

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE
CLIMATISATION ET DE CHAUFFAGE
-SIEGE DE L'ENTREPRISE PUBLIQUE-
A.M.C.

Proposé par :

ENI TEC

Etudié par :

M. A. KOUDIL

Dirigé par :

M. Y. HALLI

M. M. KOUDIL

M. H. LOUNICI

PROMOTION

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DIMENSIONNEMENT
D'UNE INSTALLATION
DE CLIMATISATION ET DE CHAUFFAGE
-SIEGE DE L'ENTREPRISE PUBLIQUE-
AMC

Proposé par :

ENITEC

Etudié par :

Mr Abdelhakim KOUJIL

Dirigé par :

Mr Y. HALLI

PROMOTION : JUIN 1991

DEDICACES

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL A

MA MERE.

MON PERE.

TOUTE MA FAMILLE.

ET TOUTS CEUX QUI SONT CHERS A MON COEUR .

REMERCIEMENTS

JE TIENS A REMERCIER

MON PROMOTEUR MR HALLI POUR TOUTS LES
CONSEILS QU'IL M'A PRODIGUE.

MES PROMOTEURS DE L'ENTEC MRS KOUJIL
ET LOURICI POUR LEUR AIDE CONSIDERABLE.

TOUTS LE PERSONNEL DU BUREAU D'ETUDES DE
L'ENTEC, JE CITERAI MRS ACHLI, FARID, PAJI,
KAMEL, MOURAD...

MES AMIS BOUCEF, MEHDI, ABDELKADER POUR
LEUR GRANDE CONTRIBUTION A LA FINALISATION DE
CE TRAVAIL.

TOUTS CEUX QUI ONT CONTRIBUE A MA FORMA-
TION ET QUI PARFOIS ONT BEAUCOUP SOUFFERT.

TOUTS MES AMIS DE LA PROMOTION, AUXQUELS
JE SOUHAINTE UN Avenir DES PLUS RADIEUX.

LE TEMPLE

MOÏSE pour l'autel cherchait un statuaire;
Dieu dit: - Il en faut deux; et dans le sanctuaire
Conduisit Oliab avec Béiséel.
L'un sculptait l'idéal et l'autre le réel.

Victor Hugo

MINISTERE AUX UNIVERSITES
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



PROMOTEURS : Y. HALLI ENP
M. KOUDIL ENITEC
H. LOUNICI ENITEC

ELEVE INGENIEUR : ABDELHAKIM KOUDIL

SUJET : DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION ET DE CHAUFFAGE

RESUME : Ce travail consiste en l'évaluation des besoins calorifiques et frigorifiques du bâtiment administratif siège de l'entreprise nationale A.M.C. , et la proposition d'une installation à même de les satisfaire. Un système de régulation sera proposé pour assurer la marche automatique de toute l'installation été-hiver. En outre , une estimation du coût de la fourniture et la pose des différents éléments de l'installation a été réalisée.

SOMMAIRE

RESUME.....	i
TABLE DES MATIERES	ii
Liste des principaux symboles.....	v
PREAMBULE	1
ETENDUE DU PROJET	2
CHAPITRE PREMIER : RAPPELS SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR ET PSYCHROMETRIE	
I - MODES DE TRANSMISSION DE LA CHALEUR	3
I . 1 - Conduction	3
I . 2 - Convection	3
I . 3 - Rayonnement	4
I . 4 - Evaporation	4
II - PSYCHROMETRIE	5
II . 1 - Introduction	5
II . 2 - Définitions	5
III - COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSMISSION	6
III . 1 - Mur plan	6
III . 2 - Mur plan composé	6
III . 3 - Cylindre	6
IV - COEFFICIENTS DE CONDUCTIBILITE DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION	7
IV . 1 - Introduction	7
IV . 2 - Influence des vides d'air	8
CHAPITRE II : BUT DU CONDITIONNEMENT	
I - INTRODUCTION	9
II - EXEMPLES D'APPLICATION DE CLIMATISATION FONCTIONNELLE.....	9
III - PHYSIOLOGIE HUMAINE	10
IV - MODES D'ECHANGE DE CHALEUR ENTRE LE CORPS ET L'AMBIANCE	11
IV . 1 - Convection	11
IV . 2 - Rayonnement	11
IV . 3 - Evaporation	11
CHAPITRE III : BILAN THERMIQUE	
I - INTRODUCTION	12
II - FACTEURS D'INFLUENCE	12
III - DEFINITIONS DES CONDITIONS DE BASE	12
IV - ETATS DES LIEUX	12
IV . 1 - Genre de bâtisse à traiter	13
IV . 2 - Conditions météorologiques	14
IV . 3 - Calcul des coefficients de transmission	14
IV . 4 - Poids de la maçonnerie	16
CHAPITRE IV : SYSTEMES DE CLIMATISATION ET DE CHAUFFAGE	
I - DIFFERENTS SYSTEMES DE CLIMATISATION	17
I . 1 - Systèmes à "DETENTE DIRECTE"	17
I . 2 - Systèmes "TOUT EAU"	17
I . 3 - Systèmes "TOUT AIR"	17
I . 4 - Systèmes "AIR - EAU"	17
II - QUELQUES SYSTEMES DE CHAUFFAGE POUR IMMEUBLES	18
II . 1 - Chauffage par eau chaude	18
II . 2 - Chauffage à vapeur	18
II . 3 - Chauffage à air chaud	19
CHAPITRE V : BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION	
I - CLASSIFICATION DES GAINS	20
II - ESTIMATION DES GAINS	20
III - GAINS EXTERNES	20
III . 1 - Ensoleillement	20
III . 2 - Transmission à travers les parois opaques	22

III . 3 - Transmission à travers les fenêtres et les portes	23
III . 4 - Infiltrations	23
III . 5 - Diffusion de vapeur à travers les parois	23
IV - GAINS INERNES	24
IV . 1 - Occupants	24
IV . 2 - Eclairage	24
IV . 3 - Divers appareils	24
V - GAINS DUS A L'INSTALLATION	25
VI - AIR EXTERIEUR	26
VII - EXEMPLE DE CALCUL	26
VIII - PRESENTATION DU CALCUL	30
IX - CYCLE D'EVOLUTION DE L'AIR	31
IX . 1 - Notions importantes en climatisation	31
X - CALCUL DES PARAMETRES DU CYCLE D'EVOLUTION DE L'AIR	32

CHAPITRE VI : BILAN THERMIQUE DE CHAUFFAGE

I - INTRODUCTION	34
II - BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR TRANSMISSION	34
III - BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR VENTILATION	35
IV- EXEMPLE DE CALCUL	36
IV . 1 - Caractéristiques physiques	36
IV . 2 - Besoins calorifiques par transmission	36
IV . 3 - Besoins calorifiques par ventilation	36
V - TABLEAUX DE CALCUL	37
VI- CYCLE D'EVOLUTION DE L'AIR	40
VI . 1 - Calcul des paramètres du cycle d'évolution de l'air	40

CHAPITRE VII : CALCUL DU RESEAU DE GAINES

I - INTRODUCTION	42
II - CLASSIFICATION	42
III- FACTEURS INFLUENCANT LE TRACE DU RESEAU	42
III . 1 - Gains ou pertes de chaleur	43
III . 2 - Coefficient de forme	43
III . 3 - Pertes de charge linéaires	43
III . 4 - Coudes et raccords	43
IV - METHODES DE CALCUL	43
IV . 1 - Réduction arbitraire de la vitesse	43
IV . 2 - Perte de charge linéaire constante	44
IV . 3 - Regain de pression statique	44
V - CHOIX DU TRACE ET DE LA METHODE DE CALCUL DU RESEAU	44
V . 1 - Introduction	44
V . 2 - Calcul du réseau	45
V . 3 - Calcul des pertes de charge	54

CHAPITRE VIII : DIMENSIONNEMENT DE LA CENTRALE

I - SECTIONS D'UNE CENTRALE DE TRAITEMENT DE L'AIR	55
I . 1 - Prise d'air extérieur	55
I . 2 - Registres à volets	55
I . 3 - Filtres	55
I . 4 - Batterie de chauffe	55
I . 5 - Batterie de froid	56
I . 6 - Laveur d'air	56
I . 7 - Bypassage de l'air	56
I . 8 - Ventilateur et moteur d'entraînement	56
II - DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE LA CENTRALE	56
II . 1 - Taille de la centrale	56
II . 2 - Vitesse frontale réelle	56
II . 3 - Section de mélange	57
II . 4 - Batterie de chauffe	57
II . 5 - Laveur d'air	58
II . 6 - Batterie de froid	59
II . 7 - Filtres	60
II . 8 - ventilateur	60

CHAPITRE IX : REGULATION

I - PRINCIPE GENERAL	62
II - CARACTERISTIQUES D'UNE BONNE REGULATION	63
III - TYPES DE REGULATION	63
III . 1 - Régulation "tout ou rien"	63
III . 2 - Régulation proportionnelle	63
IV - VANNES	64
V - SCHEMAS D'INSTALLATION DE LA REGULATION	65

CHAPITRE X : DETERMINATION DES DIFFERENTS ELEMENTS DE L'INSTALLATION

I - CIRCUIT D'EAU CHAUDE	68
I . 1 - Chaudière	68
I . 2 - Tuyauterie	68
I . 3 - Vase d'expansion	69
I . 4 - Circulateurs d'eau chaude	70
I . 5 - Cuve à mazout	71
II - CIRCUIT D'EAU FROIDE	71
II . 1 - Groupe froid	71
II . 2 - Tuyauterie	72
II . 3 - Circulateurs d'eau froide	73
III - CIRCUIT AERAIQUE	73
III . 1 - Modulines	73
III . 2 - Grilles de reprise	74
III . 3 - Grilles de transfert	74
IV - EXTRACTION	75
IV . 1 - Tourelle d'extraction - cuisine	75
IV . 2 - Caisson d'extraction - sanitaire	75
IV . 3 - Bouches d'extraction	76
IV . 4 - Silencieux	76

CHAPITRE XI : ESTIMATION DU COUT DE L'INSTALLATION

CONCLUSION	81
BIBLIOGRAPHIE	82

LISTE DES PRINCIPAUX SYMBOLES

q	flux de chaleur
ds	surface élémentaire
T	température
∂n	gradient dans la direction
λ	conductibilité thermique
α	diffusivité thermique
ρ	masse volumique
Cv	chaleur spécifique à volume constant
t	variable temps
h	coefficient de convection
S	surface
P	pression
K	coefficient de transmission
e	épaisseur
r	rayon
Q	quantité de chaleur
L	longueur
Pv	pression de vapeur
Ph	pression de vapeur à la température humide
Th	température humide
Kc	coefficient de transmission d'un mur cylindrique
Rs	ensoleillement max. donné
Rd	ensoleillement Nord
Ca	coefficient d'amortissement
Cc	coefficient de correction
ΔT_e	différence équivalente de température
BF	bypass factor
X	humidité spécifique
HR	humidité relative
RSH	gains sensibles du local
ERSH	gains sensibles effectifs du local
RLH	gains latents du local
ERLH	gains latents effectifs du local
OASH	gains sensibles dûs à l'air extérieur
OALH	gains latents dûs à l'air extérieur
OATH	gains totaux dûs à l'air extérieur
ADP	point de rosée de la batterie
RSHF	facteur de chaleur sensible du local
GSHF	facteur de chaleur sensible total
ESHF	facteur de chaleur sensible effectif du local
Dat	débit d'air traité
Das	débit d'air de soufflage
Dadp	débit d'air bypassé
Daft	débit d'air frais traité

Teb	température d'entrée à la batterie
Tsb	température de sortie de la batterie
Qt	besoins calorifiques pour pertes par transmission
Qo	charge calorifique réelle
Zu	majoration pour interruption d'exploitation
Za	majoration pour compensation des surfaces extérieures froides
Zh	majoration pour orientation
Z	majoration globale
D	coefficient de perméabilité du local au flux de chaleur
Ql	besoins calorifiques par ventilation
$\Sigma(al)$	perméabilité des fenêtres et portes au vent
R	caractéristique de local
H	caractéristique d'immeuble
Ze	majoration pour fenêtre d'angle
Se	surface des fenêtres et portes extérieures au vent
Sp	surface des portes sous le vent
fc	facteur de correction dû à l'altitude
ΔP	pertes de charge
V	vitesse
De	diamètre équivalent
H	hauteur
La	largeur
Pl	poids par mètre linéaire
Lo	longueur
Sf	surface frontale de la batterie
Vfr	vitesse frontale réelle de l'air traversant la batterie
Dt	débit d'air total traversant la batterie
Q/m ²	puissance de la batterie par unité de surface
L/s.m ²	débit d'eau dans la batterie par unité de surface
Dec	débit d'eau requis
Fcl	facteur de correction pour la longueur de la batterie
Ve	vitesse d'eau dans les tubes
f	facteur pour matériau des tubes de la batterie
BP	bande proportionnelle du régulateur
Kv	coefficient de débit de la vanne

PREAMBULE

Dès sa sortie de l'élément liquide, au premier millénaire de l'ère tertiaire, l'Etre qui allait devenir l'homo-sapiens s'est trouvé confronté à un milieu hostile ou du moins très différent de celui qu'il venait de quitter, il a donc bien fallût qu'il s'adapte à son nouvel environnement.

Des millions d'années plus tard, les hommes vivent à proximité des cavernes et commencent à s'habiller. Dès lors, une des fonctions vitales de l'humanité va être d'adapter ses gîtes, et d'en faire des lieux neutres par rapport au climat. Pour ne citer qu'un exemple concernant l'Algérie, les maisons kabyles en hautes montagnes possédaient des sous-basements, dans lesquels étaient parqués certains animaux domestiques, ce qui permettait la récupération pour le chauffage de la chaleur que ces derniers dégageaient.

Paradoxalement, les techniques liées à ce confort n'ont pas suivi une évolution régulière. Le chauffage notamment ne retrouve qu'au début du 19ème siècle le développement constaté dans les villas romaines, et la climatisation stagnera tant que les techniques qui lui sont liées telles celles du refroidissement et de la ventilation n'ont pas été développées.

Aujourd'hui, on le constate, aucune activité humaine n'est insensible à la qualité de l'air et de ce fait le chauffage et la climatisation ne cesseront d'être indispensables et verront leurs moyens améliorés au fur et à mesure des progrès techniques.

En parlant d'aujourd'hui, l'un des problèmes qui préoccupe le plus "l'humanité", c'est le réchauffement de notre planète. L'effet de serre est responsable directement du réchauffement du système formé par la terre et son atmosphère, il est le résultat des émanations de gaz carbonique rejetées dans l'atmosphère en grandes quantités à partir des centres industriels et urbains. Certains rapports de l'Organisation Mondiale de la Météorologie ne sont guère optimistes quant à l'éradication de ce fléau, il faudra donc en tenir compte, et l'on ne pourra faire autrement, dans tous les projets de traitement de l'air à venir.

ETENDUE DU PROJET

Le projet a pour but la climatisation et le chauffage d'un bâtiment administratif, siège de l'entreprise nationale des appareils de mesure et de contrôle A . M . C . Il comprend quatre (4) étages :

- Rez de chaussée,
- 1ère Etage,
- 2ème Etage,
- 3ème Etage.

Un système de régulation sera proposé pour le fonctionnement automatique de l'installation

CHAPITRE PREMIER

RAPPELS SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR ET PSYCHROMETRIE

I - MODES DE TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Il y a transfert d'énergie à chaque fois qu'existe un gradient de température à l'intérieur d'un système, ou lorsque deux systèmes à températures différentes sont mis en contact.

Le processus par lequel s'effectue ce transfert d'énergie est désigné par le terme, **Transmission de la chaleur**.

I.1 - Conduction

On appelle conduction, le transfert moléculaire de la chaleur dans un milieu continu (solide, liquide ou gazeux). Ce processus apparaît dans un milieu à distribution irrégulière de la température. La chaleur est alors transmise par contact immédiat des particules de températures différentes, ce qui définit l'échange d'énergie entre les molécules.

L'équation de Fourier permet de calculer le flux de chaleur, elle est donnée par la formule suivante :

$$q \cdot ds = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \cdot ds$$

où : q - flux de chaleur,
 λ - conductibilité thermique,
 T - température,
 ds - surface élémentaire,
 $\frac{\partial T}{\partial n}$ - gradient dans la direction considérée.

L'équation différentielle régissant le transfert de chaleur par conduction dans un corps homogène isotrope avec une source de chaleur interne, s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \cdot \nabla^2 T + \frac{Q'}{\rho \cdot Cv}$$

où :

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot cv}$ - Diffusivité thermique,

ρ

- Masse volumique,

Cv - Chaleur spécifique à volume constant,

t - Variable temps.

I.2 - Convection

La convection est le transfert de chaleur par les volumes de gaz ou de liquides se déplaçant dans l'espace. L'échange de chaleur entre un liquide ou un gaz et la surface d'un corps solide s'ap-

pelle échange de chaleur par convection.

L'échange de chaleur par convection lors du mouvement du fluide sous l'action d'un champ inhomogène des forces massiques s'appelle convection libre . L'échange de chaleur lors du mouvement du fluide sous l'action des forces extérieures appliquées à la frontière du système s'appelle convection forcée .

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 :

$$Q = h . S . (T_s - T_f)$$

où :

- S - surface d'échange ,
- h - coefficient de convection .

I. 3 - Rayonnement

C'est le processus de propagation de la chaleur avec les ondes électromagnétiques . Cette forme de transfert est conditionnée par la transformation de l'énergie interne de la matière en énergie de rayonnement , la transmission de ce dernier et son absorption par la matière .

Pour comprendre ce phénomène , il est utile de rappeler que tous les corps émettent de l'énergie en fonction de la nature et de la température de leur surface sous formes d'ondes électromagnétiques, dont un classement peut-être fait selon la longueur d'onde :

- rayons gamma ,
- rayons X ,
- rayons ultra-violet ,
- radiations visibles , de 0.4 à 0.8 micron-mètre ,
- rayons infra-rouges (rayons thermiques) ,
- ondes radio-électriques .

I. 4 - Evaporation

Indépendamment des modes de transmission de la chaleur précédemment cités, les corps chauds et humides cèdent des calories à l'air ambiant par la production de vapeur d'eau. Cette vaporisation est fonction de la quantité de vapeur contenue dans l'air. L'étude de l'évaporation qui est , en quelque sorte , un quatrième mode de transfert thermique est liée aux propriétés de l'air atmosphérique.

L'hypothèse fondamentale de l'étude théorique de l'évaporation consiste à admettre qu'en atmosphère immobile le gradient de la tension de vapeur , dans une direction , est proportionnel au produit de la vitesse de diffusion de la vapeur, dans une direction, par les densités des gaz en présence (fig), (réf. 8) .

$$\frac{\partial P}{\partial z} = A . V . \rho_1 . \rho_2$$

- A étant une constante, .
- P la pression du gaz ou de la vapeur ,
- z la distance comptée sur la direction ,
- ρ_1 la densité du gaz ,
- ρ_2 la densité de l'atmosphère .

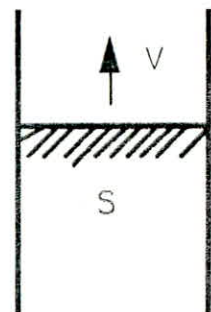


fig.

Il est utile de remarquer que les équations déduites à partir de l'étude de l'évaporation par les méthodes de la physique mathématique sont les mêmes que celles qui décrivent le transfert de chaleur par convection , mais où la température serait remplacée par la tension de vapeur .

II - PSYCHROMETRIE

II.1 - Introduction

L'air atmosphérique contient toujours de la vapeur d'eau , mais , à une température donnée , un mètre-cube d'air ne peut en absorber qu'une quantité limitée .

Si en maintenant la température constante , on essaie , par un artifice quelconque , d'introduire une quantité de vapeur d'eau supplémentaire dans l'air saturé , celle-ci se condense . Lorsque l'on considère un mélange d'air sec et de vapeur d'eau saturée , on dit souvent que l'air est " saturé" alors qu'en réalité c'est la vapeur qui est saturée, mais on rencontre ce terme couramment dans l'industrie du conditionnement d'air pour l'adopter tout en gardant cette dernière remarque à l'esprit .

La quantité de vapeur d'eau que peut contenir un kilo d'air sec augmente avec la température et si l'on refroidit un volume d'air saturé , une partie de la vapeur d'eau contenue se condense.

L'expérience a montré que l'air sec se comporte très sensiblement comme un gaz parfait. Dans la plage des températures considérées en conditionnement d'air, on peut admettre que la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait.

II.2 - Définitions

-**Température de bulbe sec (température sèche)** . _Température indiquée par un thermomètre ordinaire .

-**Température de bulbe humide (température humide)** . _Température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est recouvert par une mèche maintenue mouillée et exposée au courant d'air.

-**Point de rosée** . _Température à laquelle la vapeur d'eau contenue dans l'air commence à se condenser .

-**Degré hygrométrique** . _Quotient de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air , à la tension de vapeur saturante à la même température .

-**Humidité spécifique** . _poids de vapeur d'eau exprimée en grammes , contenue dans un kg d'air sec .

-**Enthalpie** . _Quantité de chaleur , exprimée en kcal /kg d'air sec , à mettre en jeu pour faire passer un mélange d'air sec + vapeur d'eau , d'un état à un autre , pris comme point de référence . ce point est ici égal à 0°C pour la vapeur d'eau .

-**Volume spécifique** . _Volume occupé par un kg d'air sec contenant x grammes de vapeur d'eau (m³/kg d'air sec) .

-**SHF (Sensible Heat Factor)** . _Rapport de la chaleur sensible à la chaleur totale (facteur représenté sur certains diagrammes seulement) .

-**Point de référence** . _De coordonnées 80°F_50% (26°C_50%) , il permet avec le SHF de représenter l'évolution de l'air au cours des diverses transformations .

REMARQUE

Il est à préciser que les diagrammes psychrométriques sont pratiquement tous , présentés à la pression atmosphérique normale c.à.d. 760 mm Hg .dans les régions en altitude , des corrections sont à apporter . On pourra cependant remarquer que les relations correctives ont été établies à partir de la température sèche et du degré hygrométrique , il nous appartient donc d'exprimer l'état de l'air par ces deux grandeurs .

III - COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSMISSION

III.1 - Mur plan

Soit un mur dont les dimensions sont suffisamment importantes de manière à ce que les fuites par les côtés puissent être négligées .

Le régime d'écoulement de la chaleur étant supposé permanent , une source de chaleur interne inexistante , l'équation de la conduction se réduit à :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0$$

d'où : $\frac{dT}{dx} = h$

d'où : $T = h \cdot x + \text{const.}$

Les conditions aux limites sont :

$$T1 = \text{const.} \quad \text{et} \quad T2 = h \cdot e + T1 \quad , \quad e \text{ étant l'épaisseur .}$$

d'où : $h = \frac{T2 - T1}{e}$

d'où : $q = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{T1 - T2}{e} \cdot \lambda$

III.2 - Mur plan composé

Si le mur est composées de plusieurs parois juxtaposées , et de contact suffisamment intime pour qu'il n'y ait pas de différence de température entre les faces jointives , la quantité de chaleur transmise , en régime établi , peut s' écrire

$$q = \frac{\lambda_1}{e_1} \cdot (T1 - T2) = \frac{\lambda_2}{e_2} \cdot (T2 - T3) = \frac{\lambda_3}{e_3} \cdot (T3 - T4)$$

et si l'on veut calculer le coefficient de transmission global **K** tel que :

$$q = K \cdot (T1 - T2)$$

on en déduit :

$$\frac{1}{K} = \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}$$

Si le mur considéré sépare deux milieux de températures **Ti** et **Te** et de coefficients de convection **hi** et **he** , le coefficient global de transmission de la chaleur s'écrit alors :

$$K = \frac{1}{1/h_i + \sum_j e_j / \lambda_j + 1/h_e}$$

Soit A la surface du mur , la quantité de chaleur transmise s'écrit :

$$q = \frac{T_i - T_e}{1/h_i . A + \sum_j e_j / \lambda_j . A + 1/h_e .}$$

Les coefficients $1/h_i . A$, $e_j / \lambda_j . A$ et $1/h_e . A$ sont les résistances thermiques.

III. 3 - Cylindre

Le raisonnement est le même pour des tubes ou des murs cylindriques . En régime stationnaire , le flux , pendant l' unité de temps à travers le cylindre de rayon r d'une hauteur égale à l'unité est :

$$Q = -2\pi . r . \lambda . \frac{dT}{dr}$$

d'où :

$$\frac{dr}{r} = (-2.\pi.\lambda. / Q) . dT$$

En intégrant pour une longueur L_λ , on obtient :

$$L_\lambda \frac{r1}{r2} = (- 2 \pi \lambda / Q) . (T1 - T2)$$

d'où :

$$T1 - T2 = \frac{Q}{2 \pi \lambda} . L_\lambda \frac{r2}{r1}$$

Si le mur ou le tuyau est composé de plusieurs cylindres concentriques de différents matériaux , le coefficient de transmission global K , à travers le cylindre total , défini par :

$$K . (T1 - Tn) = Q / 2 \pi$$

est donné par la relation :

$$\frac{1}{K} = \frac{L_\lambda}{\lambda_1} \frac{r2}{r1} + \frac{L_\lambda}{\lambda_2} \frac{r3}{r2} + \dots + \frac{L_\lambda}{\lambda_n} \frac{r_n}{r_{n-1}}$$

IV - COEFFICIENTS DE CONDUCTIBILITE DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION

IV. 1 - Introduction

Ce coefficient dépend de nombreux facteurs et en particulier, de la densité et du degré d'humidité. D'une façon générale , plus les matériaux sont poreux, autrement dit , plus il y a de vide d'air , plus le coefficient de conductibilité est faible . Par contre , plus les matériaux sont humides et plus le coefficient de conductibilité est élevé . Par exemple , on a trouvé pour la brique :

1° brique dense et humide (poids spécifique 2000 Kg au mètre-cube) contenance d'eau en poids : (9.5%) $\lambda = 1.1 \text{ kcal / h.m.}^\circ\text{C}$

2° brique très poreuse et sèche (poids spécifique = 710 Kg au mètre-cube) :

$$\lambda = 0.14 \text{ kcal /h.m.}^\circ\text{C}$$

On voit donc combien il est nécessaire , pour faire des calculs précis, de bien se rendre compte de la nature et de l'état hygrométrique des matériaux .

IV.2 - Influence des vides d'air

Vides d'air verticaux

Les vides d'air aménagés dans les murs, accroissent la résistance à la transmission calorifique. Le transfert de chaleur , entre les deux faces du vide d'air , se fait suivant les trois processus d'échange : rayonnement, conduction , convection .

Lorsque l'épaisseur est très faible , les mouvements de convection prennent difficilement naissance , et la transmission se fait surtout par conduction et rayonnement. Au fur et à mesure que l'épaisseur s'accroît , le rayonnement reste le même , mais, la transmission par conduction diminue , alors que le transfert calorifique s'accélère.

Il a été prouvé que lorsque l'épaisseur de la couche d'air dépasse 5 cm , le coefficient de transmission est sensiblement constant et égal à 4.5 (kcal /h.m².°c) .

On obtiendra donc la valeur du coefficient de transmission du mur présentant des vides d'air verticaux , par la relation suivante dans le cas de deux vides par exemple :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{1}{4.5} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{4.5} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}$$

α_1, α_2 - (coefficients (de diffusivité thermique) convection

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - coefficients de conductibilité :

e_1, e_2, e_3 - épaisseurs des couches .

Vides d'air horizontaux

Si les vides d'air sont ménagés dans les plafonds ou les planchers la convection dépend essentiellement du sens de passage de la chaleur. Il est évident que le flux est plus important lorsque le transfert se fait de bas en haut .

Remarques :

1- Tous les corps , sous une très faible épaisseur présentent sensiblement la même résistance au passage de la chaleur , cette résistance provenant uniquement des termes de la convection et du rayonnement . Le but recherché dans le cas de la lame d'air c'est son immobilisation .

2- On peut admettre sans erreur importante, que les coefficients de transmission sont les mêmes en hiver et en été. Il faut simplement préciser que l'erreur est d'autant plus grande que le coefficient de transmission , K , est important .

CHAPITRE II

BUT DU CONDITIONNEMENT

I - INTRODUCTION

Le conditionnement d'air a pour but de maintenir dans un local des conditions déterminées de température et de degré hygrométrique, soit pour permettre ou améliorer la fabrication ou la conservation d'un produit, soit pour assurer le confort des occupants. Dans les applications industrielles, les conditions à maintenir sont fixées soit d'après le procédé de fabrication considéré, ou d'après le matériau élaboré.

Dans les applications en vue du confort, les conditions sont dictées par le corps humain. Il est donc indispensable d'avoir une connaissance suffisante autant des fonctions principales du corps humain, pour arriver à la compréhension du conditionnement d'air "confort", que de la constitution de certaines machines ou industries et leurs dégagements calorifiques, afin d'optimiser les procédés de fabrication ou de stockage.

II - EXEMPLES D'APPLICATION DE CLIMATISATION FONCTIONNELLE

Le tableau suivant donne une approche des besoins de quelques industries, mais il ne faut cependant pas oublier qu'il sont en constante évolution et il ressort des données actuelles que plus les techniques sont sophistiquées, plus leur environnement doit l'être également. (réf. 6)

	Dégagement calorifique	Pureté de l'air	Humidité relative
Informatique	de 150 w/m ² à 800 w/m ²	85% à 95%	45% à 55%
Papeterie conditionnement et emballage	de 100 w/m ² à 400 w/m ²	80% (ASHRAE)(1)	50% (+ ou - 1%)
Montage de satellites	de 100 w/m ² à 150 w/m ²	(2) classe de 100000 à 1000	50% (+ ou - 2%)
Fabrication de composants électroniques	de 250 w/m ² à + 1000 w/m ²	10000 à 100	50% (+ ou - 5%)
Phytotron (3)	de 10 w/m ² à 150 w/m ²	au maximum 10000	20% à 85%

1- ASHRAE : norme internationale d'efficacité de filtration.

2- Classe : nombre de particules de 1 micron par pied-cubique.

3-Phytotron : laboratoire d'étude des conditions physico-chimiques dans lesquelles les plantes se développent.

III - PHYSIOLOGIE HUMAINE

Le bien-être de l'homme exige le maintien d'un équilibre thermique entre son corps et l'environnement .

Cet équilibre dépend étroitement de facteurs personnels :

- résistance au climat ;
- vêtements ;
- activité ;

ou d'environnement :

- température de l'air ;
- hygrométrie ;
- rayonnement ;
- mouvement de l'air .

Le corps humain peut être considéré comme une machine thermique , qui consomme des aliments en guise de combustible . Il y a donc production de chaleur qui sert en partie aux mouvements , le reste est évacué sous forme de chaleur de plusieurs façons :

- convection ;
- rayonnement ;
- transpiration , respiration ;

le but final étant bien sûr de maintenir la température du corps à 37°C + ou - $1/2^{\circ}\text{C}$.

Toujours pour ce même but , l'être humain possède un excellent système de régulation . Le corps utilise deux types de régulations de la température :

- **chimique** , la chaleur perdue par le corps est compensée par une production active de chaleur par oxydation tel qu'il se crée un équilibre parfait ;

- **physique** , qui suivant les conditions de l'ambiance accroît ou réduit le flux de chaleur dissipée . L'irrigation sanguine de la peau est à la base de cette régulation , puisque le sang est le vecteur transportant la chaleur entre l'intérieur et la surface du corps . La quantité de chaleur transférée est donnée par :

$$Q = h . (T_v - T_s) . S \quad (\text{réf. 3})$$

- h** - coefficient de transmission ,
- T_v** - température de la paroi des vaisseaux ,
- T_s** - température constante du sang ,
- S** - surface de contact .

La régulation n'est possible qu'en faisant varier **h(v,...)** ou **S** , c'est ainsi que chez un être humain bien portant , la vitesse du sang peut être variée , ainsi que la surface de contact de celui-ci avec les tissus .

METABOLISME DE BASE DE L'HOMME (réf. 6)

Pour un poids de 60 à 70 Kg :

- volume : environ 60 litres ;
- surface de la peau : 1.6 à 1.9 m²

- température interne : 37°C (+ ou - $1/2^{\circ}\text{C}$, peau : 32°C) ;
- pulsation : 65 /min (16 insp -exp /min) ;
- ventilation pulmonaire : $1/2 \text{ m}^3/\text{h}$;
- rejet de gaz carbonique : 10 à 25 l / h . .

IV - MODES D'ECHANGE DE CHALEUR ENTRE LE CORPS ET L'AMBIANCE

Comme il a été dit précédemment , il y a les trois modes de transfert suivants :

- convection ,
- rayonnement ,
- évaporation .

IV . 1 - Convection

L'air en contact avec le corps s'échauffe , ce qui entraîne une diminution de son poids spécifique . Il tend donc à se déplacer vers le haut et est remplacé par de l'air plus froid , qui s'échauffe à son tour , d'où la formation de " courants de convection " .

La température et la vitesse de l'air sont les principales causes de variation du flux échangé par convection . En effet , une diminution de la température entraîne une augmentation des échanges par convection , donc plus l'air est froid , plus le corps perd de la chaleur par convection . Si la différence de température devient trop grande , la perte de chaleur est trop forte , ce qui se traduit par une sensation de froid .

Inversement , plus la température de l'air ambiant est élevée , plus les échanges par convection sont faibles . On se rend donc compte de l'influence de la température sur la sensation de confort .

Le déplacement de l'air influence positivement les échanges par convection puisqu'il permet l'évacuation de l'air chauffé et son remplacement par de l'air plus froid .

IV . 2 - Rayonnement

La chaleur du corps est également évacuée par rayonnement . Le corps rayonne de la chaleur vers les murs , plafond ou toute surface dont la température est inférieure à celle du corps (vêtements) . La température de l'air du local entre le corps et la surface n'a pas d'influence sur l'intensité des échanges .

IV . 3 - Evaporation

C'est le troisième mode de transmission de la chaleur du corps . De l'humidité arrive par tous les pores jusqu'à la surface de la peau . Là , elle s'évapore empruntant au corps sa chaleur latente de vaporisation et donc le refroidit . Si des gouttes de transpiration apparaissent , cela signifie que le corps produit plus de chaleur qu'il ne peut en évacuer .

Le degré hygrométrique a une influence directe sur le transfert de chaleur par évaporation , puisqu'il exprime la capacité de l'air à absorber plus ou moins d'humidité . A une diminution du degré hygrométrique correspond une augmentation des échanges par évaporation et inversement ...

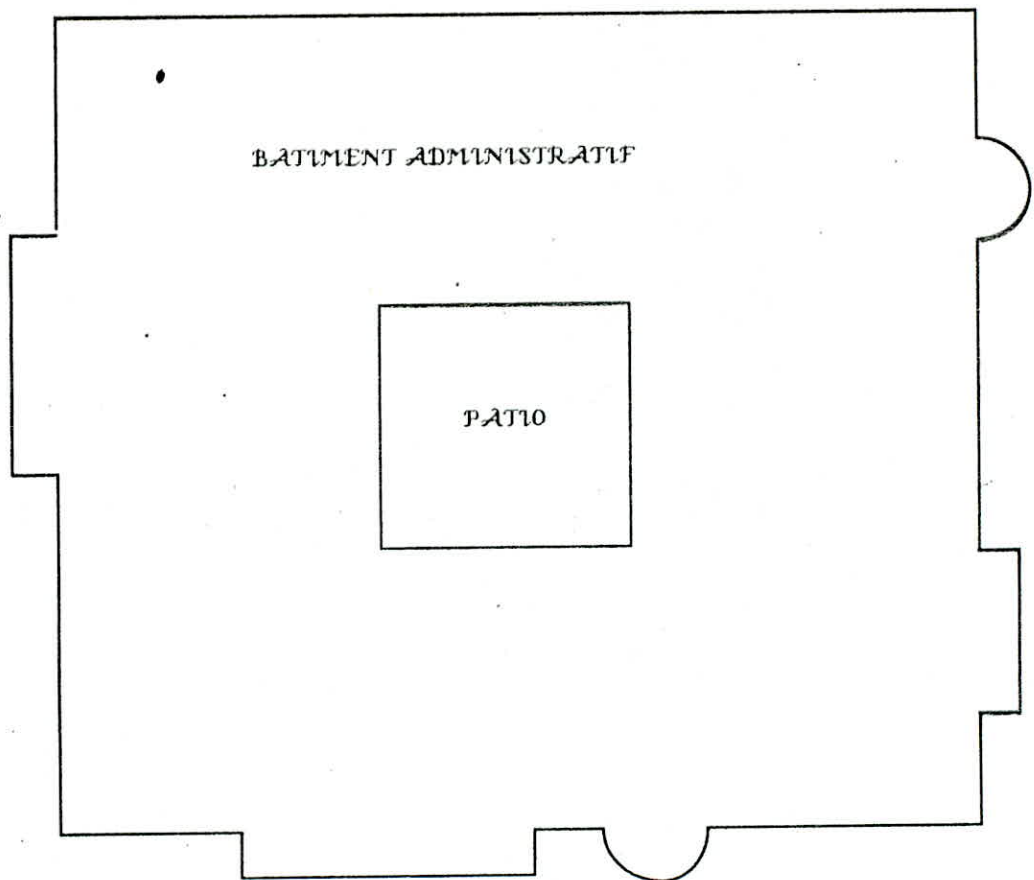
La vitesse de l'air est un facteur qui influence l'échange de chaleur par évaporation , le renouvellement de l'air en contact avec le corps se traduit par une accélération de l'évaporation .

Si la vitesse de l'air à proximité du corps était nulle , la couche directement en contact avec celui-ci tendrait rapidement vers la saturation , c'est-à-dire que son degré hygrométrique augmenterait à un point tel qu'il ne peut plus absorber l'humidité , ce qui provoque la sensation d'inconfort.(réf. 8)

IV.1 - Genre de bâtisse à traiter

Il s'agit d'un bâtiment administratif, donc à usage de bureaux. Ce bâtiment a été construit pour accueillir la direction générale de l'entreprise publique A. M. C.

(Voir orientation, grandeur, formes géométriques)



PLAN DE SITUATION 1/50

Tableaux des surfaces :

Surface plancher R.d.c	= 830.00 m ²
Surface plancher 1er étage	= 870.00 m ²
Surface plancher 2ème étage	= 870.00 m ²
Surface plancher 3ème étage	= 870.00 m ²
Surface terrasse	= 870.00 m ²
Surface totale des planchers	= 4310.00 m ²
Surface patio	= 90.00 m ²

IV. 2 - Conditions météorologiques

ETE : Extérieur : $T_s = 36^\circ\text{C}$ $HR = 29\%$ $X = 12.2 \text{ g/kg d'air sec}$
Intérieur : $T_s = 26^\circ\text{C}$ $HR = 50\%$ $X = 11.8\text{g/kg d'air sec}$
Ecart diurne = 20°C
Le couloir est à 28°C , la cage d'escalier à 30°C .

HIVER : Extérieur : $T_s = -3.5^\circ\text{C}$ $HR = 76\%$ $X = 2.4\text{g/kg d'air sec}$
Intérieur : $T_s = 20^\circ\text{C}$ $HR = 35\%$ $X = 5.7\text{g/kg d'air sec}$
Le couloir est à 18°C , la cage d'escalier à 15°C .

Précisions. _Les données ont été tirées des cahiers du centre scientifique et technique du bâtiment (réf. 18) .

_Les humidités spécifiques ont été calculées d'après la formule de W.H. CARRIER dans "Principes de base de la climatisation" , où :

$$P_v = P_h - (P - P_h) \cdot (T - T_h) / (1532.4 - 1.3 \cdot T_h)$$

avec : P_v -pression partielle de la vapeur ,
 P_h -tension maximum de vapeur à la température humide T_h ,
 P -pression barométrique ,
 T -température sèche .

N.B. Les températures sont exprimées en $^\circ\text{C}$ alors que les pressions le sont en kg/m^2 .

IV. 3 - Calcul des coefficients de transmission

(réf. 17)

a-Mur Extérieur

N°	CONSTITUTION	EPAISSEUR (m)	RESISTANCE($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h} / \text{kcal}.$)
1	Enduit de ciment	0.002	0.15
2	Mur de briques	0.150	0.35
3	Cavetis d'air	0.050	0.18
4	Mur en briques	0.100	0.23
5	Enduit de plâtre	0.015	0.05

Résistance thermique de surface = $0.19 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h} / \text{kcal}.$

$$K = 0.86 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

b-Mur Intérieur

N°	CONSTITUTION	EPAISSEUR(m)	RESISTANCE($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h} / \text{kcal}.$)
1	Enduit de plâtre	0.015	0.05
2	Mur en briques	0.050	0.35
3	Enduit de plâtre	0.015	0.05

Résistance thermique de surface = $0.25 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h} / \text{kcal}.$

$$K = 1.43 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

c - Mur Intérieur- local de climatisation

N°	CONSTITUTION	EPAISSEUR(m)	RESISTANCE(m2.°c.h./kcal.)
1	Béton armé	0.150	0.30
2	Enduit de plâtre	0.015	0.05

Résistance thermique de surface = 0.25 m2.°c.h./kcal.

$$K = 1.67 \text{ kcal/m2.°c.h.}$$

d-Toiture

N°	CONSTITUTION	EPAISSEUR(m)	RESISTANCE(m2.°c.h./kcal.)
1	Hourdis en béton	0.20	0.17
2	Dalle de béton	0.04	0.02
3	Liège expansé	0.03	0.72
4	Pente en béton	0.12	0.64
5	Etanchéité multicouches	//////	0.06
6	Gravillons	0.05	0.06

Résistance thermique de surface = 0.16 m2.°c.h./kcal.

$$K = 0.54 \text{ kcal/m2.°c.h.}$$

e - Plancher

N°	CONSTITUTION	EPAISSEUR(m)	RESISTANCE(m2.°c.h./kcal.)
1	Hourdis en béton	0.20	0.17
2	Béton armé	0.04	0.02
3	Sable	0.03	0.40
4	Chape de ciment	0.01	0.01
5	Carrelage	0.01	0.01

Résistance superficielle = 0.39m2.°c.h./kcal.

$$K = 1.00 \text{ kcal/m2.°c.h.}$$

f - Mur d'escalier(cylindrique)

N°	CONSTITUTION	Dint.(m)	Dext.(m)	CONDUCTIBILITE(kcal./m.°c.h.)
1	Béton	3.02	3.17	0.50
2	Enduit de plâtre	3.00	3.02	0.30

Résistance superficielle extérieure = 0.05 m2.°c.h./kcal.

Résistance superficielle intérieure = 0.14 m2.°c.h./kcal.

$$Kc = 26.10 \text{ kcal/m.°c.h.}$$

g - Portes et Fenêtres

(réf. 1)

* Vitre simple avec châssis simple

: 5.0 kcal/h.m2.°c

* Porte en pavés de verre (4.4 cm)	: 2.5 kcal/h.m ² .°c
* Porte entrée patio	: 2.9 kcal/h.m ² .°c
* Porte d'entée secondaire	: 5.0 kcal/h.m ² .°c
* Portes intérieures	: 2.0 kcal/h.m ² .°c

IV.4 - Poids de la maçonnerie
(réf. 1)

* Mur extérieur	: 505 kg/m ²
* Mur intérieur	: 205 kg/m ²
* Cloison	: 65 kg/m ²
* Toiture	: 310 kg/m ²
* Plancher	: 270 kg/m ²

CHAPITRE IV

SYSTEMES DE CLIMATISATION ET DE CHAUFFAGE

I - DIFFERENTS SYSTEMES DE CLIMATISATION

On classe les systèmes de climatisation en quatre catégories principales :

- les systèmes à détente directe ,
- les systèmes " tout eau " ,
- les systèmes " tout air " ,
- les systèmes " air - eau " .

I.1 - Systèmes à " DETENTE DIRECTE "

Actuellement , ce sont les systèmes les plus simples pour rafraîchir un local mais il n'assurent pas de contrôle de l'humidité . L'air neuf est directement introduit de l'extérieur et le même appareil sert à reprendre l'air . Ils peuvent assurer le chauffage soit en les équipant de résistances chauffantes , soit en inversant le cycle .

On peut citer comme exemple pour ce type , les climatiseurs individuels mono-bloc et les split-systems .

I.2 - Systèmes " TOUT EAU "

C'est le système de climatisation par ventilo-convecteurs composés des éléments suivants :

- un ventilateur avec moteur à vitesse variable ;
- un échangeur de chaleur eau froide - eau chaude ;
- un filtre servant d'aspiration - reprise ;
- une grille de soufflage .

I.3 - Systèmes " TOUT AIR "

Le traitement de l'air se fait au niveau de la centrale , il est ensuite distribué par réseau de gaine . Dans les locaux , l'air ne subit en général aucun nouveau traitement :

Pour des raisons d'économies d'énergie et de bruit , l'air ne doit pas dépasser un seuil de vitesses requises .

I.4 - Systèmes " AIR - EAU "

L'air est traité dans une centrale , et dans chaque zone à climatiser , cet air est réchauffé ou refroidi de façon spécifique par une batterie à eau . Deux réseaux sont donc nécessaires , d'eau et d'air . L'air primaire est constitué uniquement d'air neuf , l'air repris n'étant recyclé qu'au niveau de chaque local .

Comme le débit d'air primaire est limité à l'air neuf , la centrale est relativement simple et les gaines peu encombrantes . ce débit est constant toute l'année et son niveau n'est fonction que de l'occupation et de l'étendue de l'installation . La température de l'air primaire est maintenue à peu près constante toute l'année , entre 13 et 16°C . Cet air contrôle bien sûr le taux d'humidité , étant donné que seul il traverse la centrale donc passe par l'humidificateur ou le déshumidificateur .

Les appareils utilisés sont appelés "éjecto-convecteurs", ils se situent au niveau de la bouche de soufflage. L'aspiration de l'air recyclé (air secondaire) se fait par induction (l'air primaire arrive à une grande vitesse produisant une perte de charge de 150 à 400 Pa, il est traité acoustiquement).

II - QUELQUES SYSTEMES DE CHAUFFAGE POUR IMMEUBLES

La classification a été établie en fonction des fluides évoluant dans le réseau de chauffage.

Eau chaude : circulation naturelle,
circulation accélérée,
eau surchauffée.

Vapeur : basse pression,
haute pression.

Air chaud : circulation naturelle,
circulation accélérée.

II.1 - Chauffage par eau chaude

-Circulation naturelle ; la différence de pression ou charge hydromotrice est provoquée par la différence de masse volumique due à la variation de température au niveau du corps de chauffe, ce procédé est aussi appelé chauffage par "thermosiphon". L'emploi de ce type de chauffage est de plus en plus rare étant donné la limite d'utilisation imposée par la distance nécessairement courte entre générateur et corps de chauffe due à la faiblesse de la charge hydromotrice.

-Circulation forcée ; pour pallier à la faiblesse de la charge hydromotrice, on installe une pompe de circulation qui sera susceptible de combattre toutes les pertes de charge dans le réseau.

-Eau surchauffée ; en augmentant sa pression, la température d'évaporation de l'eau augmente, ce qui donne la possibilité de la transporter à l'état liquide à une température supérieure à 100°C, à condition toutefois de maintenir tout le long du circuit une pression supérieure à la pression de vapeur correspondant à la température de l'eau.

C'est le système adopté généralement en chauffage urbain où les bâtiments sont éloignés de la chaufferie. La différence entre ce système et celui à l'eau chaude accélérée résulte de la mise sous pression de l'installation ce qui provoque des difficultés d'expansion.

II.2 - Chauffage à vapeur

Le fluide qui véhicule la chaleur est la vapeur ; après sa production dans la chaufferie se répand jusqu'au corps de chauffe ; là, elle se condense sous la pression atmosphérique et sa chaleur de condensation sert au chauffage de l'ambiance.

Selon la valeur de la pression de service, les installations de chauffage sont dites à "haute pression" (plus de **0.5 bar**) ou à "basse pression" (moins de **0.5 bar**).

Les installations à vapeur haute pression sont soumises à des prescriptions étroites et, en général, elles sont réservées à des installations à caractère industriel à cause de certains facteurs tel que le bruit de fonctionnement au niveau des corps de chauffe.

Ces installations à vapeur présentent l'avantage de transporter un fluide chauffant à une température supérieure à celle du fluide véhiculé dans les installations à eau chaude classiques. Seulement, les canalisations sont classées en deux types :

-l'aller, du générateur aux corps de chauffe ; cette canalisation est remplie de vapeur ; de l'eau de condensation, du fait du refroidissement d'une partie de la vapeur, est véhiculée dans cette même canalisation ;

-le retour, l'eau de condensation revient à la chaudière ; elle n'est pas indispensable au fonctionnement de l'installation, on pourrait très bien évacuer cette eau à partir des radiateurs et renou-

veller l'eau de la chaudière .

II.3 - Chauffage à air chaud

Dans ces installations , le fluide chauffant est l'air , qui peut-être distribué par gravité ou par un moyen mécanique , selon l'importance de l'installation et le degré de confort que l'on désire acquérir . En effet , avec une circulation forcée , il sera possible de traiter l'air par interposition de filtres , d'appareils d'humidification , de déshumidification , etc ...

En fonction du mode de circulation du fluide et de son degré de traitement , on retient la classification suivante :

- Chauffage à air chaud par circulation naturelle ,
- Chauffage à air chaud pulsé ,
- Air conditionné .

Pour les deux premiers cas , le transport de l'air chaud se fait par des gaines de distribution , la différence se situe au niveau du mode de circulation . Le conditionnement de l'air quant à lui par rapport aux deux premiers permet le contrôle des caractéristiques suivantes :

- la température ,
- l'humidité ,
- le mouvement de l'air ,
- la pureté de l'air .

CHAPITRE V

BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION

I - CLASSIFICATION DES GAINS

Les gains ont été divisés en deux grandes catégories . Gains sensibles d'une part et gains latents d'autre part . Chacune de ces catégories ayant été subdivisée à son tour en gains externes et gains internes .

Les principaux gains externes sont :

- les gains par ensoleillement des surfaces vitrées ,
- les gains par transmission à travers les parois opaques ,
- les gains par transmission à travers les fenêtres et les portes ,
- les gains dûs à l'air d'infiltration ,
- les gains dûs à la diffusion de vapeur .

Les gains internes sont divisés en :

- gains dûs aux occupants ,
- gains dûs à l'éclairage ,
- gains dûs aux divers appareils .

II - ESTIMATION DES GAINS

La charge thermique de cet immeuble atteint son maximum en Juillet à environ 16h . La surface vitrée étant équitablement distribuée suivant les quatre façades du bâtiment , les gains par ensoleillement passent par un maximum aux environs de 16h (36°9' L.N.) . Les transmissions par la surface vitrée et les gains par infiltration et air extérieur , sont maxima vers 15h , alors que les transmissions à travers le mur extérieur (qui sont relativement très faibles) , sont les plus importantes la nuit . Mais la somme de ces divers gains passe par un maximum vers 16h .

III - GAINS EXTERNES

III.1 - Ensoleillement par les surfaces vitrées

Le rayonnement solaire se décompose en "rayonnement direct" qui est la proportion du rayonnement qui parvient jusqu'à la terre et en "rayonnement diffus" qui est dû à la réflexion par les particules de poussière , de vapeur d'eau et d'ozone .

La relation entre les rayonnement direct et diffus en un point quelconque de la terre dépend de :

- la distance parcourue par les rayons solaires à travers l'atmosphère ,
- la limpidité de l'atmosphère .

Lorsque la distance à parcourir à travers l'atmosphère augmente , ou que cette atmosphère devient moins limpide , le rayonnement direct diminue , le rayonnement diffus augmente et leur somme diminue .

Voici présentés les ensoleillement maxima à la latitude 36°9' (réf. 1):

Orientation Rs	OUEST 444	EST 444	SUD 146	NORD 41
-------------------	--------------	------------	------------	------------

- Correction dûe à l'écran solaire (store vénitien) = 0.56
- Défaut de limpidité 5% = 0.95
- Altitude 960 m = 1.0224
- Point de rosée Tr = 12 °C = 1.0975
- Encadrement métallique = 1.17

Coefficients d'amortissement à l'heure considérée (réf. 1)

La durée de fonctionnement de l'installation est de 12h , ce qui nous donne les coefficients d'amortissement suivants :

Orientation Amort. 16h	OUEST 0.71	EST 0.21	SUD 0.49	NORD 0.96
---------------------------	---------------	-------------	-------------	--------------

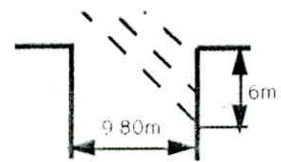
Calcul des ombres produites par les saillies (réf. 1)

Nous avons en Juillet 16h
E-O

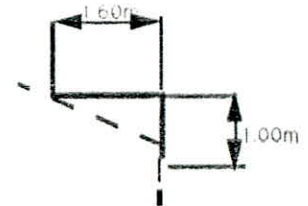
Azimut = 269°
Hauteur = 35°

Ce qui nous permet d'avoir :

- ombre latérale = 0
- ombre verticale = 0.62 m/m



- *Partie ensoleillée des façades sur patio
= 9.8 x 0.62 = 6m
- *Partie ombrée des fenêtres
du rez-de-chaussée sous les saillies
= 1.6 x 0.62 = 1m



Les fenêtres ne sont donc pas touchées par l'ombre projetée .

- L'expression des gains par ensoleillement à travers les vitres est (réf. 1):

$$Q = (S1 . Rs . Cas + So . Rd . Cao) . Cc$$

- S1 - surface ensoleillée ,
- So - surface ombrée ,
- Rs - ensoleillement max. donné ,
- Rd - ensoleillement , orientation Nord ,
- Cas - coefficient d'amortissement des surfaces ensoleillées ,
- Cao - coefficient d'amortissement , orientation Nord ,
- Cc - coefficient de correction introduit précédemment .

III.2 - Transmission à travers les parois opaques

Les gains par transmission sont dus à la différence des températures qui règne de part et d'autre des parois extérieures du bâtiment .

Il faut tenir compte du fait que , lorsqu'une paroi opaque est ensoleillée , elle absorbe de la chaleur , ce qui augmente l'écart de température . Ces écarts sont très variables dans le temps , il

s'agit d'un phénomène transitoire . Le flux de chaleur à un moment donné est difficile à déterminer dans chaque cas particulier , c'est pourquoi , on a introduit la notion de différence équivalente de température . Cette différence est fonction du type de construction , de l'orientation , de l'heure , de la latitude et de l'écart diurne . Connaissant cette différence équivalente , il suffit d'appliquer la relation relative au régime permanent , soit :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T_e$$

Q - flux de chaleur en kcal/h ,

K - coefficient global de transmission en kcal/h.m².°C ,

S - surface en m² ,

ΔTe - différence équivalente de température en °C .

Inertie thermique . _ L'inertie thermique de la construction est à la base du phénomène transitoire mentionné précédemment et qui peut être schématisé en considérant par exemple un mur extérieur que nous diviserons en plusieurs tranches . Admettons qu'initialement , il y a équilibre entre l'air intérieur , l'air extérieur et les divers tranches du mur . Supposons que les températures de l'air à l'extérieur et à l'intérieur restent constantes . Lorsque le soleil luit , la plus grande partie de l'énergie rayonnée est absorbée par la première tranche . Sa température devient supérieure à celle de la deuxième tranche et de l'air extérieur . Il y aura donc échange à la fois avec l'air extérieur et avec la deuxième tranche ; les quantités de chaleur respectives étant fonction des valeurs relatives des coefficients de convection et de conductibilité . Le flux de chaleur vers la deuxième tranche augmente sa température au dessus de celle de la troisième tranche , d'où l'apparition d'un flux de chaleur entre elles .

Le phénomène se poursuit ainsi de proche en proche jusqu'à la dernière tranche , à partir de laquelle les échanges avec le local ont lieu par convection et rayonnement . C'est ainsi q'une durée de plusieurs heures (12h ou plus pour les constructions massives) peuvent se passer avant que l'ensoleillement ne se fasse ressentir dans le local . Chaque tranche emmagasinant une certaine quantité de chaleur , une faible partie de l'énergie incidente arrive réellement dans le local et contribue au bilan thermique .

Les différences équivalentes de température ont été calculées en utilisant la relation suivante (réf. 1) :

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

où :

ΔTe - différence équivalente de température ,

a - correction pour des conditions différentes de celles de la table ,

ΔTes - différence équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi à l'ombre ,

ΔTem - 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 ,

Rs - ensoleillement maximum (kcal/h.m²) pour le mois et la latitude considérés soit vertical (mur) soit horizontal (toit) ,

Rm - ensoleillement maximal en Juillet par 40° L.N.

$\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ $e.d=20^{\circ}\text{C}$	MUR OUEST	MUR SUD	MUR EST	MUR NORD	TERASSE
a	-2.8	-2.8	-2.8	-2.8	-2.8
ΔT_{es}	2.2	2.2	2.2	2.2	4.4
ΔT_{em}	6.7	8.9	10.0	2.2	19.2
b	0.55	0.55	0.55	0.55	1.0
R_s	444	146	444	41	645
R_m	444	187	444	65	631
ΔT_e	1.88	2.28	3.69	-0.60	16.73

III. 3 - Transmission à travers les fenêtres et les portes

Les gains par ensoleillement à travers les vitrages ne tiennent pas compte de la transmission, et donc de la différence de température de part et d'autre de la vitre. Quoique les variations de la température extérieure soient importantes, il n'y a pas de retard appréciable dans la transmission de la chaleur à travers une paroi vitrée. On admet donc que le régime est permanent à l'heure choisie pour le bilan.

*correction par rapport au mois (Juillet) (réf. 1)

température sèche : 0
température humide : 0

*correction par rapport à l'heure (16h) (réf. 1)

température sèche : -0.5°C
température humide : 0

la relation utilisée est alors :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T$$

où :

Q - chaleur échangée (kcal/h),
 K - coefficient de transmission (kcal/h.m².°C),
 S - surface de la paroi (m²),
 ΔT - différence effective de température (°C).

III. 4 - Infiltrations

Les infiltrations sont une source de chaleur qu'elle soit sensible ou latente, les gains peuvent être positifs ou "négatifs".

Les infiltrations peuvent être en partie compensées par une admission d'air neuf suffisant à travers l'appareil de climatisation. Le bâtiment n'étant pas très haut, quatre niveaux seulement et les bureaux ne comportant pas d'ouverture (porte) directe sur l'extérieur, on négligera les infiltrations, qui de toute façon pourront être compensées par une légère surpression. Il est aussi à noter que la région n'est pas à vents forts surtout en été.

III. 5 - Diffusion de vapeur à travers les parois

Les différences de tensions de vapeur de part et d'autre d'une paroi, tendent à provoquer un écoulement de vapeur, qui si le point de rosée intérieur est inférieur au point de rosée extérieur, se traduit par des gains latents dans le local. Ces gains seront négligés dans notre cas, car il s'agit

d'une application "confort", la différence de tension est faible .

IV - GAINS INTERNES

IV.1 - Occupants

Nous avons déjà indiqué comment le corps échangeait de la chaleur , sensible ou latente , et suivant quels modes s'établissait l'échange . On ajoute simplement que les gains sensibles ou latents dûs aux occupants dépendent du degré d'activité de ces mêmes occupants . Voici ces gains pour une personne à la température désirée 26 °C :

LOCAL	GAINS SENSIBLES (KCAL/H)	GAINS LATENTS (KCAL/H)
BUREAUX	54	59
CANTINE	61	78

IV.2 - Eclairage

L'appareillage électrique dégage de la chaleur . Cette chaleur est transmise par rayonnement, conduction et convection . Une partie de la chaleur dégagée par rayonnement est emmagasinée dans les matériaux constituant l'enceinte . Pour l'éclairage incandescent , 10% environ de l'énergie est convertie en lumière , le reste est dégagé sous forme de chaleur . On tient compte de ce fait en appliquant des coefficients d'amortissement .

Dans le cas présent , nous avons un éclairage fluorescent , et les gains pourront s'écrire (réf. 1):

$$Q = P \times 1.25 \times 0.86 \times Ca$$

où :

- Q - chaleur dégagée (kcal/h)
- P - puissance utile (W) ,
- 1.25- facteur tenant compte de la puissance absorbée dans le ballast ,
- 0.86- facteur de conversion ,
- Ca - coefficient d'amortissement à l'heure considérée .

Voici les puissance et les coefficients d'amortissement (réf. 1):

Local	P utile (W)	Coefficient d'amortissement
bureaux	30	0.94
couloir	15	0.94
cantine	30	0.80

REMARQUES :- On peut appliquer les mêmes coefficients de correction pour la détermination des gains réels dûs aux occupants dans les bureaux , et aux machines dont la température de surface est importante .

- De même , on applique aux gains dûs à l'éclairage et aux occupants , un coefficient de simultanéité qui tient compte du fait que la probabilité d'avoir , à l'heure de pointe , l'occupation et l'éclairage maxima est différente de l'unité .(réf. 1)

Etage	Coefficient de simultanéité
rez-de-chausée	0.75
1er étage	0.85
2ème étage	0.85
3ème étage	0.85

IV.3 - Divers appareils

Les appareils peuvent être une source importante de chaleur qu'elle soit sensible ou latente .
La chaleur latente peut être dégagée directement (appareils à gaz du fait de la combustion) ou indirectement (appareils utilisés pour la cuisson , séchage , etc...)

Dans notre cas , la cuisine comprend les appareils suivants (réf. 1):

- 2 cafetières 10l ,
- 1 bouilloire pour les oeufs ,
- 1 grill pour viande ,
- 1 friteuse 10l ,
- 1 table chaude avec chauffe-assiètes .

L'existence d'une hotte d'extraction bien conçue diminue de moitié les gains dus à ces divers appareils .

V. GAINS DUS A L'INSTALLATION

La somme de tous les gains passés en revue ci dessus donne les gains sensibles et latents qui se manifestent directement dans le local . Il faut ajouter à ces gains , ceux qui ont une influence indirecte sur le bilan thermique du local et qui sont (réf. 1):

* pour les gains sensibles :

- échauffement et fuites gaines de soufflage ,
- ventilateur ,

* pour les gains latents :

- fuites gaines de soufflage .

Les gains qui affectent non pas la charge du local mais le bilan thermique global sont :

- échauffement et fuites gaines de reprise ,
- pompe à eau glacée ,
- tuyauterie d'eau .

- Effets de ces gains

Nous avons :

-Echauffement et fuites gaine de soufflage

- 6m de gaine dans le local non conditionné ,
- 2.5cm d'épaisseur de laine de verre ,
- 15°C de température de soufflage ,
- 11.5 m/s de vitesse de soufflage .

-Ventilateur

- Le moteur est à l'extérieur du circuit d'air ;
- 10°C de différence de température au soufflage ,
- 35 mmCE de hauteur manométrique .

-Pompe

- 20m³/h de débit ,
- 6°C de ΔT (6/12)

-Tuyauterie

- réseau de tuyauterie peu important .

Voici présenté le tableau détaillant les pourcentages des différents facteurs cités ci-dessus :

*Echauffement gaine de soufflage.....	1.34%
*Fuites gaine de soufflage.....	1%
*Ventilateur.....	2.1%
*Echauffement gaine de reprise.....	1%

- *Fuites gaine de reprise.....1%
- *Pompe..... 0.9%
- *Tuyauterie..... 1%

VI - AIR EXTERIEUR

Il est nécessaire d'introduire un certain débit d'air neuf dans le local , de façon à diluer les odeurs et les fumées . Le débit nécessaire dépend du nombre d'occupants . Une fois ce débit frais déterminé , on peut calculer les gains sensibles et latents correspondant au traitement de l'air extérieur . Il faut remarquer qu'une partie de cet air du fait du bypass factor rentre directement dans le calcul du bilan thermique du local .

Dans l'application considérée et étant donné le faible pourcentage de gains latents , on prend un **BF = 0.1** .

Le débit d'air frais par personne est de **25m³/h** . On a alors (réf. 1):

- Gains dûs à l' air bypassé :

$$\begin{aligned} \text{sensibles} &: (677/760) \times 0.29 \times \text{Dair neuf} \times \text{Cs} \times n \times \Delta T \times \text{BF} \\ \text{latents} &: (677/760) \times 0.71 \times \text{Dair neuf} \times \text{Cs} \times n \times \Delta X \times \text{BF} \end{aligned}$$

-Gains dûs à l'air extérieur :

$$\begin{aligned} \text{sensibles} &: (677/760) \times 0.29 \times \text{Dair neuf} \times \text{Cs} \times n \times \Delta T \times (1 - \text{BF}) \\ \text{latents} &: (677/760) \times 0.71 \times \text{Dair neuf} \times \text{Cs} \times n \times \Delta X \times (1 - \text{BF}) \end{aligned}$$

où :

- Dair neuf** - débit d' air neuf (m³/h) ,
- Cs** - coefficient de simultanéité ,
- ΔT** - différence de température entre l'air ambiant et l'air extérieur (°C) ,
- ΔX** - variation d'humidité spécifique entre l'air ambiant et l'air extérieur (g/kg air sec) ,
- n** - nombre d'occupants ,
- BF** - bypass factor .

VII - EXEMPLE DE CALCUL

- Local : Responsable 11
- Etage : Rez-de-chaussée
- Orientation : Ouest
- Dimensions : 5m x 3m = 15m² x 3.7m = 55.5 m²

1- Caractéristiques physiques

1/

- (a) Vitrage Ouest 1.80 x 1.80 = 3.24 m²
- (b) Total mur Ouest 3.00 x 3.70 = 11.10 m²
- (c) Net mur Ouest 11.10 - 3.24 = 7.86 m²

2/ Poids et coefficients K des matériaux des parois

- (a) Mur Ouest K = 0.86 kcal/m².h.°C P = 505 kg/m²
- (b) Cloison 1 K = 1.43 kcal/m².h.°C P = 205 kg/m²
- Cloison 2 K = 2.60 kcal/m².h.°C P = 65 kg/m²
- (c) Plancher K = 1.00 kcal/m².h.°C P = 270 kg/m²
- (d) Plafond K = 1.00 kcal/m².h.°C P = 270 kg/m²

3/ Poids des matériaux ramenés à la surface du plancher (réf. 1)

- Mur extérieur 505 x 7.86 = 3969 kg
- Cloisons ((5+3)x3.7) .65 + (5+3.7).270 = 6919 kg

Mur ext. + clois./2 = 7429 kg

Nous divisons le chiffre précédent par la surface du plancher et nous ajoutons les poids des plafond et plancher , on a donc au total :

mur et cloisons	= 495 kg/m ²
plafond	= 270 kg/ m ²
plancher	= 270 kg/m ²
Total	= 1035 kg/m ² de plancher

2-Ensoleillement - Vitrage

Juillet - Ouest	40° 444	36°9' 444 kcal/m ² .h
	• 30° 444	

La fenêtre n'étant pas atteinte par l'ombre de la saillie à l'étage supérieur , les gains par ensoleillement sont estimés à :

$$3.24 \times 444 \times 0.95 \times 1.17 \times 1.023 \times 1.098 \times 0.56 \times 0.71 = 715 \text{ kcal/h}$$

3-Ensoleillement et transmission des parois opaques

Il faut calculer la différence équivalente de température , ce qui a déjà été fait , et ce qui nous donne :

$$0.86 \times (7.86 - 3.00) \times 1.9 + 3.00 \times (-0.6)) = 8 \text{ kcal/h}$$

4-Transmission sauf mur extérieur

Vitre.....	différence de température 10 - 0.5 = 9.5°C
Cloison 1.....	ΔT = 0°C
Cloison 2.....	ΔT = 2°C
Porte.....	ΔT = 2°C

Les gains par transmission seront alors :

Vitre.....	5.5 x 3.24 x 9.5 = 169 kcal/h
Cloison 2.....	2.6 x 9.13 x 2.0 = 47 kcal/h
Porte.....	2.0 x 1.97 x 2.0 = 8 kcal/h

5-Gains internes

(a) Occupants

Nous avons un seul occupant dans le local , les gains sont :

- sensibles	54 x 0.94 x 0.75 = 38 kcal/h
- latents.....	59 x 0.94 x 0.75 = 42 kcal/h

(b) Eclairage

Nous avons une puissance de l'éclairage de 30W , les gains sont alors :

$$30 \times 15 \times 1.25 \times 0.86 \times 0.94 \times 0.75 = 341 \text{ kcal/h}$$

Les gains totaux :

- sensibles.....	1326 kcal/h
- latents.....	42 kcal/h

Les valeurs des tableaux qui suivent ont été obtenues de la même manière que pour l'exemple précédent .

REZ-DE-CHAUSSEE

LOCAL	ENSO.	TRANS.	ECLAL	OCCUP.(S)	OCCUP.(L)	TOTAL(S)	TOTAL(L)	DEBIT
1	126	257	523	77	83	983	83	400
2	63	253	326	38	42	680	42	276
3	58	211	195	38	42	502	42	204
4	94	304	525	77	83	1000	83	406
5	173	296	529	77	83	1075	83	437
6	141	220	308	38	42	707	42	287
7	100	110	203	38	42	537	42	218
8	352	697	2003	2205	1755	5257	1755	2137
9	190	850	913	77	83	2030	83	825
10	735	1513	2138	2887	4410	9443	6370	3838
11	715	289	805	382	420	2191	420	891
12	1275	289	805	77	83	2446	83	994
13	715	237	341	38	42	1331	42	541
14	1275	237	341	38	42	1891	42	769
15	3865	2287	1973	38	42	8163	42	3318

PREMIER ETAGE

1	204	314	610	130	143	1258	143	511
2	141	172	644	130	143	1087	143	442
3	141	203	412	87	94	843	94	343
4	141	203	412	87	94	843	94	343
5	71	120	445	87	94	723	94	294
6	298	453	854	130	143	1735	143	705
7	216	419	631	43	48	1309	48	532
8	108	396	644	43	48	1191	48	484
9	108	315	412	43	48	878	48	357
10	108	198	412	43	48	761	48	309
11	108	198	412	43	48	761	48	309
12	108	198	412	43	48	761	48	309
13	108	198	412	43	48	761	48	309
14	108	219	412	43	48	782	48	318
15	477	190	429	43	48	1139	48	463
16	477	190	429	43	48	1139	48	463
17	477	190	429	43	48	1139	48	463
18	63	138	412	87	94	700	94	285
19	63	136	412	87	94	698	94	284
20	63	282	412	87	94	844	94	343
21	302	425	351	43	48	1121	48	456
22	108	281	340	43	48	772	48	820
23	192	427	359	43	48	1021	48	415
24	192	431	374	43	48	1040	48	423
25	63	255	357	43	48	718	48	292
26	192	431	387	43	48	1053	48	428
27	129	425	527	87	94	1168	94	475
28	192	446	343	43	48	1024	48	416
29	192	464	404	87	94	1147	94	466
30	168	392	813	434	476	1807	476	734
31	858	392	854	130	143	2234	143	908
32	221	-488	2048	00	00	1781	00	724

DEUXIEME ETAGE

1	376	381	816	173	190	1746	190	710
2	192	373	606	87	94	1258	94	511
3	255	374	631	43	48	1303	48	530
4	108	223	644	43	48	1018	48	414
5	108	198	412	43	48	761	48	309
6	108	198	412	43	48	761	48	309
7	108	198	412	43	48	761	48	309
8	108	198	412	43	48	761	48	309
9	108	198	412	43	48	761	48	309
10	108	198	412	43	48	761	48	309
11	477	190	429	43	48	1139	48	463
12	477	190	429	43	48	1139	48	463

SUITE DEUXIEME ETAGE

LOCAL	ENSO.	TRANS.	ECLAI.	OCCUP.(S)	OCCUP.(L)	TOTAL(S)	TOTAL(L)	DEBIT
13	477	190	429	43	48	1139	48	463
14	858	392	854	130	143	2234	143	908
15	63	138	412	87	94	700	94	285
16	63	136	412	87	94	698	94	284
17	63	282	412	87	94	844	94	343
18	192	438	404	87	94	1121	94	456
19	192	424	343	43	48	1002	48	407
20	129	425	527	87	94	1168	94	475
21	129	431	387	43	48	990	48	402
22	63	255	357	43	48	718	48	292
23	108	281	340	43	48	820	48	333
24	141	119	612	43	48	915	48	372
25	192	388	340	43	48	963	48	391
26	454	532	1238	434	476	2658	476	1080
27	204	281	770	43	48	1298	48	528
28	199	529	1098	87	94	1913	94	778
29	319	427	351	217	238	1314	238	534
30	129	-83	1751	00	00	1797	00	730

TROISIEME ETAGE

1	204	532	610	130	143	1476	143	600
2	141	398	644	130	143	1313	143	534
3	141	348	412	87	94	988	94	402
4	141	348	412	87	94	988	94	402
5	71	262	445	87	94	865	94	352
6	298	758	855	130	143	2041	143	830
7	255	595	631	43	48	1524	48	619
8	108	449	644	43	48	1244	48	506
9	108	449	644	43	48	1244	48	506
10	108	449	644	43	48	1244	48	506
11	108	449	644	43	48	1244	48	506
14	108	449	644	43	48	1244	48	506
15	477	341	429	43	48	1290	48	524
16	477	341	429	43	48	1290	48	524
17	477	341	429	43	48	1290	48	524
18	63	283	412	87	94	845	94	343
19	63	281	412	87	94	843	94	343
20	63	436	412	87	94	998	94	406
21	319	550	351	43	48	1263	48	513
22	108	383	340	43	48	874	48	355
23	1451	577	359	43	48	2430	48	988
24	1451	587	374	43	48	2455	48	998
25	63	380	357	43	48	843	48	343
26	192	567	387	43	48	1189	48	483
27	129	594	527	87	94	1337	94	534
28	429	583	343	43	48	1398	48	568
29	429	629	404	87	94	1549	94	630
30	168	684	813	434	476	2099	476	853
31	858	688	854	130	143	2530	143	1028
32	233	1088	2048	00	00	3369	00	1369

VIII - PRESENTATION DU CALCUL

Les résultats sont les suivants :

A- Gains sensibles du local

L'addition des gains sensibles des quatre étages, nous donne :

$$G.sens. = 150\,718 \text{ kcal/h}$$

A cette somme, nous appliquons un coefficient de sécurité de 5%, les gains sensibles du local seront alors :

$$RSH = 158\,245 \text{ kcal/h}$$

En introduisant les majorations définies précédemment, nous aurons alors les gains sensibles majorés :

$$G.sens.majo. = 158\,254 \cdot (1+0.0444) = 165\,280 \text{ kcal/h}$$

Les gains sensibles dûs à l'air frais sont la somme des gains pour les quatre étages :

$$G.sens.A.F. = 1\,592 \text{ kcal/h}$$

La somme des gains sensibles majorés du local et des gains sensibles dûs à l'air frais nous donne les gains sensibles effectifs du local :

$$ERSH = 166\,872 \text{ kcal/h}$$

B- Gains latents du local

La somme des gains latents des quatre étages nous donne :

$$G.laten. = 17\,137 \text{ kcal/h}$$

Nous appliquons à cette somme le même facteur de sécurité que pour les gains sensibles soit 5%, les gains latents du local seront alors :

$$RLH = 17\,994 \text{ kcal/h}$$

On introduit les majorations décrites précédemment, nous aurons les gains latents majorés :

$$G.laten.maj. = 17\,994 \cdot (1+0.01) = 18\,174 \text{ kcal/h}$$

Les gains latents dûs à l'air frais sont pour tout le bâtiment :

$$G.laten.A.F. = 164 \text{ kcal/h}$$

Les gains latents effectifs du local seront :

$$ERLH = 18\,174 + 164 = 18\,338 \text{ kcal/h}$$

C- Gains dûs à l'air extérieur

sensibles	OASH = 14 292 kcal/h
latents	OALH = 1 473 kcal/h
totaux	OATH = 15 765 kcal/h

D- Bilan thermique total

On doit tenir compte des majorations suivantes :

- échauffement gaine de reprise = 1%
- fuites(vers) gaine de reprise = 1%
- Pompe = 0.9%
- Tuyauterie = 1%

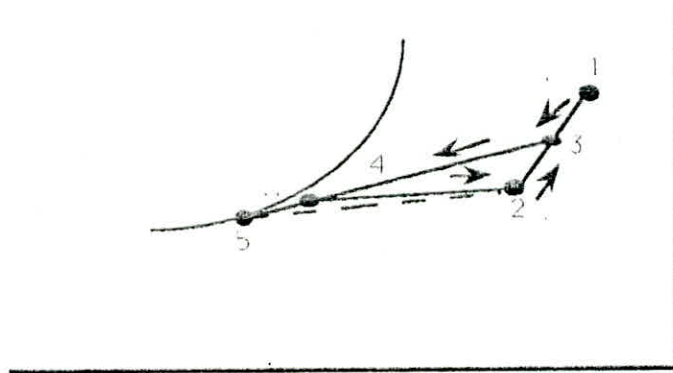
Le bilan thermique total sera égal à la somme des gains totaux du local plus l' air frais et des gains dûs à l' air extérieur , en appliquant les majorations ci-dessus :

$$\text{Bilan thermique total} = 208\ 813 \text{ kcal/h}$$

IX - CYCLE D'EVOLUTION DE L'AIR

Dans la plupart des applications de conditionnement , il est nécessaire de prélever au local , à la fois de la chaleur sensible et de la chaleur latente , de façon à maintenir des conditions intérieures compatibles avec le confort des occupants . Il ya dans ce cas refroidissement et déshumidification , ce sera le cycle prévu dans notre étude étant donné que nous avons diminution simultanée de la température sèche et de l'humidité spécifique de l' air traversant la centrale de traitement .

Le diagramme psychrométrique permet de représenter le cycle de la façon suivante :



L' air dans l' état (3) , mélange d'air extérieur (1) et d' air du local (2) , passe dans la centrale de traitement , son évolution étant représentée par (3-4) . Il ressort de la centrale en (4) et est soufflé dans le local , là , il absorbe simultanément de la "chaleur" et de l'humidité suivant (4-2) .

IX.1 - Notions importantes en climatisation

SHF (Sensible Heat Factor) . Il est défini comme le rapport de la chaleur sensible à la chaleur totale mise en jeu pour faire passer un certain poids d' air d'un état (1) à un état (2) .

Pour un local donné , on le désigne par RSHF (Room Sensible Heat Factor) . Il joue un rôle important dans le tracé du cycle et donc le calcul des différents paramètres . Le point représentatif de l' état de l' air de soufflage ne peut être que sur la droite de RSHF si l'on veut maintenir exactement les conditions désirées dans le local .

Lorsqu'il s'agit de l'installation , on définira le GSHF qui sera le rapport de la chaleur sensible au bilan thermique de l'installation . La droite qui relie les points représentatifs des états de l'air à l'entrée et à la sortie de la centrale est appelée "droite de SHF total" .

Température équivalente de surface . La température de surface d'une batterie est variable d'un point à un autre , cela représente un inconvénient pour ce qui est de la représentation du cycle sur le diagramme psychrométrique , c'est pour cela que l'on a défini une température de sur-

face qui permettrait d'obtenir le même état de l'air à la sortie .

Pour le cas que nous avons à traiter , où le refroidissement se fait avec déshumidification , cette température est appelée **ADP** (Apparatus Dew Point) ou bien point de rosée de la batterie car elle va correspondre au point d' intersection du GSHP avec la courbe de saturation (5) .

Bypass factor BF . L'air sortant d'une batterie de déshumidification n'est généralement pas saturé (cas qui correspond au plus faible débit) . Le calcul des paramètres du cycle s'en trouve compliqué, puisqu'on doit évaluer à la fois la température sèche et l'humidité spécifique de telle sorte que le point représentatif correspondant tombe sur la droite de RSHP .

La méthode "CARRIER" consiste à considérer qu'un certain pourcentage de l'air , qui passe à travers la batterie , est traité jusqu' à la saturation . Ce pourcentage , variable avec le mode de construction de la batterie et la vitesse frontale , est susceptible d'être déterminé expérimentalement .

Cette analogie suppose donc , que l'air à la sortie de la batterie est constitué d'air traité jusqu' à la saturation et d'air resté dans son état initial . L'air qui n'a pas été affecté par son passage à travers la batterie, est désigné par le terme "air bypassé" .

D'après le cycle tracé précédemment , le bypass factor peut être défini par les relations :

$$BF = \frac{T4 - T3}{T5 - T3} = \frac{X4 - X3}{X5 - X3}$$

SHF effectif (ESHP) . Le SHF effectif est défini comme le rapport des gains sensibles effectifs du local (gains sensibles local+air frais) , à la somme des gains sensibles et latents effectifs de ce même local .

Cette notion de ESHP permet d' établir une relation entre le bilan thermique , le BF et l'ADP , le tracé de la droite de ESHP (en pointillés 5-2) permet de déterminer directement l'ADP , on peut aussi avoir l'ADP en connaissant ESHP par simple lecture sur des tables .

X - CALCUL DES PARAMETRES DU CYCLE D' EVOLUTION DE L' AIR

-Calcul du RSHP du local

$$RSHP = \frac{\text{Gains sensibles local} \cdot RSH}{\text{Gains totaux local} \cdot RTH} = \frac{158\ 254}{158\ 254 + 17\ 994}$$

$$RSHP = 0.897$$

-Calcul du GSHP

$$GSHP = \frac{\text{Gains sensibles} + \text{Air frais bypassé} + \text{Air extérieur}}{\text{Bilan thermique total}} = \frac{188\ 229}{208\ 813}$$

$$GSHP = 0.901$$

-Calcul du ESHP

$$ESHP = \frac{\text{Gains sensibles local} + \text{Air frais bypassé}}{\text{Gains totaux local} + \text{Air frais bypassé}} = \frac{ERSH}{ERTH}$$

$$ESHP = 0.900$$

Correction du fait de l'altitude(réf. 1)

$$\text{ESHF corrigé} = \frac{1}{((677/760) (1-0.9)/0.9) + 1} = 0.910$$

-Détermination de l'ADP

$$\text{ADP indiquée} = 13.78 \text{ °C} \quad \text{ADP choisie} = 14.00 \text{ °C}$$

-Détermination du BF

Nous avons déjà fait remarquer que les gains latents étaient faibles et les conditions désirées sont celles qui correspondent au "confort classique", d'où :

$$\text{BF} = 0.1$$

-Calcul du débit d'air traité

$$\text{Dat} = \frac{\text{ERSH}}{(677/760) \cdot 0.29 \cdot (T2 - T5) (1 - \text{BF})} = \frac{166\ 872}{(677/760) \cdot 0.29 \cdot (26 - 14) \cdot 0.9}$$

$$\text{Dat} = 59\ 812 \text{ m}^3/\text{h}$$

-Calcul de l'écart de température au soufflage

$$\Delta T = \frac{\text{RSH}}{(677/760) \cdot 0.29 \cdot \text{Dat}}$$

$$\Delta T = 10.24 \text{ °C}$$

-Calcul du débit d'air de soufflage

$$\Delta T_{\text{désirée}} = 10 \text{ °C}$$

$$\text{Das} = \frac{\text{RSH}}{(677/760) \cdot 0.29 \cdot \Delta T_d}$$

$$\text{Das} = 61\ 261 \text{ m}^3/\text{h}$$

-Calcul du débit d'air bypassé

$$\text{Dabp} = \text{Das} - \text{Dat} = 61\ 261 - 59\ 812 = 1449 \text{ m}^3/\text{h}$$

-Calcul des températures d'entrée et de sortie de la batterie

$$\text{Teb} = T2 + (\text{Daft}/\text{Das}) \cdot (T1 - T2) = 27 \text{ °C}$$
$$\text{HR} = 47 \%$$

$$\text{Tsb} = T5 + \text{BF} \cdot (\text{Teb} - T5) = 15.3 \text{ °C}$$
$$\text{HR} = 92 \%$$

Daft - débit d'air frais traité

CHAPITRE VI

BILAN THERMIQUE DE CHAUFFAGE

I - INTRODUCTION

Les déperditions sont les quantités de chaleur transférées vers l'extérieur du fait de la différence de température entre l'air du local et l'air extérieur . Il faut les différencier de la charge réelle définie comme la quantité de chaleur fournie par l'installation .

Ces déperditions comprennent les déperditions calorifiques par transmission à travers les parois , fenêtres , etc... et les déperditions calorifiques par ventilation qui sont dues à l'air extérieur réchauffé et quittant le local .

La méthode appliquée pour le calcul de ces gains est celle correspondant à la norme DIN 4701 (réf. 3) .

II - BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR TRANSMISSION

Comme indiqué précédemment , il faut différencier entre pertes calorifiques par transmission Q_0 et besoins calorifiques Q_t correspondant à ces mêmes pertes . Ces dernières sont calculées en utilisant l'équation de la transmission en régime permanent . Pour calculer ces besoins calorifiques , on introduit des majorations applicables aux pertes calorifiques . Ces majorations sont de trois genres :

- Z_u pour interruption d'exploitation du chauffage ,
- Z_a pour compensation des surfaces extérieures froides ,
- Z_h pour orientation .

On peut alors écrire (réf. 3):

$$Q_t = Q_0 \cdot (1 + Z_u + Z_a + Z_h) = Q_0 \cdot Z$$

LES MAJORATIONS

a-coefficient D . Le coefficient **D** est un facteur permettant de juger la perméabilité du local au flux de chaleur , il s'exprime par la relation suivante :

$$D = Q_0 / Stot \cdot (T_i - T_a) .$$

- ou : -**Stot** : surface totale de les enveloppes du local (m²) ,
- T_i** : température intérieure (°C) ,
- T_a** : température extérieure(°C) .

Un coefficient **D** important signifie un mauvais isolement du local , alors que si **D** est faible , on considère que le local est bien protégé des déperditions .

b - majoration Z_u . Cette majoration est introduite pour tenir compte des interrup-

tions d'exploitation .

Dans notre cas , l'interruption journalière de fourniture de chaleur dure à peu près 12 heures , ce qui correspond au mode d'exploitation II .

La majoration Z_u est dépendante du coefficient D du fait de l'inertie thermique . Les faibles valeurs de D demandent de grandes majorations ; de grandes valeurs , de faibles majorations .

c - majoration Z_a . La température des murs n'est pratiquement jamais égale à celle régnant dans le local et pour tenir compte de ce fait , on a introduit le coefficient Z_a . La majoration Z_a tout comme Z_u dépend de la valeur du coefficient D , c'est pourquoi ; malgré leurs significations différentes , on les groupe ensemble pour en faire une unique majoration qui dépendra exclusivement de D .

d - majoration Z_h . Cette majoration permet d'introduire le facteur ensoleillement qui diffère d'une orientation à l'autre . Il est à noter que cette majoration peut-être négative .

III - BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR VENTILATION

Ces pertes sont provoquées par les infiltrations dues au vent à travers les jointures des portes et fenêtres fermées . Il est donc important de connaître les types de fenêtres et de portes au point de vue étanchéité .

Pour caractériser les particularités d'un immeuble , dues à sa situation , son lieu et son mode de construction , on se sert de la " caractéristique d'immeuble " H . Les résistances à l'écoulement de l'air sont décrites par la " caractéristique de local " R . Les besoins calorifiques de ventilation peuvent alors s'exprimer de la façon suivante (réf. 3):

$$QI = \sum(aI)A \cdot R \cdot H \cdot (T_i - T_a) \cdot Z_e$$

où : $\sum(aI)A$ - la perméabilité des fenêtres et portes au vent,
 R - la caractéristique de local,
 H - la caractéristique d'immeuble,
 Z_e - le facteur de majoration pour fenêtres d'angle.

a- Perméabilité des fenêtres et portes $\sum(aI)$

a étant la perméabilité à l'air d'un joint de fenêtre ou de porte par mètre de longueur pour une différence de pression donnée, la perméabilité de toutes les fenêtres et portes ayant chacune des joints d'une longueur I et exposées au vent est donnée par $\sum(aI)A$.
Dans notre cas, nous avons des fenêtres métalliques simples ($a = 1.5$) .

b- La caractéristique du local R

Cette caractéristique dépend de la perméabilité de toutes les fenêtres et portes exposées au vent . Elle est déterminée à partir du rapport des surfaces des fenêtres et surfaces extérieures S_a à la surface des portes sur la face d'écoulement S_t .

c- La caractéristique d'immeuble H

On classe les locaux en 3 genres, suivant l'action du vent :

Site protégé : la construction n'est pas soumise directement au vent , cas des bâtiments alignés dans les centres urbains .

Site découvert : c'est le cas des bâtiments qui ne possèdent pas de voisinage immédiat et des maisons élevées dépassant les constructions les plus proches.

Site exceptionnellement découvert : c'est le cas des maisons isolées construites sur des hauteurs largement balayées par le vent.

d- La majoration pour fenêtres d'angle Z_e

Pour le bâtiment considéré, nous appliquerons aux bureaux possédant des fenêtres situées immédiatement dans l'angle de deux murs un facteur $Z_e = 1.2$, pour tous les autres cas $Z_e = 1$.

IV - EXEMPLE DE CALCUL

Local : Responsable II ;
Etage : Rez- de-chaussée ;
Orientation : Ouest ;
Dimensions : 5 m x 3 m x 3.7 m (htr.) = 55.5 m³.

IV. 1 - Caractéristiques physiques

(A) Vitrage Ouest (1 fenêtre) 1.80 m x 1.80 m = 3.24 m² .
(B) Total mur Ouest 3.00 m x 3.70 m = 11.10 m² .
(C) Net mur Ouest 11.10 m x 3.24 m = 7.86 m² .

IV. 2 - Besoins calorifiques par transmission

- Pertes par le mur extérieur : 7.86 x 0.86 x 23.5 = 160 kcal/h.
- Pertes par la vitre : 3.24 x 5.50 x 23.5 = 420 kcal/h.
- Pertes par la cloison : 9.13 x 2.60 x 2.0 = 50 kcal/h.
- Pertes par la porte : 1.97 x 2.00 x 2.0 = 10 kcal/h.

Les déperditions calorifiques sont donc :

$$Q_0 = 160 + 420 + 50 + 10 = 640 \text{ kcal/h.}$$

Calcul du coefficient D :

$$D = 640 / 2 \cdot (3.7 \times (5 + 3) + 5 \times 3) \cdot 23.5 = 0.305$$

La table(réf. 3) nous donne :

$$Z_d = Z_u + Z_a = 15 \%$$

Majoration Z_h

Le local étant orienté à l'Ouest :

$$Z_h = 0$$

Les besoins calorifiques par transmission sont donc :

$$Q_t = Z \cdot Q_0 = 1.15 \times 640 = 740 \text{ kcal/h.}$$

IV. 3 - Besoins calorifiques par ventilation

- Calcul du rapport de surface S_e/S_p
avec :
- S_e la surface des fenêtres et portes extérieures au vent ,

-Sp la surface des portes sous le vent .

$$Se = 3.24 \text{ m}^2 \quad Sp = 1.97 \text{ m}^2 \quad \text{donc } Se / Sp = 1.64$$

D'où d'après la table (réf. 3) , on a la caractéristique R

$$R = 0.9$$

- Détermination de la caractéristique de maison H

Nous sommes dans une région normale , site découvert , orientation Ouest , ce qui implique :

$$H = 0.41$$

- Nous n'avons pas de fenêtre d'angle , cela implique :

$$Ze = 1.0$$

Les besoins calorifiques par ventilation sont donc :

$$Ql = \sum(al)A . R . H . (Ti - Ta) . Ze$$

$$Ql = (1.5 \times 1.8) . 0.9 . 0.41 . 23.5 . 1 = 20 \text{ kcal/h.}$$

Les besoins calorifiques totaux sont :

$$Q = Qt + Ql = 740 + 20 = 760 \text{ kcal/h.}$$

V - TABLEAUX DE CALCUL

Les tableaux qui suivent donnent les besoins calorifiques pour chaque local de chaque étage , les besoins sont exprimés en kcal/h. Les sanitaires , les cages d'escalier et le vestiaire au rez-de-chaussée seront considéré séparément étant donné qu'ils ne seront pas chauffés par l'intermédiaire d'une bouche de soufflage mais on utilisera pour ces locaux un chauffage électrique .

N ^o	ETAGE	BESOINS (kcal / h.)
1	R-D-C	1510
2	//	820
3	//	870
4	//	1250
5	//	1830
6	//	950
7	//	510
8	//	4000
9	//	2060
10	//	6250
11	//	1000
12	//	1000
13	//	760
14	//	760
15	//	4100

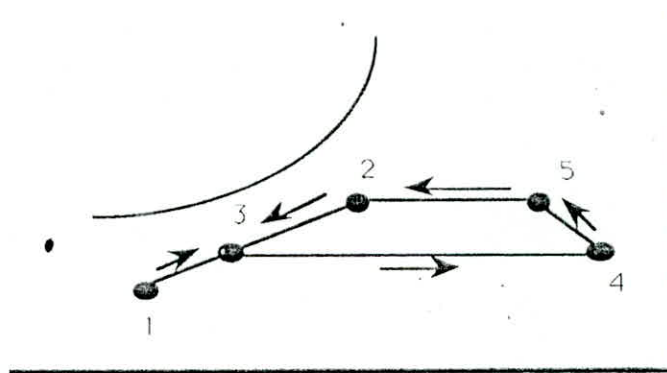
N°	ETAGE	BESOINS (kcal / h.)
1	1 ET	1480
2	//	1210
3	//	660
4	//	660
5	//	540
6	//	1700
7	//	1220
8	//	1500
9	//	890
10	//	650
11	//	650
12	//	650
13	//	650
14	//	680
15	//	670
16	//	670
17	//	650
18	//	1040
19	//	660
20	//	860
21	//	1350
22	//	660
23	//	1430
24	//	1460
25	//	610
26	//	1460
27	//	1150
28	//	1430
29	//	1530
30	//	1900
31	//	1800
32	//	-60
1	2 ET.	1380
2	//	1370
3	//	1010
4	//	1110
5	//	650
6	//	650
7	//	650
8	//	650
9	//	650
10	//	650
11	//	670
12	//	670
13	//	650
14	//	1800
15	//	1040
16	//	660
17	//	860
18	//	1490
19	//	1410
20	//	1150
21	//	1460
22	//	610
23	//	660
24	//	740

N°	ETAGE	BESOINS (kcal / h.)
25	//	1400
26	//	2390
27	//	1230
28	//	2060
29	//	1350
30	//	520
1	3 ET.	1410
2	//	1230
3	//	860
4	//	860
5	//	640
6	//	1930
7	//	1350
8	//	1470
9	//	850
10	//	870
11	//	870
12	//	870
13	//	870
14	//	880
15	//	880
16	//	880
17	//	850
18	//	1240
19	//	830
20	//	1060
21	//	1520
22	//	810
23	//	1600
24	//	1640
25	//	780
26	//	1650
27	//	1390
28	//	1580
29	//	1700
30	//	2120
31	//	2030
32	//	1810

Nous avons déjà dit que certains locaux étaient considérés à part , leur besoins calorifiques sont :

Vestiaire (r-d-c) : 490 kcal/h
Sanitaire (r-d-c) : 1100 kcal/h
Sanitaire (1éta.) : 1180 kcal/h
Sanitaire (2éta.) : 1180 kcal/h
Sanitaire (3éta.) : 1450 kcal/h
Cage d'escalier (N): 3700 kcal/h
Cage d'escalier (E): 3540 kcal/h

VI - CYCLE D'EVOLUTION DE L'AIR



Les points indiqués représentent les états de l'air qui traverse la centrale de traitement et pénètre dans le local .

- 1 . Air extérieur ;
- 2 . Air ambiant ;
- 3 . Air mélangé ;
- 4 . Sortie de la batterie ;
- 5 . Sortie du laveur .

VI.1 - Calcul des paramètres du cycle d'évolution de l'air

a - Température et humidité spécifique de l'air du mélange

Nous admettrons un débit d'air frais par personne équivalent à 25 m³/h.

La température sèche du mélange est :

$$T_3 = \text{Débit d'air neuf} \times T_1 + \text{Débit d'air repris} \times T_2 / \text{Débit total}$$

soit :

$$T_3 = (6568 \times -3,5 + 54693 \times 20) / 61261 = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

L'humidité spécifique du mélange est :

$$X_3 = \text{Débit d'air neuf} \times X_1 + \text{Débit d'air repris} \times X_2 / \text{Débit total}$$

soit :

$$X_3 = (6568 \times 2,4 + 54693 \times 5,7) / 61261 = 5,3 \text{ g/kg d'air sec.}$$

b - Ecart de température au soufflage

Les besoins calorifiques du local ont été déterminés précédemment et sont égaux à :

$$Q_{\text{totale}} = Q_0 = 137\ 630 \text{ kcal/h}$$

L'écart de température au soufflage est égal à :

$$\Delta T = f_c \cdot Q_o / 0.29 \cdot D_{tot}.$$

où : f_c - facteur de correction dû à l'altitude ,
 Q_o - besoins calorifiques ,
 0.29 -facteur de chaleur sensible ,
 D_{tot} - débit total .

On trouve en remplaçant par les valeurs numériques :

$$\Delta T = (760/677) \cdot 137630 / 0.29 \cdot 61261 = 8.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

c - Température de soufflage

L'écart de température au soufflage étant déterminé , la température de soufflage sera donc égale à :

$$T_5 = T_2 + \Delta T$$

soit : $T_5 = 20 + 8.7 = 28.7 \text{ }^\circ\text{C}$

L'humidité spécifique de soufflage étant bien sûr égale à celle de l'air ambiant .

d - Température de sortie de la batterie

L'air à la sortie de la batterie et donc à l'entrée du laveur possède la même température humide que celle du point de soufflage , on en déduit alors sa température sèche .

$$T_4 = 34.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

CHAPITRE VII

CALCUL DU RESEAU DE GAINES

I - INTRODUCTION

Les réseaux de gaines assurent le transport et la distribution de l'air traité jusqu'au local à conditionner .

Le dimensionnement des gaines dans une installation de climatisation revient à optimiser un système qui repose sur plusieurs paramètres , dont font partie :

- l' encombrement (longueur et section) ,
- les pertes de charge ,
- la vitesse ,
- le niveau sonore ,
- les gains de chaleur et fuites .

II - CLASSIFICATION DES RESEAUX DE GAINES

Il existe deux types de classification :

1 -suivant la vitesse dans le réseau :

- basse vitesse , jusqu'à 12.5 m/s pour les installations de confort .
- grande vitesse , au dessus de 12.5 m/s , toujours pour les installations de confort .

Pour le réseau de reprise la vitesse ne doit pas dépasser 10 m/s .

2 -suivant la pression :

- basse pression , jusqu'à 100 mm CE ,
- pression moyenne , de 100 mm CE à 170 mm CE ,
- haute pression , de 170 mm CE à 300 mm CE .

III - FACTEURS INFLUENÇANT LE TRACE DU RESEAU

Le meilleur réseau de gaine sera celui qui tiendra compte des frais d'acquisition , des frais d'exploitation et de l'espace disponible .

Les facteurs suivant ont une influence prépondérante sur les frais d'aquisition et d'exploitation :

- gains ou pertes de chaleur par les gaines ,
- rapport des dimensions de la gaine (coefficient de forme) ,
- pertes de charge linéaires ,
- types des coudes et transformations .

III.1 - Gains ou pertes de chaleur

Ces gains ou pertes dans le réseau sont relativement importants dans le cas où la longueur du réseau est elle-même très importante et aussi quand il y a passage de gaine dans des locaux non climatisés. Pour combattre ces pertes de chaleur, on utilise un calorifuge qui entoure la gaine, de la laine de verre par exemple, cela permet de diminuer très sensiblement les échanges.

III.2 - Coefficient de forme

Ce coefficient est défini comme le rapport du plus grand au plus petit côté de la gaine. Le facteur de forme a une influence considérable sur les échanges de chaleur de la gaine.

Les gaines ont été divisées en 6 classes, repérées de 1 à 6, en utilisant comme critère, la dimension la plus grande de la gaine et son demi-périmètre. Quand on passe d'une classe à une autre qui lui est supérieure, le coût de la gaine augmente, d'où l'importance d'avoir un coefficient de forme qui se rapproche le plus possible de 1 (gaine carrée).

III.3 - Pertes de charge linéaires

On définit dans ce cas un diamètre équivalent permettant de déterminer les dimensions de la gaine rectangulaire qui, pour un même débit produit la même perte de charge. C'est précisément là qu'il faudrait tenir compte de l'espace disponible dans le sous-plafond.

III.4 - Coudes et pièces de raccordement

On utilise deux types de coudes :

- **type A** - sans aubes directrices et où les pertes de charge peuvent être très importantes,
- **type B** - coudes avec aubes directrices qui diminuent les pertes de charges et orientent l'écoulement de l'air. Les aubes recueillent la force centrifuge et empêchent de ce fait les champs de pression qui donnent naissance à des courants secondaires et à des décollements.

Il est clair que les coudes de **type B** reviennent plus chers.
Pour les piquages, nous utiliserons des **T** à 45° ou à 90°.

IV - METHODES DE CALCUL

Trois méthodes sont principalement utilisées pour dimensionner un réseau de gaines. Le choix dépend de la dimension et de l'environnement de l'installation.

IV.1 - Réduction arbitraire de la vitesse

La vitesse au départ du ventilateur est fixée. On réduit ensuite cette vitesse de façon arbitraire d'un tronçon à l'autre. La perte de charge totale du réseau de soufflage est égale à celle du circuit qui présente la plus grande longueur équivalente.

Cette méthode convient parfaitement pour les petits réseaux où l'on ne risque pas de rencontrer de gros problèmes d'équilibrage. Il est cependant indispensable de prévoir des registres d'équilibrage, pour permettre la mise au point.

IV.2 - Perte de charge linéaire constante

Cette méthode est utilisée pour des réseaux de moyenne importance, elle est applicable pour le soufflage ou la reprise et éventuellement pour l'extraction. Elle consiste à imposer un frottement unitaire constant, ce frottement est obtenu en ayant choisi la vitesse à la sortie du ventilateur tenant compte du niveau de bruit admissible. On obtient obligatoirement une réduction de la vitesse dans la direction de l'écoulement. La perte de charge totale est calculée comme précédemment.

Cette méthode correctement appliquée conduit à un très bon équilibrage du réseau. Par contre si le réseau n'est pas symétrique et comporte des dérivations de longueurs très différentes, l'utilisation de volets de réglage est indispensable.

Remarque . La perte de charge dans le réseau de gaines dépend de la vitesse d'écoulement de l'air, des dimensions de la gaine, de la rugosité des parois intérieures et de la longueur de cette même gaine.

Pour une gaine en tôle galvanisée, la perte de charge s'exprime par (réf. 2):

$$\Delta P = 6 \cdot L \cdot V^{1,82} / D^{1,22}$$

où : ΔP - perte de charge (mm CE),
L - longueur de la gaine (m),
V - vitesse de l'air (m/s),
D - diamètre de la gaine ou diamètre équivalent (mm).

IV.3 - Regain de pression statique

Cette méthode convient pour les réseaux d'installations très importantes et pour de grandes vitesses étant donné l'impossibilité d'équilibrage pour de tels réseaux contrairement aux deux premières. Cet équilibrage n'est possible qu'en égalisant entre les pressions statiques de chaque bouche de soufflage de manière à ce que l'augmentation de pression statique due à la diminution de la vitesse après chaque piquage ou diffuseur, compense exactement sa perte de charge.

V - CHOIX DU TRACÉ ET DE LA METHODE DE CALCUL DU RESEAU

V.1 - Introduction

Le choix d'une climatisation et donc d'un chauffage central a été imposé par le client, comme il a été dit précédemment, un local a été spécialement réservé pour accueillir le matériel de traitement de l'air, la distribution par réseau de gaine a aussi été un choix du client, puisqu'il a été prévu des faux plafonds et donc une hauteur d'étage adéquate.

Le tracé a été réalisé sur les planches, on peut remarquer qu'il existe une certaine symétrie permettant d'avoir un meilleur équilibrage du réseau, cela ne nous empêchera pas de prévoir des registres à volets réglables pour les deux branches de chaque étage, ce qui améliore la distribution de l'air et permet donc un soufflage convenable dans les locaux. La méthode utilisée est celle de la perte de charge constante.

Les gaines que l'on utilisera seront à section rectangulaire recouvertes par de la fibre de verre ayant une épaisseur de 2.5 cm qui permet de diminuer les effets de la condensation, elles passeront dans le sous-plafond. La reprise se fera à partir du couloir. On peut éventuellement utiliser de la gaine flexible pour les piquages vers les bureaux et comme raccords des diffuseurs, car elle permet un meilleur cheminement.

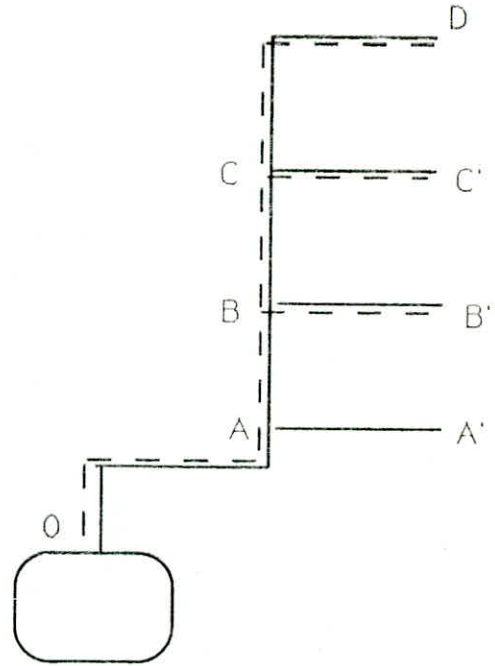
V. 2 - Calcul du réseau

D'après la table (réf.2), on choisira pour le soufflage une vitesse égale à **11.5 m/s** à la sortie du ventilateur, ce qui pour un débit de **61261 m³/h** donne une perte de charge linéaire de **0.07 mm CE/m**, on introduira cependant un facteur de correction correspondant à l'altitude **960 m**, facteur qui déterminé d'après la table(réf.2) et qui est égal à **0.885**.

Pour ce qui est de la reprise, on a choisi une vitesse au niveau de la centrale de **10 m/s**, ce qui pour un débit de **61261 m³/h**, nous donne une perte de charge linéaire de **0.055 mm CE/m**. Le choix de ces vitesses nous impose l'utilisation de silencieux dont le rôle sera de diminuer au maximum le niveau sonore. Les calculs détaillés sont présentés sous forme de tableaux, dans lesquels on exprime :

- débit **D** en **m³/h**,
- section **S** en **m²**,
- vitesse **V** en **m/s**,
- diamètre **De** équivalent en **m**,
- hauteur **H** et largeur **La** en **dm**,
- poids par mètre linéaire **Pl** en **kg/m**,
- épaisseur **Ep** en **mm**,
- longueur **Lo** en **m**,
- poids total **P** en **kg**.

(la masse volumique de la tôle galvanisée est de 7.85 kg



TRONCON (SOUFFLAGE)	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
O - A	61260	1.480	11.5	1.373	9.5 x 17.0	62.4	1.5	6.0	374
A - A'	15541	0.487	8.9	0.787	3.5 x 17.0	38.6	1.2	1.0	39
A - B	45719	1.188	10.7	1.230	9.5 x 13.5	43.3	1.2	3.7	160
B - B'	13919	0.453	8.5	0.759	3.5 x 16.0	36.7	1.2	1.0	37
B - C	31800	0.904	9.8	1.073	9.5 x 10.0	45.9	1.5	3.7	170
C - C'	13990	0.470	8.3	0.774	3.5 x 17.0	38.6	1.2	1.0	39
C - D	17810	0.579	8.6	0.859	6.5 x 10.0	31.1	1.2	4.7	146

(REPRISE)

O - A	61260	1.702	10.0	1.472	9.5 x 20.0	69.5	1.5	6.0	417
A - A'	15541	0.560	7.7	0.844	3.5 x 20.0	44.3	1.2	1.0	44
A - B	45719	1.367	9.3	1.319	9.5 x 16.0	60.1	1.5	3.7	222
B - B'	13919	0.521	7.4	0.814	3.5 x 19.0	42.4	1.2	1.0	42
B - C	31800	1.040	8.5	1.151	9.5 x 12.0	50.6	1.5	3.7	187
C - C'	13990	0.541	7.2	0.830	3.5 x 20.0	44.3	1.2	1.0	44
C - D	17810	0.666	7.4	0.921	6.0 x 12.0	33.9	1.2	4.7	159

L'architecte n'a pas prévu un espace par lequel se ferait le passage de la colonne montante, ce qui nous oblige donc à "casser" une partie du plancher des bureaux se situant au dessus du local de climatisation et construire des murs qui isoleront cette partie du réseau, de même qu'on sera obligé de réserver des espaces dans les murs de pratiquement tous les bureaux pour permettre le passage de la gaine.

REZ-DE-CHAUSSEE (SOUFFLAGE)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
1	6506	0.243	7.4	0.556	3.5 x 7.5	17.3	1.0	4.3	74
2	356	0.024	4.1	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.5	6
3	356	0.024	4.1	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.7	3
4	5794	0.216	7.4	0.524	3.5 x 7.5	17.3	1.0	4.0	69
5	357	0.023	4.3	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.7	3
6	1181	0.059	5.5	0.274	2.0 x 3.5	5.2	0.6	1.6	8
7	356	0.022	4.4	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.2	1
8	825	0.045	5.1	0.239	1.5 x 3.5	4.7	0.6	3.2	15
9	413	0.022	5.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	4.6	17
10	412	0.022	5.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	4.6	17
11	4256	0.172	6.9	0.468	3.5 x 5.5	11.3	0.8	4.0	45
12	356	0.023	4.2	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.7	3
13	356	0.023	4.2	0.071	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.6	6
14	3544	0.150	6.6	0.437	3.5 x 4.5	10.0	0.8	3.4	34
15	218	0.016	3.8	0.143	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
16	3326	0.142	6.5	0.425	3.5 x 4.5	10.0	0.8	2.5	25
17	287	0.020	4.0	0.160	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
18	3039	0.133	6.4	0.411	3.5 x 4.5	10.0	0.8	2.4	24
19	437	0.028	4.4	0.189	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.0	8
20	2602	0.119	6.1	0.389	3.5 x 4.5	10.0	0.8	5.2	52
21	406	0.027	4.2	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
22	2196	0.105	5.8	0.366	3.5 x 3.5	8.9	0.8	4.1	36
23	663	0.040	4.6	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.0	3
24	1533	0.080	5.3	0.319	2.5 x 3.5	7.5	0.8	4.9	37
25	666	0.041	4.5	0.228	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.8	8
26	867	0.052	4.6	0.257	1.5 x 3.5	4.7	0.6	3.0	14
27	204	0.016	3.5	0.143	1.5 x 2.5	3.8	0.6	4.8	18
28	663	0.042	4.3	0.031	1.5 x 3.0	4.2	0.6	6.0	25
29	9035	0.319	7.8	0.637	3.5 x 10.5	26.4	1.2	11.3	298
30	2558	0.114	6.2	0.381	3.5 x 3.5	8.9	0.8	0.7	6
31	639	0.037	4.8	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.6	3
32	1919	0.092	5.8	0.342	3.5 x 3.5	8.9	0.8	4.8	43
33	639	0.038	4.7	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.8	3
34	1280	0.067	5.3	0.292	2.5 x 3.0	5.2	0.6	2.5	13
35	640	0.034	5.2	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.8	3
36	640	0.034	5.2	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.3	13
37	6477	0.248	7.3	0.562	3.5 x 8.0	18.1	1.0	3.2	58
38	640	0.040	4.4	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.7	3
39	5837	0.228	7.1	0.539	3.5 x 8.0	18.1	1.0	2.5	45
40	640	0.040	4.4	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.7	3
41	5197	0.209	6.9	0.516	3.5 x 6.5	15.7	1.0	5.0	79
42	663	0.040	4.6	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.7	3
43	4534	0.188	6.7	0.489	3.5 x 6.5	15.7	1.0	5.8	91
44	891	0.050	4.9	0.052	1.5 x 4.0	5.2	0.6	1.6	8
45	445	0.029	4.3	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.0	8
46	446	0.029	4.3	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.0	8
47	3643	0.159	6.3	0.450	3.5 x 5.0	10.7	0.8	2.4	26
48	663	0.040	4.6	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	2.6	11
49	2980	0.137	6.0	0.418	3.5 x 5.0	10.7	0.8	2.7	29
50	994	0.057	4.9	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	2.1	10
51	1986	0.100	5.5	0.357	3.0 x 3.5	8.2	0.8	5.6	46
52	541	0.035	4.3	0.211	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.7	6
53	1445	0.079	5.1	0.317	3.0 x 3.5	8.2	0.8	3.0	25
54	769	0.048	4.4	0.247	1.5 x 3.5	4.7	0.6	1.7	8
55	676	0.043	4.3	0.234	1.5 x 3.5	4.7	0.6	2.2	10
56	400	0.029	3.9	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.6	10
57	276	0.021	3.7	0.164	1.5 x 2.5	3.8	0.6	5.1	19

PREMIER ETAGE (SOUFFLAGE)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
1	13919	0.453	8.5	0.759	3.5 x 16.0	36.7	1.2	2.0	73
2	5874	0.227	7.2	0.538	3.5 x 7.5	17.3	1.0	1.3	22
3	523	0.032	4.5	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.7	3
4	5342	0.211	7.0	0.518	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.8	60
5	3372	0.148	6.3	0.434	3.5 x 4.5	10.0	0.8	1.0	10
6	705	0.041	4.7	0.228	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.3	1
7	2667	0.124	6.0	0.397	3.5 x 4.5	10.0	0.8	4.2	42
8	294	0.022	3.8	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
9	2373	0.113	5.8	0.379	3.5 x 3.5	8.8	0.8	3.2	28
10	343	0.024	4.0	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
11	2030	0.101	5.6	0.359	3.5 x 3.5	8.8	0.8	3.2	28
12	343	0.024	3.9	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
13	1687	0.088	5.3	0.335	3.5 x 3.5	8.8	0.8	5.0	44
14	442	0.030	4.1	0.195	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.3	1
15	1245	0.070	5.0	0.299	2.5 x 3.0	5.2	0.6	4.9	25
16	511	0.034	4.1	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.5	6
17	734	0.047	4.4	0.245	2.0 x 2.5	4.2	0.6	4.3	18
18	367	0.027	3.7	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.9	7
19	367	0.027	3.7	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.2	12
20	8047	0.296	7.5	0.614	3.5 x 10.0	25.4	1.2	5.3	135
21	484	0.031	4.3	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.2	12
22	7563	0.281	7.5	0.598	3.5 x 9.0	23.6	1.2	2.1	50
23	357	0.024	4.2	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
24	7206	0.270	7.4	0.586	3.5 x 9.0	23.6	1.2	2.5	39
25	5125	0.208	6.8	0.515	3.5 x 6.5	15.7	1.0	0.8	13
26	309	0.022	3.9	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
27	4816	0.198	6.8	0.502	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.3	52
28	309	0.022	4.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
29	4507	0.188	6.7	0.489	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.3	52
30	309	0.021	4.0	0.164	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
31	4198	0.178	6.6	0.476	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.3	37
32	309	0.022	4.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
33	3889	0.168	6.4	0.462	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.3	37
34	318	0.022	4.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
35	3571	0.158	6.3	0.448	3.5 x 5.0	10.7	0.8	0.6	6
36	362	0.026	3.8	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.2	8
37	3209	0.145	6.1	0.430	3.5 x 4.5	10.0	0.8	9.7	97
38	463	0.030	4.2	0.195	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
39	2746	0.129	5.9	0.405	3.5 x 4.0	10.0	0.8	3.4	34
40	463	0.031	4.2	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
41	2283	0.112	5.6	0.377	3.5 x 3.5	8.8	0.8	3.4	30
42	463	0.031	4.2	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
43	1820	0.095	5.3	0.348	3.0 x 3.5	9.4	0.8	2.7	25
44	908	0.055	4.6	0.265	2.0 x 3.0	4.7	0.6	0.8	4
45	454	0.032	4.0	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
46	454	0.032	4.0	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	4.6	17
47	912	0.055	4.6	0.265	2.0 x 3.0	4.7	0.6	6.0	28
48	285	0.022	3.7	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.8	11
49	627	0.041	4.2	0.228	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.0	4
50	284	0.022	3.6	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
51	343	0.026	3.7	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.8	14
52	2081	0.098	5.9	0.353	3.0 x 3.5	8.2	0.8	4.2	34
53	292	0.020	4.0	0.160	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
54	1785	0.088	5.7	0.335	3.0 x 3.5	8.2	0.8	4.7	39
55	428	0.028	4.3	0.189	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
56	1357	0.071	5.3	0.300	2.5 x 3.0	5.2	0.6	5.8	30
57	475	0.031	4.3	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
58	882	0.051	4.8	0.255	2.0 x 3.0	4.7	0.6	5.6	26
59	416	0.028	4.1	0.189	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.6	2
60	466	0.031	4.2	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	5.6	21
61	1970	0.095	5.8	0.348	3.0 x 3.5	8.2	0.8	8.0	66
62	423	0.027	4.3	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.2	1
63	1547	0.079	5.4	0.317	2.5 x 3.5	7.5	0.8	5.0	38

(Suite premier étage -Soufflage)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
64	415	0.027	4.3	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.2	1
65	1132	0.063	5.0	0.283	2.5 x 3.0	5.2	0.6	4.6	24
66	314	0.022	3.9	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.4	2
67	818	0.049	4.6	0.250	2.0 x 3.0	4.7	0.6	4.8	23
68	456	0.031	4.0	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.4	2
69	362	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	8.0	30

DEUXIEME ETAGE (SOUFFLAGE)

1	13990	0.470	8.3	0.774	3.5 x 17.0	38.6	1.2	2.0	77
2	6132	0.243	7.0	0.556	3.5 x 8.0	18.1	1.0	1.2	22
3	530	0.043	4.4	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.7	3
4	5602	0.227	6.9	0.538	3.5 x 7.5	17.3	1.0	3.9	67
5	3468	0.156	6.2	0.446	3.5 x 5.0	10.7	0.8	1.0	11
6	710	0.043	4.6	0.234	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.4	2
7	2758	0.132	5.8	0.410	3.5 x 4.0	9.4	0.8	5.0	47
8	372	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
9	2368	0.119	5.6	0.389	3.5 x 4.0	4.9	0.8	4.8	45
10	540	0.036	4.2	0.214	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.0	4
11	1846	0.098	5.2	0.353	3.0 x 3.5	8.2	0.8	3.9	32
12	540	0.036	4.2	0.214	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.0	4
13	1306	0.075	4.8	0.309	2.5 x 3.5	7.5	0.8	6.9	52
14	528	0.036	4.0	0.214	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.0	4
15	778	0.050	4.3	0.252	2.0 x 3.0	4.7	0.6	6.4	30
16	2134	0.105	5.7	0.366	3.0 x 4.0	8.8	0.8	7.7	68
17	511	0.033	4.3	0.205	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.8	3
18	1623	0.085	5.3	0.329	3.0 x 3.0	7.5	0.8	5.0	38
19	391	0.027	4.0	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.8	3
20	1232	0.069	5.0	0.296	2.5 x 3.0	5.2	0.8	5.1	27
21	333	0.024	3.9	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
22	599	0.055	4.6	0.265	2.0 x 3.0	4.7	0.6	4.8	23
23	534	0.037	4.0	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.5	2
24	356	0.027	3.7	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	6.5	25
25	7874	0.302	7.2	0.620	3.5 x 10.0	25.4	1.2	4.6	117
26	414	0.029	4.0	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.6	10
27	7460	0.289	7.2	0.607	3.5 x 9.5	24.5	1.2	2.2	54
28	309	0.021	4.1	0.164	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
29	7151	0.279	7.1	0.596	3.5 x 9.0	23.6	1.2	2.5	59
30	5119	0.217	6.6	0.526	3.5 x 7.0	16.5	1.0	0.8	13
31	309	0.023	3.8	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
32	4810	0.206	6.5	0.512	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.3	52
33	309	0.022	3.8	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
34	4501	0.195	6.4	0.498	3.5 x 6.0	14.9	0.8	3.3	49
35	309	0.022	3.9	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
36	4192	0.184	6.3	0.484	3.5 x 6.0	14.9	0.8	3.3	49
37	309	0.022	4.0	0.167	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
38	3883	0.174	6.2	0.470	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.3	37
39	309	0.023	3.8	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
40	3574	0.164	6.1	0.457	3.5 x 5.0	10.7	0.8	0.5	5
41	365	0.027	3.7	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.2	8
42	3209	0.151	5.9	0.438	3.5 x 4.5	10.0	0.8	9.8	98
43	463	0.032	4.1	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.5	6
44	2746	0.135	5.7	0.415	3.5 x 4.5	10.0	0.8	3.4	34
45	463	0.032	4.0	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.5	6
46	2283	0.118	5.4	0.388	3.5 x 3.5	8.8	0.8	3.4	30
47	463	0.032	4.0	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.5	6
48	1820	0.100	5.1	0.357	3.0 x 3.5	8.2	0.8	2.8	23
49	908	0.058	4.4	0.272	2.5 x 2.5	3.8	0.6	0.9	3
50	454	0.034	3.7	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.3	5
51	454	0.034	3.7	0.208	1.5 x 2.5	3.8	0.6	4.6	17
52	912	0.058	4.4	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	6.0	28
53	285	0.023	3.5	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.8	11
54	627	0.044	4.0	0.237	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.9	4
55	284	0.023	3.4	0.171	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2

(Suite deuxième étage- Soufflage)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
56	343	0.028	3.5	0.189	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.8	14
57	2032	0.100	5.6	0.357	3.0 x 3.5	8.2	0.8	4.2	34
58	292	0.021	3.9	0.164	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.6	2
59	1740	0.089	5.4	0.337	3.0 x 3.5	8.2	0.8	4.8	39
60	402	0.027	4.1	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.6	2
61	1338	0.073	5.1	0.305	3.0 x 3.0	5.7	0.6	5.9	34
62	475	0.032	4.2	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.6	2
63	863	0.052	4.6	0.257	2.0 x 3.0	4.7	0.6	5.7	27
64	407	0.029	3.9	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.6	2
65	456	0.032	4.0	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	5.7	22

TROISIEME ETAGE (SOUFFLAGE)

1	17810	0.579	8.6	0.859	3.5 x 21.0	57.7	1.5	2.0	115
2	8131	0.311	7.3	0.629	3.5 x 10.0	25.4	1.2	1.3	33
3	619	0.039	4.5	0.223	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.7	3
4	7512	0.293	7.1	0.611	3.5 x 9.5	24.5	1.2	3.8	93
5	3973	0.178	6.2	0.476	3.5 x 5.5	11.3	0.8	1.0	11
6	830	0.050	4.6	0.252	2.0 x 3.0	4.7	0.6	0.3	1
7	3143	0.150	5.8	0.437	3.5 x 5.0	10.7	0.8	4.2	45
8	352	0.027	3.7	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
9	2791	0.137	5.7	0.418	3.5 x 4.5	10.0	0.8	3.2	32
10	402	0.029	3.9	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
11	2389	0.122	5.4	0.394	3.5 x 4.0	9.4	0.8	3.2	30
12	402	0.029	3.8	0.192	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.0	4
13	1987	0.106	5.2	0.367	3.5 x 3.5	8.9	0.8	5.0	45
14	534	0.036	4.1	0.214	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.3	1
15	1453	0.084	4.8	0.327	3.0 x 3.0	5.7	0.6	4.9	28
16	600	0.041	4.0	0.228	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.5	6
17	853	0.056	4.3	0.267	2.0 x 3.0	4.7	0.6	4.3	20
18	426	0.032	3.6	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.9	7
19	427	0.033	3.6	0.205	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.2	12
20	9668	0.361	7.4	0.678	3.5 x 12.0	29.2	1.2	5.3	155
21	506	0.033	4.2	0.205	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.2	12
22	9162	0.346	7.4	0.664	3.5 x 11.5	28.3	1.2	2.1	59
23	368	0.024	4.2	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
24	8794	0.334	7.3	0.652	3.5 x 11.0	27.3	1.2	2.5	68
25	6236	0.257	6.7	0.572	3.5 x 8.5	22.6	1.2	0.8	18
26	372	0.027	3.8	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
27	5864	0.244	6.7	0.557	3.5 x 8.0	18.1	1.0	3.3	60
28	372	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
29	5492	0.231	6.6	0.542	3.5 x 7.5	17.3	1.0	3.3	57
30	372	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
31	5120	0.219	6.5	0.528	3.5 x 7.0	16.5	1.0	3.3	54
32	372	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
33	4748	0.207	6.4	0.513	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.3	52
34	372	0.026	3.9	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.2	5
35	4376	0.195	6.2	0.498	3.5 x 6.5	15.7	1.0	0.6	9
36	684	0.044	4.3	0.237	2.0 x 2.5	4.2	0.6	2.2	9
37	3692	0.171	6.0	0.467	3.5 x 5.5	11.3	0.8	9.7	110
38	524	0.035	4.1	0.211	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
39	3168	0.153	5.8	0.441	3.5 x 5.0	10.7	0.8	3.4	36
40	524	0.036	4.0	0.214	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
41	2644	0.133	5.5	0.411	3.5 x 4.5	10.0	0.8	3.4	34
42	524	0.036	4.1	0.214	1.5 x 2.5	3.8	0.6	1.4	5
43	2120	0.113	5.2	0.379	3.5 x 3.5	8.9	0.8	2.7	24
44	1028	0.064	4.5	0.285	2.0 x 3.5	5.2	0.6	0.8	4
45	514	0.037	3.8	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.4	6
46	514	0.037	3.8	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	4.6	19
47	1092	0.067	4.5	0.292	2.5 x 3.0	5.2	0.6	6.0	31
48	343	0.026	3.6	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	2.8	11
49	749	0.050	4.1	0.252	2.0 x 3.0	4.7	0.6	1.0	5
50	343	0.027	3.5	0.185	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
51	406	0.031	3.6	0.199	1.5 x 2.5	3.8	0.6	3.8	14
52	2558	0.122	5.8	0.394	3.0 x 4.0	9.4	0.8	4.2	39

SUITE TROISIEME ETAGE (SOUFFLAGE)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
53	243	0.024	3.9	0.175	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
54	2215	0.110	5.6	0.374	3.0 x 4.0	9.4	0.8	4.7	44
55	483	0.032	4.2	0.202	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
56	1732	0.092	5.3	0.342	3.0 x 3.5	8.2	0.8	5.8	48
57	534	0.036	4.2	0.214	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.5	2
58	1198	0.070	4.8	0.299	2.5 x 3.0	5.2	0.6	5.6	29
59	568	0.039	4.0	0.223	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.6	3
60	630	0.042	4.1	0.231	1.5 x 3.0	4.2	0.6	5.6	24
61	3539	0.161	6.1	0.453	3.5 x 5.0	10.7	0.8	8.0	86
62	998	0.057	4.8	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
63	2541	0.125	5.6	0.399	3.5 x 4.0	9.4	0.8	5.0	47
64	988	0.059	4.7	0.274	2.5 x 3.0	5.2	0.6	0.2	1
65	1553	0.085	5.1	0.329	3.0 x 3.0	7.5	0.8	4.6	35
66	355	0.026	3.8	0.182	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.4	2
67	1198	0.070	4.8	0.298	2.5 x 3.0	5.2	0.6	4.8	25
68	513	0.036	4.0	0.214	1.5 x 2.5	3.8	0.6	0.4	2
69	685	0.046	4.2	0.242	2.5 x 2.5	3.8	0.6	8.0	30

REZ-DE-CHAUSSEE / REPRISE

1	15541	0.560	7.7	0.844	3.5 x 20.0	44.3	1.2	4.0	177
2	5463	0.242	6.3	0.555	3.5 x 7.5	17.3	1.0	3.0	52
3	1068	0.064	4.6	0.285	2.0 x 3.5	5.2	0.6	2.5	13
4	4395	0.206	5.9	0.512	3.5 x 6.5	15.7	1.0	1.8	10
5	825	0.053	4.3	0.260	1.5 x 4.0	5.2	0.6	2.4	12
6	3570	0.176	5.6	0.473	3.5 x 5.5	11.3	0.8	2.1	24
7	1069	0.066	4.5	0.290	2.5 x 3.0	5.2	0.6	2.5	13
8	2501	0.135	5.2	0.415	3.5 x 4.5	10.0	0.8	6.1	61
9	1250	0.078	4.4	0.315	2.5 x 3.5	7.5	0.8	3.7	28
10	1251	0.078	4.4	0.315	2.5 x 3.5	7.5	0.8	2.5	19
11	10078	0.400	7.0	0.714	3.5 x 13.5	32.0	1.2	9.9	317
12	3838	0.180	5.9	0.479	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.0	34
13	1919	0.104	5.1	0.364	3.0 x 4.0	8.8	0.8	2.9	26
14	1919	0.104	5.1	0.364	3.0 x 4.0	8.8	0.8	2.9	26
15	6240	0.276	6.3	0.593	3.5 x 9.0	23.6	1.2	4.8	113
16	1248	0.075	4.6	0.309	2.0 x 4.5	8.2	0.8	0.5	4
17	4992	0.233	5.9	0.545	3.5 x 7.5	13.8	0.8	2.5	35
18	1248	0.076	4.6	0.311	2.5 x 3.5	7.5	0.8	0.7	5
19	3744	0.188	5.5	0.489	3.5 x 6.0	13.2	0.8	5.2	69
20	1248	0.078	4.5	0.315	2.5 x 3.5	7.5	0.8	0.7	5
21	2496	0.138	5.0	0.419	3.5 x 4.5	10.0	0.8	1.2	42
22	1248	0.069	5.0	0.296	2.5 x 3.0	5.2	0.6	2.8	15
23	1248	0.069	5.0	0.296	2.5 x 3.0	5.2	0.6	6.6	34

PREMIER ETAGE / REPRISE

1	13919	0.521	7.4	0.841	3.5 x 16.0	36.7	1.2	2.6	95
2	6952	0.260	7.4	0.575	3.5 x 8.5	22.6	1.2	4.5	102
3	632	0.038	4.6	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
4	6320	0.239	7.3	0.552	3.5 x 7.5	17.3	1.0	3.6	62
5	632	0.039	4.5	0.223	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
6	5688	0.215	7.3	0.523	3.5 x 7.0	16.5	1.0	1.1	18
7	632	0.038	4.6	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	1.4	6
8	5056	0.197	7.1	0.500	3.5 x 6.5	15.7	1.0	2.5	39
9	632	0.037	4.7	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
10	4424	0.178	6.9	0.476	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.6	41
11	632	0.037	4.7	0.217	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
12	3792	0.159	6.6	0.450	3.5 x 5.0	10.7	0.8	3.6	39
13	632	0.038	4.7	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
14	3160	0.139	6.3	0.421	3.5 x 4.5	10.0	0.8	5.5	55
15	632	0.038	4.7	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
16	2528	0.117	6.0	0.386	3.5 x 4.0	9.4	0.8	3.3	31
17	632	0.038	4.6	0.220	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1

SUITE PREMIER ETAGE / REPRISE

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
18	1896	0.094	5.6	0.346	3.5 x 3.5	8.9	0.8	2.5	22
19	632	0.039	4.5	0.223	1.5 x 3.0	4.2	0.6	4.0	17
20	1264	0.069	5.1	0.296	2.5 x 3.0	5.2	0.6	0.8	4
21	632	0.040	4.4	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	0.2	1
22	632	0.040	4.4	0.226	1.5 x 3.0	4.2	0.6	3.3	14
23	6967	0.303	6.4	0.621	3.5 x 10.0	25.4	1.2	4.4	112
24	632	0.044	4.0	0.237	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
25	6335	0.281	6.3	0.598	3.5 x 9.0	23.6	1.2	3.5	83
26	632	0.046	3.8	0.242	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
27	5703	0.253	6.3	0.568	3.5 x 8.0	18.1	1.0	3.5	63
28	632	0.046	3.9	0.242	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
29	5071	0.231	6.1	0.542	3.5 x 7.5	17.3	1.0	3.5	61
30	633	0.044	4.0	0.237	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
31	4438	0.209	5.9	0.516	3.5 x 6.5	15.7	1.0	3.5	55
32	634	0.043	4.0	0.234	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
33	3804	0.186	5.7	0.487	3.5 x 6.0	14.9	1.0	4.7	70
34	634	0.044	4.0	0.237	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
35	3170	0.155	5.7	0.444	3.5 x 5.0	10.7	0.8	4.0	43
36	634	0.042	4.2	0.231	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
37	2536	0.131	5.4	0.408	3.5 x 4.0	9.4	0.8	4.0	38
38	634	0.043	4.1	0.234	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
39	1902	0.105	5.0	0.366	3.0 x 4.0	8.8	0.8	4.0	35
40	634	0.043	4.1	0.234	2.0 x 2.5	4.2	0.6	0.2	1
41	1268	0.077	4.6	0.313	3.0 x 3.0	7.5	0.8	3.0	23
42	632	0.045	3.9	0.239	2.0 x 2.5	4.2	0.6	2.4	10
43	636	0.045	3.9	0.239	2.0 x 2.5	4.2	0.6	2.4	10

DEUXIEME ETAGE / REPRISE

1	13990	0.541	7.2	0.830	3.5 x 20.0	44.3	1.2	2.0	89
2	6592	0.298	6.2	0.616	3.5 x 10.0	25.4	1.2	4.1	104
3	822	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
4	5770	0.269	6.0	0.585	3.5 x 8.5	22.6	1.2	1.3	29
5	822	0.056	4.1	0.267	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
6	4948	0.240	5.7	0.553	3.5 x 7.5	17.3	1.0	10.5	182
7	822	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.6	3
8	4126	0.209	5.5	0.516	3.5 x 6.5	15.7	1.0	4.8	75
9	830	0.057	4.1	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	1.6	8
10	3296	0.176	5.2	0.473	3.5 x 5.5	11.3	0.8	1.9	21
11	826	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
12	1470	0.142	4.8	0.425	3.5 x 4.5	10.0	0.8	3.4	34
13	826	0.059	3.9	0.274	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
14	1644	0.104	4.4	0.364	3.5 x 3.5	8.9	0.8	3.4	30
15	822	0.060	3.8	0.276	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
16	822	0.060	3.8	0.276	2.5 x 2.5	4.7	0.6	3.6	17
17	7398	0.329	6.2	0.647	3.5 x 11.0	27.3	1.2	4.1	112
18	822	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
19	6576	0.301	6.1	0.619	3.5 x 10.0	25.4	1.2	4.3	109
20	822	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
21	5754	0.272	5.9	0.588	3.5 x 9.0	23.6	1.2	4.3	101
22	822	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
23	4932	0.243	5.6	0.556	3.5 x 8.0	18.1	1.0	4.3	78
24	822	0.058	4.0	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
25	4110	0.212	4.4	0.520	3.5 x 6.5	15.7	1.0	5.7	89
26	822	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
27	3288	0.179	5.1	0.477	3.5 x 5.5	11.3	0.8	4.0	45
28	822	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
29	2466	0.144	4.8	0.428	3.5 x 4.5	10.0	0.8	4.0	40
30	822	0.059	3.8	0.274	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
31	1644	0.105	4.3	0.365	3.0 x 4.0	8.8	0.8	4.0	35
32	822	0.061	3.7	0.279	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
33	822	0.061	3.7	0.279	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1

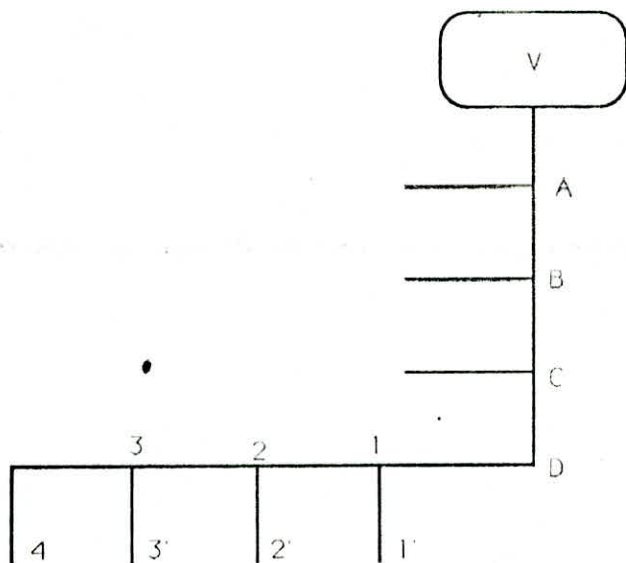
TROISIEME ETAGE (REPRISE)

TRONCON	D	S	V	De	H x La	Pl	Ep	Lo	P
1	17810	0.666	7.4	0.921	3.5 x 25.0	89.5	2.0	2.6	233
2	8903	0.386	6.4	0.701	3.5 x 13.0	31.1	1.2	4.5	140
3	810	0.056	4.0	0.267	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
4	8093	0.359	6.3	0.676	3.5 x 12.0	29.2	1.2	3.6	105
5	810	0.059	3.8	0.274	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
6	7283	0.330	6.1	0.648	3.5 x 11.0	27.3	1.2	1.1	30
7	810	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	1.4	7
8	6473	0.302	6.0	0.620	3.5 x 10.0	25.4	1.2	2.5	64
9	810	0.057	3.9	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
10	5663	0.273	5.8	0.590	3.5 x 9.0	23.6	1.0	3.6	85
11	809	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
12	4854	0.244	5.5	0.557	3.5 x 8.5	22.6	1.0	3.6	81
13	809	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
14	4045	0.213	5.3	0.521	3.5 x 7.0	16.5	1.0	5.5	91
15	809	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
16	3236	0.180	5.0	0.479	3.5 x 5.5	11.3	0.8	3.3	37
17	809	0.059	3.8	0.274	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
18	2427	0.145	4.7	0.430	3.5 x 4.5	10.0	0.8	2.5	25
19	809	0.060	3.8	0.276	2.5 x 2.5	4.7	0.6	4.0	19
20	1618	0.106	4.2	0.367	3.5 x 3.5	8.9	0.8	0.8	7
21	809	0.061	3.7	0.279	2.0 x 3.5	5.2	0.6	0.2	1
22	809	0.061	3.7	0.279	2.0 x 3.5	5.2	0.6	3.3	17
23	8907	0.386	6.4	0.701	3.5 x 13.0	31.1	1.2	4.4	137
24	810	0.056	4.0	0.267	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
25	8097	0.359	6.3	0.676	3.5 x 12.0	29.2	1.2	3.5	102
26	810	0.059	3.8	0.274	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
27	7287	0.330	6.1	0.648	3.5 x 11.0	27.3	1.2	3.5	96
28	810	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
29	6477	0.302	6.0	0.620	3.5 x 10.0	25.4	1.2	3.5	89
30	810	0.057	3.9	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
31	5667	0.273	5.8	0.590	3.5 x 9.0	23.6	1.2	3.5	83
32	810	0.057	4.0	0.269	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
33	4857	0.244	5.5	0.557	3.5 x 8.0	18.1	1.0	4.7	85
34	809	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
35	4048	0.213	5.3	0.521	3.5 x 7.0	16.5	1.0	4.0	66
36	809	0.058	3.9	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
37	3239	0.180	5.0	0.479	3.5 x 5.5	11.3	0.8	4.0	45
38	809	0.059	3.8	0.272	2.5 x 2.5	4.7	0.6	0.2	1
39	2430	0.145	4.7	0.430	3.5 x 4.5	10.0	0.8	4.0	40
40	809	0.060	3.8	0.276	2.0 x 3.5	5.2	0.6	0.2	3
41	1621	0.106	4.2	0.367	3.5 x 3.5	8.9	0.8	3.0	27
42	809	0.061	3.7	0.279	2.0 x 3.5	5.2	0.6	2.4	12
43	812	0.062	3.7	0.281	2.0 x 3.5	5.2	0.6	4.7	24

Pour les cas particuliers que sont la cuisine au rez-de-chaussée et les sanitaires à chaque étage, on prévoira pour la première une hotte d'extraction comme il a été suggéré au chapitre "Bilan thermique de climatisation", elle permettra d'extraire mécaniquement **10 volumes-heure** (réf.1), ce qui correspond à un débit de **463 m3/h**. Pour les sanitaires, un système d'extraction contrôlée relié à l'éclairage permettra d'évacuer **5 volumes-heure**, ce qui correspond à un débit de **42 m3/h** (réf.1) pour chaque W.C.

L'extraction se fera donc pour la cuisine et les sanitaires, dans le premier cas un calcul ne sera pas nécessaire d'autant plus qu'on ne connaît pas la disposition du matériel de cuisine pour pouvoir situer la hotte d'extraction prévue, dans le second cas une bouche d'extraction sera placée dans chaque sanitaire.

La méthode de la perte de charge linéaire constante est valable dans le cas de l'extraction, le calcul qui va suivre en est une application.



Pour une vitesse dans le tronçon principal de **5.0 m/s** , nous aurons une perte de charge de **0.15 mm CE/m** , la correction pour l'altitude étant de **0.885** (réf.1).

tronçon	débit	section	vitesse	diamètre équi.	perte de charge
O-A	672	0.037	5.0	0.218	0.56
A-B	504	0.030	4.7	0.195	2.00
B-C	336	0.022	4.3	0.167	2.00
C-D	168	0.013	3.8	0.125	2.12
1-1'	42	0.004	2.8	0.073	-----
1-2	126	0.011	3.3	0.118	1.16
2-2'	42	0.004	2.8	0.073	-----
2-3	84	0.008	2.9	0.101	0.96
3-3'	42	0.004	2.8	0.073	-----
3-4	42	0.004	2.8	0.073	0.95

Nous avons les mêmes tronçons pour les quatre étages , c'est pourquoi , nous n'avons calculé que celui du rez-de-chaussée afin de pouvoir y inclure le calcul de la perte de charge , étant donné que c'est le tronçon le plus long .

V.3 - Calcul des pertes de charges

Il est évident, du principe même de la méthode choisie, que le tronçon de plus grande résistance pour le soufflage est celui compris entre le ventilateur et la bouche n° 51 du troisième étage. En utilisant les tables des pertes de charge (réf.2), on obtient le tableau suivant, relatif au tronçon O - 51.

Tronçon	Coudes et transformations	Longueur (m)	Longueur équivalente (m)	Perte de charge (mm CE)
O - A	2 coudes ss aubes	6.0	25.2	
A - B	1 coude ss aubes	3.7	5.0	
B - C	1 coude ss aubes	3.7	5.0	
C - D	1 coude av aubes	4.7	6.0	
1	1 coude ss aubes	2.0	4.6	
20	1 coude av aubes	5.3	1.4	
	1 coude ss aubes		4.6	
22	1 piquage	2.1		2.0
24	1 coude ss aubes	2.5	2.4	
25	1 piquage	0.8		1.8
27	1 piquage	3.3		2.0
29	1 piquage	3.3		1.8
31	1 piquage	3.3		1.8
33	1 piquage	3.3		1.8
35	1 piquage	0.6		2.0
37	1 coude av aubes	9.7	3.4	
	1 piquage			2.0
39	1 piquage	3.4		2.0
41	1 piquage	3.4		2.0
43	1 coude ss aubes	2.7	2.1	
47	2 coudes ss aubes	6.0	2.7	
49	1 piquage	1.0		1.2
51	gaine	3.8		

Pour la reprise, le tronçon de plus grande longueur équivalente est celui qui relie la centrale de traitement d'air à la bouche de reprise n° 43 au troisième étage, nous avons donc le tableau suivant :

O - A	2 coudes ss aubes	6.0	25.7	
A - B	1 coude ss aubes	3.7	4.5	
B - C	1 coude ss aubes	3.7	4.5	
C - D	1 coude av aubes	4.7	2.2	
1	1 coude av aubes			
	1 coude ss aubes	2.6	7.5	
23	1 piquage	4.4		1.8
25	1 piquage	3.5		1.6
27	1 piquage	3.5		1.8
29	1 piquage	3.5		1.8
31	1 piquage	3.5		1.8
33	2 coudes ss aubes	4.7	5.4	
35	1 piquage	4.0		1.7
37	1 piquage	4.0		1.7
39	1 piquage	4.0		1.6
41	1 coude ss aubes	3.0	2.4	
43	1 coude ss aubes	4.7	1.5	

CHAPITRE VIII

DIMENSIONNEMENT DE LA CENTRALE DE TRAITEMENT D' AIR

Un local technique a été réservé pour l' installation de la centrale de traitement de l' air, il se situe au rez-de-chaussés et possède une surface largement suffisante pour abriter le matériel de conditionnement de l' air . On peut remarquer cependant , que le local est adjaçant à une salle de conférence ce qui est fortement déconseillé et nous oblige donc à prévoir un matériel d' insonorisation étant donné les vitesses d'écoulement de l'air .

I. SECTIONS D' UNE CENTRALE DE TRAITEMENT DE L' AIR

Le caisson d' une centrale doit- être construit de manière à lui donner une forme régulière pour éviter la stratification et avoir un écoulement le plus régulier possible de l' air , ce qui fait diminuer les pertes de charges.

Les éléments de la centrale doivent- être co-axiaux pour les raisons citées précédemment, et ç' est la batterie de froid ou les filtres à air qui imposent les dimensions et la forme générale du caisson .

I.1 - Prise d'air extérieur

Cette prise d'air doit- être située à une hauteur suffisante pour diminuer l' entraînement des poussières , en outre , des louvres seront disposés de manière à éviter au maximum la pénétration de l'eau ou de la neige .

I.2 - Registres à volets

Ces registres assurent trois fonctions importantes:

- 1 - Contrôle et mélange des débits d' air extérieur et de reprise .
- 2 - By pass de l' air autour des batteries.
- 3 - Contrôle des débits d' air mis en mouvement par leventilateur.

I.3 - Filtres

La disposition de filtres le long du parcours de l' air dans la centrale est indispensable pour un traitement complet et efficace de l'air . Ces filtres permettent l' élimination des poussières et des mauvaises odeurs. Dans certaines applications , les salles blanches par exemple , la surface de filtration devient très importante et la sélection des filtres est très poussée .

I.4 - Batterie de chauffe

Dans le cas présent , elle fonctionne avec de l' eau chaude . Comme tout échangeur , la chaleur transférée dépend du nombre de rangs , de l' écartement des ailettes , de la vitesse, etc... Dans certains cas , on est obligé d'utiliser une batterie de préchauffe en aval d'un registre antigél qui fait passer l'air extérieur à la température de 0 °C .

I.5 - Batterie de froid

Alimentée en eau glacée, elle refroidit et déshumidifie l'air. La vitesse frontale est limitée pour éviter l'entraînement de l'eau de déshumidification. On prévoit un bac pour la récupération de l'eau.

I.6 - Laveur d'air

Dans notre cas, le laveur est utilisé pour humidifier l'air en hiver. Un éliminateur de gouttelettes est installé en aval du laveur d'air pour éviter l'entraînement des gouttelettes d'eau avec l'air de soufflage. L'éliminateur et le laveur constitue un bloc unique.

I.7 - Bypassage de l'air

Ce système peut-être utilisé en climatisation dans les deux cas suivants. Premièrement, lorsque le ESHF est faible, le ΔT au soufflage est trop grand pour permettre une répartition correcte de l'air. Deuxièmement, le bypassage de l'air de reprise est utilisé comme moyen de régulation de la puissance fournie aux charges intermédiaires, et donc de la température, mais cette application est valable même pour le chauffage. Dans ces conditions le bypass reste fermé à pleine charge et lorsque la température intérieure tend à baisser (climatisation) ou à augmenter (chauffage), un thermostat d'ambiance module l'ouverture du registre de bypass de façon à adapter la puissance fournie aux besoins.

Le bypass a pour autre avantage, l'augmentation du taux de brassage dans le local et donc contribue à la diminution du phénomène de stratification.

I.8 - Ventilateur et moteur d'entraînement

Deux possibilités s'offrent à nous, on peut avec un seul ventilateur assurer le soufflage et la reprise, ou bien on prévoit deux ventilateurs, un pour le soufflage et l'autre pour la reprise. Les ventilateurs utilisés sont centrifuges, les double-ouïes sont assez fréquemment employés.

L'un des principaux problèmes auxquels on est confronté, se trouve être celui bruit. C'est pourquoi, un soin particulier sera apporté quant à la fixation, des supports antivibratiles sont indispensables.

Le ventilateur est lié au moteur d'entraînement électrique par des courroies qui assurent la transmission du mouvement, un jeu de poulies existe et permet de faire varier la vitesse.

II - DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE LA CENTRALE

II.1. Taille de la centrale

Pour une vitesse frontale de 3.0 m/s et un débit de 61261 m³/h, nous aurons une centrale de taille W 63 ce qui pour une batterie sans bypass interne correspond à (réf.5):

$$\begin{aligned} H \times L &= 2140 \times 2725 && \text{mm} \times \text{mm} \\ Sf &= 5.832 && \text{m}^2 \end{aligned}$$

ou : H _ hauteur,
L _ longueur,
Sf _ surface frontale.
(W _ pour water)

II.2 - Vitesse frontale réelle

Toutes les pertes de charge côté air à travers les différentes sections et accessoires (sauf pour

les filtres) sont fonction de la vitesse frontale réelle , elle est égale à (réf.5) :

$$V_{fr} = Dt / Sf$$

où : V_{fr} - vitesse frontale réelle (m/s) ,
 Dt - débit total d'air (m³/s) ,
 Sf - surface frontale (m²) .

$$V_{fr} = 17.1 / 5.832 = 2.90 \text{ m/s}$$

II.3 - Section de mélange

Nous utiliserons une section de mélange sans préfiltration (atmosphère limpide) . Le pourcentage d'air extérieur est de 11% . La perte de charge à travers les registres est déterminée comme suit (réf.5):

- Volets ouverts à 100 % avec une vitesse frontale de 2.90 m/s :

$$\Delta P1 = 31 \text{ Pa}$$

- Facteur de correction pour volets ouverts à 11% est égale à 1.04

$$\Delta P1 = 31 \times 1.04 = 32.2 \text{ Pa} = 3.3 \text{ mm CE}$$

II.4 - Batterie de chauffe

a - sélection

Le débit étant égal à 61261 m³/h , et l'écart de température $\Delta T_{air} = T_{sortie} - T_{entrée}$ est égal à :

$$\Delta T_{air} = 34.0 - 17.5 = 16.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

on a la puissance de la batterie qui est égale à :

$$Q = 677/760 \cdot 0.29 \cdot Dt \cdot \Delta T_{air}$$

soit :

$$Q = 261\,120 \text{ kcal/h} = 303.6 \text{ kW}$$

Pour la sélection , on définit la puissance par unité de surface et qui égale à :

$$Q/m^2 = Q / Sf$$

donc :

$$Q/m^2 = 303.6 / 5.832 = 52 \text{ kW/m}^2$$

Connaissant la puissance par mètre-carré de surface de la batterie 2 rangs pour une vitesse frontale (V_f) de 2.90 m/s et une température d'entrée d'air (T_{ea}) de 17.5°C , on doit choisir une batterie qui assure une puissance égale ou supérieure à 52 kW/m² (réf.5).

Espacement d'ailettes : AL4 (4 mm)
Puissance calorifique par m² de surface : $Q/m^2 = 104.6 \text{ kW/m}^2$
Débit d'eau par m² de surface : $L/s.m^2 = 1.122 \text{ l/s.m}^2$

b - débit d'eau requis

$$Dec = D \cdot Fcl \cdot Sf$$

- où : **Dec** - débit d'eau chaude (l/s) ,
D - débit d'eau par m² de surface (l/s.m²) ,
Fcl - facteur de correction pour la longueur = 0.97 ,
Sf - surface frontale (m²) .

$$\text{Dec} = 1.122 \cdot 0.97 \cdot 5.832 = 6.35 \text{ l/s}$$

c - vitesse d'eau dans les tubes

Epaisseur des tubes standards : 0.5 mm

$$\text{Ve} = f \cdot \text{Dec} / \text{Hc}$$

- où : **Ve** - vitesse d'eau (m/s) ,
f - facteur qui dépend de l'acier utilisé, il est égal à 204 pour les tubes en cuivre ,
Hc - hauteur du collecteur (mm) .

$$\text{Ve} = 204 \cdot 6.35 / 1530 = 0.85 \text{ m/s}$$

d - perte de charge côté air

La vitesse frontale est de 2.90 m/s , ce qui nous donne d'après la courbe (réf.5) une perte de charge de : (correction pour température : 0.82)

$$\Delta P_2 = 75 \times 0.82 = 62.32 \text{ Pa} = 6.35 \text{ mm CE}$$

e - perte de charge côté eau

- vitesse dans les tubes : 0.85 m/s
- longueur de la batterie: 2725 mm

La perte de charge est d'après la courbe (réf.5) :

- dans le collecteur : 2.00 KPa
- dans les tubes : 2.9 x 2(rangs) = 5.8 KPa

La perte de charge totale côté eau est :

$$\Delta P_e = 7.8 \text{ KPa}$$

II.5 - Laveur d'air

a - sélection

- *conditions d'entrée BS/BH = 34.0 °C / 17.2 °C
- *conditions de sortie BS/BH = 28.7 °C / 17.2 °C

$$\text{Rendement d'humidification} = (34.0 - 28.7) / (34.0 - 17.2) = 32 \%$$

D'après la courbe (réf.5) , le laveur sélectionné est un **L60** , taille **63** de **16m³/h** de débit à **33** gicleurs .

b - perte de charge côté air

D'après la fig (réf.5) , la perte de charge pour le type de laveur choisi est :

$$\Delta P_3 = 92 \text{ Pa} = 9.38 \text{ mm CE}$$

correction dûe à la température = 0.95 , d'où : $\Delta P3 = 8.9 \text{ mm CE}$

II. 6 - Batterie de froid

La puissance de la batterie a déjà été calculée , elle est égale à :

$$Q = 208\,812 \text{ kcal/h} = 243 \text{ kW}$$

a - débit d'eau requis

Température de l'eau : $6^\circ\text{C} / 12^\circ\text{C}$ (aller-retour)

$$\text{Def} = Q / \Delta T \cdot 3600$$

où : Def - débit d'eau froide (l/s) ,
Q - puissance frigorifique (kcal/h) ,
 $\Delta T = 6^\circ\text{C}$.

donc : $\text{Def} = 9.67 \text{ l/s}$

b - vitesse d'eau dans les tubes

On garde les mêmes références que les tubes de la batterie de chauffe (réf.5) , la vitesse s'exprime alors par :

$$V_e = f \cdot \text{Def} / H_c$$

donc : $V_e = 204 \cdot 9.67 / 1530 = 1.29 \text{ m/s}$

c - sélection de la batterie

La puissance par unité de surface est donnée par :

$$Q/m^2 = Q / S_f$$

d'où : $= 41.67 \text{ kW} / \text{m}^2$

Les conditions d'entrée et de sortie de la batterie sont :

entrée :	$T_s = 27.0^\circ\text{C}$	HR = 47 %	$T_h = 18.5^\circ\text{C}$
sortie :	$T_s = 15.3^\circ\text{C}$	HR = 92 %	$T_h = 14.5^\circ\text{C}$

La batterie sélectionnée est une batterie (réf.5) :

- 2 rangs ,
- 58.8 kW/m^2 de puissance surfacique ,
- $15.4^\circ\text{C} / 14.4^\circ\text{C}$ de températures sèche et humide à la sortie .

C'est donc une **W2 rangs AL4**

d - perte de charge côté air

D'après la fig (réf.5) avec une vitesse de 2.90 m/s (déshumidification) , la perte de charge côté air est de :

$$\Delta P4 = 10 \text{ mm CE}$$

e - perte de charge côté eau

- vitesse de l'eau dans les tubes : 1.29 m/s
- longueur de la batterie : 2725 mm

D'après la table (réf.5) :

- perte de charge dans le collecteur : 2.11 KPa
- perte de charge par rang : 2.62 KPa

La perte de charge totale est :

$$\Delta P_e = 7.35 \text{ KPa}$$

II.7 - Filtres

a - sélection

Nous adopterons un rendement de filtration de **80%** , les filtres que l'on utilise, en général , pour ce genre d'application sont les filtres à poches type V (réf.5), la profondeur des poches est de **900mm** .

Le filtre choisi est un filtre **type V superfine** , son efficacité est de **83%** .

b - vitesse d'air sur le média

La surface effective de filtration est d'après la table (réf.5), batterie taille **63** :

$$S_{ft} = 29.28 \text{ m}^2$$

La vitesse d'air sur le média est donc de :

$$V = Dt \text{ (m}^3\text{/s)} / S_{ft}$$

donc :

$$V = 0.60 \text{ m/s}$$

c - perte de charge côté air

D'après la figure (réf.5) , à 0.60 m/s de vitesse d'air sur le média filtrant , la perte de charge côté air est :

$$\Delta P_5 = 360 \text{ Pa} = 37 \text{ mm CE}$$

II.8 - Ventilateur

La pression statique totale qui doit-être vaincue par le ventilateur (ou les ventilateurs) peut-être décomposée en deux parties :

- pression statique externe (dans le réseau) ,
- pression statique interne (dans la centrale) .

*Perte de charge dans le réseau , elle même se compose de la perte de charge dans le réseau de soufflage et de celle dans le réseau de reprise :

$$\Delta P_{ext.} = \Delta P \text{ souffl.} + \Delta P \text{ repri.}$$

où : $\Delta P \text{ souffl.} = \Delta P \text{ gaine} + \Delta P \text{ diffuseur} = 25.3 + 4 = 29.3 \text{ mm CE}$ (voir chapitre "réseau de gaine")

$\Delta P \text{ repri.} = \Delta P \text{ gaine} + \Delta P \text{ grille de reprise} = 17.9 + 5 = 22.9 \text{ mm CE}$

d'où : $\Delta P_{ext.} = 29.3 + 22.9 = 52.2 \text{ mm CE}$

*Perte de charge dans la centrale; on a déjà donné la perte de charge à travers chaque élément de la centrale, la perte de charge interne sera donc égale à :

$$\Delta P_{int.} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5$$

d'où : $\Delta P_{int.} = 3.3 + 6.3 + 8.9 + 10.0 + 37.0 = 65.5 \text{ mm CE}$

Le facteur de correction dû à l'altitude a été introduit dans les chapitres précédents et est égal à : **0.885**.(réf.2)

d'où : $\Delta P_{int.} = 58.0 \text{ mm CE}$

La perte de charge totale est donc :

$$\Delta P_{tot.} = 110.2 \text{ mm CE} = 1080 \text{ Pa}$$

Le ventilateur sélectionné d'après la table a pour référence **AF 927 MP** , il possède les caractéristiques suivantes :

- AF pour pales aéroprofilées à réaction ,
- 927 pour diamètre du ventilateur (mm) , (réf.5)
- MP pour moyenne pression .

- pour l'hiver , vitesse de rotation : 17×1.12 (correction pour ΔT et altitude) = 20.4 tr/s
puissance absorbée : 22×1.25 (//) = 27.5 kW
- pour l'été , en conservant la vitesse de rotation corrigée de 20.4 tr/s

$$\text{puissance absorbée} = P \text{ corrigée} \times \frac{(273 + \text{temp. de sortie de batterie chaude})}{(273 + \text{temp. de sortie de batterie froide})}$$

d'où : $\text{puissance absorbée} = 27.5 \times (273 + 34)/(273 + 15.3) = 29.3 \text{ kW}$

CHAPITRE IX

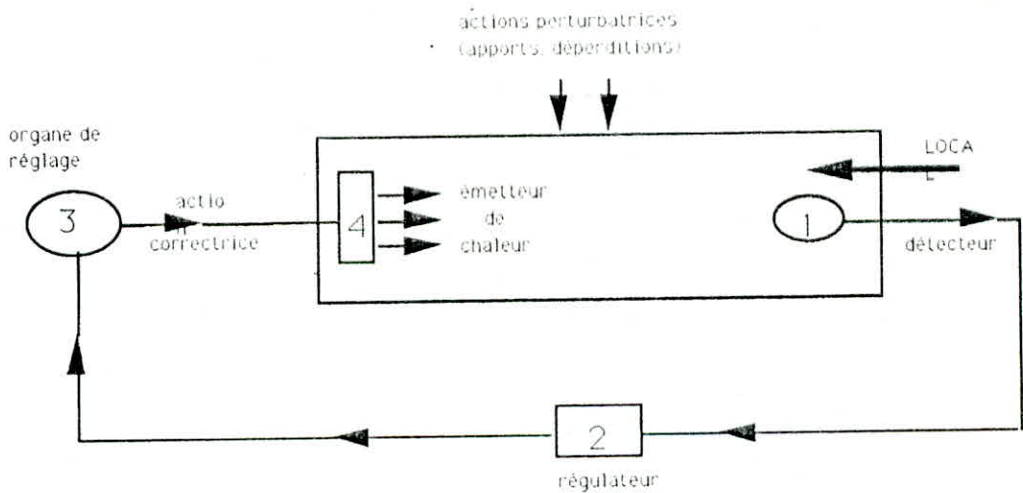
RÉGULATION

La régulation est très importante pour les installations de conditionnement de l'air, sa fonction principale est de rendre automatique le fonctionnement de ces installations, elle permet aussi d'assurer dans les locaux des conditions constantes sans parler de la diminution des frais d'exploitation qu'elle implique.

La régulation peut se concevoir pour le contrôle de la température ou celui de l'humidité. Dans notre cas, on accentuera notre étude sur la régulation de la température, celle de l'humidité peut en résulter, surtout dans notre cas.

I - PRINCIPES GÉNÉRAUX

Une boucle de régulation de température peut être représentée de la façon suivante (chauffage) :



- Le local est soumis à **des actions perturbatrices** qui font varier sa température et provoquent un **écart** par rapport à la valeur (point de consigne) affichée au **régulateur (2)**.

- Le **détecteur (1)** mesure la température du local (dans ce cas) et envoie un signal au **régulateur (2)**.

- Le **régulateur (2)** compare le signal envoyé par le détecteur à son point de consigne et, en fonction de l'écart envoie un ordre à l'**organe de réglage (3)**.

- L'**organe de réglage**, qui peut être par exemple une vanne motorisée, obéit à l'ordre de commande en introduisant une action correctrice qui modifie le comportement de l'**émetteur de chaleur (4)**.

- L'**émetteur de chaleur (4)** augmente ou diminue son émission et corrige ainsi l'écart initial.

II - CARACTERISTIQUES D'UNE BONNE REGULATION

1- La vitesse de réaction

Le système de régulation doit pouvoir réagir suffisamment vite , mais pas trop vite au risque de provoquer un régime instable . Les caractéristiques qui interviennent alors sont le **temps de réponse du détecteur** et la **sensibilité du régulateur** .

2- La correction

L'organe de réglage (par exemple une vanne 3 voies) doit introduire une action correctrice graduée, suffisante pour être capable de rectifier l'écart , mais sans être trop forte ; toujours pour éviter le régime instable. Intervient alors la **constante de temps** du système régulé , cette constante correspond au temps nécessaire pour compenser les $\frac{2}{3}$ d'une variation de température , elle est fonction de l'inertie thermique du système .

3- Le point de consigne

Ce point doit être correct , pour se faire , le régulateur devra être bien calibré .

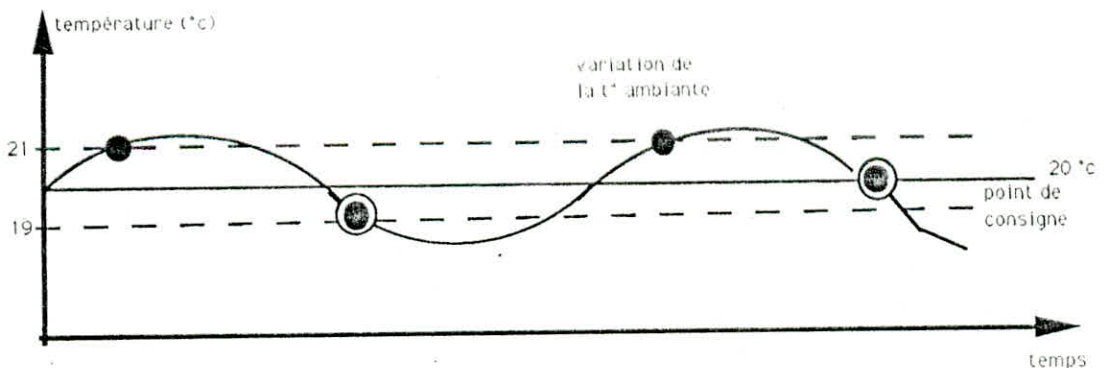
III - TYPES DE REGULATION

On peut considérer qu'il existe deux types de régulation selon le principe de fonctionnement

III.1 - Régulation " Tout ou Rien "

Dans une telle régulation , le thermostat est réglé à un certain "**point de consigne**" , il possède en outre un certain "**différentiel**" , quelque fois réglable , le plus souvent fixe et qui , pour des raisons pratiques , est rarement inférieur à 1°C en valeur absolue .

Pour le chauffage , par exemple , dans le cas d'un point de consigne de réglé à 20°C , la courbe ci- dessous nous donne une idée de l'évolution de la température ;



Les points . correspondent à l'arrêt du chauffage.

Les points entourés correspondent à sa mise en route .

En fait , l'inertie du système de chauffage et celle du bâtiment font que la température ambiante varie dans des limites nettement plus larges que la bande $19^{\circ}\text{C} / 21^{\circ}\text{C}$, d' où inconfort et surcoût énergétique . Ce type de régulation n' est applicable qu' aux dispositifs individuels comme les ventilo ou les éjecto - convecteurs.

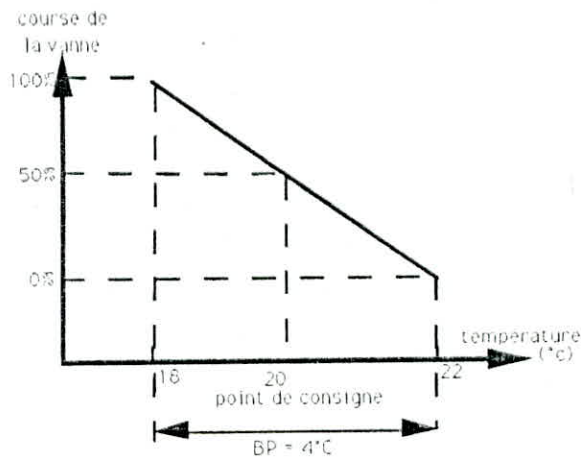
III.2 - Régulation proportionnelle

Pour une telle régulation , l'organe de réglage peut prendre toutes les positions intermé-

diaires entre la fermeture et l'ouverture totales . Son déplacement par rapport à la position de fermeture totale, ou par rapport à la position à mi-course , est proportionnel à l'écart entre la température mesurée par le détecteur et le point de consigne du régulateur . Cependant , l'utilisation de la régulation proportionnelle nous oblige à connaître certaines caractéristiques qui sont :

a- bande proportionnelle (BP) , c'est la variation de température (ou plus généralement de la grandeur à régler) qui provoque un déplacement de 0 à 100% de l'organe de réglage (course totale de la vanne) , l'exemple ci-dessous correspond à un point de consigne de 20°C et une BP de 4°C .

b- écart permanent de réglage , pour une charge donnée , l'organe de réglage ne se stabilise que pour un certain écart qui est évidemment inférieur à la bande proportionnelle . Pour réduire cet écart , on doit bien sûr réduire la BP , ce qui risque de provoquer un régime instable comme on l'a dit précédemment . C'est pourquoi , on utilise en général des régulateurs à BP variable .



IV - VANNES

Le bon fonctionnement d'une régulation dépend non seulement de la partie électronique , mais aussi de l'organe de réglage qui est le plus souvent une vanne . Une vanne de régulation est caractérisée par :

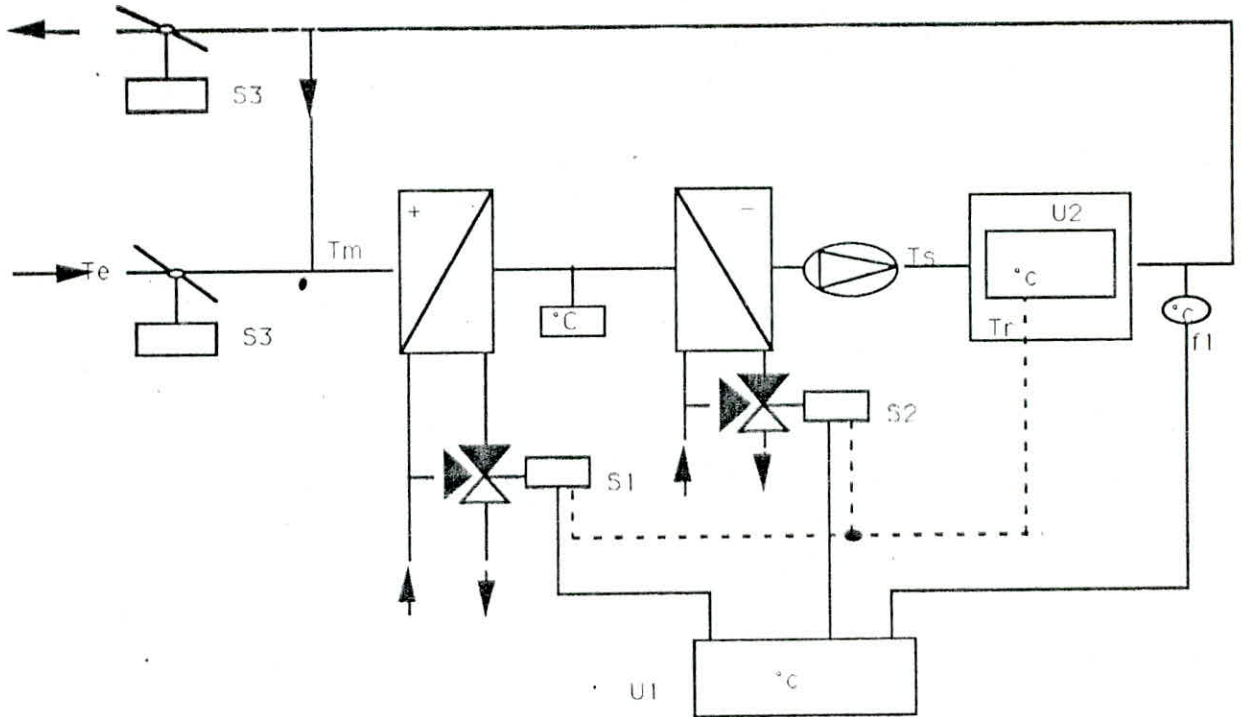
- son coefficient de débit K_v à pleine ouverture ;
- la pression maximale qu'elle peut admettre ;
- sa courbe caractéristique (comme pour les pompes) qui peut être linéaire , quadratique ou logarithmique .

Dans la régulation qui sera proposée , nous utiliserons des vannes trois voies . Les constructeurs regroupent les caractéristiques des vannes sous forme d'abaque K_v , abaque qui nous permet de déterminer le type de vanne connaissant le débit maximal et la perte de charge souhaitée qui correspond en pratique à celle du circuit hydraulique dont elles font varier le débit .

Rappel : " K_v " = débit de la vanne pour une perte de charge (ΔP) de 1bar ou bien (réf.16)
 $Q \text{ (m}^3\text{/h)} = K_v \sqrt{\Delta P \text{ (bar)}} .$

V - SCHEMA D' INSTALLATION DE LA REGULATION

Voir ci-dessous , le schéma de régulation que l'on a proposé :



où : f1 - sonde de gaine ,
f2 - thermostat antigel ,
u1 - régulateur ,
u2 - régulateur d'ambiance muni d'une sonde ,
s1,s2 - vanne de la batterie de chauffage et vanne de la batterie de refroidissement ,
s3 - registre d'air repris et registre d'air extérieur ,
Tr,Ts,Tm - température réelle du local , température de soufflage dans le local et température de l'air extérieur .

FONCTIONNEMENT

a - Réglage de la température

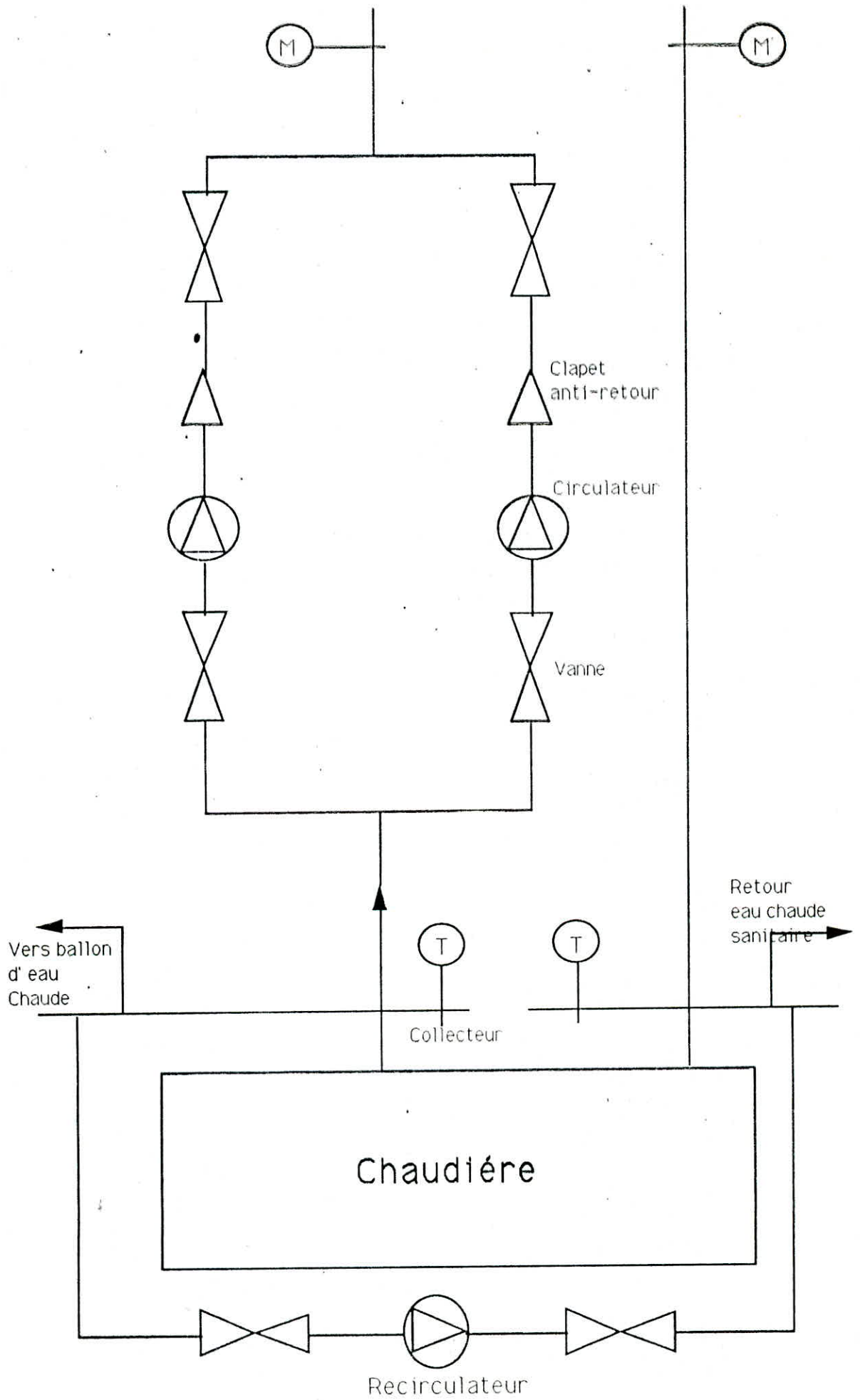
La sonde de gaine f1 ou la sonde du régulateur d'ambiance u2 mesure la valeur réelle Tr . Celle-ci est comparée dans le régulateur u1 ou u2 avec avec la valeur de consigne affichée Vco . Selon l'écart de température , le régulateur agit en séquence sur la vanne de la batterie de chauffage s1 ou sur la vanne de la batterie de refroidissement s2 .

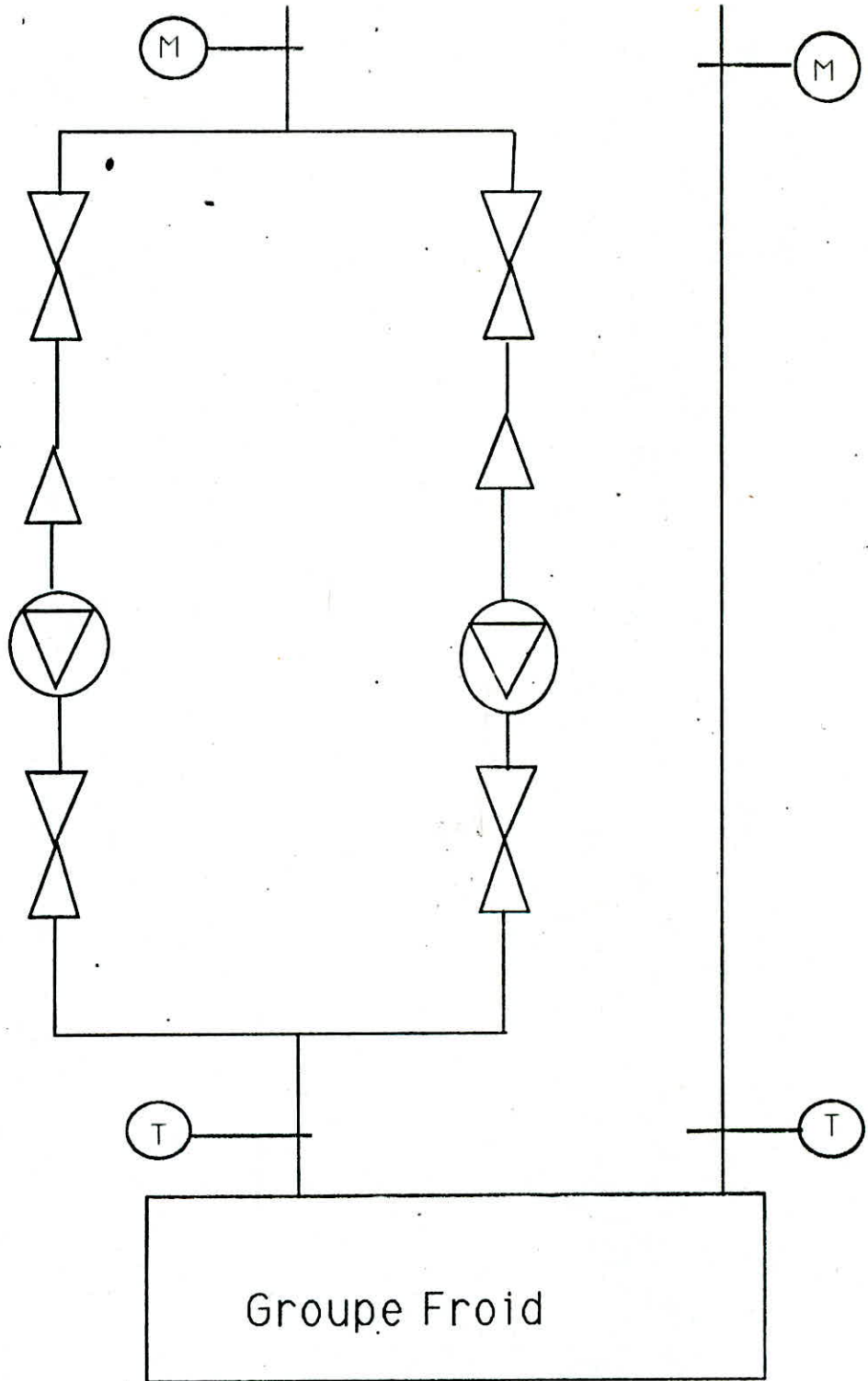
b - Dispositif de sécurité

En cas de gel , le thermostat antigel f2 arrête le ventilateur , ferme les registres s3 et ouvre la vanne de la batterie de chauffage ; il enclenche le cas échéant , la pompe de la batterie de chauffage .

REMARQUE . Une sonde de limitation minimum de la température de soufflage peut être placée dans la gaine de soufflage , elle permet d'éviter que la température de soufflage Ts descende en-dessous du point de consigne affichée au régulateur u1 . (Sensation de courant d'air)

Les schémas suivants nous donnent les liaisons avec le groupe de froid , pour la climatisation , et avec la chaudière , pour le chauffage . Ils permettent de visualiser le cheminement de l'eau , en tant que fluide transportant la chaleur ou le froid , dans toute l'installation .





CHAPITRE X

DETERMINATION DES DIFFERENTS ELEMENTS DE L'INSTALLATION

I - CIRCUIT D'EAU CHAUDE

I.1 - Chaudière

La chaudière qui sera sélectionnée aura une puissance égale ou supérieure à 261 120 kcal/h soit 303.6 kW . On choisira un brûleur mixte gaz-fuel . La chaudière proposée est (réf.13):

Marque : De - Dietrich
Référence : CF - 412



Elle possède les caractéristiques suivantes :

Pression de service maximale.....	8 bars
Température de service maximale.....	110°C
Largeur de la chambre de combustion.....	390 mm
Longueur de la chambre de combustion.....	1275 mm
Contenance en eau.....	273 litres
Perte de charge circuit eau.....	55 mm CE
Hauteur.....	1210 mm
Largeur.....	730 mm
Longueur.....	1740 mm

La section de cheminée correspondante est carrée de côté 23 cm . La cheminée quant à elle est en tôle noire de 1.2 mm d'épaisseur et de 15 m de hauteur .

I.2 - Tuyauterie

Elle sera sélectionnée d'après les abaques (réf.10). Pour un débit d'eau de 6.35 l/s et une perte de charge linéaire choisie de 0.01 mCE/m , le diamètre de la tuyauterie en acier noir est de 90 mm .

Matière.....	acier noir
Diamètre.....	90 mm
Longueur.....	6 m
Perte de charge.....	0.01 mCE/m

I.3 - Vase d'expansion

Avant la mise en marche de la centrale (hiver), l'installation est pleine d'eau froide. Au cours de la montée en température de cette eau, il se produit une dilatation c'est à dire augmentation du volume d'eau.

Le vase d'expansion est placé en communication avec l'eau de l'installation et empêche donc les ruptures dans le réseau en absorbant la variation de volume.

Nous utiliserons un vase d'expansion cylindrique sous pression, dans lequel une vessie en caoutchouc sépare l'eau de chauffage d'un gaz sous pression, qui dans notre cas se trouve être de l'azote.

Un vase d'expansion correctement dimensionné doit absorber toute l'augmentation du volume d'eau qui correspond au volume d'expansion donné par la relation suivante (réf.15) :

$$V_{exp} = V_t \cdot (C_m - C_v)$$

avec : V_t - volume d'eau de l'installation,

C_m - coefficient de dilatation à la température moyenne de fonctionnement $(90+70)/2 = 80^\circ\text{C}$,

C_r - coefficient de dilatation à la température de remplissage $(10 - 12^\circ\text{C})$,

Le volume du vase, lui, s'exprime par la relation (réf.15) :

$$V = V_{exp} / (1 - P_1/P_2)$$

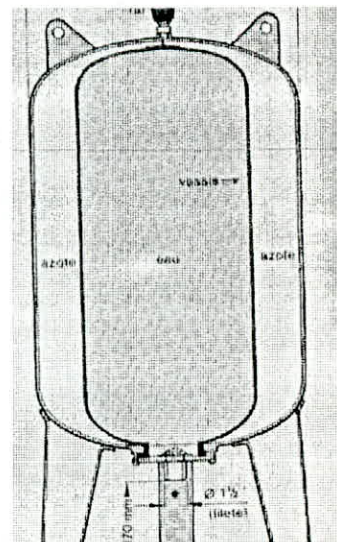
où : P_1 - pression absolue effective de gonflage correspondant à la hauteur statique,

P_2 - pression absolue d'ouverture de la soupape.

Néanmoins, des tables existent qui donnent les volumes des vases en fonction du volume d'eau de l'installation et des pressions P_1 et P_2 .

Pour une hauteur de l'installation de 5m, et un tarage de soupape de sécurité de 4 bars, nous sélectionnons le vase en tôle d'acier suivant (réf.14) :

Marque : **STUCKLIN**
 Référence : **PNU 200**



Ce vase possède les caractéristiques suivantes :

- Montage.....vertical
- Température maximale de l'eau de départ.....110°C
- Hauteur.....1240 mm

- Diamètre.....500 mm

I.4 - Circulateurs d'eau chaude

La circulation de l'eau de chauffage est assurée par deux pompes montées en parallèle travaillant à tour de rôle .

La pompe doit véhiculer un débit de 6.35 l/s et combattre des pertes de charge égale à :

$$\Delta P = \Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P3 + \Delta P4$$

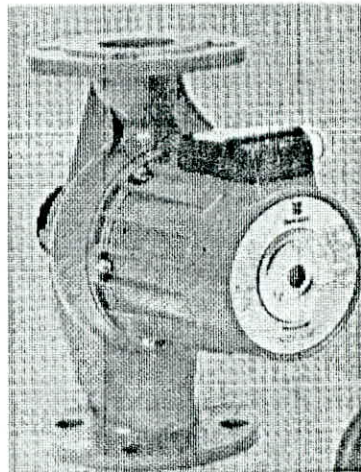
- où : $\Delta P1$ - perte de charge dans la chaudière ,
- $\Delta P2$ - perte de charge dans la tuyauterie ,
- $\Delta P3$ - perte de charge dans la batterie ,
- $\Delta P4$ - perte de charge dans les organes annexes .

On peut alors calculer ΔP :

$$\Delta P = 0.055 + 0.01 + 0.499 + 0.8 = 1.414 \text{ mCE}$$

La pompe sélectionnée est de (réf. 15) :

Marque : **SALMSON**
 Référence : **C 1313 B**



Elle possède les caractéristiques suivantes :

- Puissance max. absorbée par le moteur.....350 W
- Intensité max.2.2 A
- Longueur (pompe+moteur).....336 mm
- Longueur moteur.....220 mm
- Largeur.....250 mm
- Hauteur.....380 mm
- Vitesse de rotation.....1450 tr/mn

Le recirculateur d'eau de la chaudière, utilisé pour éviter le choc thermique véhicule un débit égal au 1/3 de celui des circulateurs d'eau chaude , soit 2.12 l/s et on sélectionne un circulateur :

Marque : **SALMSON**
 Référence : **C 1115 B**

Ces caractéristiques sont :

- Puissance max. absorbée par le moteur.....215 W
- Intensité max.1.4 A
- Longueur(pompe+moteur).....300 mm
- Longueur(moteur).....200 mm
- Largeur.....191 mm

- Hauteur.....250 mm
- Vitesse de rotation.....1450 tr/mn

I.5 - Cuve à mazout

Il est nécessaire par mesure de sécurité d'installer une cuve pour emmagasiner une certaine quantité de mazout utilisée en cas de coupure de gaz naturel , d'ailleurs le brûleur mixte a été prévu à cet effet . Elle sera enterrée à l' extérieur du bâtiment .

* Caractéristiques du fuel léger

P_c = pouvoir calorifique = 9950 kcal/h

ρ = densité = 920 kg/m³

Le rendement de combustion η est de 0.88

* Consommation horaire Ch (kg/h)

$$Ch = Pt / \eta \cdot Pc$$

où : Pt - puissance calorifique totale (kcal/h) .

$$Ch = 261\,120 / 0.88 \cdot 9950 = 29.82 \text{ kg/h}$$

On supposera que la durée maximum de coupure de gaz est de 72 heures .

* Consommation durant le temps de coupure Ct (kg)

$$Ct = Ch \cdot 72 = 2147 \text{ kg}$$

* Capacité de la cuve Cc (m³)

$$Cc = Ct / \rho = 2.334 \text{ m}^3$$

soit 2334 litres .

Nous choisirons une cuve en acier de capacité égale à 2500 l . Une pompe sera nécessaire pour le transport du fuel à la chaudière .

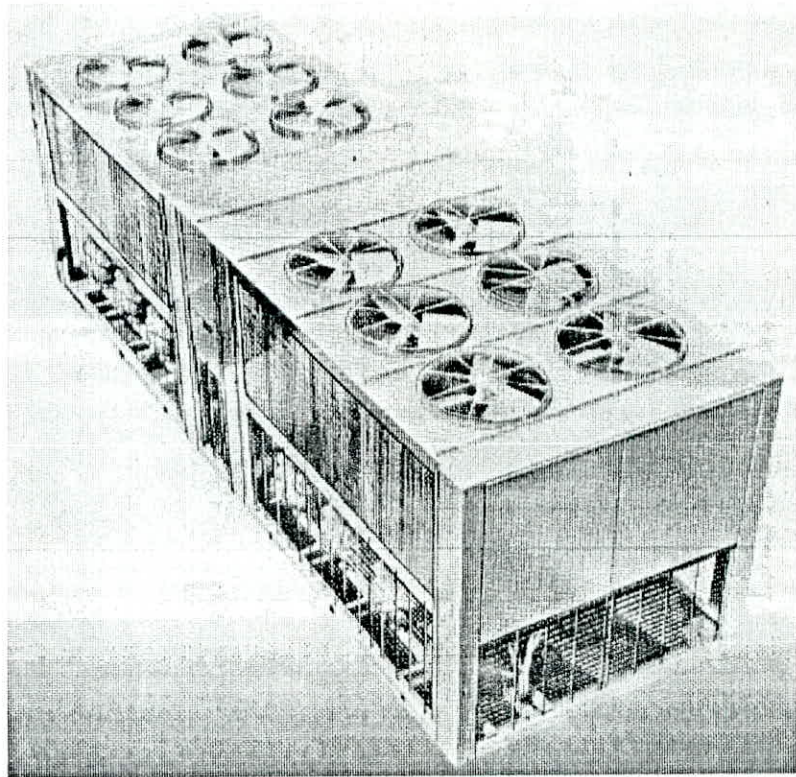
II - CIRCUIT D' EAU FROIDE

II.1 - Groupe de froid

Ce groupe sera installé à l'extérieur du bâtiment . Celui sélectionné est de (réf.11) :

Marque : CARRIER

Référence : 30 GF 085



Evaporateur

- Puissance frigorifique.....272.6 kW
- Température d'entrée.....12°C
- Température de sortie..... 6°C
- Débit d' eau.....10.6 l/s
- Perte de charge.....17.4 kPa
- Réfrigérant.....50 + 32 kg
- Nombre de circuit frigorifique.....2

Condenseur

- Nombre.....2
- Surface frontale totale.....(7.49 + 3.74) m2
- Nombre total de ventilateurs.....6
- Diamètre des ventilateurs..... 762 mm
- Débit d'air total..... 28314 l/s
- Température d'air extérieur..... 35 °C

Compresseur semi-hermétique

- Nombre.....2
- Nombre total de cylindres.....2 x 4
- Type de démarrage.....en cascade

Encombrement

- Longueur.....3411 mm
- Largeur.....2330 mm
- Hauteur.....2412 mm

II. 2 - Tuyauterie

Elle sera sélectionnée d'après les abaques (réf.10). Pour un débit d'eau froide de 9.67 l/s et une perte de charge linéaire de 0.008 m CE/m, le diamètre de la tuyauterie en acier noir est de 127 mm. La tuyauterie a pour caractéristiques :

- Matière.....acier noir
- Diamètre.....127 mm
- Longueur.....20 m
- Perte de charge.....0.008 m CE/m

II. 3 - Circulateurs d'eau froide

Ces circulateurs doivent assurer un débit de 9.67 l/s et combattre les pertes de charge du réseau d'eau froide données par :

$$\Delta P = \Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P3 + \Delta P4$$

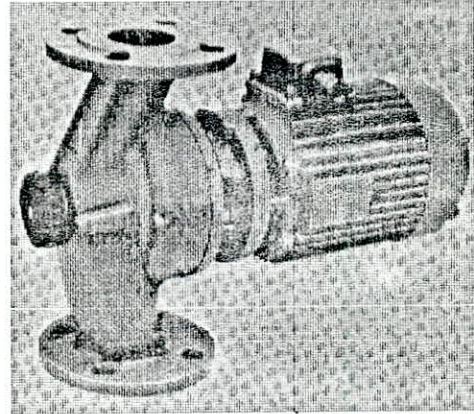
- où : $\Delta P1$ - perte de charge dans le groupe froid(évaporateur),
 $\Delta P2$ - perte de charge dans la tuyauterie,
 $\Delta P3$ - perte de charge dans la batterie,
 $\Delta P4$ - perte de charge dans les organes annexes.

On a alors :

$$\Delta P = 1.77 + 0.008 + 20 + 0.75 + 0.8 = 3.48 \text{ m CE/m}$$

La pompe sélectionnée est (réf.15) :

Marque : SALMSON
Référence : GIM V 1120-4



Ces caractéristiques sont les suivantes :

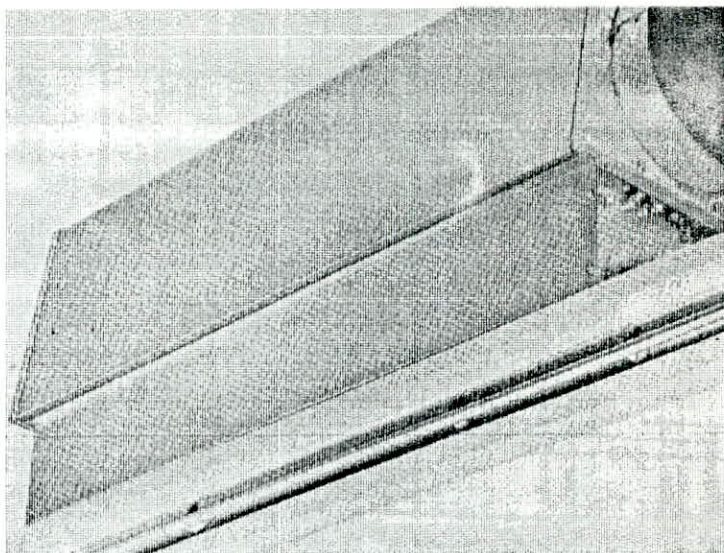
- Puissance moteur.....0.36 kW
- Vitesse de rotation.....1450 tr/mn
- Intensité nominale(220 V).....1.96 A
- Longueur (pompe+moteur)416 mm
- Longueur (moteur).....304 mm
- Largeur.....198 mm
- Hauteur.....340 mm

III - CIRCUIT AERAILIQUE

III.1 - Modulines

Les modulines sont des diffuseurs d'air à débit variable. Une régulation peut être adjointe sur l'une d'elle, ce qui la transforme en unité pilote pouvant asservir jusqu'à trois unités satellites. Les modulines travaillent à un niveau sonore très bas, le type de moduline choisi est (réf.11) :

Marque : CARRIER
Référence : 37 AH



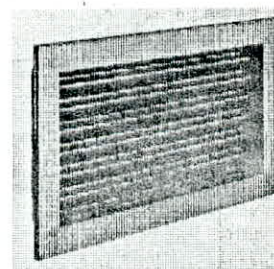
Ses caractéristiques sont :

- Débit d'air.....47 - 236 l/s
- Débit d'air max. avec adaptateur de plenum rond.....486 l/s
- Portée sur 2 directions(diffuseur bilatéral) min.0.6 à 3.5 m
- Portée sur 2 directions(diffuseur unilatéral) max.1.8 à 9.5 m
- Longueur totale.....1200 mm
- Largeur.....279 mm
- Hauteur.....438 mm

III.2 - Grilles de reprise

Ces grilles seront placées au niveau du couloir à chaque étage et dans certains locaux. Elles sont à ailettes fixes inclinées à 45°. Celles que l'on a choisi sont (réf.12):

Marque : france AIR
Référence : GAC 81



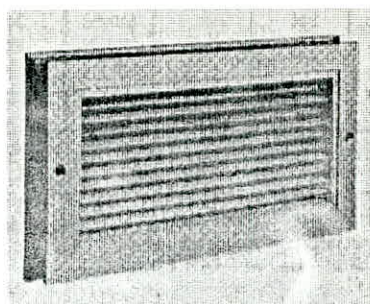
Elles possèdent les caractéristiques suivantes :

- Matière.....aluminium
- Débit.....50 à 1800 m3/h
- Hauteur.....100 à 600 mm
- Longueur.....200 à 1000 mm

III.3 - Grilles de transfert

Ces grilles à ailettes fixes en forme de chevrons formant écran à la vue seront placées en porte ou éventuellement en cloison de faible épaisseur si elles sont de grandes dimensions. Des contre-cadres leur seront adjoints pour pouvoir les adapter aux épaisseurs de porte. Les grilles sélectionnées sont (réf.12):

Marque : france AIR
Référence : GAV 91



Elles possèdent les caractéristiques suivantes :

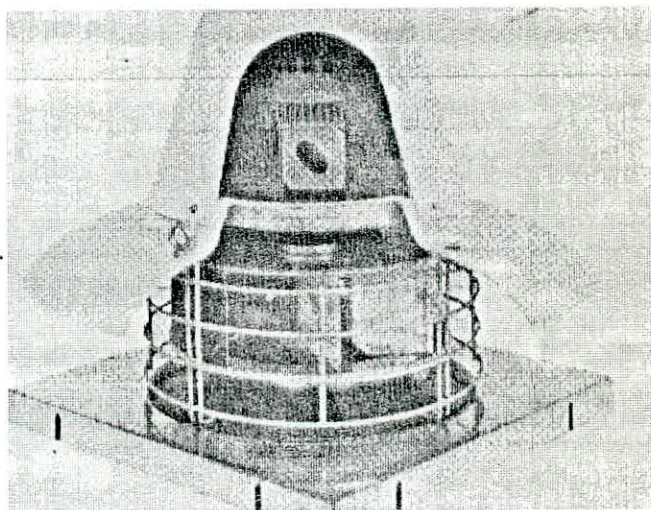
- Matière.....aluminium
- Débit.....20 à 420 m³/h
- Hauteur.....100 à 400 mm
- Longueur.....200 à 600 mm

IV - EXTRACTION

IV.1 - Tourelle d'extraction - cuisine

Cette tourelle doit pouvoir évacuer le débit d'air extrait de la cuisine qui est égal à 463 m³/h .
Le ventilateur centrifuge a fonctionnement silencieux , son moteur est de type fermé et ventilé . La tourelle choisie est (réf.11) :

Marque : CARRIER
Référence : 74 TE 20



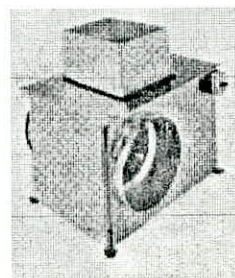
Ces caractéristiques principales sont :

- Matière.....PVC(chlorurede polyvinyle)
- Résistance statique d'aspiration.....10 mm CE
- Débit d'air.....510 m³/h
- Vitesse de rotation.....1500 tr/mn

IV.2 - Caisson d'extraction - sanitaire

De construction plus simple que la tourelle d'extraction , le caisson d'extraction n'en est cependant pas moins efficace pour ce qui est de l'extraction d'un certain débit d'air qui est égal à 672 m³/h dans ce cas . La perte de charge de 15 mm CE . On sélectionne le caisson à ventilateur centrifuge suivant (réf.12) :

Marque : france AIR
Référence : VLI CATEGORIE 4 TYPE



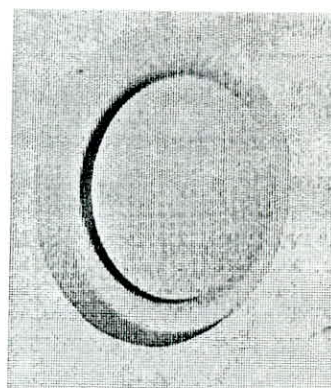
Il possède les caractéristiques suivantes :

- Matière.....tôle d'acier galvanisé
- Débit.....100 à 3000 m3/h
- Puissance.....0.55 kW
- Vitesse de rotation.....1370 tr/mn
- Longueur.....750 mm
- Largeur.....492 mm
- Diamètre du raccord.....440 mm
- Hauteur du caisson.....475 mm
- Hauteur totale.....675 mm

IV . 3 - Bouches d'extraction

Les bouches doivent être à faibles débits , on en placera une dans chaque sanitaire . On choisit les bouches d'extraction suivantes (réf.12):

Marque : france AIR
Référence : IT 80



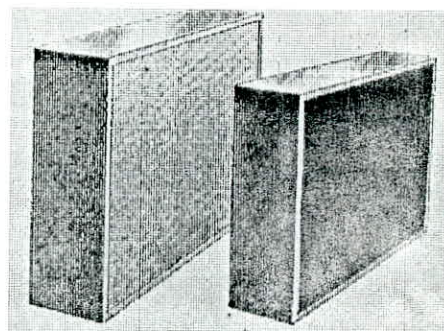
Elles possèdent les caractéristiques suivantes

- Matière.....polypropylène blanc
- Diamètre de raccordement.....100 mm
- Hauteur.....52 mm

IV . 4 - Silencieux

Nous avons déjà dit que pour diminuer le niveau sonore à la sortie de la centrale , surtout qu'une salle de conférence est mitoyenne du local technique, nous allons raccorder la gaine de soufflage à un silencieux . Celui qui a été sélectionné est de type dissipatif de :

Marque : france AIR
Référence : SRB



Il possède les caractéristiques suivantes :

- Cadre(matière).....acier galvanisé
- Panneau.....laine minérale revêtue de fibre de verre
- Largeur.....1700 mm
- Hauteur.....950 mm

CHAPITRE X

ESTIMATION DU COUT DE L' INSTALLATION PROPOSEE

Pour finaliser notre étude , nous avons cru bon de donner un aperçu sur le prix de revient de l' installation complète . Les prix que l'on a considéré sont en dinars calculés suivant le cours actuel des devises étrangères, en tenant compte des différentes taxations , des frais de pose et de ceux de transport .

CIRCUIT D'EAU CHAUDE

POSTE	QTE	DESIGNATION	PRIX UNIT.	TOTAL
01	01	CHAUDIERE AVEC BRULEUR MIXTE TYPE DE-DIETRICH CF-412	140 000	140 000
02	01	CUVE À MAZOUT CAPACITÉ 2500L PLUS ACCESSOIRES	50 000	50 000
03	02	CIRCULATEURS D'EAU CHAUDE TYPE SALMSON C1313B	10 000	20 000
04	01	RECIRCULATEUR EAU CHAUDE TYPE SALMSON C1115B	6 300	6 300
05	01	VASE D'EXPANSION TYPE PNU 200	12 500	12 500
06	04	VANNES À PASSAGE DIRECT TYPE ROBINETTERIE SUD	4 500	18 000
07	02	CLAPETS ANTI-RETOUR TYPE ROBINETTERIE SUD	5 000	10 000
08	01	FILTRE À TAMIS	5 000	5 000
09	06M	TUYAUTERIE EN ACIER NOIR	450	2 700
10	02	THERMOMETRES	900	1 800
11	02	MANOMETRES	900	1 800
12	06M	CALORIFUGE POUR TUYAUTERIE PLUS KRAFT ALUMINIUM	450	2 700
13	01	RÉGULATION COMPORTANT : -VANNE 3 VOIES À DISQUE -SONDES -RÉGULATEURS -TRANSFORMATEURS 220/24	90 000	90 000
12	295KG	CHEMINÉE EN TOLE NOIRE	120	35 400
13	11	THERMO-CONVECTEURS	5 000	55 000

CIRCUIT. D'EAU FROIDE

POSTE	QTE	DESIGNATION	PRIX UNIT.	TOTAL
01	01	GROUPE D'EAU GLACÉE TYPE CARRIER 30GF085	3 900 000	3 900 000
02	02	CIRCULATEUR D'EAU FROIDE TYPE SALMSON GIM1220-4	73 600	147 200
03	04	VANNE À PASSAGE DIRECT TYPE ROBINETTERIE SUD	6 500	26 000
04	02	CLAPET ANTI-RETOUR TYPE ROBINETTERIE SUD	6 800	13 600
05	01	FILTRE À TAMIS	5 000	5 000
06	24M	TUYAUTERIE EN ACIER NOIR	1010	24 240
07	02	THERMOMETRE	900	1 800
08	02	MANOMETRE	900	1 800
09	24M	CALORIFUGE POUR TUYAUTERIE PLUS KRAFT ALUMINIUM	450	10 800
10	01	RÉGULATION COMPRENANT : -VANNE 3 VOIES -RÉGULATEUR -SONDE -TRANSFORMATEUR 220/24	98 000	98 000

CIRCUIT AERAUQUE

POSTE	QTE	DESIGNATION	PRIX UNIT.	TOTAL
01	01	CENTRALE DE TRAITEMENT DE L'AIR TYPE TRANE W63 SANS BYPASS	2 280 000	2 280 000
02	16T	GAINÉ EN TOLE GALVANISEE	150 000	2 400 000
03	460m2	CALORIFUGE LAINE DE VERRE	1 200	552 000
04	01	SILENCIEUX TYPE FRANCE AIR SRB	10 700	10 700
05	134	MODULINES TYPE CARRIER 37AH	37 000	4 958 000
06	02	REGISTRES DE REGLAGE	3 000	6 000
07	08	VOLETS DE REGLAGE MANUEL	1 800	14 400
08	73	GRILLES DE REPRISE TYPE FRANCE AIR GAC81	3 500	255 500
09	112	GRILLES DE TRANSFERT TYPE FRANCE AIR GAV91	3 600	403 200
10	01	TOURELLE D'EXTRACTION CUISINE TYPE CARRIER 74TE20	80 000	80 000
11	01	CAISSON D'EXTRACTION SANITAIRE TYPE FRANCE AIR VLI4-9	40 000	40 000
12	16	BOUCHES D'EXTRACTION	1 200	19 200

TRAITEMENT DE L'EAU

POSTE	QTE	DESIGNATION	PRIX UNIT.	TOTAL
01	01	ENSEMBLE COMPRENANT : -POSTE ADOUCISSEUR -BAC A SEL -POT DOSEUR PLUS PRODUITS CHIMIQUES -COMPTEUR D'IMPULSION (DEBIMETRE)		365 000

RACCORDEMENT ELECTRIQUE

POSTE	QTE	DESIGNATION	PRIX UNIT.	TOTAL
01	01	RACCORDEMENT PLUS ARMOIRE		200 000

ESSAIS ET MISE EN ROUTE

40 000

CE PRESENT DEVIS A ETE ARRETE A LA SOMME DE :

- Seize millions cent trois milles huit cents quatre vingt dinars

CONCLUSION

Cette étude nous a permis de prendre connaissance de ce qui se fait dans le domaine de la climatisation et du chauffage, que ce soit pour le calcul d'une installation ou pour le choix d'un système particulier de conditionnement de l'air.

Le domaine qu'englobe l'expression "**TRAITEMENT DE L'AIR**" est très vaste, on s'est rendu compte de cela au fur et à mesure de l'avancement de cette étude. Il est clair que l'on a vraisemblablement pas tout détaillé, ce n'est d'ailleurs pas le but du sujet, on a essayé tout au moins de maîtriser les principes généraux et les méthodes de calcul à travers le dimensionnement d'une installation réelle.

Actuellement, les entreprises étrangères qui activent en Algérie dans les domaines de la climatisation et du chauffage utilisent des logiciels de plus en plus performants pour réaliser toute étude semblable à la notre; c'est pourquoi, j'encourage vivement les enseignants du département pour proposer des sujets de mise au point de programmes informatiques traitant chacun une partie de l'étude générale décrite dans ce projet, pour qu'à la fin cela puisse constituer un logiciel complet de calcul et de sélection d'une installation de climatisation et de chauffage.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 . SOCIETE CARRIER , Manuel CARRIER , Bilan thermique . Ed. Carrier international LTD . New-York .
- 2 . SOCIETE CARRIER , Manuel CARRIER , Distribution de l'air , Ed. Carrier international LTD . New-York .
- 3 . RIESCHTEL X. , RAISS X. , Traité de climatisation et de chauffage (tomes 1 et 2) . Ed. Dunod , Paris ,
- 4 . KREITH F. , Transmission de la chaleur et thermodynamique . Ed. Masson et Cie Editeurs , Paris , 1967 .
- 5 . TRANE EUROPE , Engineering bulletin . Ed. Trane édition , Paris , 1979 .
- 6 . TRANE , Réfrigération - Climatisation . Ed. Techno-Nathan , Paris , 1989 .
- 7 . GUEMAS C. , Le chauffage central . Ed. Dunod , Paris , 1975 .
- 8 . GIBLIN R. , MISSEWARD A. , Cours supérieur de chauffage (tome 2 , Etude théorique générale) . Ed. Eyrolles , Paris , 1972 .
- 9 . LEONTIEV R. , Théorie des échanges de chaleur et de masse , Ed. Mir , Moscou , 1985 .
- 10 . DELEBECQUE R. , ROUX C. , Le formulaire des installations sanitaires (tome 1 , Eau froide - tome 2 , Eau chaude) .
Ed. Delagrave , Paris , 1976 .
- 11 . Catalogue CARRIER . Ed. Carrier , Paris , 1988 .
- 12 . Catalogue FRANCE AIR . Ed. France Air , Paris , 1991 .
- 13 . Catalogue De Dietrich . Ed. De Dietrich , Paris , 1988 .
- 14 . Catalogue STÜCKLIN . Ed. Stucklin , Paris 1988 .
- 15 . Catalogue SALMSON . Ed. Salmson , Paris , 1987 .
- 16 . Cahiers TA . Ed. TA , Paris , 1989 .
- 17 . Fascicule ISORAMA . Paris , 1990 .
- 18 . Cahiers du centre scientifique et technique d'Algérie . CSTA , Alger , 1954 .
- 19 . BENHAMIDA A. , Climatisation du centre de calcul de l'ENPA , projet de fin d'études . ENP , 1985 .
- 20 . BOUHARA A. , SEGHOOR S. , Chauffage et climatisation des locaux administratifs de l'usine de jouets SONATRACH
"Sétif" , Projet de fin d'études . ENP , 1979 .

