3,70	10,18	1,99	"	8,19	1,85						-2	-30						
	PI	0	0,92	2,16	1,99	-	"	1,99	4,0						-2	-10						
	MI	N	3,35	3,70	12,40	-	"	12,40	1,85						-2	-40						
	PR	-	3,35	2,15	9,21	-	"	9,21	0,59						-5	-30						
	ME	E	2,25	3,70	8,33	2,56	1	5,11	1,23	0	10	38	38	0,55	5,5	40						
	FE	E	1,60	1,60	2,56	-	"	2,56	4,5						8	90						
	NI	0	2,25	3,70	8,33	1,99	"	6,34	1,85						-2	-20						
	PI	0	0,92	2,16	1,99	-	"	1,99	4,0						-2	-10						
	PR	-	2,25	3,35	7,54	-	"	7,54	0,59						-5	-20						

On majore de 30 % pour tenir compte de la charge frigorifique supérieure, le matin, pour cette orientation de façade.

110	100	280	200	720x15 = 930
-----	-----	-----	-----	--------------

80	110	100	230	520x15 = 689
----	-----	-----	-----	--------------

CANTINE

AB	Dr	L	H	Sb	D	n	S _n	K	ΔT _s	ΔT _{cm}	R _s	R _m	b	Δt ₁	q _L	Q ₂	Q _{out}	Q _L	Q _{app}	Q _{total}	
ME	S	10,50	3,30	30,85	21,29	1	11,56	1,23	0	2,2	205	104	0,55	4,6	100						
CY	S	8,45	3,30	7,10	-	3	21,29	4,5	-					7	670						
ME	0	7,50	3,30	27,35	-	4	27,35	1,25	0	5,5	275	256	0,55	3,5	105						
MI	N	10,50	3,30	38,85	7,10	1	34,76	1,85						-1	-60						
PI	N	3,30	2,45	7,10	-	1	7,10	2,0						-1	-15						
PLD	-	10,50 7,50	-	7,15	-	4	78,75	0,85	2,2	14,4	514	526	0,90	12,9	305						
PLR	-	10,50 7,50	-	18,75	-	1	78,75	0,59						-6	-280						
																11440	5560	2160	-	10285	

CHAPITRE III

CALCUL DES DEBITS ET DES TEMPERATURES DE SOUFFLAGE

L'installation de climatisation que nous nous proposons de dimensionner sera centrale et à un réseau de gaines. Ce choix nous permettant de comparer directement les deux types d'installation envisagés. Cette installation conditionnera tous les locaux exceptés la cuisine, les douches et les vestiaires. On prévoiera pour ces derniers une installation de chauffage et de ventilation par aérothermes fonctionnant en tout air neuf.

CALCUL DES DEBITS D'AIR

Les charges frigorifique et calorifique étant déterminées, nous pouvons déterminer les débits d'air soufflé qui permettront d'obtenir dans les locaux les conditions de confort requises. Le débit d'air total sera calculé pour l'exploitation estivale. L'installation étant centralisée, on soufflera, en hiver, le même débit mais à une température différente.

BILAN THERMIQUE ET BILAN D'HUMIDITE

S'il faut éliminer du local la charge frigorifique Q_f et la quantité d'eau dégagée M , on a les égalités suivantes :

$$Q_f = L_s (h_i - h_s) \quad (\text{Kcal/h})$$

$$M = L_s (x_i - x_s) \quad \text{g}(\text{Kg/h})$$

Où - L_s est le débit soufflé (Kg/h),

- h_i, x_i étant respectivement l'enthalpie et la teneur en eau de l'air intérieur,

- h_s, x_s étant respectivement l'enthalpie et la teneur en eau de l'air soufflé.

La modification de l'état de l'air dans le local peut être représentée par le rapport :

$$\frac{Q_F}{M} = \frac{h_i - h_s}{x_i - x_s} \quad (\text{Kcal/Kg})$$

Sur le diagramme (h, x) , ce changement d'état correspond à une droite de pente $\frac{Q_F}{M}$ passant par le point I, représentant l'état imposé de l'air à l'intérieur du local. L'état de l'air soufflé s , est obtenu par l'intersection de la droite d'évolution avec la droite de température constante de soufflage t_s .

Le point de soufflage déterminé, il suffit de lire l'enthalpie h_s pour obtenir le débit d'air soufflé recherché par la relation :

$$L_s = \frac{Q_F}{(h_i - h_s)} \quad (\text{Kg/h})$$

APPLICATION :

Point de soufflage en été et calcul du débit d'air soufflé :

La charge frigorifique du bâtiment est :

$$Q_F = 33\,540 \text{ Kcal/Kg.}$$

Le local est occupé en permanence par cinquante employés. Si on considère qu'il y a vingt visiteurs, la quantité M d'eau dégagée est :

$$M = n \cdot m \quad (\text{Kg/h})$$

Où n est le nombre d'occupants et
 m la quantité d'eau dégagée par occupant

$$M = 70 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 6,3 \text{ Kg/h}$$

La pente de la droite d'évolution est donc :

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{Q_F}{M} = \frac{33540}{6,3} = 5320 \quad (\text{Kcal/Kg})$$

Si on impose une température intérieure $t_i = 27^\circ\text{C}$, on choisira, pour des raisons d'ordre physiologique, une température de soufflage $t_s = 19^\circ\text{C}$. On obtient comme enthalpie de soufflage $h_s = 10,7 \text{ Kcal/kg}$.

On lit sur le diagramme (h, x) de l'air humide l'enthalpie du point intérieur : $h = 13,3 \text{ Kcal/Kg}$.

Le débit d'air soufflé est donc :

$$L_s = \frac{Q_F}{(h_i - h_s)} = \text{Kg/h}$$

$$L_s = \frac{99540}{13,3 - 10,7} = 12960 \text{ Kg/h}$$

Les débits à souffler dans chaque local s'obtiennent à partir de leur charge frigorifique. Si L_{si} représente le débit à souffler dans le local (i) et Q_{fi} sa charge frigorifique, alors le débit L_{si} est :

$$L_{si} = \frac{Q_{fi}}{Q_F} \cdot L_s \quad (\text{Kg/h})$$

$$L_{si} = \frac{Q_{fi}}{1,2 \cdot Q_F} \cdot L_s \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où 1,2 est le poids spécifique de l'air en Kg/m^3 .

Les différents débits à souffler sont résumés dans le tableau suivant :

LOCAL	Débit L_{si} (m^3/h)	LOCAL	Débit L_{si} (m^3/h)
Bureau ATU	500	Maintenance 2	300
Bureau Personnel	310	Maintenance 3	300
Bureau Finances	310	Médecin	300
Secrétaire Finances	300	Consultation	270
Secrétaire Directeur	300	Infirmierie	270
Bureau directeur	300	Chauffeur	250
Secrétaire Personnel	400	Cantine	3 300
Secrétaire exploitation	360	Coopérative	850
Secrétaire commerciale	360	Attente	300
Salle de réunion	420	Télex	300
Maintenance 1	450	Standard	250

CALCUL DE LA SECONDE INSTALLATION

La seconde installation servira en hiver au chauffage et à la ventilation de la cuisine, des douches et des vestiaires. On procédera uniquement à un renouvellement d'air en été. Du fait des dégagements d'odeurs et de buée, l'installation fonctionnera uniquement en air extérieur.

On adoptera, selon les normes d'hygiène en vigueur, un taux de renouvellement correspondant à sept (7) fois le volume des sanitaires, des vestiaires et des douches et à quinze (15) fois celui de la cuisine.

Afin d'éviter les courants d'air et les infiltrations d'odeurs, on maintiendra la cuisine et les sanitaires en dépression et les autres locaux en surpression.

On extrait : 1800 m³/h de la cuisine, 920 m³/h des sanitaires,
400 m³/h des douches,
1200 m³/h des vestiaires.

DETERMINATION DES TEMPERATURES DE SOUFFLAGE

Douches et vestiaires :

On impose une température intérieure $t_i = 23^\circ\text{C}$, du fait que les occupants se deshabillent dans ces locaux.

Les besoins calorifiques de ces locaux sont de 4650 Kcal/h.

Afin de maintenir ces locaux en surpression, on soufflera un débit $\dot{m} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$.

La température de soufflage se détermine d'après l'équation suivante :

$$Q = \dot{m} C_p (t_s - t_i) \quad (\text{Kcal/h})$$

$$t_s = \frac{Q}{\dot{m} C_p} + t_i$$

$$t_s = \frac{4650}{2000 \times 1,2 \times 0,24} + 23 = 31^\circ \text{C}.$$

CUISINE

L'installation de chauffage est prévue pour maintenir à l'intérieur de la cuisine une température de 18°C. Les appareils de cuisson élèveront rapidement cette température et assureront à eux seuls les besoins de chauffage.

Aussi, un dispositif de régulation interrompera le fonctionnement des aérothermes dès que la température ambiante aura atteint la valeur de consigne fixée. On procédera alors au renouvellement de l'air uniquement.

DETERMINATION DU POINT DE SOUFFLAGE

Afin de maintenir le local en dépression, on soufflera un débit de 1550 m³/h, soit 1860 Kg/h.

Les besoins calorifiques sont :

$$Q = 1230 \text{ Kcal/h.}$$

La température de soufflage, t_s , se détermine par la relation :

$$t_s = t_i + \frac{Q}{m \text{ Cp}}$$

$$t_s = 18 + \frac{1230}{1860 \cdot 0,24} = 20,8^\circ \text{ C.}$$

EXPLOITATION EN HIVER DE L'INSTALLATION PRINCIPALE

DETERMINATION DU POINT DE SOUFFLAGE EN HIVER

L'installation étant centrale, le débit soufflé en hiver sera le même que celui soufflé en été.

La relation donnant le débit soufflé en fonction de la charge calorifique Q_T et de la différence d'enthalpie entre l'air soufflé et l'air intérieur permet de déterminer l'enthalpie du point de soufflage h_s

$$L_s = \frac{-Q_T}{h_i - h_s} \quad \text{où } -Q_T \text{ représente la quantité de chaleur nécessaire pour lutter contre les déperditions.}$$

$$h_s = h_i + \frac{Q_T}{L_s}$$

Application :

$$h_i = 9,2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_T = 23\,600 \text{ Kcal/Kg}$$

$$L_s = 12\,900 \text{ Kg/h}$$

$$h_s = 9,2 + \frac{23\,600}{12\,900} = 11 \text{ Kcal/Kg}$$

On considère que l'évolution de l'air entre les états soufflé et intérieur s'effectue à teneur en eau constante. En effet, les dégagements d'eau dus aux occupants en hiver peuvent être facilement négligés.

Par conséquent, le point caractéristique S de soufflage est déterminé par l'intersection de la droite verticale (à teneur en eau constante) passant par le point intérieur I et la droite d'enthalpie constante h_s .

Les caractéristiques du point de soufflage S sont :

- température de soufflage $T_s = 27,5^\circ \text{ C.}$
- enthalpie de soufflage $h_s = 11 \text{ Kcal/Kg.}$

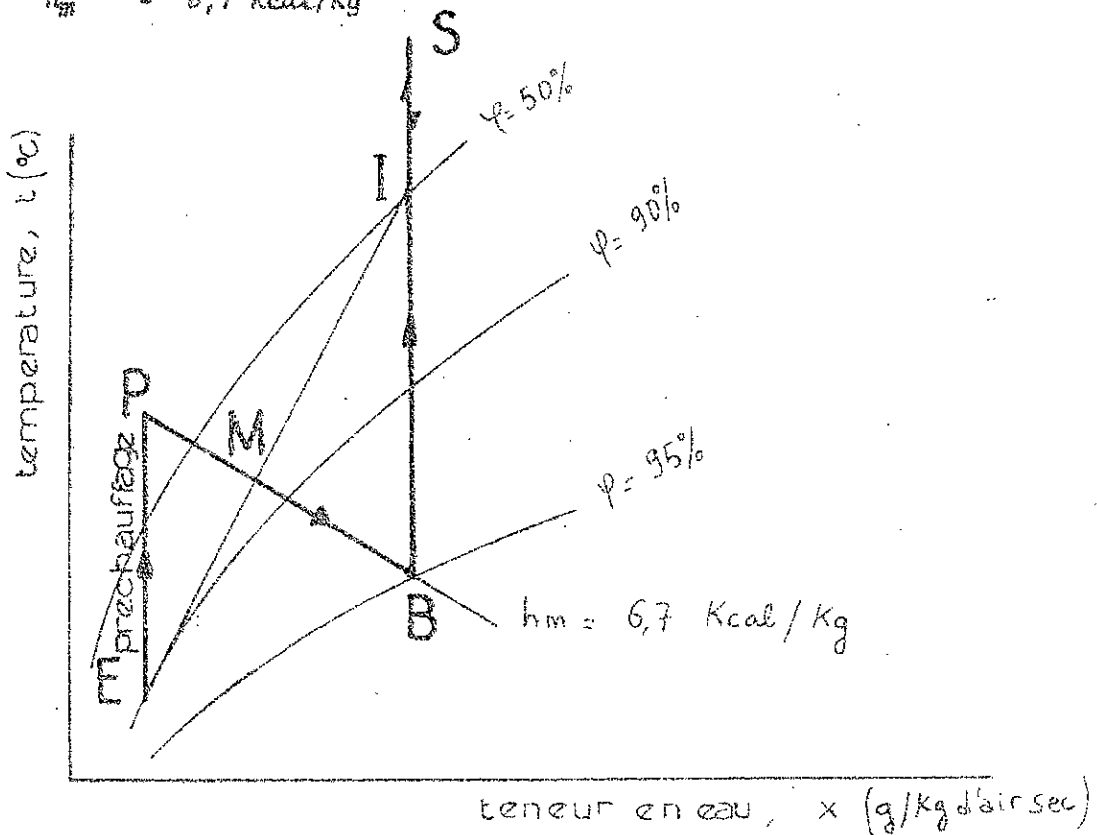
CARACTERISTIQUES DU POINT DE MELANGE M

On s'impose un point de mélange M tel que l'on puisse supprimer, en régime établi, la batterie de préchauffage.

On vérifiera si le débit d'air neuf obtenu est conforme aux règles d'hygiène imposées.

La lecture sur le diagramme (h, x) de l'air humide donne une enthalpie de mélange :

$$h_m = 6,7 \text{ Kcal/Kg}$$



CALCUL DES DEBITS D'AIR EXTERIEUR ET RECYCLE

Si L_e et h_e sont respectivement le débit et l'enthalpie de l'air extérieur et L_r , h_r respectivement le débit et l'enthalpie de l'air recyclé, on a l'égalité suivante :

$$L_e h_e + L_r h_r = (L_e + L_r) h_m = L_s h_m$$

$$L_e h_e + (L_s - L_e) h_r = L_s h_m$$

$$L_e = L_s \frac{(h_m - h_r)}{(h_e - h_r)} \quad \text{Kg/h}$$

avec $h_r = h_n$

Application :

$$h_e = 4,1 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_r = 9,2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_m = 6,7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$L_s = 12\,900 \text{ Kg/h.}$$

$$L_e = 12\,900 \left(\frac{6,7 - 9,2}{4,1 - 9,2} \right) = 6\,320 \text{ Kg/h}$$

Ce débit d'air neuf satisfait aux règles d'hygiène.

Débit d'air recyclé :

Nous avons l'égalité suivante :

$$L_s = L_e + L_r \quad (\text{Kg/h})$$

$$L_r = L_s - L_e \quad \text{Kg/h}$$

$$L_r = 12\,900 - 6\,320 = 6\,580 \text{ Kg/h}$$

On adopte les mêmes débits d'air neuf et d'air recyclé en été et en hiver.

On obtient ainsi un point de mélange pour l'été ayant comme enthalpie :

$$h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_s} \quad (\text{Kcal/kg})$$

$$\text{avec : } h_e = 17,5 \text{ Kcal/kg, et } h_r = 13,3 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_m = \frac{17,5 \cdot 6320 + 6580 \cdot 13,3}{12\,900} = 15,4 \text{ Kcal/Kg}$$

CHAPITRE IV

DISTRIBUTION DE L'AIR - RESEAU DE GAINES

On choisit l'air comme fluide de transfert de chaleur.

D'une utilisation facile, l'air permet de réaliser un échange direct, pratiquement sans inertie, entre la centrale de traitement d'air et le local à climatiser.

Les réseaux de gaines ont pour but de transporter l'air depuis la centrale de traitement d'air et de le répartir dans les différents locaux à climatiser.

Cette fonction peut être réalisée rationnellement en tenant compte des exigences suivantes :

- encombrement (faible section des gaines),*
- faibles frais d'acquisition et d'exploitation,*
- aucune ou faible production de bruit,*
- réduction des pertes de charge et des pertes thermiques.*

Les réseaux aérauliques se classent en fonction de la vitesse et de la pression intérieures.

Le réseau aéraulique sera de type basse vitesse et basse pression, type de réseau couramment utilisé dans le cas de la climatisation de bureaux.

METHODE DE CALCUL (d'après le Manuel CARRIER tome 2)

Les réseaux à basse vitesse peuvent être définis à partir d'une des méthodes suivantes :

- réduction arbitraire de la vitesse,
- pertes de charge linéaires constantes,
- gains de pression statique.

On optera pour la seconde méthode qui permet d'obtenir un bon équilibrage lorsque le réseau est peu étendu et présente des symétries.

Cette méthode se caractérise par le fait que l'on détermine une perte de charge linéaire constante tout au long du réseau et qui servira au dimensionnement de la gaine.

PERTES DE CHARGE

Les pertes de charge dans un réseau se divisent en pertes de charge linéaires et en pertes de charge singulières ou particulières.

PERTES DE CHARGE LINEAIRES

Du fait des frottements sur les parois de la gaine, l'air en mouvement est soumis à une certaine résistance qui se traduit par une perte de charge.

Cette perte de charge est fonction

- de la vitesse de l'air,
- des dimensions de la gaine,
- de la rugosité de la paroi intérieure,
- de la longueur de la gaine.

Elle peut être exprimée par la relation :

$$\Delta p = 6 \frac{L}{D^{1,22}} v^{1,82} \quad (\text{mm CE})$$

où L est la longueur de la gaine (m),

D son diamètre ou son diamètre équivalent pour une gaine rectangulaire (mm),

v vitesse de l'air. (m/s)

PERTES DE CHARGE PARTICULIERES

Ces pertes de charge apparaissent au niveau des pièces de transformation lors des variations de section ou de direction.

On détermine ainsi la longueur équivalente totale de la gaine principale du réseau de soufflage ou d'extraction.

Cette longueur étant la somme des pertes de charge linéaires et singulières exprimées en mètres de gaine, en multipliant cette longueur équivalente par la perte de charge linéaire constante préalablement déterminée et en ajoutant la perte de pression due à la bouche de diffusion et à la centrale, on détermine ainsi la pression statique nécessaire au ventilateur. Des organes de réglage de débit sont à prévoir au niveau des dérivations et des bouches.

CALORIFUGEAGE DES GAINES

On prévoit un calorifugeage des gaines en tôle afin d'éviter la condensation en été et de réduire considérablement les déperditions thermiques.

Cette isolation, de trois centimètres d'épaisseur, sera en laine de verre et comportera une couche d'étanchéité sur la face extérieure.

CALCUL DU RESEAU DE SOUFLAGE

La gaine principale est la gaine comprise entre le ventilateur et la bouche de diffusion 11b (voir schéma). On choisit une vitesse initiale de soufflage de 9 m/s. La section de la gaine se détermine par le rapport :

$$S = \frac{L_s}{V}$$

Où : L_s est le débit soufflé
et V la vitesse de l'air.

Si on exprime le débit en m^3/h et la vitesse en m/s , on obtient la section en dm^2 par la relation :

$$S = \frac{L_s}{36 V} \quad (dm^2)$$

$$L_s = 12900 \text{ Kg/h} = 10750 \text{ m}^3/h.$$

$$V = 9 \text{ m/s}$$

$$S = \frac{10750}{36 \cdot 9} = 33,2 \text{ dm}^2$$

La section normalisée de gaine lue dans les tables du Manuel CARRIER est :

$$S = 33,5 \text{ dm}^2$$

Les dimensions de la gaine rectangulaire correspondante sont 650 X 550 (mm^2).

On appelle diamètre équivalent, le diamètre fictif d'une gaine rectangulaire dont les dimensions correspondent à une gaine circulaire ayant ce diamètre et qui pour un même débit présente la même perte de charge.

Il se détermine par la relation :

$$d_e = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (dm)$$

Où a et b sont les dimensions de la gaine exprimées en dm .

Le diamètre équivalent de la gaine est donc :

$$d_e = 1,3 \frac{(6,5 \cdot 5,5)^{0,625}}{(6,5 + 5,5)^{0,25}} = 6,53 \text{ dm.}$$

On détermine ainsi la perte de charge linéaire du réseau de soufflage par la relation empirique préalablement définie :

$$\Delta p = 6 \frac{L}{D^{1,22}} v^{1,82} \quad (\text{mm CE})$$

pour $L = 1 \text{ m}$

$v = 9 \text{ m/s}$

et $D = 653 \text{ mm}$

On obtient :

$$\frac{\Delta P}{L} = 6 \frac{1}{653^{1,22}} \cdot 9^{1,82} = 0,1 \text{ mm CE/m}$$

Soit une perte de charge linéaire constante de 0,1 mm de colonne d'eau par mètre de longueur équivalente.

Les dimensions des gaines des différents tronçons du réseau de soufflage sont déterminées à partir du tableau suivant :

(La correspondance entre le pourcentage de débit et le pourcentage de section est donnée par un tableau dans le Manuel CARRIER).

TRONCON	DEBIT (m ³ /h)	DEBIT (%)	SECTION (%)	SECTION (dm ²)	DIMENSIONS DE LA GAINÉ mm X mm
Jusqu'à 1	10 750	100	100	33,2	650 X 550
1 - 2	7 450	69	75,5	21,1	550 X 500
2 - 4	6 600	61	68	22,6	550 X 450
4 - 6	3 610	34	42	13,9	500 X 300

TRONÇON	DEBIT (m ³ /h)	DEBIT (%)	SECTION (%)	SECTION (dm ²)	DIMENSIONS DE LA GAINÉ mm X mm
6 - 7	3 260	30	37,5	12,5	450 X 300
7 - 8	2 960	28	35,5	11,8	400 X 300
8 - 9	2 240	21	28	9,3	400 X 250
9 - 10	1 570	15	21,5	7,1	400 X 200
10 - 11	900	8	13	4,3	350 X 150
11 - 11 b	50	5	9	3,0	250 X 150
4 - 6'	2 990	27	34,5	11,45	400 X 400
6' - 9'	2 140	90	27	8,96	400 X 400
9' - 10'	1 890	18	25	8,3	400 X 300
10' - 11'	1 320	12	19,5	6,47	350 X 250
11' - 12'	750	7	11,5	3,82	350 X 150

Le calcul se conduit de la même façon pour déterminer les dimensions des branches secondaires issues des piquages 1 et 6'.

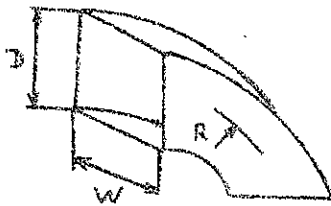
Tous les raccordements menant à une bouche de diffusion sont en 250 X 150 (mm²).

CALCUL DES PERTES DE CHARGE

On doit, pour dimensionner le ventilateur de soufflage, déterminer les pertes de charge dans la gaine principale.

Les pertes de charge singulières dues aux pièces de transformation, se déterminent de la façon suivante :

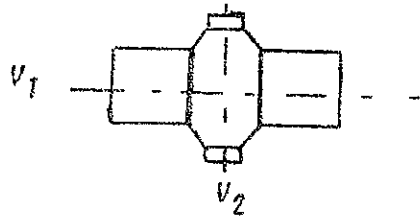
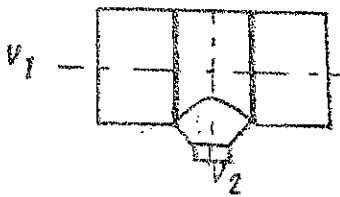
- pour les coudes :



Un tableau donne la longueur équivalente l du coude en fonction de ses dimensions $(\frac{W}{D})$ et de sa courbure $(\frac{R}{D})$

- pour les piquages :

Te' conique simple ou double



perte dans la dérivation = $n h_{v2}$

- où n est un coefficient dépendant du rapport de vitesse $\frac{V_2}{V_1}$

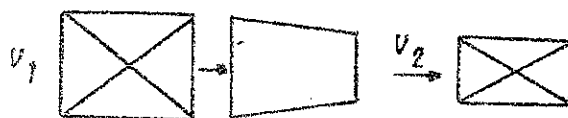
et h_{v2} = pression dynamique correspondant à V_2 (mm CE)

h_v peut être lue sur une table ou déterminée par la relation :

$$h_v = 5,99 \cdot 10^{-2} \cdot v^2 \quad (\text{mm CE})$$

La perte de charge dans les piquages est exprimée en mm de colonne d'eau.

- pour les contractions :



La perte de charge se détermine dans le cas d'une diminution de section par la relation :

$$\Delta P = n (h_{v2} - h_{v1}) \quad (\text{mm CE})$$

TRONÇON OU TRANSFORMATION	GAINÉ (m)	TRANSFORMATION		
		COUDES (m)	PIQUAGES (mm CE)	CONTRACTIONS (mm CE)
Jusqu'à 1	4	2 X 3,5 = 7		
Point 1				
1 - 2	6		0,77	2,05
Point 2				
2 - 3	3,5		1,02	1,09
Point 3				
3 - 4	8	3,3		
Point 4				
4 - 5	3,5		1,58	2,08
Point 5				
5 - 6	2,5	2,1		
Point 6				
6 - 7	6,5		0,09	0,57
Point 7				
7 - 8	3,5		0,07	0,65
Point 8				
8 - 9	3,5		0,14	0,88
Point 9				
9 - 10	3,5		0,10	0,83
Point 10				
10 - 11	3,5		0,10	1,01
Point 11				
			0,39	
<u>SOMME</u>	48 m	12,4 m	4,26 mm CE	9,16 mm CE

La perte de charge due à la gaine et aux coudes est égale :

Longueur totale équivalente X perte de charge linéaire.

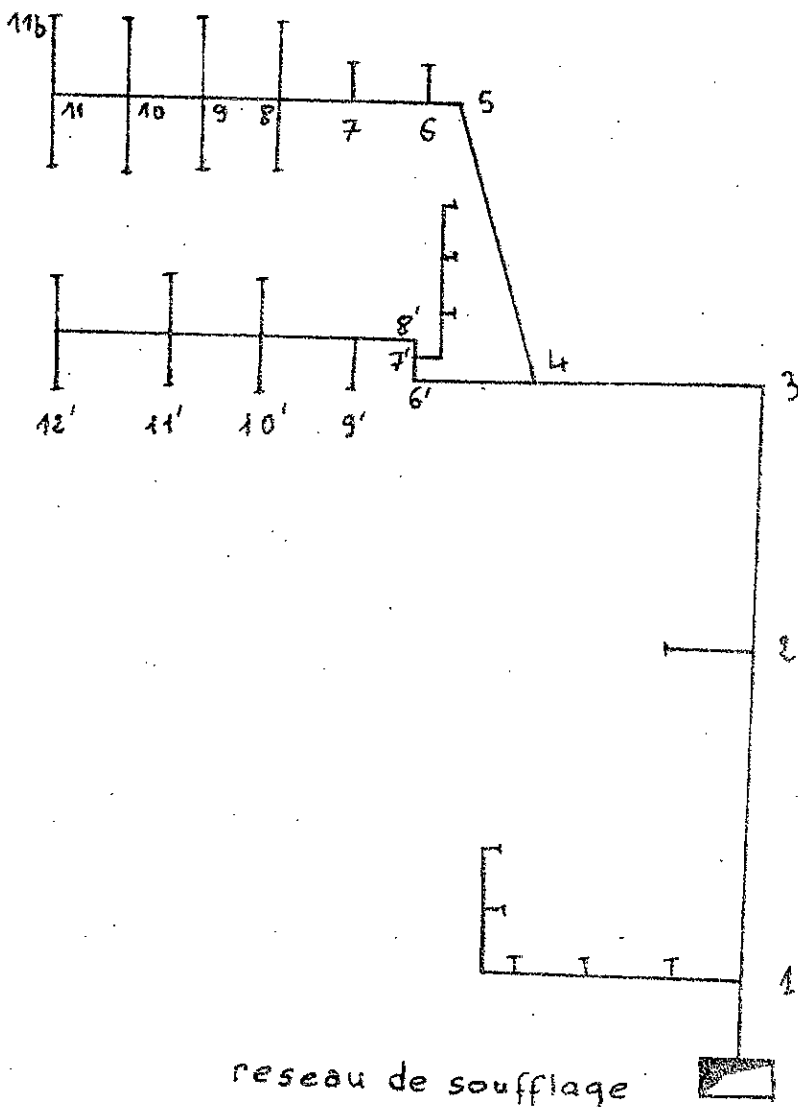
Soit : $(48 + 12,4) \cdot 0,1 = 6,04$ mm CE.

La pression statique à la sortie du ventilateur doit être égale à la somme de la perte de charge dans le réseau et de la pression statique nécessaire au diffuseur.

Si on considère que la bouche de diffusion crée une perte de charge de 2 mm CE, la pression statique (PS) nécessaire au refoulement du ventilateur est :

$$PS = 6,04 + 4,26 + 9,16 + 2 = 21,5 \text{ mm CE.}$$

Le constructeur devra tenir compte des pertes de charge dues aux éléments de la centrale de traitement d'air.



CALCUL DU RESEAU D'EXTRACTION

Le réseau d'extraction se calcule de la même façon que celui de soufflage mais depuis la dernière bouche de diffusion jusqu'au ventilateur d'extraction.

Afin de maintenir les locaux en surpression, on extrait un débit total de 9 250 m³/h.

Les débits extraits des différents locaux sont résumés dans le tableau suivant :

LOCAL	DEBIT (m ³ /h)	LOCAL	DEBIT (m ³ /h)
Bureau A.T.U.	450	Maintenance 2	260
Bureau du personnel	260	Maintenance 3	260
Bureau Finances	260	Médecin	260
Secrétaire Finances	260	Consultation	830
Secrétaire Directeur	260	Infirmierie	230
Bureau Directeur	300	Chauffeur	220
Secrétaire personnel	350	Cantine	2800
Secrétaire exploitation	320	Coopérative	720
Secrétaire commerciale	320	Attente	260
Salle de réunion	360	Télex	260
Maintenance 1	380	Standard	230

Les pertes de charge se déterminent de la même façon. On suppose une vitesse de 7 m/s au niveau de l'extracteur et de 2 m/s à la bouche de reprise.

TRONCON	DEBIT (m ³ /h)	DEBIT %	SECTION %	SECTION dm ²	DIMENSIONS DE LA GAINÉ (mm X mm)
<i>Extracteur</i>	9 250	100	100	38,7	700 X 550
11.5 - 11	450	5	9	3,30	250 X 150
11 - 10	800	9	14,5	5,32	250 X 250
10 - 9	1 380	15	21,5	7,89	300 X 250
9 - 8	1 960	21	28	10,28	350 X 350
8 - 7	2 580	28	35,5	13,03	400 X 350
7 - 6	2 840	31	39	14,31	450 X 350
6 - 4	3 140	34	42	15,41	450 X 400
4 - 2	5 730	62	69	25,32	550 X 450
2 - 1	6 450	70	76,5	27,31	600 X 500
12' - 11'	640	7	11,5	4,2	300 X 150
11' - 10'	1 130	12	18,5	6,8	300 X 250
10' - 7'	2 390	25	32,5	11,9	400 X 300
7' - 6'	3 140	34	49	15,41	400 X 400

TRONÇON OU TRANSFORMATION	GAINÉ (m)	TRANSFORMATIONS		
		COUDES (m)	PIQUAGES (mm CE)	ELARGISSEMENTS (mm CE)
Point 11			0,39	
11 - 10	3,5			
Point 10			0,08	0,16
10 - 9	3,5			
Point 9			0,09	1,78
9 - 8	3,5			
Point 8			0,27	0,42
8 - 7	3,5			
Point 7			0,05	0,35
7 - 5		2,5		
5 - 4	3,5			
Point 4			0,64	1,36
4 - 3	8			
Point 3		3		
3 - 2	3			
Point 2			1,15	0,64
2 - 1	6			
Point 1			1,54	0,61
1-extracteur	4	7		
SOMME	43 m	12,5 m	4,21	5,82

Le diamètre équivalent de la gaine au niveau de l'extracteur est de 677 mm.

La perte de charge linéaire lue sur abaque (ou déterminée par la relation $\frac{\Delta p}{L} = 6 \frac{v^{1,82}}{D^{1,22}}$ est de $\frac{0,07 \text{ mm CE}}{m}$

par conséquent, si la bouche de reprise à une perte de charge de 2 mm CE, la pression statique du ventilateur d'extraction est :

$$PS = 0,07 (43 + 12,5) + 4,21 + 5,82 + 2 = 16 \text{ mm CE.}$$

CALCUL DU RESEAU D'EXTRACTION DE LA SECONDE INSTALLATION

Dans cette installation, l'air est soufflé en vrac à partir des aérothermes et ne nécessite donc pas de réseau de gaines.

Le réseau d'extraction se détermine selon la méthode déjà utilisée.

Le débit d'air total extrait de la cuisine, des sanitaires, des douches et des vestiaires est de $3\,540 \text{ m}^3/\text{h}$

Si on suppose une vitesse de 8 m/s au niveau de l'extracteur, la section de gaine est :

$$S = \frac{3540}{36 \cdot 8} = 12,29 \text{ dm}^2$$

On adopte donc au niveau de l'extracteur, une gaine de dimensions $450 \times 300 \text{ (mm} \times \text{mm)}$ qui correspond à un diamètre équivalent de 399 mm .

La perte de charge linéaire constante est de :

$$\frac{\Delta P}{L} = 6 \cdot \frac{v^{1,82}}{1,22} \quad (\text{mm CE})$$

$$\Delta P = 6 \cdot \frac{8^{1,82}}{399 \cdot 1,22} = 0,18 \text{ mm CE/m.}$$

Les dimensions des différentes gaines du réseau sont résumées dans le tableau suivant (voir schéma 3).

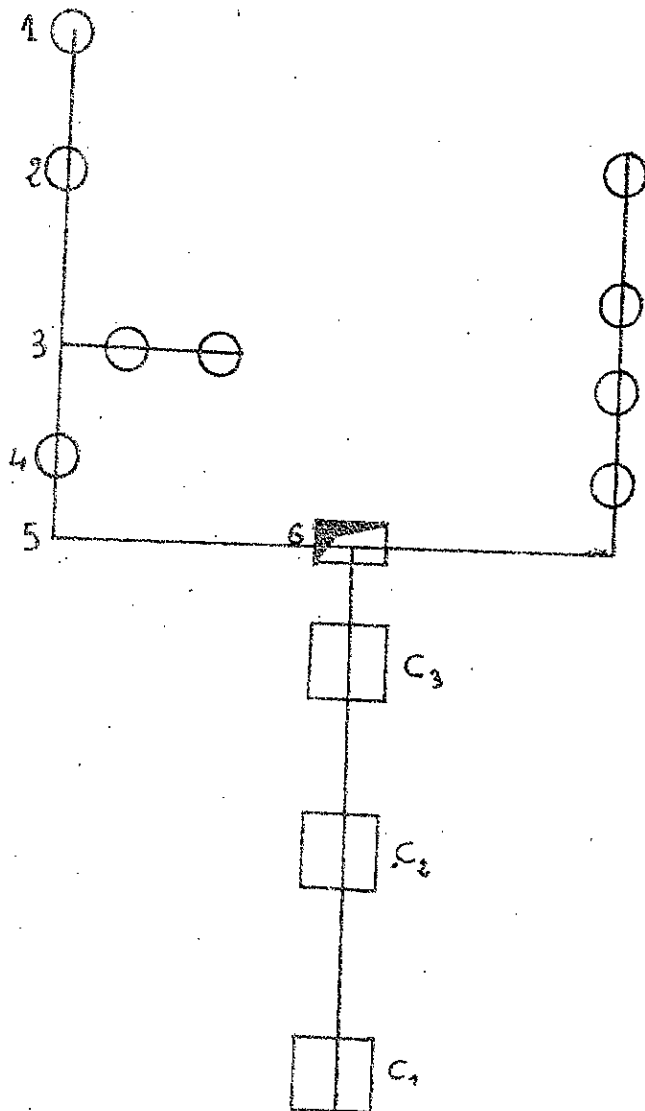
TRONCON	DEBIT (m ³ /h)	DEBIT %	SECTION %	SECTION (dm ²)	DIMENSIONS DE LA GAINÉ (mm Xmm)
Extracteur	3 540	100	100	12,3	450 X 300
1 - 2	230	6	10,5	1,29	250 X 150
2 - 3	460	13	19,5	3,32	250 X 150
3 - 4	880	25	32,5	4,0	250 X 250
4 - 6	1 040	29	36,5	4,49	250 X 250
Cuisine C.1	600	17	24	2,95	250 X 250
C ₁ - C ₂	1 200	34	42	5,17	250 X 250
C ₂ - C ₃	1 800	51	59	7,26	300 X 250
Douches	400	12	18,5	2,28	250 X 150

La gaine principale est le tronçon compris entre la bouche de reprise 1 et l'extracteur situé en toiture.

TRONCON	GAINÉ (m)	COUDE (m)	TRANSFORMA- TION PIQUAGES (mm CE)	ELARGISSE- MENT (mm CE)
1 - 2	2			
Point 2		0,03	0,03	
2 - 3	2,25			
Point 3			0,12	1,58
3 - 4	2,25			
Point 4			0,04	
4 - 5	0,5			
Point 5		2,2		
5 - 6	3,35			
Point 6			0,06	1,21
6- extracteur	1			
SOMME	10,95 m	2,2 m	0,25	2,79

Si on considère que la bouche de reprise (1) crée une perte de charge de 2 mm CE, la pression statique nécessaire au ventilateur est :

$$PS = (10,95 + 2,2) 0,18 + 0,25 + 2,79 + 2 = 7,5 \text{ mm CE}$$



schema 3
reseau d'extraction

CHAPITRE V

TRAITEMENT DE L'AIR - DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

A - INSTALLATIONS PRINCIPALE

Le traitement de l'air est l'ensemble des transformations que subit l'air depuis un état initial (point de mélange M en régime établi) jusqu'à l'état de soufflage S qui permet d'obtenir les conditions de confort requises à l'intérieur du local.

On dimensionnera toutefois l'installation à partir du point extérieur E, ceci afin de lui fournir une surpuissance lui permettant d'atteindre rapidement le régime permanent. La régulation adaptera le fonctionnement de l'installation en fonction des besoins (suspension du fonctionnement de la batterie de préchauffage, diminution du débit d'eau vaporisée dans le laveur...).

FONCTIONNEMENT EN HIVER (Fig. 1)

Préchauffage :

On procède en premier lieu au préchauffage de l'air, depuis le point extérieur E jusqu'au point P. Cette opération n'aura lieu que lors de la mise en régime de l'installation.

Humidification :

On humidifie l'air dans une chambre de pulvérisation, à enthalpie constante, du point P au point B de saturation ($\varphi_B = 95\%$) afin d'atteindre la température de rosée.

Rechauffage :

On procède au réchauffage de l'air du point de saturation B au point de soufflage S.

DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

Batterie de préchauffage :

C'est un échangeur de chaleur constituée de tubes à ailettes chauffés à l'eau. Au contact des tubes chauds, l'air se réchauffe à teneur en eau constante. La puissance de cette batterie se détermine par la relation :

$$P = L_s (h_p - h_e) \quad \text{Kcal/h}$$

$$\text{Où } L_s = 12900 \text{ Kg/h}$$

$$h_p = h_{\text{ps}} = 6,7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_E = 4,1 \text{ Kcal/Kg}$$

$$P = 12900 (6,7 - 4,1) = 33540 \text{ Kcal/h.}$$

Chambre de pulvérisation ou humidification :

Dans cet appareil, l'air vient en contact avec de l'eau finement pulvérisée par de nombreuses buses. L'évolution de l'air s'effectue à enthalpie constante. Cet appareil est immédiatement suivi d'un capteur de gouttelettes constitué par des tôles en zig-zag placées les unes à côtés des autres et conformées de telle sorte qu'elles arrêtent les gouttelettes d'eau véhiculées par l'air qui les traversent.

La quantité d'eau vaporisée par heure dans l'air est égale à :

$$M = L_s (X_B - X_p) \quad (\text{Kg/h})$$

où L_s est le débit soufflé

$$X_B = \text{teneur en eau au point B} = 7,2 \text{ g/kg}$$

$$X_p = \text{teneur en eau au point P} = 4,8 \text{ g/kg}$$

$$M = 12900 (7,2 - 4,8) \cdot 10^{-3} = 30,96 \text{ Kg/h}$$

En régime établi la quantité d'eau vaporisée par heure est égale à :

$$M' = L_s (X_B - X_M) \quad (\text{Kg/h})$$

Où X_M est la teneur en eau du point de mélange

$$X_M = 6,1 \text{ g/Kg}$$

$$M' = 12900 (7,2 - 6,1) \cdot 10^{-3} = 14,2 \text{ kg/h.}$$

FONCTIONNEMENT EN ETE : (Fig. 2)

L'air subit une série de transformations qui l'amènent, en régime établi, du point de mélange M au point de soufflage S.

Refroidissement - condensation :

L'air en traversant la surface réfrigérante se rafraichit et sa teneur en eau diminue du fait de la condensation qui se produit sur les surfaces froides du réfrigérant. Cette évolution s'effectue, dans le cas du régime permanent, depuis le point de mélange M jusqu'au point de saturation K ($\varphi_K = 90\%$) où la température de rosée est atteinte.

Réchauffage :

Ce réchauffage à teneur en eau constante permet d'amener l'air aux conditions de soufflage. L'écart de température entre les points K et S étant faible, cette transformation ne nécessite pas de batterie de réchauffage.

En effet, l'air à travers les gaines subit un réchauffage sans perte d'humidité en traversant les locaux ayant une température élevée.

DIMENSIONNEMENT DE LA BATTERIE FROIDE

C'est un échangeur de chaleur constitué de tubes à ailettes minces. Les tubes sont généralement construits de façon à ce que les ailettes soient verticales, ceci pour obtenir une meilleure évacuation de l'eau condensée. Cette batterie sera dimensionnée pour refroidir l'air depuis l'état extérieur E. En fait, elle ne fonctionnera dans ces conditions que lors de la mise en régime. Sa puissance est déterminée par la relation :

$$P = L_S (h_E - h_K) \quad \text{fg/h}$$

Où h_E : enthalpie de l'air extérieur = 17,5 Kcal/kg

h_K : enthalpie du point de saturation = 10,1 Kcal/Kg

L_S : débit soufflé = 12900 kg/h

$$P = 12900 (17,5 - 10,1) = 95460 \quad \text{fg/h.}$$

Seconde installation :

La seule transformation que subit l'air, dans cette seconde installation est un réchauffage à teneur en eau constante depuis l'état extérieur jusqu'à celui de soufflage.

La puissance des aérothermes se détermine par la même relation :

$$P = \dot{m} (h_S - h_E) \quad \text{Kcal/h}$$

Où \dot{m} est le débit soufflé en Kg/h

h_S : enthalpie du point S (Kcal/kg)

h_E : enthalpie du point E (Kcal/kg)

Douches et vestiaires :

L'enthalpie h_s du point de soufflage se détermine par l'intersection de la droite à teneur en eau constante passant par le point E ($t_e = 5\%$ $\varphi_e = 90\%$) et par la droite de température constante de soufflage $t_s = 31^\circ\text{C}$. On lit sur le diagramme (h, x) une enthalpie de soufflage $h_s = 10,4$ Kcal/Kg.

On obtient une humidité relative pour le point intérieur $\varphi_I = 28\%$

Cette valeur augmentera rapidement du fait des dégagements importants de buée dans les douches.

La puissance de la batterie chaude :

$$P = \dot{m} (h_s - h_e) \quad \text{Kcal/Kg}$$

Le débit soufflé dans les douches et les vestiaires est de 2400Kg/h.

h_e : enthalpie de l'air extérieur = 4,1 Kcal/Kg

$$P = 2400 (10,4 - 4,1) = 15\,120 \text{ Kcal.h.}$$

On installera donc deux (2) aérothermes développant chacun une puissance de 7500 Kcal/h.

Cuisine :

De la même façon que précédemment, on lit sur le diagramme (h, x) de l'air humide une enthalpie de soufflage $h_s = 7,9$ Kcal/Kg pour une température de soufflage $t_s = 20,7^\circ\text{C}$.

La puissance de la batterie se détermine également par la relation

$$P = \dot{m} (h_s - h_e) \quad \text{Kcal/h}$$

\dot{m} = débit soufflé dans la cuisine = 1860 Kg/h.

$$P = 1860 (7,9 - 4,1) = 7100 \text{ Kcal/h.}$$

On installera un seul aérotherme dans la cuisine développant cette puissance.

Fig. 1 : Evolution de l'air en hiver :

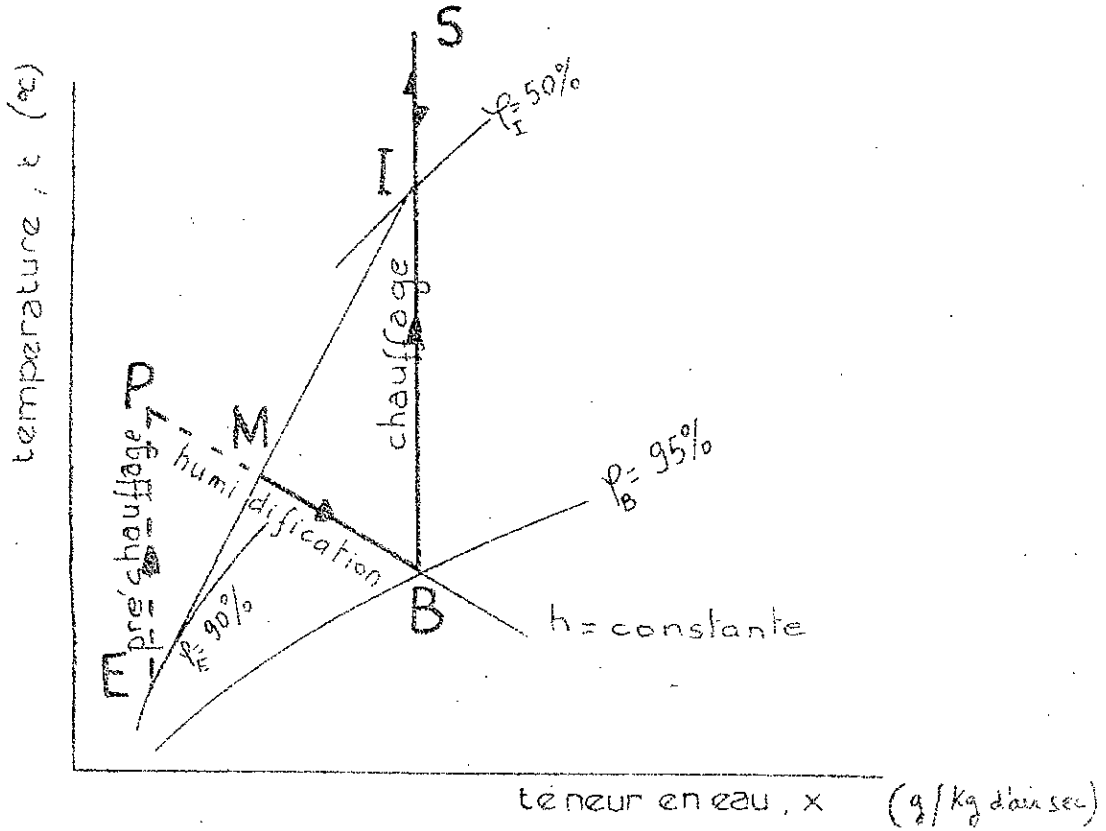
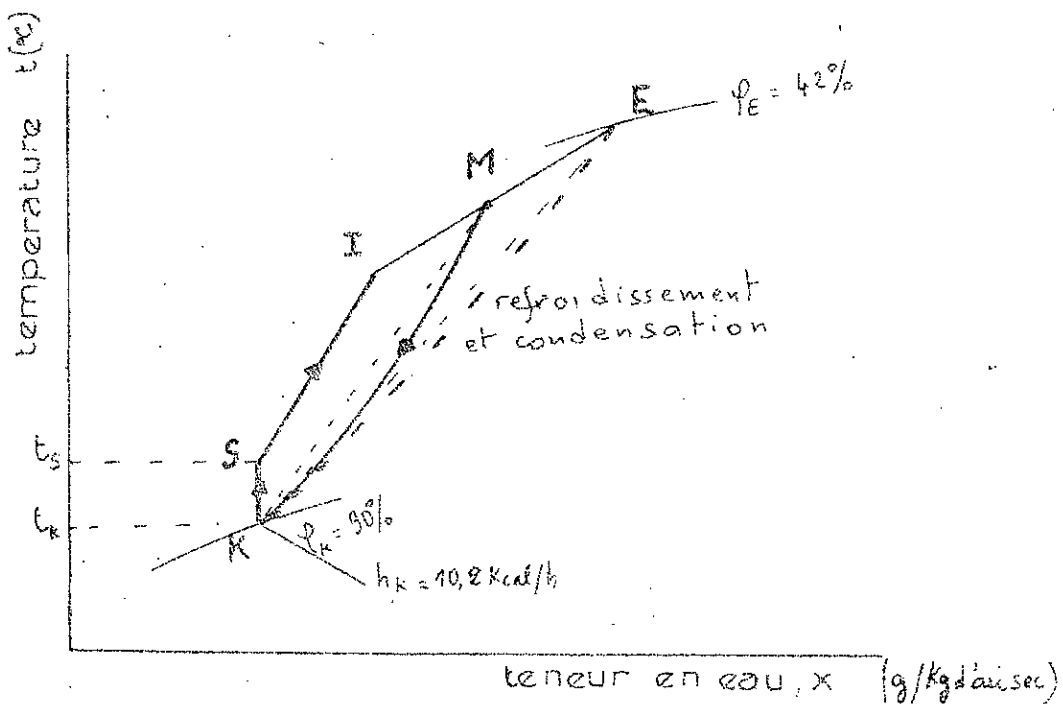


Fig. 2 : Evolution de l'air en été :



FILTRAGE DE L'AIR

Le filtrage constitue un des traitements les plus importants que l'on fait subir à l'air dans les installations de climatisation.

Il est essentiel que le filtrage de l'air soit adapté aux besoins réels des locaux. Ainsi le filtrage de l'air des bureaux ne sera pas le même que celui de l'air extrait de la cuisine.

Filtrage de l'air neuf ou recyclé :

Les filtres utilisés dans les caissons de traitement d'air, pour ce type de filtrage, sont des filtres ordinaires à efficacité moyenne. Ils ont pour rôle d'arrêter les poussières (en suspension dans l'air) qui encrassent les batteries et salissent les locaux.

Filtrage de l'air extrait de la cuisine :

Utilisés dans ce type de cuisine collective, les filtres à graisse placés à l'orifice d'aspiration de l'air (hottes d'extraction dans notre cas) servent à capter les gouttelettes de graisse et d'huile présentes dans l'air vicié de la cuisine.

Cet air vicié, avant d'être rejeté à l'extérieur ou utilisé comme source froide dans le cas de la pompe à chaleur doit être déchargé de ces particules graisseuses sous peine d'encrasser les gaines et de nuire au fonctionnement des ventilateur et échangeur.

CHAPITRE VI

LA POMPE A CHALEUR

GENERALITES

Une pompe à chaleur (P.A.C.) est un système thermodynamique qui transfère de la chaleur d'un milieu à température relativement basse ou modérée (source froide) à un milieu à température plus élevée (source chaude).

Ce transfert de chaleur, s'effectuant à l'inverse de l'échange naturel, nécessite la dépense d'une certaine quantité d'énergie pour être réalisé.

On utilise pratiquement un cycle thermodynamique avec changement d'état :

Les calories sont prélevées au milieu froid par la vaporisation d'un fluide frigorigène dans un évaporateur, puis après compression, transférées au milieu chaud grâce à un condenseur dans lequel le fluide est ramené à l'état liquide.

L'intérêt de la pompe à chaleur réside dans le fait que pour une fois dans une machine, l'énergie thermique fournie au milieu chaud est supérieure à l'énergie mécanique apportée lors de la compression.

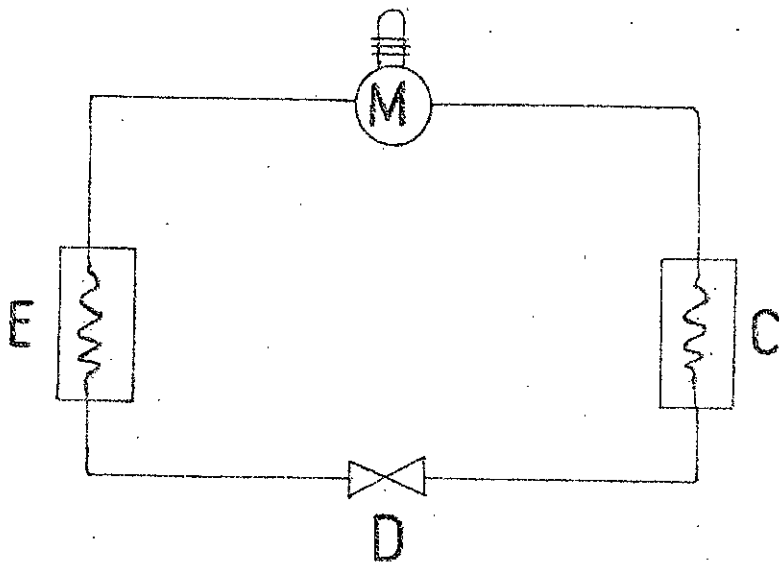
Ce qu'on pourrait appeler le rendement serait alors paradoxalement supérieur à l'unité.

En fait la différence est prélevée au milieu froid dont l'énergie est normalement inutilisable.

DESCRIPTION SOMMAIRE D'UNE POMPE A CHALEUR

Une pompe à chaleur à compression comprend les éléments de base suivants :

- a - évaporateur E : qui permet de capter la chaleur à une source appelée source froide,
- b - compresseur M : qui élève le niveau de la chaleur de la source froide jusqu'à la température désirée pour le milieu à réchauffer,
- c - condenseur C : qui permet de restituer la chaleur prise à l'évaporateur dans le milieu à réchauffer,
- d - système de détente D : destiné à maintenir la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur.



CLASSIFICATION DES POMPES A CHALEUR

Elle s'effectue selon la source froide à laquelle on prélève les calories (lors de l'exploitation hivernale) et le fluide qui véhicule cette chaleur à la source chaude.

On obtient ainsi les différents systèmes suivants :

- . air extérieur - air recyclé,
- . air extérieur - eau,
- . eau - eau,
- . sol - air recyclé,
- . sol - eau,
- . air extrait - air.

Dans ce dernier cas la pompe à chaleur est utilisée en récupérateur d'énergie rejetée sous forme d'air vicié vers l'extérieur.

CRITERES DE CHOIX DE LA POMPE A CHALEUR

Les seules sources froides utilisables dans le cadre de notre installation sont l'air extérieur ou l'air extrait.

D'une manière générale, on doit choisir la source froide la plus "chaude" car elle conduit à de meilleures performances de la pompe à chaleur.

Le débit d'air, tout en étant au niveau énergétique le plus haut possible, sans toutefois excéder la température intérieure, doit également être le plus constant possible.

Enfin, l'intérêt d'une pompe à chaleur à air extrait est d'autant plus grand que celle-ci est installée dans un local à taux de renouvellement d'air élevé (locaux à usage de bureaux ou accueillant du public) et que celui-ci est situé dans une région où les hivers ne sont ni trop longs ni trop rigoureux.

Toutes ces considérations font donc que notre choix se porte naturellement vers une pompe de type air extrait-air.

POMPE A CHALEUR AIR EXTRAIT-AIR

La pompe à chaleur choisie sera de type réversible, c'est à dire qu'elle assurera les besoins de chauffage en hiver et le rafraîchissement en été, la réversibilité s'effectuant par inversion du cycle thermodynamique.

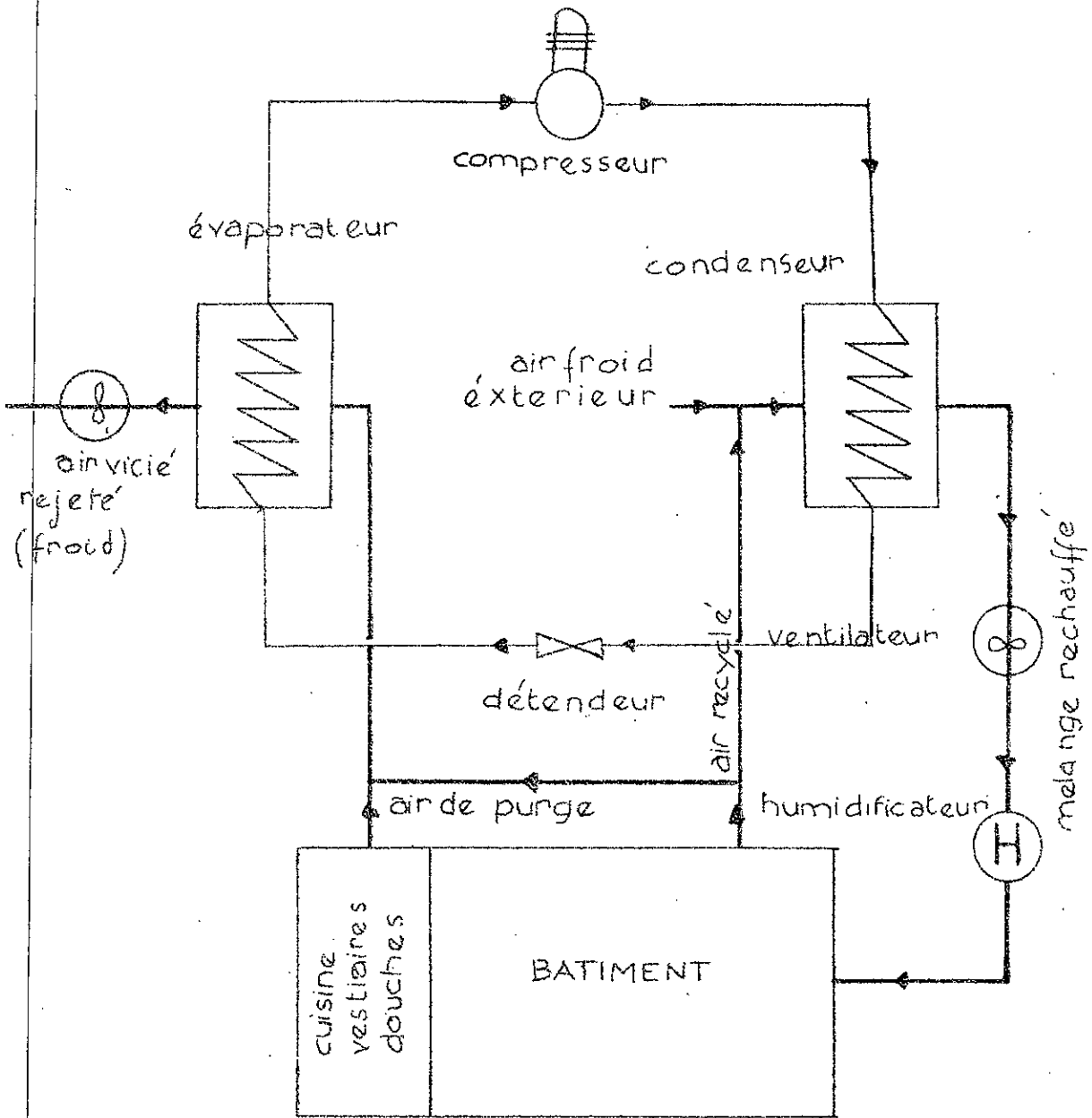
Ce type de pompe comporte, sur le refoulement et sur l'aspiration du compresseur, une vanne à quatre voies qui permet alors d'utiliser le compresseur:

- soit aspirant sur l'évaporateur, et la pompe à chaleur peut alors refroidir en été les locaux à climatiser, le compresseur refoule sur le condenseur et les calories évacuées par celui-ci sont donc perdues.

On fonctionne alors comme un cycle frigorifique classique.

- soit aspirant sur le condenseur, celui-ci se transformant alors en évaporateur et on peut alors condenser le fluide frigorigène dans l'évaporateur qui devient condenseur à son tour et on obtient ainsi le chauffage d'hiver des locaux par pompe à chaleur.

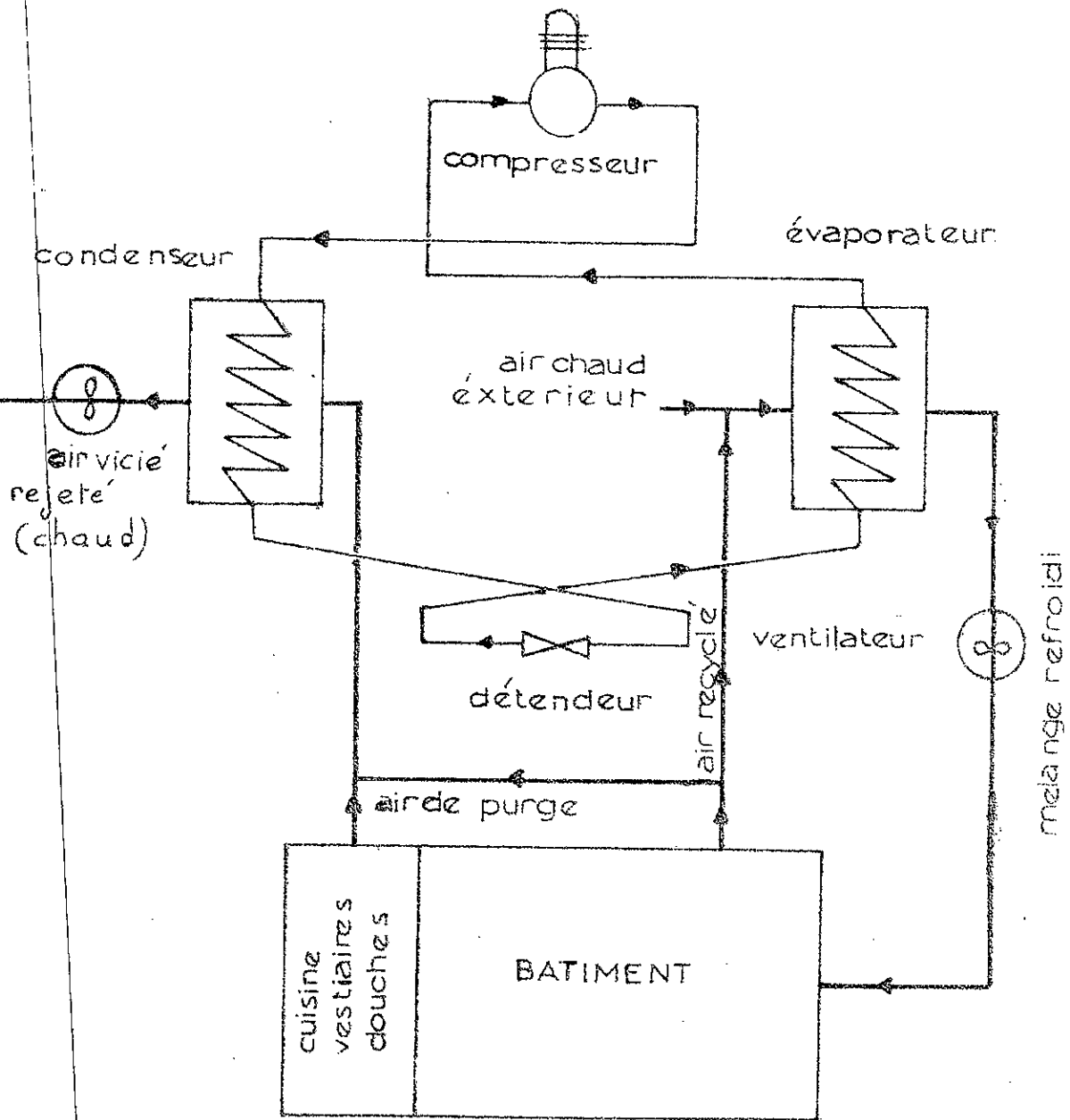
POMPE A CHALEUR AIR EXTRAIT - AIR
EXPLOITATION HIVERNALE



SCHEMA DE PRINCIPLE

POMPE A CHALEUR AIR EXTRAIT- AIR

EXPLOITATION ESTIVALE



SCHEMA DE PRINCIPE

Exploitation hivernale (fig. 1)

L'air subit, depuis l'état extérieur E, une série de transformations qui l'amènent à l'état de soufflage, permettant d'obtenir les conditions intérieures désirées.

On adoptera la même température de soufflage pour les deux types d'installation soit $t_s = 27,5^\circ \text{C}$.

Rechauffage :

L'air subit un réchauffage à teneur en eau constante depuis le point extérieur E au point S'.

Humidification :

Afin d'obtenir les caractéristiques du point de soufflage, on procède à une humidification à température constante (dans un humidificateur à vapeur autonome) jusqu'au point S ($\varphi_s = 32\%$)

Exploitation estivale (fig. 2)

L'air suit la même évolution que dans le cas de l'installation précédente.

DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE A CHALEUR

On extrait $3770 \text{ m}^3/\text{h}$ de l'installation principale et $4320 \text{ m}^3/\text{h}$ de l'installation secondaire. Le débit soufflé est de $10750 \text{ m}^3/\text{h}$. Afin d'uniformiser les débits passant à travers les deux échangeurs, on ajoutera à l'air extrait les $2960 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air neuf restants. Cet air neuf, souvent entre 7 et 12°C ., contient une certaine quantité de chaleur récupérable.

Le dimensionnement de la pompe à chaleur s'effectue à partir de la batterie intérieure. C'est en été que la batterie intérieure (évaporateur) est la plus puissante.

Sa puissance est :

$$Q_F = L_s (h_E - h_K) \quad \text{fg/h}$$

$$Q = 12\,900 (17,5 - 10,7) = 87\,800 \text{ fg/h}$$

Afin de compenser les pertes en ligne on choisira une batterie de $100\,000 \text{ fg/h}$.

- Quantité d'eau à vaporiser :

$$M = L_s (x_S - x_{S'}) \quad \text{Kg/h}$$

$$M = 12\,900 (7 - 4,9) 10^{-3} = 27 \text{ Kg/h.}$$

Fig 1: évolution de l'air en hiver

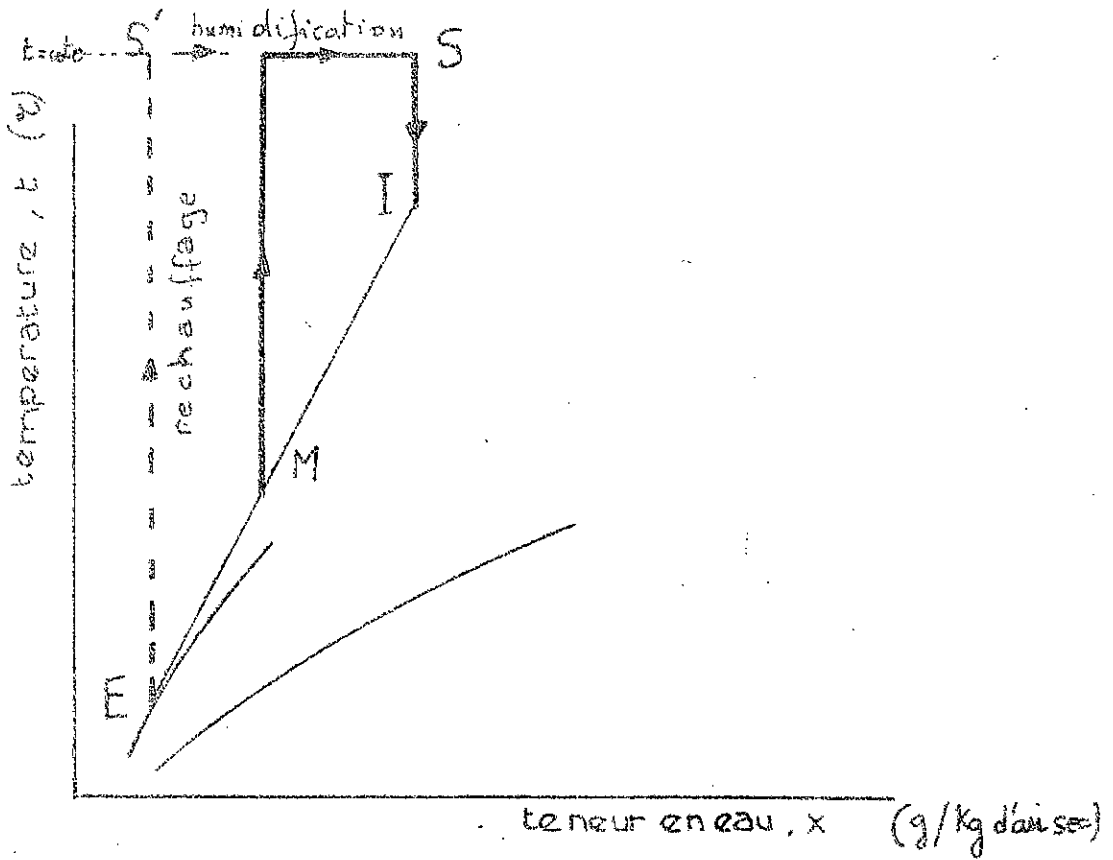
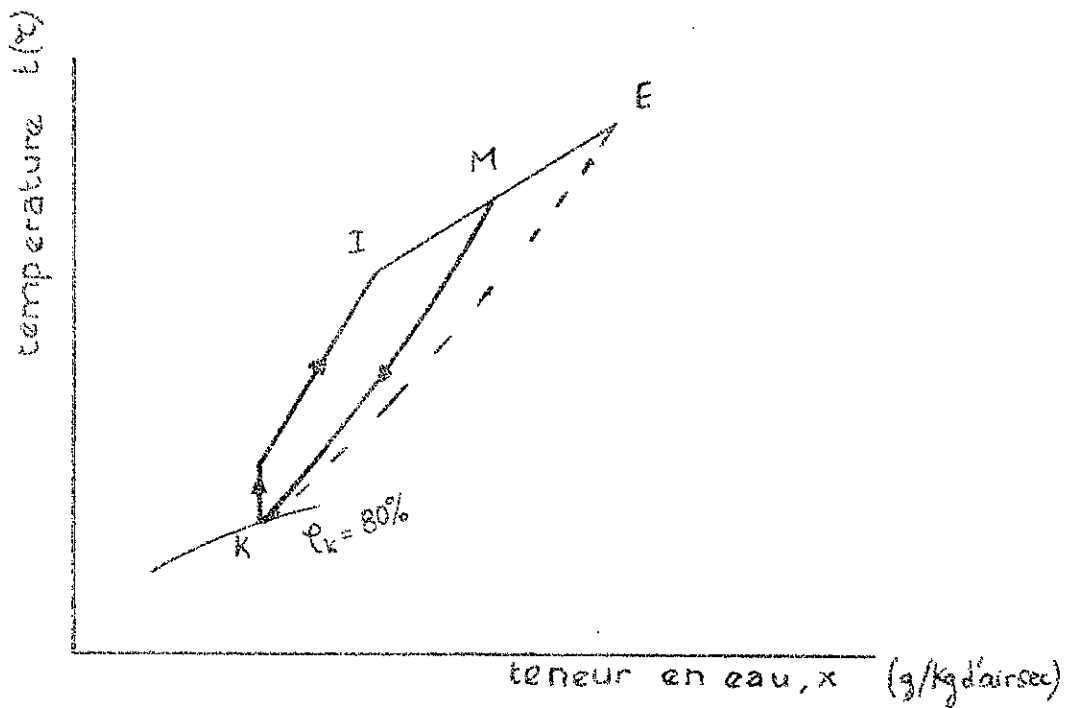


Fig 2: évolution de l'air en été



CHAPITRE VII

COMPARAISON TECHNICO-ECONOMIQUE

Les charges calorifique et frigorifique d'un local donné restent constantes quelque soit le système de conditionnement d'air envisagé. Que l'installation soit de type conventionnel ou thermodynamique, l'énergie utile délivrée est identique sous un même climat et pour une même température intérieure. Ce qui ne signifie nullement que toutes les solutions sont équivalentes lorsqu'on considère leur prix de revient. Il faut alors examiner tous les facteurs qui entrent en jeu pour évaluer le prix du conditionnement d'air d'une installation.

COMPARAISON TECHNIQUE

Les installations conventionnelles, comprenant les chaudières et les groupes frigorifiques, font l'objet d'une large diffusion et sont par conséquent d'une technologie éprouvée. Les organes annexes de distribution, de contrôle et de régulation sont eux aussi depuis longtemps éprouvés.

La pompe à chaleur dérivant de la machine frigorifique est elle aussi maintenant d'une grande fiabilité. L'élément le plus vulnérable des pompes à chaleur était le groupe compresseur à cause de son sévère régime de fonctionnement.

Les perfectionnements apportés au niveau des performances énergétique et mécanique font de lui un organe fiable. Les dispositifs d'inversion, cause dans le passé de nombreuses pannes, sont aujourd'hui d'une fiabilité éprouvée.

Dans le cas d'une exploitation normale, et d'un entretien régulier, (comprenant le traitement de l'eau, le renouvellement des filtres à air ...) les deux installations donneront toute satisfaction aux utilisateurs.

Ainsi, seule la comparaison économique permettra de porter un choix définitif sur l'un des deux types d'installation envisagés.

COMPARAISON ECONOMIQUE

La comparaison économique portera sur les frais d'investissement et d'exploitation occasionnés par chacune des deux installations.

Les frais d'investissement comprennent l'achat et l'installation des équipements. Ces devis estimatifs ont été établis d'après la méthode de calcul utilisée à l'unité de climatisation, de chauffage et d'électricité (U.C.C.E.) du Ministère de l'Habitat. L'équipement commun aux deux installations ne sera pas pris en compte.

De même la comparaison sera effectuée que pour l'exploitation hivernale. En effet, en été, la pompe à chaleur et le groupe frigorifique ont des consommations électriques analogues.

CHOIX DES EQUIPEMENTS

I -1 Chaudières :

Les besoins calorifiques pour l'ensemble de l'installation (y compris la cuisine, les douches et les vestiaires) s'élèvent à 111 200 Kcal/h.

On majore de 15 % ces besoins, pour tenir compte des pertes en ligne, ce qui nous donne des besoins calorifiques de 130 000 Kcal/h. On choisira deux chaudières pouvant satisfaire les 2/3 de ces besoins.

Soit deux chaudières de 86 000 Kcal/h.

I -2 Groupe frigorifique :

Si on tient compte d'une perte en ligne de 10 %, le groupe aura une puissance de 100 000 fg/h.

II-1 Pompe à chaleur :

Les caractéristiques de la pompe à chaleur ont été définies dans le chapitre précédent.

II-2 Chaudière murale :

Les besoins calorifiques s'élèvent à 22 200 Kcal/h. On choisira une chaudière de 25 000 Kcal/h.

DEVIS ESTIMATIF POUR L'INSTALLATION CONVENTIONNELLE

	(PRIX DA.)
- 2 chaudières à mazout + brûleurs et accessoires	152 000
- 2 pompes de circulation d'eau chaude	9 950
- 2 pompes de recyclage	8 400
- 1 groupe de traitement des eaux (adoucisseur)	8 580
- 2 vases d'expansion	3 520
- circuit hydraulique + tuyauterie + calorifuge + robinetterie + éléments de contrôle et de sécurité	185 000
- 2 cuves à mazout + conduits de fumées	80 000
- 1 groupe d'eau glacée	236 000
- 1 centrale de traitement d'air	136 000
- 1 pompe d'eau glacée	5 600
	<hr/>
TOTAL CLIMATISATION	805 050,00
ELECTRICITE (12 %)	96 600,00
	<hr/>
TOTAL (charges comprises)	901 650,00DA.

DEVIS ESTIMATIF POUR LA POMPE A CHALEUR

	(PRIX DA.)
- 2 pompes à chaleur + 1 humidificateur autonome	170 000
- 2 caissons de mélange	2 600
- régulation électronique et système économiseur	8 000
- chaudière murale (seconde installation)	9 500
- raccordement de l'installation	4 500
- assistance technique	6 000
	<hr/>
TOTAL	200 600,00
TOTAL CHARGES INCLUSES	
(coefficient de charge = 2,1)	421 260,00
ELECTRICITE (12 %)	50 550,00
	<hr/>
TOTAL	471 810,00 DA

Ces devis estimatifs montrent d'une façon éloquentes l'avantage financier que présente au niveau de l'investissement l'installation d'une pompe à chaleur.

Ce bilan financier, pour être complet, nécessite également une comparaison au niveau de l'exploitation des deux installations.

CONSOMMATION DES CHAUDIERES

On considère une période de chauffe de 110 jours (de novembre à mars). L'installation fonctionne 10 heures par jour, si on fixe une mise en régime de 2 heures.

Les besoins calorifiques journaliers sont :

$$Q_j = 130\ 000 \cdot 10 \cdot 0,6 = 780\ 000 \text{ Kcal/jour};$$

où 0,6 est un facteur correctif estimé qui tient compte du fait que l'installation ne fonctionne pas toujours sous les conditions climatologiques extérieures extrêmes.

$$\begin{aligned} P_c &= \text{Pouvoir calorifique moyen du fuel} = 10\ 000 \text{ Kcal/litre} \\ \eta_b &= \text{rendement du fuel} = 0,75 \\ \eta_{ch} &= \text{rendement des chaudières} = 0,75 \end{aligned}$$

La consommation annuelle de fuel est :

$$B = \frac{Q_{an}}{\eta_b \eta_{ch} P_c} = \frac{110 \cdot 780\ 000}{0,75 \cdot 0,75 \cdot 10\ 000} = 15\ 250 \text{ litres}$$

$$\text{Prix du litre de fuel} = 0,60 \text{ DA.}$$

La dépense annuelle en fuel est donc de :

$$D_a = 15\ 250 \times 0,60 = 9\ 150,00 \text{ DA.}$$

CONSOMMATION DE LA POMPE A CHALEUR (plus la chaudière murale)

Sous les mêmes conditions d'exploitation, les besoins journaliers sont :

Pompe à chaleur :

$$Q_j (\text{Pac}) = 81\ 500 \cdot 10 \cdot 0,6 = 489\ 000 \text{ Kcal/j}$$

Chaudière murale

$$Q_j (\text{ch}) = 25\ 000 \cdot 10 \cdot 0,6 = 150\ 000 \text{ Kcal/jour}$$

consommation annuelle de la chaudière murale :

$$B (\text{ch}) = \frac{110 \cdot 150\ 000}{0,75 \cdot 0,75 \cdot 10\ 000} = 2\ 930 \text{ litres}$$

qui correspond à une dépense annuelle en fuel :

$$D_e (\text{ch}) = 2\ 930 \times 0,60 = 1\ 760 \text{ DA.}$$

Les constructeurs consultés proposent des coefficients de performance (C.O.P.) pour des pompes à chaleur répondant à nos besoins variant de 2,5 à 4.

Nous optons pour le coefficient de performance le plus pessimiste de 2,5, afin d'essayer de démontrer sans ambiguïté la raison de notre choix.

Les besoins calorifiques annuels sont :

$$Q \text{ (Pac)} = 110 \cdot 489\,000 = 53,79 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$$

On convertit ces besoins en KW/h en considérant que 1KW/h = 860 Kcal/h.

$$Q \text{ (Pac)} = 62550 \text{ KW/h.}$$

Le coefficient de performance (COP) est défini comme le rapport de la somme des puissances calorifiques de la pompe à chaleur et les organes annexes, extérieurs, dont le fonctionnement est nécessaire au sien, à la somme des puissances absorbées par ces mêmes éléments.

La consommation électrique de la pompe à chaleur est donc :

$$C_e \text{ (Pac)} = \frac{Q \text{ (Pac)}}{\text{C.O.P.}}$$

$$C_e \text{ (Pac)} = \frac{62550}{2,5} = 25020 \text{ KW/h}$$

$$\text{Prix du KW/h} = 0,40 \text{ DA.}$$

La dépense annuelle occasionnée par la pompe à chaleur est :

$$I_a \text{ (Pac)} = 25020 \times 0,40 = 10000 \text{ DA.}$$

Les dépenses annuelles occasionnées par cette installation comprenant la pompe à chaleur et la chaudière murale se montent à :

$$D_a = D_a \text{ (Pac)} + D_a \text{ (Ch)}$$

$$D_a = 10\,000 + 17\,60 = 11\,760 \text{ DA.}$$

Si on estime à 1000 DA. le prix de la consommation électrique de l'humidificateur, la dépense annuelle D_a due à cette installation s'élève à 12 760 DA.

L'installation comprenant la pompe à chaleur revient donc légèrement plus chère à l'exploitation.

Différence de prix à l'investissement :

$$\begin{aligned} & \text{Prix installation conventionnelle} - \text{Prix installation P.A.C.} \\ & = 901.650,00 - 471.810,00 = 429.840,00 \text{ DA.} \end{aligned}$$

Différence de prix à l'exploitation :

$$\begin{aligned} & \text{Prix exploitation P.A.C} - \text{Prix exploitation de l'installation} \\ & \text{conventionnelle} = 12.760 - 9.150 = 3.610 \text{ DA.} \end{aligned}$$

L'installation utilisant la pompe à chaleur sera très largement amortie avant que la seconde installation ne devienne plus rentable.

CONCLUSION

Le travail demandé consistait au dimensionnement d'une installation de climatisation pour un bâtiment socio-administratif situé à ANNABA.

On a envisagé dans cette étude la possibilité d'utiliser une pompe à chaleur.

Les résultats concluants montrent les débouchés offerts à ce type d'installation dans le secteur tertiaire.

Il serait intéressant d'étudier les possibilités d'utiliser la pompe à chaleur dans d'autres applications industrielles ou de confort.-

BIBLIOGRAPHIE

- TRAITE DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION, Tome 2
H. RIETSCHEL et W. RAISS
Ed. DUNOD PARIS 1974

- MANUEL CARRIER

Tome 1 *Bilan thermique*

Tome 2 *Distribution de l'air*

- CLIMATISATION ET POMPE A CHALEUR

Yves GUENAND

Desforges PARIS 1977

- CHAUFFAGE - VENTILATION - CLIMATISATION

D. COUTILLARD - R. BOUIGE

Ed. EYROLLES 1981

- LES POMPES A CHALEUR

R. DUMON - G. CHRYSOSTOME

Ed. MASSON PARIS 1980

- POMPES A CHALEUR

Documentation française du bâtiment

Publications du MONITEUR - PARIS 1981

- PROJET DE FIN D'ETUDES E.N.P.A.

AMRANE Karim

Juin 1983.

