

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE



PROJET DE FIN D'ETUDES

**CHAUFFAGE & CLIMATISATION
D'UNE CLINIQUE A EL - HARRACH**

PROPOSE PAR : D.N.C (BEREG)

DIRIGE PAR : M^r BOULARES

ETUDIE PAR :

R. GUERRIB

M. MOSTEFAI

O. ZETCHI

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**CHAUFFAGE & CLIMATISATION
D'UNE CLINIQUE A EL - HARRACH**

PROPOSE PAR : D.N.C (BEREG)

DIRIGE PAR : M^r BOULARES

ETUDIE PAR :

R. GUERRIB
M. MOSTEFAI
O. ZETCHI

PROMOTION 73 - 78

II-

/)/ OS AMIS,

/)/ OS PARENTS.

-o- S O M M A I R E -o-
=====

GENERALITES-----	Page	I
PREMIERE PARTIE CHAUFFAGE		
I - Détermination des besoins calorifiques	Page	23
II- Modes de chauffage	Page	43
III Calcul du réseau-----	Page	51
DEUXIEME PARTIE CLIMATISATION ET VENTILATION		
I -Climatisation-----	Page	69
II -Calcul de la charge d'une centrale-----	Page	71
III-Ventilation-----	Page	109
IV - Etude des canalisations d'air-----	Page	113
CONCLUSION		

I / GENERALITES

I - Historique

Les hommes commencèrent à lutter contre les conditions atmosphériques, souvent austères, en se groupant autour d'un feu de bois. Puis lorsqu'ils s'abritèrent dans les cavernes, les huttes et les maisons, ils aménagèrent un coin destiné au feu.

Pendant longtemps, ce fut le seul moyen de chauffage. De nouvelles sources d'énergie apparurent avec des techniques beaucoup plus évoluées qui ont permis à l'homme de créer une ambiance qui correspond aux besoins physiologiques de sa personne.

2 Bases physiologiques des ambiances artificielles :

a) Sensation de chaleur : Le corps humain placé dans une enceinte dont les parois ne sont pas à la même température que l'air échangé de la chaleur avec celles-ci par l'intermédiaire de l'ambiance. Il se produit alors une sensation de chaleur ou de froid, ce qui conduit à rechercher une sensation agréable.

b) Température résultante : Pour une même sensation de chaleur et pour la même personne, il existe une infinité d'ambiances dites équivalentes qui sont caractérisées par leur température résultante. On appelle température résultante, la température d'une ambiance équivalente dans laquelle l'air est saturé au repos et la température des parois égale à celle de l'air.

c) - Température de neutralité : Pour chacune des activités et des vêtements du corps, il existe une température résultante sèche dite de neutralité, pour laquelle le corps n'éprouve ^{aucune} ~~de~~ sensation de chaleur, ni sensation de froid.

d) Position des ambiances artificielles vis à vis de la physiologie

La création des ambiances artificielles, sensationnelle a pour but essentiellement l'obtention dans les locaux d'une température sèche résultante aussi proche que possible de la température de neutralité.

Les études et statistiques ont de plus prouvé qu'une température constante n'était pas la température idéale. Il vaut mieux pour le rendement et la santé des occupants qu'elle varie longuement de 1 à 2° autour de ^{la} ~~cette~~ valeur optimale

3) - CHAUFFAGE

a) Principe du chauffage

Pour chauffer un local (par conséquence augmentée, la température de celui ci) il faut un apport de chaleur conséquent à la température désirée. Cet apport sera assuré grâce à un corps de chauffe qui émettra cette chaleur soit par :

- Rayonnement
- Convection
- Conduction

b) Fluide de chauffage.

Le fluide de chauffage a pour but de transporter la chaleur depuis la source jusqu'au corps de chauffe qui l'émettra au local.

Un fluide de chauffage d'après son rôle doit répondre à certaines conditions

- Bon pouvoir d'absorption de la chaleur (C_p)
- Bon pouvoir à l'écoulement (viscosité)
- Composition chimique non agressive (corrosion?..)

Les fluides de chauffage existent en grand nombre les principaux sont

- eau chaude - vapeur BP - air
- eau surchauffée - vapeur H.P

Le fluide le plus utilisé est l'eau car il est abondant dans la nature et son pouvoir d'absorption de la chaleur est appréciable. Souvent on est ramené à faire subir à cette eau un traitement d'adoucissement avant son utilisation dans le circuit de chauffage.

c) Classification et modes de chauffage.

La classification des modes de chauffage peut se faire selon la source des émetteurs, selon l'importance du réseau, selon le mode d'exploitation.

En général on choisit la classification d'après la nature du fluide chauffage. On distingue alors

- I - 5 - I Modes de chauffage

- . Chauffage par eau chaude
- . Chauffage par eau surchauffée
- . Chauffage par vapeur B.P

---/---

- . Chauffage par vapeur H.P
- . Chauffage par air

La circulation du fluide de chauffage peut être naturelle ou bien accélérée (cas de l'eau chaude)

d) Chauffage par eau chaude : on distingue deux principaux systèmes : système à un tube, et système à deux tubes.

e) Modes de distribution : La distribution de l'eau chaude vers les corps de chauffe peut se faire de deux manières :

- distribution supérieure
- distribution inférieure

f) Circulation du thermosiphon : Le principe du thermosiphon utilise le système de chauffage à circulation naturelle. La circulation de l'eau se fait uniquement par la différence de poids entre la colonne d'eau de la tuyauterie de retour et celle plus légère de la tuyauterie de départ.

g) Circulation pulsée : La circulation naturelle nécessite l'utilisation de conduites de trop grand diamètre afin d'augmenter la charge du fluide. On ne peut s'empêcher de remarquer que le prix de revient de cette installation est moindre que celui d'une installation à thermosiphon.

h) Problèmes physiques dans le réseau

- Dilatation : La dilatation des tuyauteries en chauffage domestique pose peu de problèmes en raison de la température relativement faible du fluide de chauffage. Dans beaucoup de cas il suffit de placer judicieusement les points fixés de façon à permettre l'allongement des tubes au prix d'une légère déformation de l'ensemble.

Toutefois lorsque les longueurs sont importantes, il faut prévoir des dispositifs spéciaux pour absorber cet allongement.

- Vase d'expansion : Quelque soit le type de circuit adopté il est nécessaire de prévoir un vase d'expansion permettant la libre dilatation thermique du fluide de chauffage qui dans le cas contraire, pourrait produire des ruptures qui détérioreraient le circuit et peut être l'installation entière.

- Purgeurs : La présence de bulles d'air dans les canalisations entraîne un accroissement des pertes de charges et entrave le bon fonctionnement de l'installation. On élimine ces bulles d'air par l'emploi de purgeurs.

4 / Différentes parties d'une étude de chauffage

- Une étude de chauffage rationnelle doit comporter les parties suivantes

a) Bases de calcul : Température extérieure- Programme des températures intérieures.

b) Calcul des Coefficients K : qui conduit aux calculs des besoins calorifiques des locaux.

c) Choix du système de distribution : qui détermine la nature du fluide chauffant et la charge motrice.

d) Choix des émetteurs et adaptation aux locaux

e) Détermination des emplacements des émetteurs

f) Tracé du réseau qui conduit au calcul de la tuyauterie

g) Régulation

V / C L I M A T I S A T I O N

Le but principal du conditionnement de l'air est de créer une atmosphère de confort et une ambiance agréable. Les installations de climatisation nous produisent donc de l'air à une température et une humidité bien définies qui seront imposées. Elles permettent également le renouvellement de l'air vicié, et cela indépendamment des conditions atmosphériques extérieures.

a) Principe

L'air provenant de l'extérieur ou en proportions repris du local sera préparé dans l'appareil (centrale de climatisation) puis soufflé dans l'atmosphère à climatiser, évidemment à une certaine température et à un degré hygrométrique (humidité). Ces caractéristiques seront généralement différentes de celles de l'air extérieur.

b) Installations de climatisation

On distingue 2 groupes d'installations :

- installations de climatisation pour locaux de séjour

utilisées généralement pour les salles de Ciné , réunions, théâtres, bureaux, etc..., elles servent à créer une atmosphère confortable en évacuant la chaleur et la vapeur d'eau dégagée par les occupants.

- Installations de climatisation pour locaux de stockage

Elles sont utilisées à titre industriel, pour les matières hygroc⁵opiques qui sont très sensibles à la température.

exemple : (industries de textiles, tabac, stockage des denrées alimentaires) l'état de l'air est maintenu constant tout au long de l'année.

- pour les installations de climatisation des locaux bureaux etc... on distingue 2 **S**ortes d'installations :

- climatiseurs

Ceux sont des appareils de climatisation individuels installés dans le local, ils sont généralement de faibles dimensions, placés sous les fenêtres avec raccordement direct sur l'air extérieur. Ils sont utilisés pour les bureaux, magasins, laboratoires etc...

- Installations de climatisations centrale

Elles sont destinées pour la climatisation de plusieurs locaux permettant ainsi une économie d'énergie, la Centrale sera placée extérieurement aux locaux et envoie l'air préparé à travers des gaines dans les atmosphères à climatiser. utilisées pour la climatisation des immeubles, hopitaux, blocs administratifs etc...

C) Réalisation et fonctionnement :

- D'une Centrale de climatisation - Constitution

- . filtre à poussières où dispose de filtres à poussières dans une chambre pour épurer l'air extérieur ou l'air de reprise.
- . chambre de mélange : utilisée pour mélanger l'air extérieur à l'air de reprise et cela pour réduire la consommation de chaleur en hiver et de froid en été.

- . Préchauffeur : Il est utilisé en hiver pour réchauffer l'air de mélange.
- . Refrigerant : utilisé aussi en été pour refroidir l'air de mélange
- . Humidificateur d'air: l'air passe à travers un pulvérisateur d'eau e'humidifie
- . Séparateur de gouttelettes : son rôle est d'empêcher les gouttes d'eau de pénétrer dans le circuit d'air aval.
- . Rechauffeurs : Rechauffe l'air jusqu'à la température désirée avant son entrée dans le local.
- . Ventilateur : Généralement placé en fin de centrale, pour pulser l'air.

d) Mode d'utilisation des centrales de climatisation

- traitement de l'air extérieur : Ces centrales sont rarement utilisées, car leur exploitation est très onéreuse, (forte consommation) d'énergie, elles conviennent seulement dans les cas où l'air ne doit pas être recyclé. (salles d'opérations.)

- traitement de l'air recyclé très utilisé, l'air est repris des locaux à climatiser et est mélangé à l'air extérieur et permettent ainsi d'économiser de l'énergie.

- utilisées pour salles de spectacles, théâtres, réunions etc...

- traitement de l'air recyclé avec by pass

Le système est encore beaucoup plus économique, cependant s'il y a un grand dégagement d'humidité dans le local, cela exige une dissection et un refroidissement très poussé de la partie d'air traité.

e) Production de l'énergie frigorifique

L'énergie frigorifique utilisée dans les installations de refroidissement et de deshumidification de l'air, provient de machines frigorifiques.

Ces dernières sont généralement des groupes frigorifiques à compression (compression à Piston ou turbo compresseurs) ou des groupes d'absorption.

f) Charge d'une Centrale de climatisation:

La puissance d'une centrale de climatisation doit être suffisante pour palier aux gains de chaleur des ouvrages à climatiser c'est ce qu'on appelle la charge d'une centrale, qui dépend de beaucoup de facteurs que l'on va énumérer.

- Gains extérieurs

Gains par transmission des murs et fenêtres

Gains par ensoleillement et inertie thermique des murs

Gains par infiltration

Gains par ventilation

- Gains intérieurs

Gains occupants

Gains éclairage

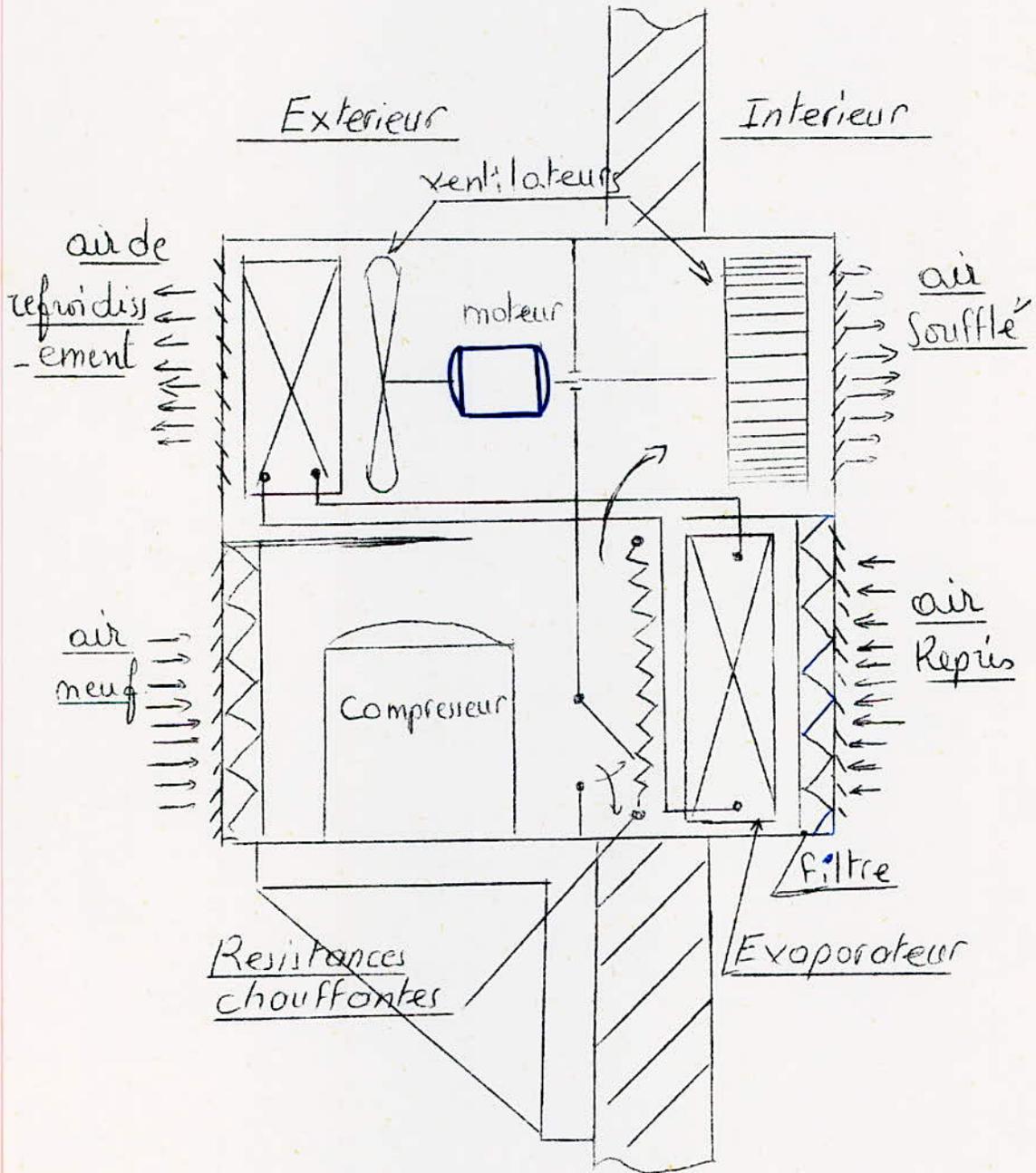
Gains appareillages menagers et divers

Gains moteur électrique

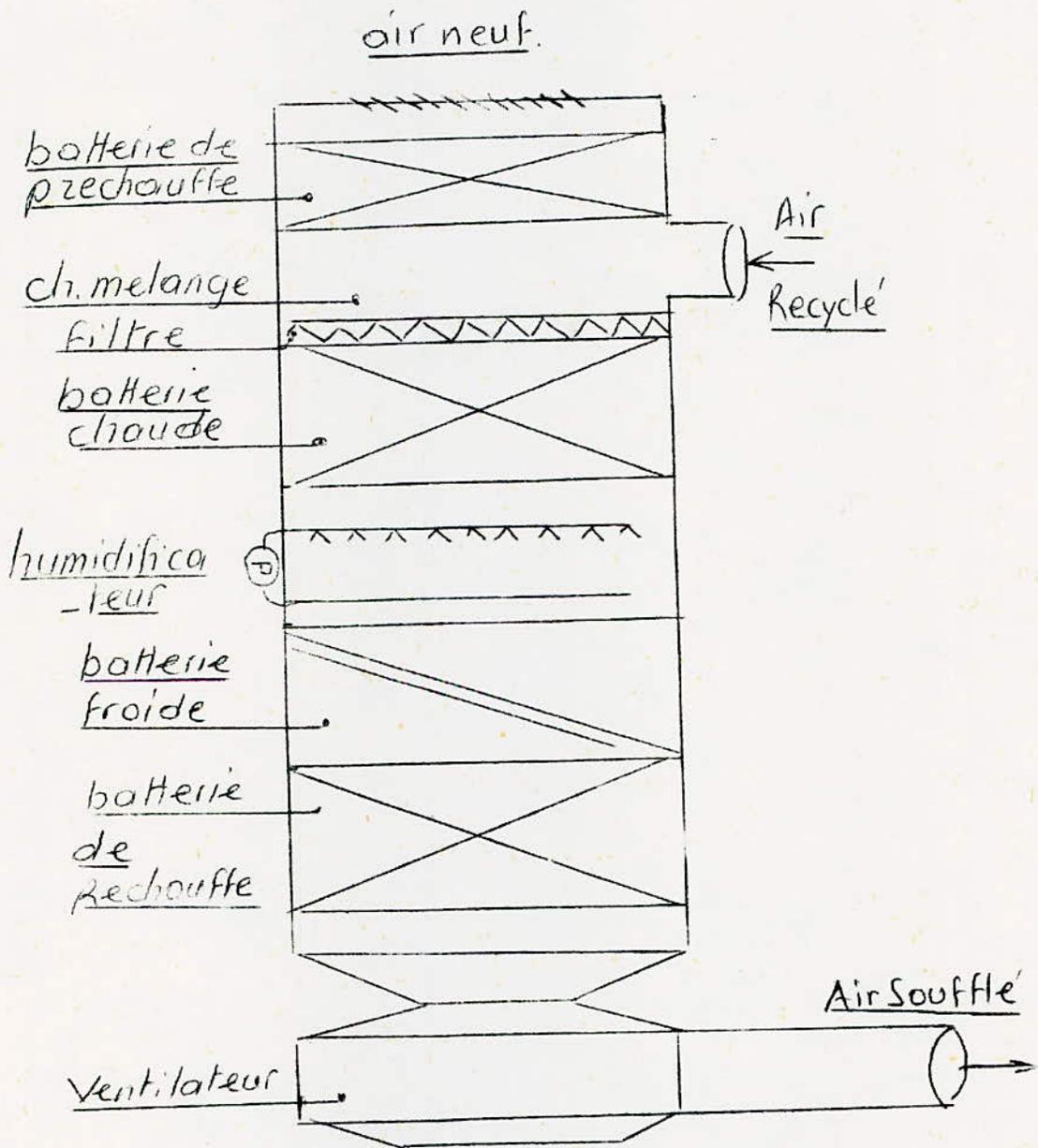
En tenant compte de toutes les sources de chaleur interne

(tuyauteries d'eau chaude etc...)

Climatiseur Individuel



Eléments Sectionnés d'une
Centrale de traitement de l'air



VI / VENTILATION

Le but d'une installation de ventilation est d'introduire dans un local donné de l'air frais. En effet, l'air se viciant dans les locaux par la présence de nombreux occupants ou dans les locaux industriels par certaines opérations, doit être renouvelé de façon permanente ou temporaire.

Cet air impur (mauvaises odeurs, gaz carbonique, poussières) néfaste au confort et à la santé générale de l'individu est refoulé vers l'extérieur.

Outre la pureté de l'atmosphère, une installation de ventilation devra tenir compte de la température et du mouvement de l'air.

On distingue 2 procédés de ventilation :

- La ventilation libre (naturelle)
- La ventilation forcée

a) Ventilation naturelle

Dans le cas de la ventilation naturelle la circulation de l'air se fait naturellement sans faire appel à une source d'énergie.

L'effet du vent et le tirage thermique sont les phénomènes qui interviennent dans ce procédé.

- effet du vent ; la différence de pression créée par le vent sur les différentes parties d'un bâtiment provoque une circulation d'air donc une ventilation.

- tirage thermique : La différence de température entre l'air intérieur et extérieur provoque une circulation de l'air vers l'extérieur; l'air intérieur (chaud) étant plus léger que l'air extérieur.

Ce procédé présente certains avantages ; absence totale du bruit entre autres, car non seulement l'installation ne comporte aucune pièce mécanique en mouvement mais en plus les vitesses d'évacuation de l'air vicié sont très faibles. Mais ce procédé dépend des conditions extérieures (vent et température) et ne permet donc pas un contrôle absolu du taux de renouvellement.

b) Ventilation mécanique .

Dans ce procédé le mouvement de l'air est dû à l'action d'un ventilateur.

On peut recourir à 3 systèmes :

- Extraction de l'air
- Refoulement de l'air (soufflage)
- Combinaison d'extraction et de soufflage

Chaque méthode a ses avantages particuliers.

. Extraction de l'air :

Par sa simplicité et son économie la méthode par extraction est la plus employée. On extrait l'air mécaniquement, celui-ci entre dans le local par simple différence de pression. Les bouches d'entrée d'air doivent être placées de façon judicieuse pour permettre l'aération totale du local.

. Système d'alimentation d'air par soufflage : Dans ce cas l'air frais est soufflé (par ventilateurs) à l'intérieur du local.

Ce système présente certains avantages, contrôle du débit, l'air soufflé peut être épuré ou réchauffé.

. Combinaison d'extraction et de soufflage : Dans ce système le contrôle le plus complet est obtenu. Quand on place de façon judicieuse les bouches de soufflage et d'extraction, une répartition uniforme de l'air est assurée. Le débit d'air de soufflage doit être supérieur (20% environ) à celui d'extraction pour éviter les courants d'air et l'infiltration des poussières

c) Extractions des fumées et poussières

Afin d'éliminer les fumées et les poussières dans un local, on augmente le taux de renouvellement de l'air. Ceci n'est en général pas un procédé économique, et non efficace dans le cas de poussières. On prévoit donc une hotte enveloppant au maximum la source de poussières.

d) Epuration de l'air : L'épuration de l'air devient nécessaire lorsqu'il est soufflé dans certains locaux (laboratoire, salle d'opération, fabriques d'appareils précis etc...)

On dispose de certains procédés d'épuration :

. chambre de dépôt et jets d'eau : L'eau est envoyée transversalement à l'écoulement de l'air, et prend les particules de poussières (généralement très lourdes)

. Cyclone : L'air est soufflé tangentiellement dans une chambre de dépôt, l'action centrifuge contraint les poussières à se précipiter contre les parois!

. filtres: L'air passe à travers des filtres et est ainsi purifié (il existe plusieurs sortes)

. Stérilisation pour la stérilisation de l'air on utilise l'ionisation, l'ozonisation, l'ultra violet etc... Ces méthodes donnent des résultats assez satisfaisants.

e) Etude des canalisations

. Choix des ventilateurs

La disposition des canalisations centrales et dérivées doit être appropriée au plan du bâtiment. Il faudrait éviter les grandes vitesses de l'air dans les canalisations pour diminuer les pertes de charges et palier au risque de bruit. *vitesse de l'ordre de 10 m/s ?*

Les pertes de charges sont des pertes d'énergie dues au frottement dans les conduites, déviations, réunion de courants etc...

Le choix d'un ventilateur dépend du débit de la nature du fluide et de la contrepression qui s'oppose à l'action du ventilateur.

f) Conditions fondamentales

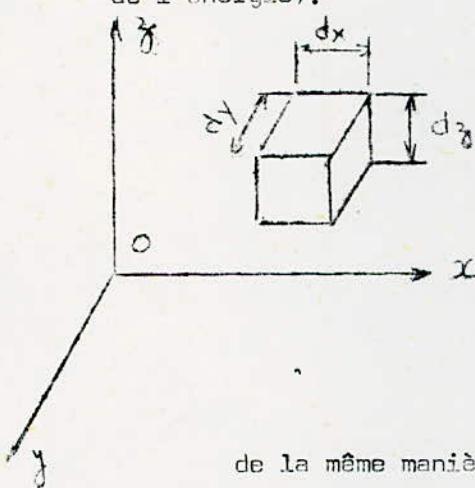
Les installations de ventilation fonctionnent correctement si elles satisfont certaines conditions fondamentales. Ce sont notamment la garantie d'obtenir le renouvellement d'air nécessaire, l'absence de courants d'air gênants, un balayage aussi uniforme que possible du local et, pour les installations équipées de ventilateurs un fonctionnement silencieux. De plus on fait toujours passer l'air des pièces principales aux pièces de service dans lesquels la pollution en odeurs et vapeur d'eau est supérieure.

II / RAPPEL DE THEORIE

I) Transmission de la chaleur

a) La conduction : Lorsque 2 corps ou 2 fluides à températures différentes sont séparés par une paroi quelconque, il y a transmission de chaleur du corps chaud au corps froid, lorsque le régime permanent est établi, la chaleur se propage dans toutes les directions.

On écrira alors que la quantité de chaleur entrante par une face d'un volume élémentaire en un temps dt , est égale à la quantité de valeur prise par ce volume en ce même temps dt (principe de conservation de l'énergie).



Etudions la transmission sur un parallélépipède très petit de dx, dy, dz de côté

par la face (dx, dy) entre le flux $Q_x dx dy$ et il sort par la face opposée $dx dy (Q_x + \frac{\partial Q_x}{\partial x} dz)$

de la même manière pour les faces (dy, dz) et $(dx dz)$

Donc la différence des chaleurs entrantes et sortantes représente la quantité de chaleur accumulée par le petit cube.

$$dq = dx dy dz \left(\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + \frac{\partial Q_z}{\partial z} \right) dt$$

$$\text{Or } Q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$\text{et } \frac{dQ_x}{dx} = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

λ = Coefficient de transmission (Kcal / m . h . c)

La chaleur accumulée a élevé la température du corps de dT

$$dq = -\lambda dx dy dz \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) dt$$

δ = poids spécifique

$$dq = c \delta dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t} dt$$

c = chaleur spécifique par unité de poids

$a = \frac{\lambda}{c \delta}$ coefficient de diffusivité thermique.

on aura donc $\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \Delta T$

ΔT Laplacien de la température.

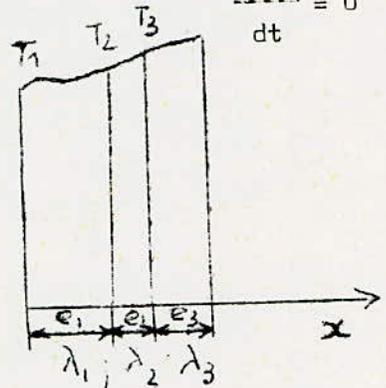
Cette équation se simplifie généralement dans les problèmes de chauffage parce que l'on part sur l'hypothèse du régime établi $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

Problème du mur

La température ne dépend que de x et que du matériau du mur.

L'Equation se réduit à

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \quad \frac{dT}{dx} = r \quad T = rx + C^{te}$$



Les conditions aux limites sont $T_I = C^{te}$

$$T_2 = r e_1 + T_1$$

e = épaisseur du mur d'ou

$$r = \frac{T_2 - T_I}{e} \quad Q = \frac{(T_2 - T_I) (-\lambda)}{e}$$

Pour le mur composé

$$Q = \frac{\lambda_1}{e_1} (T_I - T_2) = \frac{\lambda_2}{e_2} (T_2 - T_3) = \frac{\lambda_3}{e_3} (T_4 - T_3)$$

$$Q = k (T_I - T_4)$$

avec $k = \frac{e_1 \lambda_1 + e_2 \lambda_2 + e_3 \lambda_3 + \dots}{e_1 e_2 e_3}$

b) La convection

On appelle convection l'échange de chaleur qui se produit entre un corps solide et un fluide environnant (sans tenir compte du rayonnement).

1) Régime laminaire du fluide : le fluide à la paroi a une vitesse nulle donc la transmission ne peut se faire que par conduction ou rayonnement.

2) Régime turbulent du fluide : Les vitesses dues à la turbulence provoque un échange de chaleur dit transport molaire.

Remarque : Le fluide peut se déplacer seul, circulation due à la différence de densité, on dira que la convection est naturelle dans un autre cas le fluide peut être pulsé, et la convection sera forcée.

Les coefficients de convection sont déterminés beaucoup plus expérimentalement que théoriquement.

On détermine expérimentalement en régime laminaire

$$\alpha = 0,332 \lambda \left(\rho \frac{U_0}{\sqrt{\nu x}} \right) \quad \text{(Coefficient de convection)}$$

ρ = nombre de Prandlt

ν = viscosité cinématique

U_0 = vitesse moyenne du fluide

En convection turbulente $\alpha = 0,0384 c \rho U_m R^{-0,25}$

$R = n \frac{be}{\nu}$ de Reynolds

ρ = densité

U_m = vitesse moyenne

C = chaleur spécifique rapportée à l'unité de masse

Il y a énormément de coefficients de convection déterminés expérimentalement, fonction de la nature de la paroi et sa géométrie, de la nature du fluide et son écoulement.

c) Rayonnement : il est évident que tout corps et quel que soit son état émet de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques quand cette onde tombe sur un corps absorbant elle se transforme partiellement ou totalement en chaleur.

1) Pouvoir absorbant d'un corps : sur une surface (ds) tombe un rayonnement de longueur d'Onde λ , l'énergie se divise en 3 parties une partie est transmise, une partie est réfléchiée, et une autre est absorbée le rapport $\frac{Q_\lambda}{I_\lambda}$ de l'énergie absorbée à l'énergie incidente est par définition le pouvoir absorbant du corps dans ses conditions.

2) Corps noir : c'est un corps qui théoriquement absorbe toute l'énergie incidente $Q_\lambda = I$

3) Lors du rayonnement thermique

$$\begin{aligned}
 b_\lambda &= \text{brillance spectrale} & \frac{b_\lambda}{a_\lambda} &= b_\lambda^0 \\
 a_\lambda &= \text{pouvoir absorbant} \\
 b_\lambda^0 &= \text{brillance spectrale du corps noir}
 \end{aligned}$$

L'énergie de rayonnement reçue

$$\begin{aligned}
 dW_\lambda &= b_\lambda^0 \cos \alpha \, ds \, d\omega \, d\lambda \\
 d\omega &= \text{angle solide}
 \end{aligned}$$

En intégrant sur la demi sphère on aura

$$dW_\lambda = \pi b_\lambda^0 \, ds \, d\lambda \quad \text{Energie rayonnée}$$

On définit la radiance : $r_\lambda^0 = \pi b_\lambda^0$

C'est la puissance rayonnée dans toutes directions

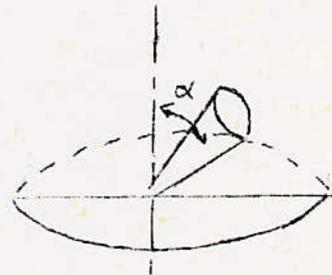
Loi de WIEN : soit Γ_m la radiance spectrale maximum et la longueur d'onde correspondante λ_m .

ou $\lambda_m T = A$ $A = 0,2886$ dans le système CGS

et T en degrés absolus.

$$R = 4,96 \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

R = Radiance totale



Le coefficient 4,76 est dit coefficient de rayonnement du corps noir.

$$d w = R d S$$

Il y a d'autres constantes de rayonnement dont on ne va pas parler.

III / CALCUL DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION DE CHALEUR

Les coefficients de transmission de chaleur sont exprimés en Kcal / h . m² . °c et dépendent de la constitution des parois d'échange.

Les calculs sont présentés sur des tableaux pour les différentes parois composant l'immeuble.

-o- PREMIERE PARTIE -o-
=====

CHAUFFAGE
=====

IV / DETERMINATION DES BESOINS CALORIFIQUES

1) - Les besoins calorifiques d'un bâtiment sont une propriété exclusive de la conception architecturale de celui-ci, qui n'a rien à voir avec le type de chauffage projeté ou réalisé. Ils ne dépendent uniquement (comme nous le verrons plus loin d'après les moyens de calculs utilisés) que des dimensions du bâtiment, des matériaux composant les murs, les fenêtres et les portes donc de tout ce qui caractérise le bâtiment du point de vue architecture. Le calcul de ces besoins calorifiques constitue la base du dimensionnement des corps de chauffes, de la tuyauterie et des chaudières.

- Hypothèse simplificatrice (état stationnaire): Pour la simplification des calculs, il nous est indispensable de supposer que les températures intérieures et les conditions climatiques extérieures demeurent constantes durant toute la saison d'hiver. Ceci nous conduit à supposer que nous sommes devant un état dit stationnaire, qui permet par des relations simples, le calcul des échanges calorifiques du bâtiment avec l'extérieur. Ces échanges (déperditions) sont identiques à la quantité de chaleur qu'il faut fournir aux bâtiments, afin d'assurer le programme des températures désirées.

- Ces déperditions se composent de deux parties :

- déperdition par transmission : due à la température intérieure plus élevée que la température extérieure.

- déperdition par ventilation : l'air traversant le bâtiment est réchauffé à la température intérieure entraîne avec lui vers l'extérieur une chaleur fournie.

Les déperditions par transmission dépendent avant tout des dimensions et du genre de construction des éléments de l'enveloppe extérieure du bâtiment.

Elles peuvent être calculées de façon assez précise (puisque l'on vient de déterminer les coefficients K) par l'équation :

$$Q = K.S. (T_{in} - T_{ex})$$

Les déperditions par ventilation étant directement liées aux joints des portes et fenêtres.... d'une façon générale, on est réduit à un calcul approché dont les résultats sont fortement influencés par le manque d'appréciations précises sur l'étanchéité des fenêtres des portes et sur l'influence du vent.

2) Besoins calorifiques de transmission :

- Il convient de nuancer les besoins calorifiques par transmission (Q_T) des déperditions par transmission (Q_0)

On a la relation suivante

$$Q_T = Q_0 \cdot Z$$

avec z majoration totale qui contient les majorations partielles suivantes $Z = Z_u + Z_A + Z_H + I$

avec Z_u = majoration pour interruption d'exploitation du chauffage

Z_A = majoration pour compensation des surfaces extérieures froides.

Z_H = majoration pour l'orientation

donc $Q_T = Q_0 (1 + Z_u + Z_A + Z_H) = Q_0 \cdot Z$ (Kcal/h)

3) Déperditions par transmission Q_0 :

Les déperditions calorifiques par transmission se calculent par la relation suivante :

$$q_0 = K \cdot S (t_i - t_e) \text{ en (Kcal/h).}$$

dans laquelle :

q_0 = déperditions calorifiques horaires du mur du local (Kcal/h)

K = coefficient de transmission global de la chaleur (Kcal/h . m² C)

S = La surface du mur (m²)

t_i = température intérieure (°C)

t_e = température extérieure ou dans le local voisin (°C)

La somme des déperditions élémentaires donne les déperditions par transmission $Q_0 = \sum q_0$

4) Les majorations

- Majoration d'exploitation Z_u

Après des réductions et des interruptions d'exploitation du chauffage central d'un bâtiment, pour pouvoir rétablir les températures désirées des locaux, il faut accroître momentanément les besoins en chaleur. Par des propriétés différentes des locaux d'un bâtiment,

suite

une distribution des surfaces de chauffe autre que dans le cas d'une exploitation continue est nécessaire pour assurer une montée en température uniforme. Le but des majorations Z_u est de le permettre.

On distingue trois cas :

Mode d'exploitation I : exploitation continue avec réduction nocturne (hôpitaux maisons de soins)

Mode d'exploitation II : Interruption journalière de fourniture de chaleur d'une durée de 8 h à 12 h (immeubles de bureaux, magasins...)

Mode d'exploitation III : interruption journalière de 12 h à 16 h (Ecoles, usines...)

* Nous serons dans le cas du mode d'exploitation I

- majoration Z_a pour compensation des parois froides

Certaines parois sont défavorisées par rapport à d'autres (dans un même local); En particulier les parois minces, comportant de grandes fenêtres.

Le coefficient Z_a majore la quantité de chaleur du local pour palier à ce problème.

- majoration Z_H pour orientation

La valeur de Z_H est fonction directe de l'orientation de la paroi du local dont on veut déterminer les besoins calorifiques par transmission.

Pour l'appréciation de l'orientation d'un local, il faut retenir pour des locaux encastrés sur trois faces, la position de la paroi

extérieure non encastrée et pour des locaux d'angle la direction du coin de la maison. Pour des pièces avec trois ou quatre faces extérieures, il faut prendre la majoration la plus élevée. Pour les locaux sous influence solaire directe le coefficient Z_H est supprimé.

- Le coefficient D

Le coefficient D mesure la perméabilité moyenne de l'ensemble des éléments composant l'enveloppe d'un local. Un coefficient (D) élevé signifie un mauvais isolement calorifique, un coefficient (D) faible signifie un bon isolement calorifique.

Le coefficient D se calcule par

$$D = \frac{Q_0}{S_{\text{tot}} (t_I - t_a)}$$

- Groupement des majorations Z_U et Z_H

Ces deux majorations dépendent du coefficient (D) et malgré leur signification physique différente, elles peuvent être regroupées en une seule majoration Z_D

Comme dans le mode d'exploitation I, on peut considérer que Z_D est indépendante du coefficient D, il n'est pas nécessaire dans ce cas de déterminer le coefficient D.

5) Besoins calorifiques pour pertes par ventilation

a) Principe de calcul :

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.

- La caractéristique du local R qui concrétise les résistances à l'écoulement de l'air.
- Si l'on tient compte également de la chaleur spécifique de l'air et des conditions spéciales des pièces d'angle, on utilise un facteur Z_E .

Les besoins calorifiques pour compenser les pertes par ventilation se calculent d'après l'équation :

$$Q_L = \sum (al)_N RH (t_i - t_{ex}) Z_E.$$

b) Perméabilité des fenêtres et portes ($\sum al$)

La lettre (a) désigne la perméabilité à l'air d'un joint de fenêtre ou de porte par unité de longueur pour une différence de pression donnée, et la lettre (l) désigne la longueur du joint .

c) Caractéristique de local R

R est une fonction de la perméabilité de toutes les fenêtres et portes $\sum (al)_A$ exposées au vent, ainsi que de la perméabilité des fenêtres et portes par lesquelles l'air peut s'écouler du local désigné par $\sum (al)_N$

alors on définit R par la relation suivante :

$$R = \frac{I}{\frac{\sum (al)_A}{\sum (al)_N} + I}$$

La plus part du temps, on peut renoncer au calcul de R par l'équation précédente et compte tenu de la précision de calcul nécessaire un échelonnement grossier des valeurs de R est suffisant, voir les valeurs de R dans le tableau ci-après.

Par contre pour des locaux comportant sur les parois extérieures, au vent, des joints très grands peu étanches par rapport à ceux des portes intérieures, le calcul de R par l'équation précédente est nécessaire.

d) Caractéristique H.

Elle est liée directement aux particularités de l'immeuble.
Les valeurs de H sont consignées dans le tableau ci-après.

e) Majoration Z_E

Il n'est envisagé que pour des fenêtres et portes situées immédiatement dans l'angle $Z_E = 1,2$

Pour toutes les autres fenêtres et portes $Z_E = 1,0$

Conduites des calculs

Les besoins calorifiques Q d'un local se calculent par l'équation :

$$Q = Q_T + Q_L = Q_D (I + Z_D + Z_H) + Q_L$$

Pour la conduite des calculs on utilise une disposition particulière (voir annexe).

Abreviations utilisées

F E = Fenêtre extérieure

F I = Fenêtre intérieure

M I = Paroi intérieure

M E = Paroi extérieure

P I = Porte intérieure

P E = Porte extérieure

6) Bases de calcul

Pour le calcul de Q les bases suivantes sont nécessaires.

- Plan de situation du bâtiment
- Plans du bâtiment
- Coupe du bâtiment avec indication
- données sur le type des murs, plancher et couvertures.
- données sur les fenêtres et portes
- données sur la destination des locaux
- coefficients de transmission.
- pour les températures intérieures des locaux (voir tableau)
- température extérieure El Harrach en hiver 5°C.
- Le calcul des déperditions a donné le résultat suivant :

$$Q \text{ total} = 170150 \text{ Kcal /h}$$

Pour toute la clinique.

Températures des locaux

Immeuble d'habitation

Locaux d'habitation, chambre à coucher	16 à 18°C
Cuisines	15 à 18°C
Anti-chambres, Vestibules, toilettes	15 à 18°C
Cages d'escalier	10 à 12°C
Salles de bain	20 à 23°C

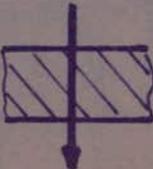
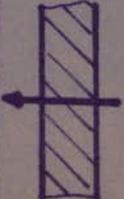
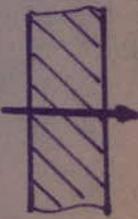
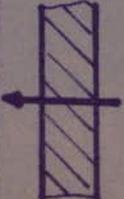
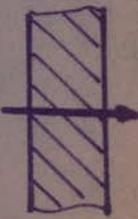
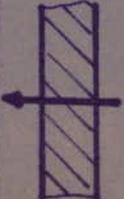
Immeubles de Commerce et administratifs

Locaux de commerce et bureaux	17 à 19°C
Restaurant, chambres d'hôtel, Magasins	20°C
Salle d'attente	20°C
Cages d'escaliers, Vestibules, Sanitaires	15°C
Banques	18 à 20°C

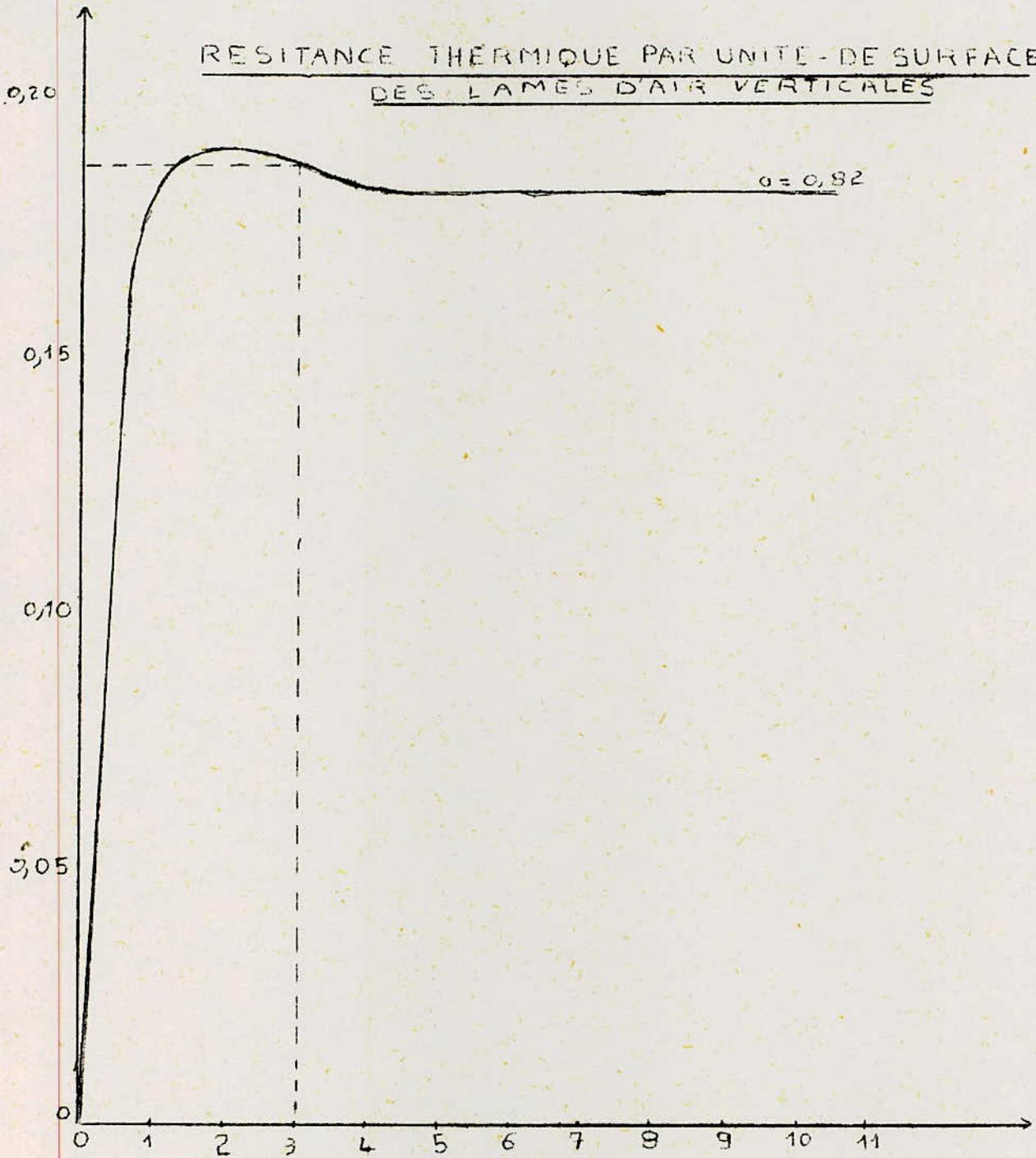
Ecoles

Locaux d'instruction et d'administration	20°C
Cuisines d'apprentissage et ateliers	15 à 18°C
Locaux de matériel scolaire, Vestiaires	15°C
Salles de gymnastique	15°C
Salles des fêtes	18°C
Salles de bains et locaux de déshabillage	22°C
Salles de Récréation closes	5 à 10°C
Salles de spectacles et de jeux	
- Vêtements d'extérieur enlevés	17 à 19°C
- Vêtements d'extérieur Conservés	12 à 14°C
Hall de Fabrique (Selon utilisation)	15 à 18°C
Librairies	19 à 20°C
Toilettes	10 à 12°C
Salles d'essayages	25 à 27°C

Coefficients de Résistances Superficielles

<u>Inclinaisons des parois et sens du flux de chaleur</u>	<u>Unités</u>	<u>Parois Exterieures</u>			<u>Parois Interieures</u>		
		$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i + h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i + h_e}$
<u>Parois Verticales</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	0,11	0,06	0,17	0,12	0,12	0,24
<u>Parois horizontales flux ascendant</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / kcal$	0,13	0,07	0,20	0,14	0,14	0,28
<u>Parois horizontales flux descendant</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	0,09	0,05	0,14	0,10	0,10	0,20
<u>Parois horizontales flux ascendant</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / kcal$	0,11	0,06	0,17	0,12	0,12	0,24
<u>Parois horizontales flux descendant</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34
<u>Parois horizontales flux ascendant</u> 	$m^2 \text{ } ^\circ C / kcal$	0,20	0,06	0,26	0,20	0,20	0,40

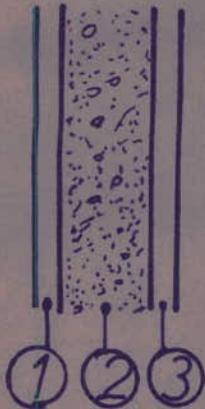
RESISTANCE THERMIQUE PAR UNITE - DE SURFACE
DES LAMES D'AIR VERTICALES



EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR (cm)

R: exprimé en m²h°C/Kcal

Coefficients de transmission Murs Interieurs Composés



① Enduit Interieur $\lambda = 0,4$

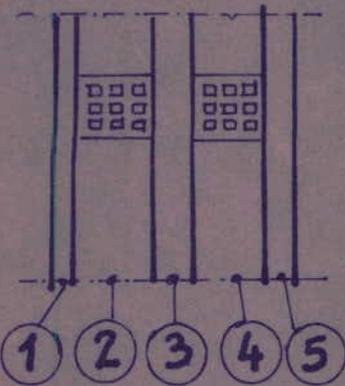
② Béton $\lambda = 1,3$

③ Enduit Interieur $\lambda = 0,4$

$$\lambda = (\text{kcal/m h}^\circ\text{C}) \quad K = (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

paiss eur (cm)	epaisseur parois (cm)	$\frac{1}{K} = R_i + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + R_e$	K
10	$e_1 = 1,0$	$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,01}{0,4} + \frac{0,08}{1,3} + \frac{0,01}{0,4}$	2,55
	$e_2 = 8,0$		
	$e_3 = 1,0$		
15	$e_1 = 1,5$	$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,015}{0,4} + \frac{0,12}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	2,23
	$e_2 = 12$		
	$e_3 = 1,5$		
20	$e_1 = 1,5$	$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,015}{0,4} + \frac{0,17}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	2,05
	$e_2 = 17$		
	$e_3 = 1,5$		
30	$e_1 = 1,5$	$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,015}{0,4} + \frac{0,27}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	1,77
	$e_2 = 27$		
	$e_3 = 1,5$		

Coefficients de transmission Murs extérieurs Composés



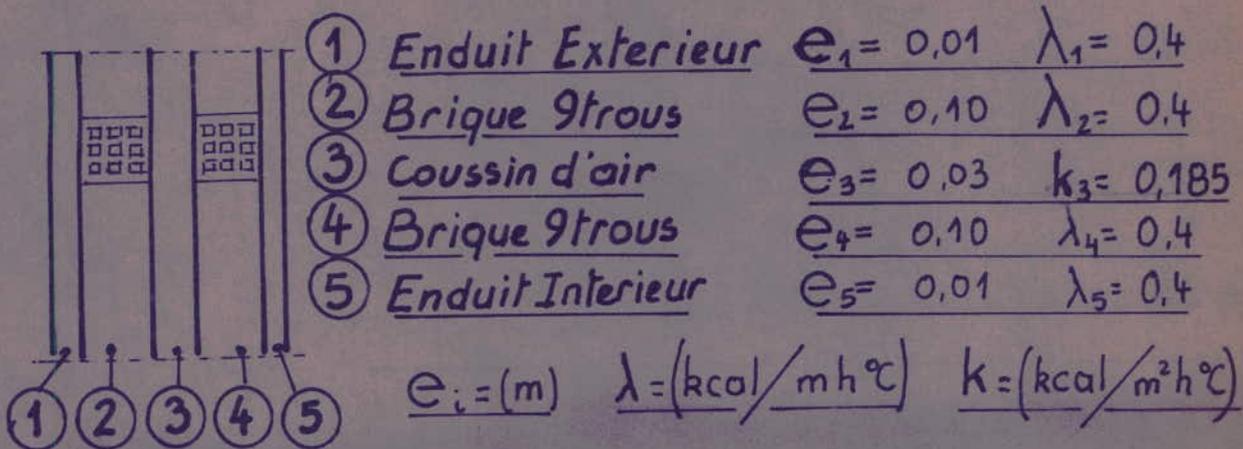
- | | | |
|---|-------------------------|-----------------|
| 1 | <u>Crepis extérieur</u> | $\lambda = 1.0$ |
| 2 | <u>Brique 9 trous</u> | $\lambda = 0.4$ |
| 3 | <u>Coussin d'air</u> | $R = 0.185$ |
| 4 | <u>Brique 9 trous</u> | $\lambda = 0.4$ |
| 5 | <u>Crepis intérieur</u> | $\lambda = 0.4$ |

$$\lambda = (\text{kcal} / \text{hm}^\circ\text{C})$$

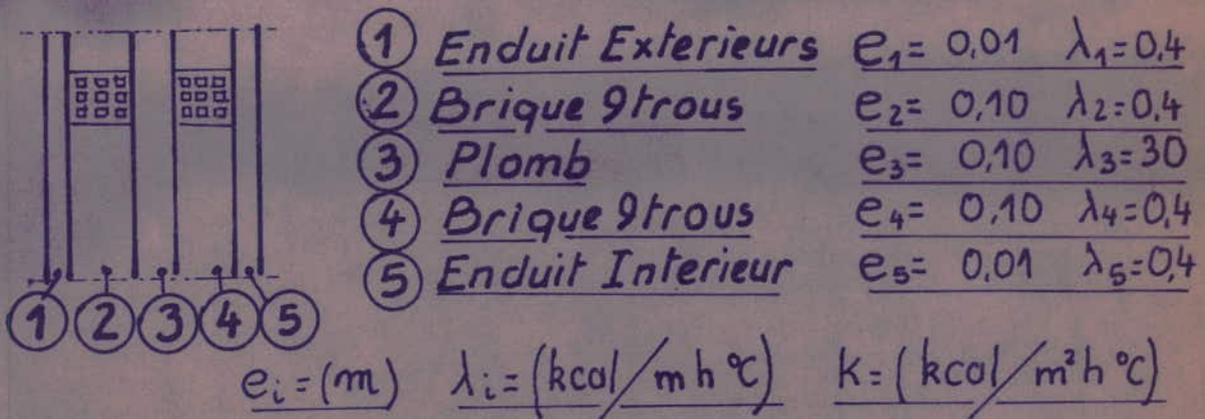
$$K = (\text{kcal} / \text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

épaisseur (cm)	épaisseur de parois (cm)	$\frac{1}{K} = R_i + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + R_e$	K
25	$e_1 = 2$	$\frac{1}{K} = 0.20 + \frac{0.02}{1} + \frac{0.10}{0.4} + 0.185 + \frac{0.10}{0.4} + \frac{0.01}{0.4}$	1.07
	$e_2 = 10$		
	$e_3 = 3$		
	$e_4 = 10$		
	$e_5 = 1$		
30	$e_1 = 2.5$	$\frac{1}{K} = 0.20 + \frac{0.025}{1} + \frac{0.10}{0.4} + 0.17 + \frac{0.10}{0.4} + \frac{0.015}{0.4}$	1.07
	$e_2 = 10$		
	$e_3 = 6$		
	$e_4 = 10$		
	$e_5 = 15$		
35	$e_1 = 2.5$	$\frac{1}{K} = 0.20 + \frac{0.025}{1} + \frac{0.10}{0.4} + 0.17 + \frac{0.10}{0.4} + \frac{0.015}{0.4}$	1.07
	$e_2 = 10$		
	$e_3 = 11$		
	$e_4 = 10$		
	$e_5 = 1.5$		

Coefficients de transmission Murs Interieurs Composés

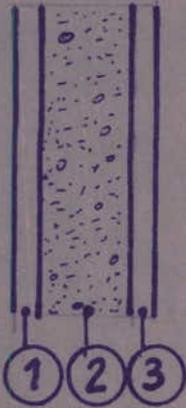


$$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,01}{0,4} + \frac{0,10}{0,4} + 0,185 + \frac{0,10}{0,4} + \frac{0,01}{0,4} ; \quad K = 0,99$$



$$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,01}{0,4} + \frac{0,10}{0,4} + \frac{0,10}{30} + \frac{0,10}{0,4} + \frac{0,01}{0,4} ; \quad K = 1,20$$

Coefficients de transmission Murs extérieurs Composés



① Enduit Extérieur $\lambda = 1.0$

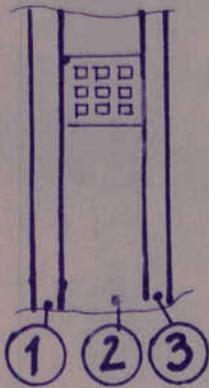
② Béton $\lambda = 1.3$

③ Enduit Intérieur $\lambda = 0.4$

$\lambda = (\text{kcal/mh}^\circ\text{C})$ $K = (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$

épaisseur (cm)	épaisseur parois (cm)	$\frac{1}{K} = R_i + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + R_e$	K
10	$e_1 = 1,5$	$\frac{1}{K} = 0,20 + \frac{0,015}{1,0} + \frac{0,075}{1,3} + \frac{0,01}{0,4}$	3,35
	$e_2 = 7,5$		
	$e_3 = 1$		
15	$e_1 = 2,5$	$\frac{1}{K} = 0,20 + \frac{0,025}{1} + \frac{0,11}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	2,88
	$e_2 = 11$		
	$e_3 = 1,5$		
20	$e_1 = 2,5$	$\frac{1}{K} = 0,20 + \frac{0,025}{1} + \frac{0,16}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	2,59
	$e_2 = 16$		
	$e_3 = 1,5$		
30	$e_1 = 2,5$	$\frac{1}{K} = 0,20 + \frac{0,025}{1} + \frac{0,26}{1,3} + \frac{0,015}{0,4}$	2,16
	$e_2 = 26$		
	$e_3 = 1,5$		

Coefficients de transmission Murs Interieurs Simples



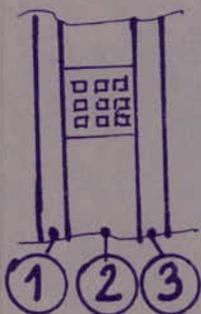
- ① Enduit Extérieur $e_1 = 0,01$ $\lambda_1 = 0,4$
- ② Brique 9trous $e_2 = 0,10$ $\lambda_2 = 0,4$
- ③ Enduit Intérieur $e_3 = 0,01$ $\lambda_3 = 0,4$

$$e_i = (m) \quad \lambda_i = (kcal/mh^\circ C) \quad K = (kcal/m^2h^\circ C)$$

$$\frac{1}{K} = 0,28 + \frac{0,01}{0,4} + \frac{0,10}{0,4} + \frac{0,01}{0,4}$$

$$K = 1,72$$

Coefficients de transmission Murs Extérieurs Simples



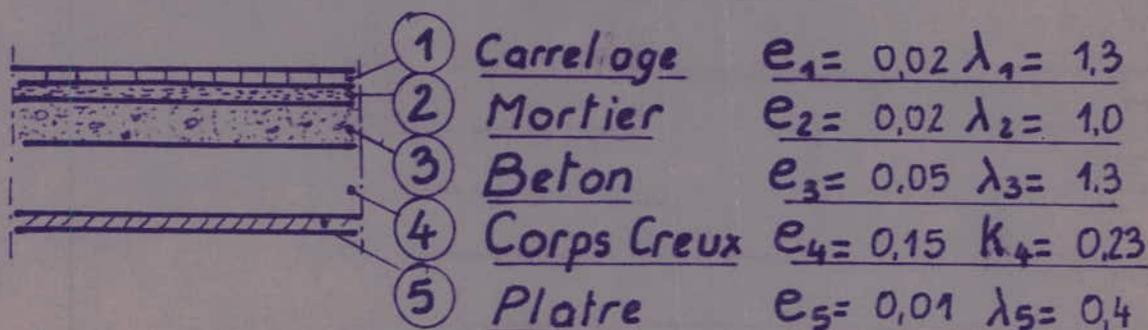
- ① Enduit Extérieur $e_1 = 0,015$ $\lambda_1 = 1$
- ② Brique 9trous $e_2 = 0,10$ $\lambda_2 = 0,4$
- ③ Enduit Intérieur $e_3 = 0,01$ $\lambda_3 = 0,4$

$$e_i = (m) \quad \lambda_i = (kcal/mh^\circ C) \quad K = (kcal/m^2h^\circ C)$$

$$\frac{1}{K} = 0,20 + \frac{0,015}{1} + \frac{0,10}{0,4} + \frac{0,01}{0,4}$$

$$K = 2,04$$

Coefficients de transmission Des Dalles Interieures



$$e_i = (m) \quad \lambda = (\text{kcal}/\text{mh}^\circ\text{C}) \quad k = (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

$$\frac{1}{K} = 0,40 + \frac{0,02}{1,3} + \frac{0,02}{1,0} + \frac{0,05}{1,3} + 0,23 + \frac{0,01}{0,4} \quad K = 1,37$$

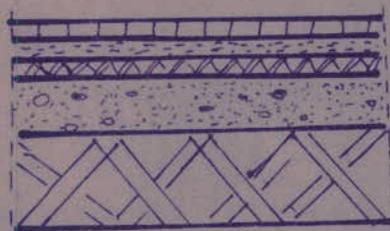
Coefficients de transmission Des Dalles Terrasse



$$e_i = (m) \quad \lambda_i = (\text{kcal}/\text{mh}^\circ\text{C}) \quad K = (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

$$\frac{1}{K} = 0,17 + \frac{0,02}{0,2} + \frac{0,025}{0,037} + \frac{0,05}{1,3} + 0,23 + \frac{0,015}{0,4} \quad K = 0,78$$

Coefficient de transmission
Dalle Plancher



① Carrelage	$e_1 = 0,02$	$\lambda_1 = 1,3$
② Mortier	$e_2 = 0,02$	$\lambda_2 = 1,0$
③ Feutre	$e_3 = 0,01$	$\lambda_3 = 0,035$
④ Béton	$e_4 = 0,12$	$\lambda_4 = 1,3$
⑤ Herisson	$e_5 = 0,30$	$\lambda_5 = 2,5$

$e_i = (m)$ $\lambda_i = (kcal / m h ^\circ C)$ $k = (kcal / m^2 h ^\circ C)$

$\frac{1}{K} = 0,25 + \frac{0,02}{1,3} + \frac{0,02}{1,0} + \frac{0,01}{0,035} + \frac{0,12}{1,3} + \frac{0,30}{2,5}$	$K = 1,26$
---	------------

Vitrage Menuiserie en Bois	$K = 4,3 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$
Vitrage à Cadres Metalliques	$K = 5,0 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$
Portes Interieures en Bois	$K = 2,0 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$
Portes Exterieures en Bois	$K = 3,0 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$

Permeabilité (α) des joints
Par metre de longueur

Fenêtres simples en bois	$\alpha = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
Fenêtres simples en acier	$\alpha = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Portes interieures étanches en bois	$\alpha = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Portes exterieures étanches en bois	$\alpha = 2 \text{ m}^3/\text{h}$

Majoration Z_H pour orientation (en %)

Orientations	S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
Majoration Z_H	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

Majoration d'exploitation Z_o en %

Mode d'exploitat	Coefficient D				
		0,1 - 0,29	0,30 - 0,69	0,7 - 1,49	> 1,5
I	Exploitation Reduite	7	7	7'	7
II	Interruption de 9 à 12h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12 à 16h de durée	30	25	20	15

$$D = \frac{Q_o}{S_{tot} (t_i - t_o)}$$

Q_o = besoins cal. par transmission
 S_{tot} = Surfaces des enveloppes

Deperditions Par Infiltrations

$$Q = \sum (aI)_n R.H. (t_i - t_e) Z_e$$

$\sum (aI)_n$: perméabilité des portes et fenêtres au Vent

R : Caractéristique du local

H : Caractéristique de l'immeuble

Z_e : Facteur de majoration Pour Porte et fenêtres à l'angle. $Z_e = 1,2$

Pour toutes autres Portes et fenêtres $Z_e = 1,0$

Caractéristique H

Region	Caract. Immeuble	alignem	individuel
Normale	Site Protégé	0,24	0,34
	" Decouvert	0,41	0,58
	" Exceptionnel	0,60	0,84
à Vents forts	Site Protégé	0,41	0,58
	" Decouvert	0,60	0,84
	" Exceptionnel	0,84	1,13

Caractéristique R

Caractéristique du local	R
Site dégagé	0,9
Site protégé	0,7

IV. / MODES DE CHAUFFAGE.

Avant de poursuivre cette étude, il convient d'indiquer le mode de chauffage choisi . Ce choix est fonction de plusieurs paramètres tant économiques ~~que~~ techniques.

Il existe 4 principaux systèmes de chauffage

- a) Chauffage à eau chaude
- b) Chauffage à vapeur
- c) Chauffage à air chaud
- d) Chauffage par rayonnement.

Nous choisirons le chauffage à eau chaude pour plusieurs raisons, parmi lesquelles on dénombre les plus importantes .

- La température du fluide chauffant étant relativement basse (90°C)
- la facilité de montage et d'entretien de l'installation
- la disponibilité sur le marché national des appareillages nécessaires.

I) Chauffage à eau chaude

L'ensemble de l'installation étant rempli d'eau, on considère deux cas ~~de~~ de circulation du fluide ^{de} chauffage :

- Par la différence de densité entre l'eau chaude de la colonne de départ et celle de la colonne de retour (Chauffage par gravité, ou thermosiphon)
- Par une pompe placée sur la conduite principale de départ (Chauffage à eau pulsée).

2) Corps de chauffe.

Les corps de chauffe sont nombreux et dépendent directement du système de chauffage projeté. On considère les plus importants :

- Radiateurs : en fonte ou en acier
- Convecteur d'air chaud
- Panneaux rayonnants.

a) Radiateurs : Nous choisirons comme corps de chauffe des radiateurs en fonte, car ils sont les plus utilisés dans les chauffages à eau et à vapeur. Tout comme pour les chaudières en fonte l'idée principale a été d'assembler les unes aux autres des parties identiques (éléments ou sections) de constituer des radiateurs pour obtenir la puissance désirée. La fabrication en grande série est peu coûteuse.

L'un des grands avantages de ce modèle de corps de chauffe est leur faible encombrement.

CONCLUSION : On optera dans ce qui suivra ^{va} pour un chauffage à eau chaude pulsée avec radiateurs à éléments en fonte.

3) Mode de distribution : Pratiquement, les radiateurs sont souvent disposés en dérivation entre le départ et le retour. Ce type de distribution est dit distribution inférieure.

4) Problèmes physiques dans le réseau:

Les problèmes les plus fréquents dans une installation sont :

- L'expansion du liquide de chauffage
- La dilatation de la tuyauterie
- La purge d'air

a) Vase d'expansion

Avant la mise en route d'une centrale de chauffage à eau chaude, l'ensemble de l'installation doit être plein d'eau froide.

Lors de la montée en température de cette eau, il se produit une dilatation (augmentation du volume) qui engendrerait des ruptures dans le réseau de l'installation si le système était fermé.

Pour cela il est indispensable de palier à cette dilatation en laissant l'installation en communication avec le vase d'expansion qui absorbe la variation de volume.

- Vase ou vert à l'air libre: Le vase est placé au point le plus haut de l'installation qui communique avec l'extérieur par un trop plein.

- Vase sous pression : Les vases sous pression les plus simples comportent une enceinte étanche, fermée dans sa partie centrale par une paroi souple.

D'un côté de l'enceinte, l'eau de chauffage pénètre librement et repousse la membrane en se dilatant de l'autre côté de l'enceinte, un gaz comprimé (de l'azote) équilibre la pression et tend à repousser l'eau quand elle se contracte.

- Avantage : Ce type de vase est couramment employé. Il a l'avantage d'empêcher l'air de l'atmosphère de se mélanger au fluide de chauffage et de le rendre nocif. *convient*

- Volume du vase d'expansion : Le vase d'expansion doit assurer l'absorption complète de l'augmentation de volume.

Partant de la capacité totale de l'installation, on peut déterminer d'une façon précise le volume du vase.

Cependant il existe une méthode approchée et simplifiée pour le calcul de la capacité du vase sous pression

On considère que pour 1000 Kcal/h on a un volume d'installation de 12 l. Par conséquent on détermine la capacité totale de l'installation. on a : $C = \frac{\text{Puissance chaudière} \times 12}{1000}$

et on prend pour volume du vase les $\frac{3}{100}$ de C

$$\text{Volume du vase} = \frac{C \times 3}{100}$$

b) Dilatation

On compte qu'un mètre de tube s'allonge de 1,2 mm pour une élévation de température de 100°C.

L'allongement d'un tube représente une force importante.

Ces allongements risquent de provoquer des déformations du réseau aux détriments de l'esthétique.

Pour parer à cela on prévoit des supports et colliers qui, utilisés judicieusement, assurent la libre dilatation des tubes.

c) Purge d'air

Pour permettre l'évacuation de l'air, dans le réseau, qui risque d'entraver le bon fonctionnement du système de chauffage, on prévoit sur les points hauts de la tuyauterie, dans la chaufferie, des bouteilles de purge d'air automatique.

Chaque radiateur est muni sur le retour d'un purgeur d'air qui permet aussi l'équilibrage que l'on enlève avant la mise en route.

d) Avantages et inconvénients du chauffage à eau pulsée :

L'utilisation d'une ou plusieurs pompes pour accélérer l'eau de chauffage permet la réduction du volume d'eau donc des sections des tuyaux - Le réseau de distribution est moins coûteux.

- L'utilisation d'un moteur électrique pour l'entraînement de la pompe apparaît comme inconvénient important en cas de rupture du courant électrique. Pour cela on utilise un groupe de secours.

5) Emplacement et adaptation des corps de chauffe.

a) Emplacement des corps de chauffe

- L'emplacement des radiateurs ne doit pas être quelconque .

Il doit être choisi de telle sorte qu'il puisse créer un état favorable d'équilibre physiologique ^{et} thermique entre le corps humain et les parois froides du local avec lesquelles il échange de la chaleur par rayonnement et la préservation des espaces libres du local.

- L'emplacement le plus convenable est le plus près des entrées d'air froid, telles que fenêtres et portes.

- L'emplacement dans les embrasures des fenêtres est le plus favorable, car il permet le chauffage de l'air froid rentrant à travers les joints des fenêtres. Le chauffage sera ainsi très efficace.

- La partie inférieure du radiateur se trouve à 14 cm au dessus du sol et l'écartement entre mur et radiateur doit être de 5 cm minimum.

- La meilleure disposition consiste à poser les radiateurs sur des consoles au moyen de colliers. L'emploi des radiateurs avec pieds n'est pas recommandé. *(voir le plan d'installation spécifique)*

b) Adaptation des radiateurs dans les locaux

Les catalogues fournis par le constructeur nous ont permis d'adapter pour les besoins de chaque local, un radiateur type rideau, (voir figure) de puissance calorifique normalisée immédiatement supérieure à celle du local.

6) Besoins calorifiques réels des locaux

Le calcul de la puissance totale des radiateurs donne

163330 KCAL/h

La partie climatisée du second étage n'est évidemment pas comptée, ce qui justifie le résultat trouvé (inférieur à celui des besoins calorifiques de transmission de l'ensemble).

7) Mode de distribution

- La clinique est desservie à partir d'une chaufferie située au rez de chaussée.

a) Distribution à l'intérieur des bâtiments

- On adopte comme il a été dit précédemment une distribution dite inférieure dont le principe est le suivant :

- On monte des colonnes d'aller et retour à partir de la chaufferie jusqu'au 4ème étage. De ces colonnes, placées dans des gaines réservées à cet effet, on branche des dérivations pour alimenter les radiateurs des différents étages.

- Les radiateurs seront alimentés par des tuyaux qui sont au même niveau que les plinthes, la tuyauterie sera maintenue contre le mur par des colliers encastrés.

b) Éléments composant le réseau

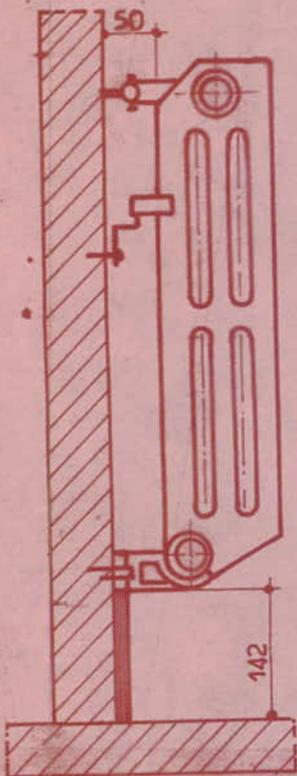
Les éléments qui composent le réseau sont :

- Les tubes
- Les tés de dérivations
- Les coudes

Les tubes sont en acier étiré sans soudure et ne comportent aucune irrégularité.

Les jonctions seront assurées entre les tubes et les organes, tels que les vannes, les tés etc..., par des brides ou des écrous et leur fixation par des colliers qui permettront la libre dilatation de la tuyauterie.

MONTAGE DES RADIATEURS



VASE D'EXPANSION



INSTALLATION A FAIBLE TEMPERATURE



INSTALLATION FAIBLE OU FROIDE



INSTALLATION A TEMPERATURE MAXIMALE

III CALCUL DU RESEAU -o-

=====

NOTIONS DE BASES

- Définition

- Le réseau de l'installation est formé par des tronçons qui qui sont liés les uns aux autres par des pièces d'assemblage.
- Tronçon : On appelle tronçon une partie du réseau de section constante, et dans laquelle le fluide à une vitesse constante. Il peut donc y avoir des résistances localisées et des changements de direction mais non des dérivations.
Lorsque la densité du liquide à véhiculer reste constante, la vitesse de circulation dans le tronçon ne change pas.

1) PERTES DE CHARGES.

Dans les calculs de pertes de charges des tuyauteries, il apparaît utile de distinguer les pertes de charges dans les tronçons rectilignes, les pertes de charges dues aux résistances particulières. Dans les deux cas on écrit que la perte de charge définitive est proportionnelle à la pression dynamique.

$$P_I - P_2 \sim \rho \frac{W^2}{2}$$

a) Pertes de charges dans les conduites rectilignes.

Lorsqu'un fluide s'écoule à travers un tube rectiligne de section constante, la pression dans le fluide diminue uniformément le long de la conduite. Si le tube a une longueur de 1 mètres et si la pression est P_I et la pression finale P_2

$P_I - P_2$ sera la perte de charge

et $\frac{P_I - P_2}{1}$ = La perte de charge au mètre courant

en chauffage $\frac{P_1 - P_2}{l}$ est désigné par la lettre R qui dépend :

1°) de la pression dynamique car $R \sim \frac{W^2}{2} \rho$

2°) du diamètre intérieur du tube

3°) du coefficient λ qui est fonction du type d'écoulement et de la qualité du tube.

donc
$$R = \frac{P_1 - P_2}{l} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho$$

et la perte de charge linéaire totale s'écrit :

$$P_1 - P_2 = R l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho$$

Remarque : λ est appelé coefficient de résistance

Dans le domaine laminaire.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{Re nombre de Reynolds} \leq 2320$$

b) Resistances Particulières :

On les désigne par la lettre Z de même que R ; Z est proportionnelle à la pression dynamique : on écrit

$$Z = \xi \frac{W^2}{2} \rho$$

- où W est la vitesse dans une section représentative .

Par exemple celle d'entrée ou de sortie.

- Le coefficient ξ résulte de la forme de la résistance particulière dont les valeurs sont données dans la planche II.

• la perte de charge totale dans un tronçon I - 2 sera donc

$$P_I - P_2 = \left(\frac{\lambda \Sigma l}{d} + \Sigma f \right) \frac{W^2}{2} \rho$$

toutes les longueurs sont exprimées en mètre (m)

b) ou bien en fonction de la quantité de chaleur à véhiculer pendant l'unité de temps. (\dot{Q})

• L'équation de continuité permet d'écrire que :

$$\dot{m} = W \cdot S \cdot \rho$$

• L'équation de la chaleur permet d'écrire que :

$$\dot{Q} = W \cdot S \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$W = \frac{\dot{Q}}{S \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T}$$

$$P_I - P_2 = \left(\frac{\lambda \Sigma l}{d} + \Sigma f \right) \frac{8 \dot{Q}^2}{\pi^2 d^4 \rho C_p^2 \Delta T^2}$$

L'équation précédente constitue la base du mode de calcul de la tuyauterie. Elle permet la compréhension des phénomènes de circulation dans le réseau, parce qu'elle clarifie les rapports entre chute de pression et débit d'une part, et d'autre part entre chute de pression et diamètre.

- Le débit figure au carré dans l'équation finale. Ainsi dans un tronçon si l'on augmente le débit de 20 %, il faut disposer d'une augmentation de pression de 44 %.

- Le plus important est l'influence du diamètre du tuyau, qui figure à la 5ème puissance pour les pertes de charges rectilignes.

- La conséquence de ce fait pourrait avoir de l'influence sur la pression, si à l'exécution, on est dans l'obligation de choisir un diamètre commercial supérieur à celui calculé.

. Dans les problèmes de réseaux de tuyauteries il faut distinguer deux groupes :

. le tracé du réseau = longueur, diamètre etc....

. la quantité de liquide à véhiculer

On cherche la chute de pression $P_1 - P_2$

-- Les problèmes de ce groupe ne présentent aucune difficulté, les équations précédentes conduisant au résultat.

- Dans le deuxième groupe, le plus important est donné :

. le tracé du réseau : longueur de tuyauterie, le nombre et les caractéristiques des résistances particulières

. La chute de pression admissible.

. Le débit

on détermine alors le \varnothing de la tuyauterie. Dans ce cas

l'équation ne peut plus être résolue algébriquement en partant de l'inconnu (d). La difficulté principale réside dans l'équation elle même, et dans le fait que λ est fonction de deux inconnues,

la vitesse et le diamètre.

Il y a plusieurs possibilités de contourner la difficulté et c'est ce qui explique le grand nombre de procédés de calcul que l'on trouve dans la technique du chauffage.

2) PLANCHES POUR LA SIMPLIFICATION DES CALCULS

Dans le cadre de ce projet le calcul du réseau compte parmi le deuxième groupe de problèmes.

- Le calcul des diamètres des réseaux de conduites est simplifié lorsqu'on transcrit sous forme d'abaques ou de tableaux numériques. Les différents termes de l'équation, ~~Ces tableaux~~ permettent la détermination rapide de nombreux paramètres.

- La planche n°1 : La planche n°1 nous donne pour un débit de chaleur donné et un $\Delta T = 20^\circ C$; La résistance R, le diamètre et la vitesse pour le tronçon considéré.

- La planche N°2 : connaissant la vitesse et la somme des {donnés} par le réseau ; on a directement la perte de charge singulière dans le tronçon.

Conduite des calculs

Le calcul de la tuyauterie ne sera pas divisé en calcul provisoire et calcul définitif. Mais lors de l'équilibrage du réseau nous serons si cela est nécessaire, obligés de modifier les diamètres de certains tronçons.

Le Réseau est composé de 3 principaux réseaux ;

Réseau I, Réseau II, Réseau III

Calcul du réseau I

- 1°) Recherche du réseau le plus long.
- 2°) Localiser dans ce réseau le radiateur le plus défavorisé.
- 3°) Diviser le réseau le plus long en tronçons.
- 4°) Numeroter les tronçons en partant du tronçon lié au radiateur le plus défavorisé.
- 5°) Sur le squelette du réseau le plus long on inscrit à chaque début de tronçon le débit de chaleur correspondant.
- 6°) Par l'intermédiaire des planches 1 et 2 on consigne sur une feuille de calcul les paramètres suivants \varnothing , R, $\sum \xi$, L, $\sum RL$, Z
- 7°) On fait la somme de toutes les pertes de charges.
- 8°) On refait les mêmes calculs pour les colonnes qui se greffent sur le réseau le plus long.
- 9°) On équilibre les pressions des colonnes avec le réseau le plus long, en modifiant les diamètres.

Le même type de calcul sera effectué pour le réseau II et III, qui seront équilibrés entre eux car ils seront desservis par un même groupe de pompes.

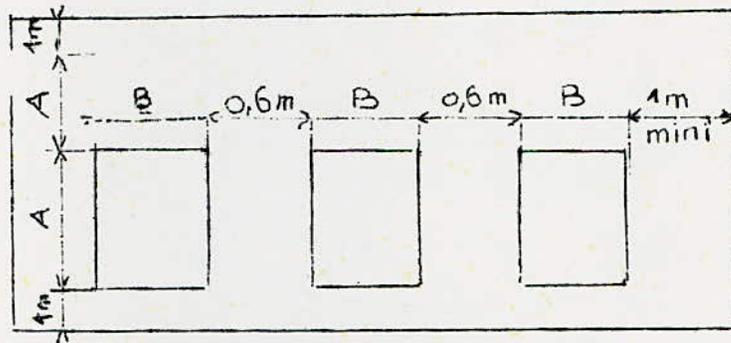
3)- LOCAL TECHNIQUE -

a)- Aménagement des chaufferies : règles générales

Là, où les chaudières, ainsi que leurs accessoires, doivent être implantés, on établit un plan d'aménagement de la chaufferie.

Ces aménagements devront se faire en respectant la réglementation en vigueur, en s'imposant une discipline esthétique et en tenant compte que la chaufferie doit être exploitée et entretenue.

Dans le cas de plusieurs chaudières on a la disposition suivante:



- La chaufferie se situe au rez de chaussée, elle a la forme d'un rectangle, elle comportera un socle en Béton pour recevoir les trois chaudières.

Elle comportera entre autre le vase d'expansion, l'adoucisseur ainsi que les ballons d'eau chaude sanitaire .

Elle comportera également une partie réservée au stockage du combustible liquide, dans laquelle sera placé le réservoir de mazout. Il sera isolé par mesure de sécurité du reste de la chaufferie.

- Pour la disposition des accessoires voir les plans du local technique.

b) Production de la chaleur

- La chaleur contenue dans les combustibles solides, liquides ou gazeux, est produite ou transformée dans des appareils appelés chaudières.
- Il existe plusieurs types de chaudières, pour notre chaufferie on choisira une chaudière fonctionnant au gaz naturel ou au mazout.

c) Description de ces chaudières :

Elles présentent une grande chambre de combustion qui permet l'épanouissement de la flamme du brûleur et la combustion complète du mélange sous projection d'imbrulés sur les parois. Les parois intérieures sont revêtues d'une matière réfractaire.

Choix et Puissance de la chaudière.

Pour déterminer la chaudière il suffit de connaître la puissance calorifique totale, la nature du combustible.

- Puissance de la chaudière :

La puissance de la chaudière est égale à la somme majorée d'un coefficient de 10 % tenant compte des pertes de l'installation, de la puissance nécessaire au chauffage des locaux de la clinique, de la puissance nécessaire à la production d'eau chaude sanitaire.

. Puissance nécessaire au chauffage = 163330 Kcal/h

. Puissance nécessaire à la climatisation = 113960 Kcal/h

c) - Puissance d'eau chaude sanitaire

Pour toute la clinique nous avons besoin de 1500 l d'eau en 3 heures
La température de l'eau froide dans le ballon d'eau chaude est de 10°C
et la température de l'eau chaude à la sortie du ballon est de 60°.

Par conséquent :

$$Q = m C_p \Delta T = I \frac{1500}{3} (60 - 10) = 25000 \text{ Kcal/h}$$

d) Récapitulation

- Puissance nécessaire au chauffage = 163330
- Puissance nécessaire à la climatisation = 113960
- Puissance eau chaude sanitaire = 25 000

Puissance de la chaudière

$$Q_T = (163330 + 113960 + 25000) / 3 = 332500 \text{ Kcal/h}$$

On prendra 3 chaudières de puissance chacune égale à $\frac{Q_T}{3}$

$$\text{Puissance d'une chaudière } Q'_T = \frac{Q_T}{3} = 110840 \text{ Kcal/h}$$

Chaudière retenue

- A partir du catalogue du constructeur on a choisi une chaudière
fonctionnant au gaz ou au mazout de puissance légèrement supérieure
à celle calculée : 117000 Kcal/h

Caractéristiques d'une chaudière

N° de la chaudière MY 311
Puissance 117000 Kcal/h
contenance en eau 131 litres

Brûleur mixte fonctionnant au gaz et au mazout.

4) Pompes de circulation :

Une pompe de circulation est définie par son débit et par sa hauteur manométrique :

débit : c'est (m³ par heure) le rapport entre la puissance calorifique maximale du réseau et la chute de température dans les corps de chauffe soit 20°C.

Hauteur manométrique : elle est égale au moins à la somme des pertes de charges dans l'installation (installation fermée).

Les calculs donnent :

→ Pompes du réseau I : Hm = 5 m CE

Débit = 4,8 m³/h

→ Pompes des réseaux II et III : Hm = 3,4 m CE

Débit = 1,9 m³/h

→ Pompe d'eau chaude sanitaire : Hm = 2,05 m CE

Débit = $\frac{25}{20} = 1,25$ m³/h

→ Pompe du circuit de climatisation : Hm = 8,5 m CE

Débit = $\frac{113,860}{20} = 5,7$ m³/h

5) REGULATION

Il peut se produire accidentellement juste à la sortie de la chaudière une augmentation de température du fluide de chauffage qui aurait pour conséquence l'augmentation des températures des locaux.

A cet effet on utilise des vannes 3 voies qui mélangent l'eau relativement froide du retour avec l'eau chaude sortant de la chaudière. On prévoit également des soupapes de sécurité juste à la sortie de la chaudière.

6) Ballon d'eau chaude

Capacité 1500 l/3h Température de l'eau froide 10°

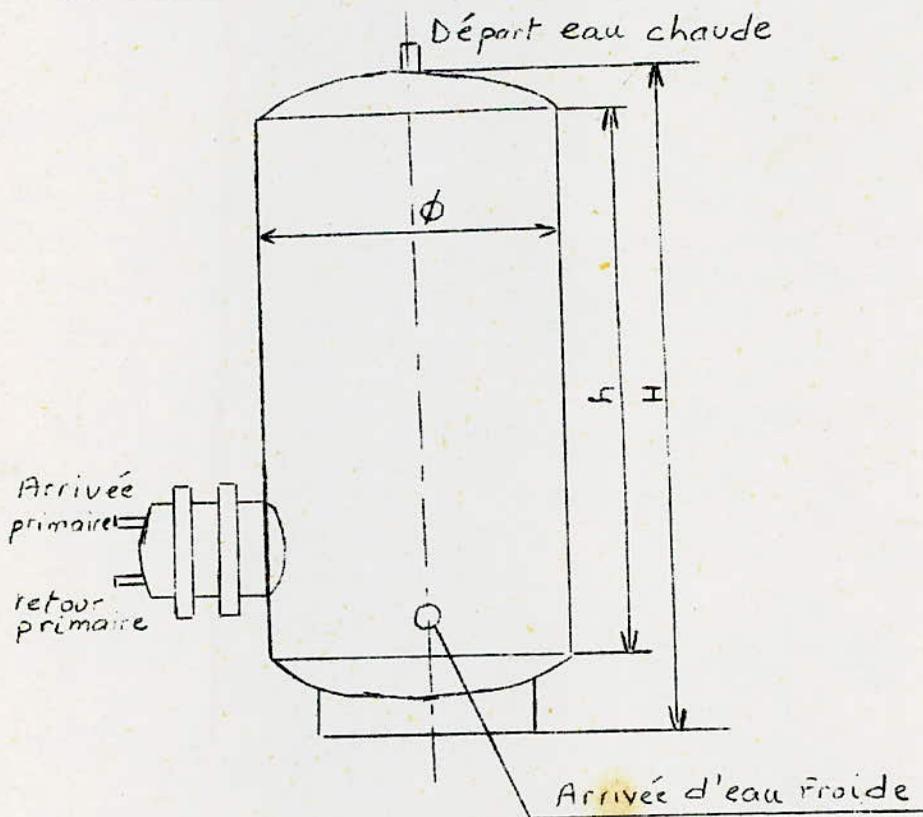
Température de l'eau chaude 60 °

On prendra deux ballons, chacun de 750 litres

Les caractéristiques d'après le catalogue du constructeur sont :

Modèle FA 20 , Faisceau acier.

\varnothing	H	h	\emptyset	\varnothing Support	Tubulaire Corps
700	2200	1760	265	500	40/49



7) Vase d'expansion

Capacité de l'installation : en eau :

$$C = \frac{\text{Puissance totale des 3 chaudières}}{1000} \times 12 = \frac{351000}{1000} \cdot 12 = 4212 \text{ litres}$$

$$\text{Volume d'eau du vase : } V = \frac{4212}{100} \times 3 = 126 \text{ litres}$$

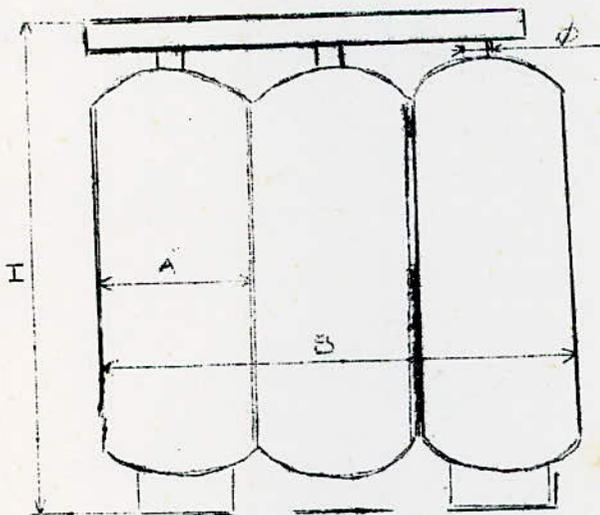
On prend le volume normalisé 150 litres qui correspond sur le catalogue

à $3 \times 150 = 450$ litres;

On prend un vase d'expansion type euramo C 450 constitué de 3 ballons chacun de 150 litres.

Caractéristiques :

Hauteur =	4380 mm
A =	395 mm
B =	4185 mm
Ø =	38 mm



8) Conduit de fumée :

- La section du conduit de fumée se calcule par la formule : de Montgdfier

$$W = \frac{Qt}{10^6 \sqrt{h}}$$

- La hauteur de la cheminée doit dépasser d'au moins 1 mètre la hauteur de la construction qui fait environ 24

donc : $h = 25$ m

Sections des Conduits de fumée :

-) des deux chaudières qui ne desservent pas les ballons d'eau chaude

$$W = \frac{117\,000 \times 2}{10^6 \sqrt{25}} = \cancel{463} \dots 468 \text{ cm}^2$$

-) de la chaudière qui dessert les ballons d'eau chaude

$$W = \frac{117\,000}{10^6 \sqrt{25}} = \dots 234 \text{ cm}^2$$

On prend $W = 400 \text{ cm}^2$

9) L'adoucisseur

L'eau avant d'entrer dans la chaudière doit subir un traitement chimique, afin d'éviter les dépôts de calcaire qui risquent de perturber le bon fonctionnement de la chaudière.

On utilise un adoucisseur type SOLA qui sera placé entre l'arrivée d'eau froide et les chaudières.

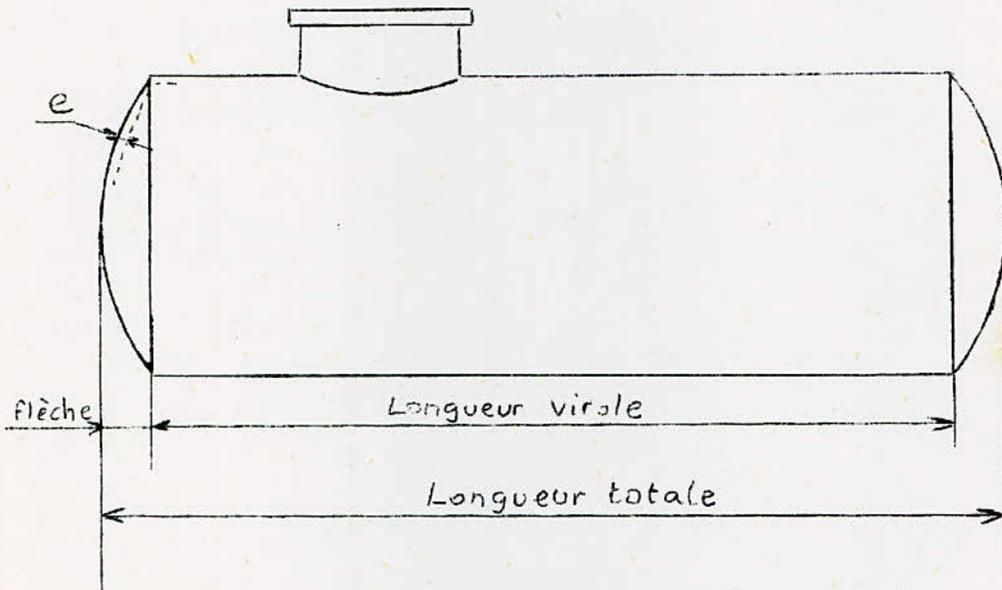


Schéma d'une cuve à mazout

10) Cuve à mazout

Il est nécessaire par mesure de sécurité de prévoir une cuve pour emmagasiner la quantité de mazout nécessaire à la marche des chaudières en cas de coupure du gaz naturel.

Cette cuve sera placée dans la chaufferie dans une partie qui lui est réservée.

- Calcul de la capacité de la cuve

On utilise un fluel-oil léger de $P_{ci} = 9950 \text{ Kcal/kg}$
densité 920 kg/m^3 .

Consommation horaire :

$$C_I = \frac{Q}{P_{ci}} = \frac{351\,000}{0,87 \cdot 9950} = 40 \text{ kg/h}$$

On suppose que la coupure du gaz dure 3 jours
c'est à dire 72 heures.

La consommation sera : $C_2 = 40.72 = 2680 \text{ Kg}$

Capacité du réservoir :

$$C_4 = \frac{2.680}{0.92} = 3.13 \text{ m}^3$$

$$C_4 = 3130 \text{ dm}^3$$

Caractéristiques .

On prend la capacité normalisée $C_{4I} = 3500 \text{ litres}$

Capacité nominale = 3500 litres

Capacité réelle = 3625 litres

$$\phi = 1250 \text{ mm}$$

Longueur L (Virale = 2700 mm
(Long. Totale = 3120 mm

Epaisseur = 5 mm

Flèche = 210 mm

R = 1350 mm

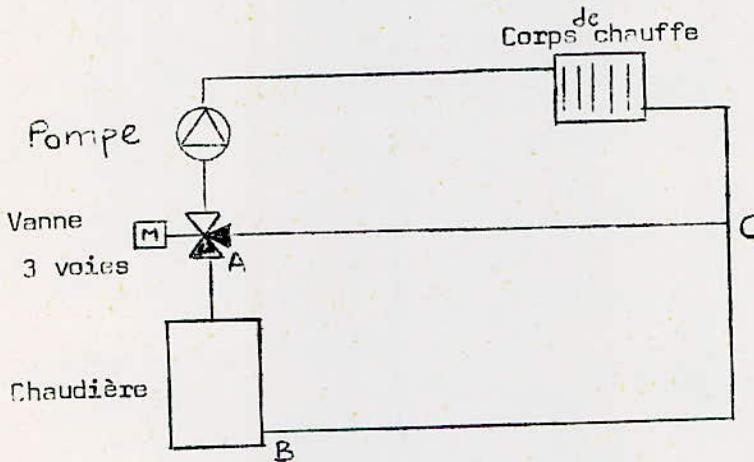
Poids = 580 kg

Metal = Acier doux Martin A 33

11) CALCUL DES PERTES DE CHARGES

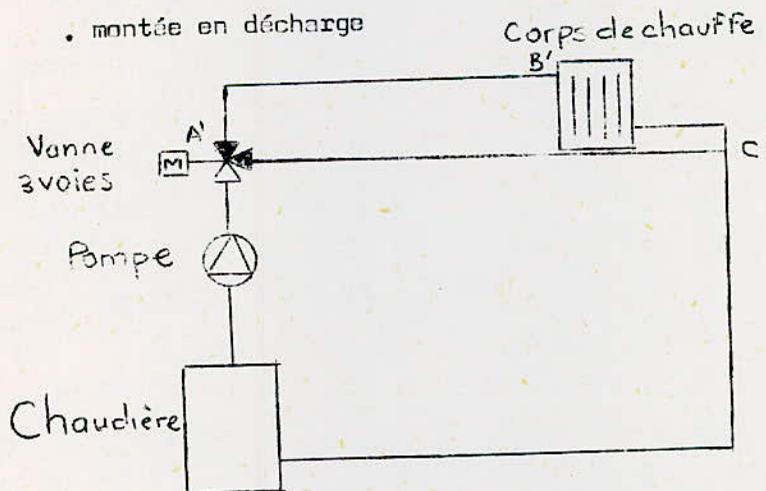
a) Vannes 3 Voies

• montée en mélangeuse les pertes de charges se calculent par la méthode suivante :



$P = 2$ (la somme des pertes de charges du circuit A B C)

• montée en décharge



La perte de charge est :

$P = a = 1 \text{ à } 1,5$ (La somme des pertes de charges dans le circuit A'B'C')

b) Pertes dans le rechauffeur.

Elle est calculée d'après le catalogue CIAT à partir des données suivantes :

- capacité du ballon = 750 l
- Température d'alimentation $T_A = 10^\circ$
- Débit en eau chaude sanitaire = 0,25 m³/h
- Température de stockage $T_S = 60^\circ\text{C}$
- Puissance : 12500 Kcal/h
- Température moyenne de l'eau de chauffage = 80°C

On obtient une perte de charge de 10 mmCE

c) Pertes dans la chaudière :

Elle est donnée par le constructeur : 25 mmCE

-o- DEUXIEME PARTIE -o-
CLIMATISATION ET VENTILATION

I -o- CLIMATISATION -o-

=à=====

I C

La climatisation de toute la clinique du point de vue économique serait onereux, seuls les locaux nécessitant un contrôle complet de l'air seront climatisés, en particulier les locaux du second étage qui ont une importance considérable dans la clinique (blocs opératoires et chambres de malades).

Nous devons placer la centrale de climatisation le plus loin possible de ces locaux (bruits de moteurs) elle sera donc sur terrasse, ainsi l'air traité sera véhiculé par des gaines et soufflé dans les locaux.

On sera amené d'autre part à utiliser deux centrales de traitement de l'air indépendantes.

- La Centrale N° 1 sera

utilisée pour climatiser les blocs opératoires. Leur indépendance est nécessaire pour des raisons de sécurité et de prix de revient

- La Centrale N° 2 sera

utilisée pour le restant des locaux à climatiser.

On disposera également d'une gaine d'extraction de l'air vicié de tous les locaux. Cet air ne sera ^{pas} repris dans les centrales de traitement pour des raisons biologiques (recyclage de l'air contenant des microbes et bactéries) donc les centrales de climatisation ne comporteront pas de chambres de mélange et utiliseront de l'air neuf (extérieur) à cent pour cent

Epuration et décontamination de l'air

La centrale N°1 : comporte un filtre à l'entrée d'air dans la centrale ayant un rôle épurateur et un filtre à poche à la sortie de l'air, éliminant les poussières les plus petites. L'air à travers les gaines de conditionnement est traité contre la contamination microbienne par un appareil approprié "l'heliclim", conçu pour émettre des micro-brouillards de gaz programmés en durée et en fréquence et des rayons ultra-violets.

- Le bloc opératoire est muni d'un autre appareil le "Trinigem" appareil autonome fonctionnant par des rayons ultra-violets, émission de micro-brouillards et production intermittente d'ozone.

La Centrale N° 2 est beaucoup plus simple, elle comporte juste un filtre épurateur d'air.

II () CALCUL () E () A () HARGE

() ' UNE () ENTRALE

--oOo--oOo--oOo--oOo--

() a méthode de calcul de la charge d'une centrale sera présentée sous une forme théorique.

I°) Bilan thermique pour estimer les gains calorifiques, il est nécessaire de tenir compte de tous les éléments qui auront une influence sur le bilan de chaleur.

a) Chaleur de transmission

$$Q = K s \Delta T$$

Q = Chaleur perdue ou gagnée par transmission (Kcal/h)

K = Coefficient de transmission de la paroi considérée (Kcal/h°C m²)

ΔT = différence de température entre l'extérieur et l'intérieur.

- On utilise en été pour la transmission la température équivalente (ΔT_e) pour calculer plus précisément la chaleur transmise en tenant compte de l'inertie thermique des murs ensoleillés

(ΔT_e) est donnée par des tableaux de correction de température (se conformer à "CARRIER")

b) Gains par ensoleillement des vitrages

$$Q = I_{\max} \times S \times a$$

Q = chaleur gagnée par ensoleillement (Kcal/h)

I max = ensoleillement maximum pour orientation et une période bien définie (Kcal/m²)

S = Surface du vitrage

a = Coefficient tenant compte de la composition du vitrage et de l'écran utilisé.

- On tient compte de l'ensoleillement maximum pour que la centrale puisse palier aux gains maximums à une certaine période.

c) Gains par infiltrations :

$$Q = \rho \dot{V} c_p \Delta T$$

ρ = masse volumique de l'air (kg/m³)

\dot{V} = débit d'air infiltré (m³/h)

c_p = chaleur massique de l'air (Kcal/ °C kg)

ΔT = différence de température entre l'extérieur et l'intérieur.

- On ne tient pas compte de cette chaleur, généralement on est en surpression dans un local donc il n'y a pas d'infiltrations.

d) Gains par éclairage

$$Q = W \times S$$

W = puissance dégagée par éclairage (W / m²)

S = surface éclairée.

e) Chaleur dégagée par les occupants

$$Q_s = n \times C_s$$

$$Q_L = n \times C_L$$

n = nombre d'occupants

C_s = chaleur sensible d'un occupant, compte de son activité

(Kcal/h)

C_L = chaleur latente d'un occupant compte tenu de son activité
(Kcal/h)

f) Chaleur dégagée par tout appareillage

Q = puissance du moteur ou appareil.

g) Chaleur de ventilation

$$Q = \dot{V} \times \rho \times C_p \Delta T$$

\dot{V} = Débit d'air soufflé (m³/h)

ΔT = Différence de température entre l'extérieur et l'intérieur

* Il faudrait tenir compte de toute autre chaleur sensible ou latente dans le local.

- Faire le bilan de chaleur latente pour hiver et été.

h) Calcul du débit soufflé :

$$\dot{V} = \frac{C_{ST} - C_{SV}}{C_p \Delta T}$$

\dot{V} = débit d'air soufflé (m³/h)

C_{ST} = chaleur sensible totale (Kcal/h)

C_{SV} = chaleur sensible de ventilation (Kcal/h)

ΔT = Différence de température entre l'ambiance et le soufflage en été et l'inverse en hiver.

i) Détermination de la pente de droite de soufflage

$$p = \frac{C_T - C_v}{C_L / 540}$$

p = pente

C_T = chaleur totale

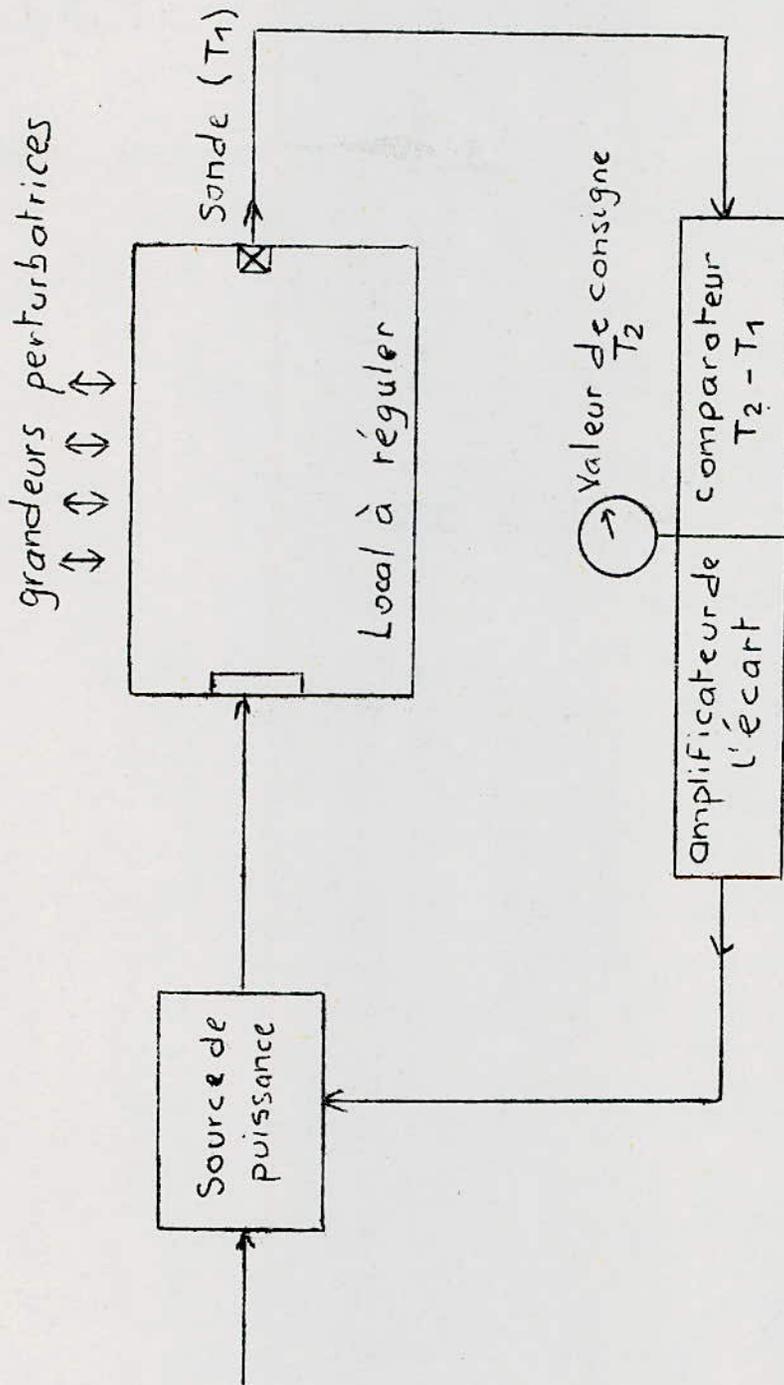
C_L = chaleur latente;

540 (kcal/Kg) entalpie de vaporisation
de l'eau. ---/---

2) / DETERMINATION DE LA CENTRALE

- Le Bilan de chaleur ~~possible~~ ^{totale} été nous donnera la puissance de la batterie froide.
 - Le bilan de la chaleur totale été nous donnera la puissance du groupe frigorifique. (valeur du bilan majorée).
 - Le bilan de chaleur totale en hiver nous donnera la puissance de la batterie chaude.
 - Le débit total d'air soufflé et la perte de charge maximale de l'air dans les gaines ~~et~~ dans la Centrale nous donneront la puissance et dimensions du ventilateur.
 - La Régulation : sera assurée par des régulateurs asservissants la température de soufflage et les vannes motorisées permettant la distribution d'eau chaude ou d'eau froide, cela dépend des conditions extérieures.
- Une sonde d'humidité d'ambiance sera reliée à un régulateur qui asservira la vanne motorisée qui permettra de régler le débit d'eau utilisé dans laveurs.

SCHÉMA DE RÉGULATION



-o- B A S E S D E C A L C U L -o-
=====

- Conditions extérieures à EL HARRACH

HIVER = Température 5° C
humidité relative HR = 80 %

ETE = Température 31°C
Humidité relative HR = 71 %

- Conditions intérieures de la clinique
Blocs opératoires

HIVER = Température 22°C
Humidité relative, HR = 55 %

ETE = Température 24°C
Humidité relative HR = 55 %

- Autres locaux

HIVER = Température 20 à 22 ° C
Humidité relative HR = 50 %

- Température de soufflage

HIVER = Blocs opératoires 25°C
Autres locaux 15°C

Chaleur dégagée par les personnes

Températures	20°C		24°C		26°C	
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensib	latente	sensib	latente
p.au.repos	67	21	58	30	53	35
activité normale	71	42	61	52	54	59
grande activité	99	97	74	115	62	127

Chaleur dégagée par éclairage

pour le type d'éclairage adopté on a: $\rho = 15 \text{ w/m}^2$

Gains par ensoleillement

latitude 30°. Orientation. Ouest, $I_{\text{max}} = 447 \text{ Kcal/m}^2\cdot\text{h}$

Coefficient (k) global vitrage ensoleillé

Vitrage simple ordinaire avec écran (store intérieur) de couleur claire $k = 0,56$

-o- E X E M P L E D E C A L C U L -o-

calcul de la charge de climatisation du local "soins intensifs" en été

Nombre de personnes = 5

Surface du plancher = 53,8 m²

Surface vitrée = 8,6 m².

Température de soufflage 15°C

Température intérieure 25°C

enthalpie sensible de ventilation : 1,3 Kcal/kg

enthalpie latente de ventilation : 6,5 Kcal / kg

- Gains par transmission : 1910 Kcal/h

- Chaleur dégagée par éclairage sachant que la puissance de l'éclairage est de 15 W/m²

$$Q = 15 \times 0,86 \times 53,8 = 684 \text{ Kcal/h}$$

- chaleur de l'ensoleillement du vitrage sachant que l'ensoleillement maximum en été

$$I = 447 \text{ Kcal/m}^2, \text{ coefficient d'écran} = 0,56$$

$$Q = 447 \times 0,56 \times 8,6 = 2152 \text{ Kcal/h}.$$

- Chaleur dégagée par les occupants sachant que les personnes sont au repos

chaleur sensible par personne = 58 Kcal/heure

chaleur latente par personne = 30 Kcal/heure

$$C_S = 58 \times 5 = 290 \text{ Kcal/h}$$

$$C_L = 30 \times 5 = 150 \text{ Kcal/h}$$

Débit d'air soufflé

$$V = \frac{4352}{1,2 (25 - 15) \cdot 4,18} = 1450 \text{ m}^3/\text{h}$$

Chaleur sensible de ventilation

$$Q = 1,2 \times 1,3 \times 1450 = 2262 \text{ Kcal/h}$$

Chaleur latente de ventilation

$$Q = 1,2 \times 6,5 \times 1450 = 11310 \text{ Kcal/h}$$

Chaleur sensible totale

$$Q = 6614 \text{ Kcal/h}$$

Chaleur latente totale

$$Q = 11460 \text{ Kcal/h}$$

-o- () ALCULS RELATIFS A LA CENTRALE N°I -o-

Soufflage hiver
Centrale N°1

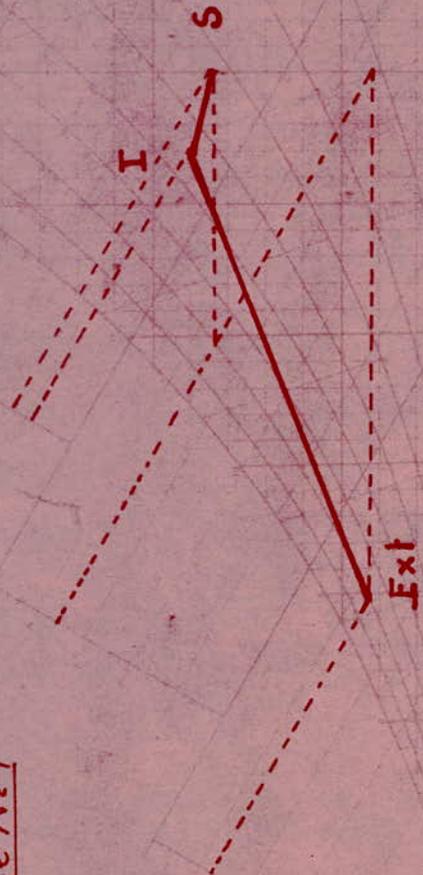
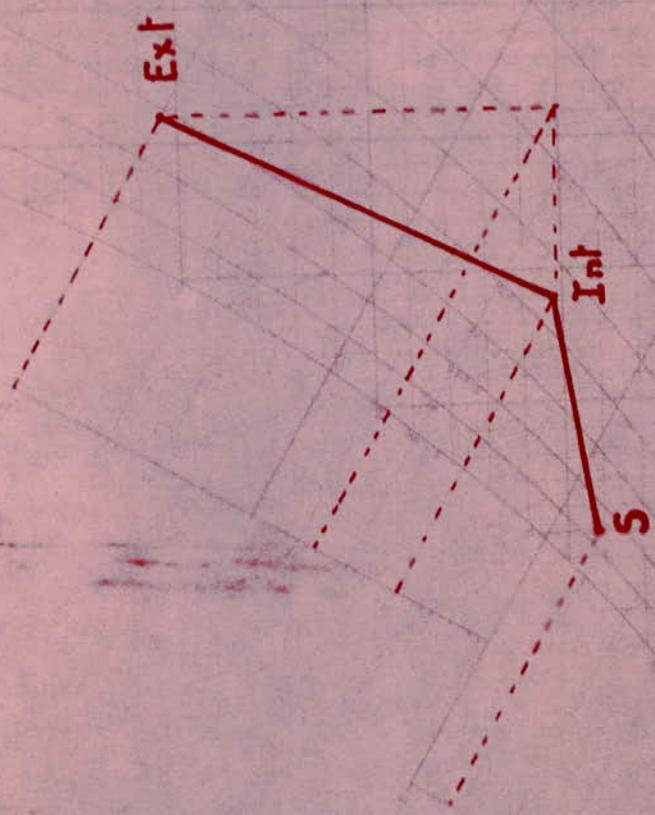


DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Soufflage été
centrale N°1



Salle d'Opération

N ^{brs} de personnes: 6	été		hiver	
Températures	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 25^\circ\text{C}$
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . Ventil (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Deperditions	510	—	760	—
Ch. éclairage	430	—	430	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	444	690	444	690
Ch. machines	1290	—	1290	—
Ch. Ventilation	1848	8712	5544	3696
Chaleur totale	4788	9400	4140	3000
Bilan (Kcal/h)	14190		7140	
Debit Souffle	1100 m ³ /heure			
Observations				

Salle d'opération

N ^{bre} de personnes: 6	été		hiver	
	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 25^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH_{ventil} (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Deperditions	510	-	550	-
Ch. éclairage	430	-	430	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	444	690	444	690
Ch. machines	4290	-	4290	-
Ch. ventilation	1848	8712	5544	3696
Chaleur totale	4788	9400	3930	3000
Bilan (Kcal/h)	14190		6930	
Debit soufflé	1100 m ³ /heure			
Observations				

Salle Sceptique

N ^{bre} de personnes: 6	été		hiver	
	T _i = 24°C	T _s = 15°C	T _i = 22°C	T _s = 25°C
Températures	T _i = 24°C	T _s = 15°C	T _i = 22°C	T _s = 25°C
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH. ventila (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Deperditions	510	-	900	-
Ch. éclairage	430	-	430	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	444	690	444	690
Ch. machines	1290	-	1290	-
Ch. Ventilation	1848	8712	5544	3696
Chaleur Totale	4788	9400	4280	3000
Bilan (Kcal/h)	14190		7280	
Debit Soufflé	1100 m ³ /heure			
Observations				

Hall Chirurgical

N ^{bre} de personnes 1	été		hiver	
	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 25^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Depérditions	123	—	200	—
Ch. éclairage	116	—	116	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch machines	—	—	—	—
Ch. ventilation	252	1190	756	504
Chaleur totale	552	1240	956	504
Bilan (Kcal/h)	1792		1460	
Debit soufflé	150 m ³ /heure			
Observations				

Couloir

N ^{bre} de personnes: 0	été		hiver	
	T _i = 23°C	T _s = 15°C	T _i = 22°C	T _s = 25°C
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH. ventil (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Deperditions	130	-	500	-
Ch. éclairage	340	-	340	-
Ch. ensoleillement	0	-	0	-
Ch. Occupants	0	-	0	-
Ch. machines	-	-	-	-
Ch. ventilation	352	1663	1058	705
Chaleur totale	822	1663	1560	705
Bilan (Kcal/h)	2485		2265	
Débit Soufflé	210 m ³ /heure.			
Observations				

Instruments stérilisés

N ^{bre} de personnes: 1	été		hiver	
	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 25^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,4	6,6	4,2	2,8
Depérditions	130	—	100	—
Ch. éclairage	125	—	125	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	—	—	—	—
Ch. ventilation	200	950	604	403
Chaleur Totale	510	1000	517	400
Bilan (Kcal/h)	1510		917	
Debit Souffle'	150 m ³ /heure			
Observations				

Centrale N°1

Debit total : 3800 m³/heure.

Batterie Froide : 48360 kcal/h

puissance : 48360 kcal/h

Coisson CBR N°6

entrée d'air : 31°C, HR=71%, $T_h = 26,4$, $H = 20$ kcal/Kg

Sortie d'air : 15°C, HR=86%, $T_h = 13,9$, $H = 9,2$ Kcal/Kg

Régime eau glacée : 4°C / 9°C

Debit d'eau : 3250 L/h

enthalpie de l'air à la température moyenne de l'eau glacée

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

écart d'enthalpies : $(20 - 6,7) = 13,3$ Kcal / Kg.

Facteur de correction de puissance : 1,3.

Puissance Corrigée : 37200 Kcal/h.

Nombre de rangs de la batterie : 3

FBP = 0,22

température de sortie air = $13,9 + 0,22(31 - 26,4) = 14,9$ °C.

HR = 86%

Pertes de charge de l'air : 5,1 mm. C.E.

Constitution de la batterie

Nombre de circuits : 7 ; Nombre de Tubes par circuit : 4

longueur des ailettes : 1,5 m ; Pertes de charge eau : 5 mm C.E

Batteries Chaudes

1^{ère} batterie

Puissance : 21800 Kcal/h.

température moyenne de l'eau chaude moins température d'entrée d'air : $(80+60)/2 - 5 = 75^{\circ}\text{C}$.

Coefficient de correction de puissance : 0,84

Puissance corrigée : 25950 Kcal/h.

Nombre de rang de la batterie :

Régime eau chaude : $90^{\circ}\text{C} / 70^{\circ}\text{C}$

Débit d'eau : 1090 l/h.

Pertes de charge de l'air : 1,8 mm C.E.

Constitution de la batterie

Nombre de circuits : 2

Nombre de tubes par circuit : 5

longueur des ailettes : 1m.

Pertes de charge de l'eau : 1,7 m C.E.

2^{ème} batterie

puissance : 10940 kcal/h.

température moyenne d'eau chaude moins température d'entrée d'air : $(90+70)/2 - 15 = 65^{\circ}\text{C}$.

Coefficient de correction de puissance : 0,73

Puissance corrigée : 14946 Kcal/h.

Nombre de rangs de la batterie : 1

Régime d'eau chaude : $90^{\circ}\text{C} / 70^{\circ}\text{C}$

Débit d'eau : 547 l/h

Pertes de charge de l'air : $1,8 \text{ mm CE}$

Constitution de la batterie

Nombre de circuits : 2

Nombre de tubes par circuit : 5

longueur des ailettes : 1 m

Pertes de charge de l'eau : $1,7 \text{ m CE}$

Laveur

Caisson : CLL.6

pression aux pulvérisateurs : $2,2 \text{ bars}$

pression à la pompe : $2,5 \text{ bars}$

entrée d'air : 25°C , HR = 22%, $T_h^* = 13^{\circ}\text{C}$ $x = 4,2 \text{ gr/Kg}$

sortie d'air : 15°C , HR = 80%, $T_h^* = 13^{\circ}\text{C}$ $x = 8,5 \text{ gr/Kg}$

Rendement de saturation : 0,845

Consommation d'eau : $3800(8,5 - 4,2) \times 1,2 = 20 \text{ l/h}$

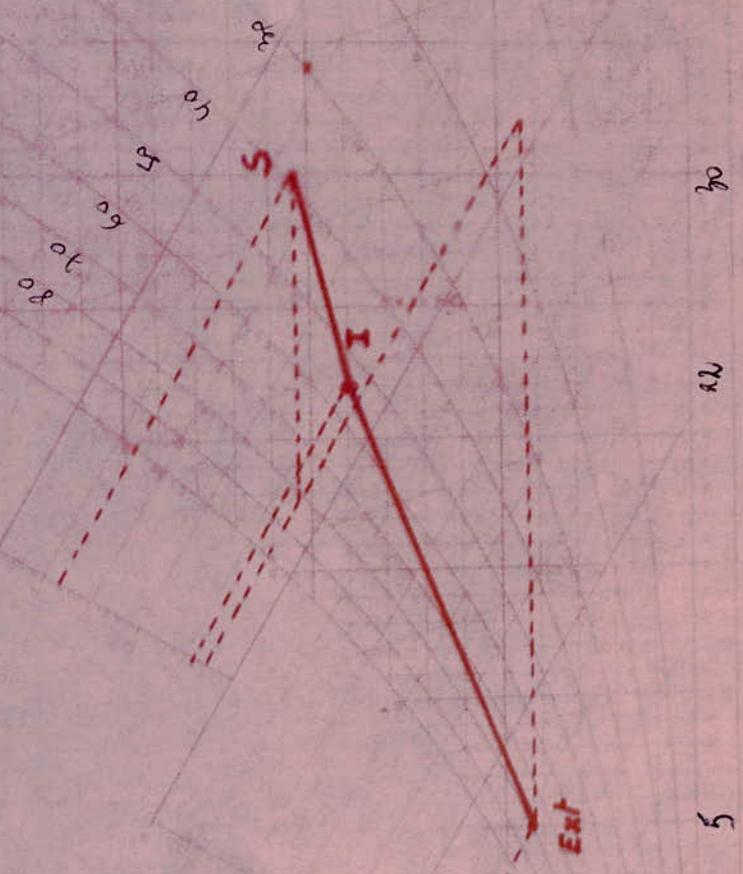
débit d'eau recyclée :

Pertes de charge de l'air : 6 mm CE

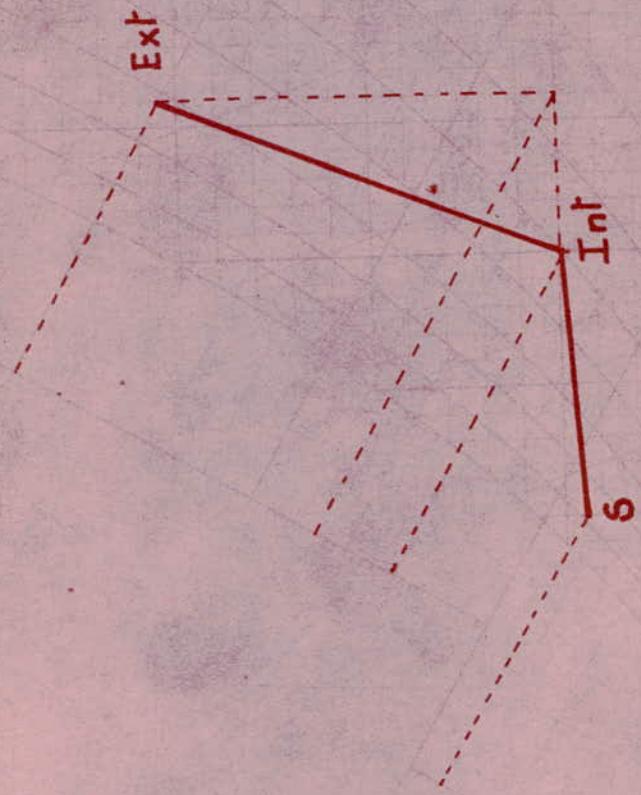
- () ALCULS RELATIFS A LA CENTRALE N°2 -o-

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Soufflage hiver
Centrale N°2



Soufflage été
Centrale N°2



5 25 31

Sterilisation

N ^{bre} de personnes. 1	été		hiver	
	T _i = 25°C	T _s = 15°C	T _i = 20°C	T _s = 30°C
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH. ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Depérditions	350	—	390	—
Ch. éclairage	430	—	430	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. Occupants	61	52	61	52
Ch. machine	700	453	700	453
Ch. ventilation	726	3634	2350	1565
Chaleur Totale	2267	4139	1550	1565
Bilan (Kcal/h)	6400		3110	
Debit soufflé	466 m ³ /heure			
Observations				

Bureau medecin

N ^{bre} de personnes 1	été		hiver	
	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 21^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Depérditions	590	—	885	—
Ch. éclairage	115	—	115	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	—	—	—	—
Ch. ventilation	468	2340	1512	1000
Ch. totale	1234	2392	2220	1000
Bilan (Kcal/h)	3630		3220	
Debit Soufflé	300 m ³ /heure			
Observations				

Salle de repos Chirurgical

N ^{bre} de personnes 1	été		hiver	
	$T_i = 25^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Dépérditions	520	—	1040	—
Ch. éclairage	161	—	161	—
Ch. ensoleillement	625	—	—	—
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	—	—	—	—
Ch. ventilation	639	3198	2066	1377
Chaleur totale	1843	3228	2887	1380
Bilan (Kcal/h)	5070		4270	
Débit soufflé	410 m ³ /heure			
Observations				

Soins Intensifs

N ^{bre} Personnes . 5	ETE		HIVER	
Températures	T _i = 25°C	T _s = 15°C	T _i = 22°C	T _s = 30°C
Chaleur (Kcal/h)	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Enthalpie (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Dépédictions	1910	—	2550	—
Ch. Eclairage	684	—	684	—
Ch. Ensoleillement	2152	—	—	—
Ch. Occupants	290	150	290	150
Ch. Machines	—	—	—	—
Ch. Ventilation	2262	11310	7300	4870
Chaleur Totale	6614	11460	8876	4870
Bilan (Kcal/h)	18070		13150	
Debit Soufflé	1450 m ³ /heure			
Observations				

Radio mobile

Nombre de personnes 1	Eté		hiver	
	$T_i = 24^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	Sens	latente	Sensible	latente
ΔH ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Depérditions	180	-	310	-
Ch. éclairage	80	-	80	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	-	-	-	-
Ch. ventilation	202	1014	655	436
Chaleur totale	523	1066	825	436
Bilan (Kcal/h)	1590		1260	
Debit souffle	120 m ³ /heure			
Observations				

Office

N ^{bre} de personnes: 1	été		hiver	
	$T_i = 26^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Depérditions	150	—	150	—
Ch. éclairage	139	—	139	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	—	—	—	—
Ch. ventilation.	180	904	504	336
Ch. totale	530	956	654	336
Bilan (Kcal/h)	1490		990	
Debit soufflé	100 m ³ /heure			
Observations				

Chambre

N ^{bre} personnes 1	ETE		HIVER	
Températures	$T_i = 25^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Chaleur (Kcal/h)	Sensible	Latente	Sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Deperditions	260	-	520	-
Ch. Eclairage	250	-	250	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	-	-	-	-
Ch. ventilation	336	1684	1090	873
Ch. Totale	907	1736	1300	873
Bilan (Kcal/h)	2640		3170	
Debit Soufflé	200 m ³ /heure			
Observations				

Chambre Infirmière

N ^{bre} de personnes . 1	été		hiver	
	$T_i = 25^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH . Ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Depérditions	120	-	210	-
Ch. éclairage	129	-	129	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	-	-	-	-
Ch. Ventilation	109	546	353	287
Chaleur totale	419	598	373	287
Bilan (Kcal/h)	1020		660	
Debit soufflé	100 m ³ /heure			
Observations				

Chambre infirmière

N ^{bre} de personnes 1	été		hiver	
	$T_i = 23^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 21^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	Sensible	latente
ΔH . ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Dépénérations	590	-	1035	-
Ch. éclairage	107	-	107	-
Ch. ensoleillement	-	-	-	-
Ch. occupants	61	52	61	52
Ch. machines	-	-	-	-
Ch. ventilation	546	2730	1764	1176
Ch. totale	1300	2782	2630	1176
Bilan (Kcal/h)	4080		3800	
Debit soufflé	350 m ³ /heure			
Observations				

Salle de soins infirmière

N ^{bre} de personnes 1	été		hiver	
	$T_i = 25^\circ\text{C}$	$T_s = 15^\circ\text{C}$	$T_i = 22^\circ\text{C}$	$T_s = 30^\circ\text{C}$
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH .ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Dépêrditions	214	-	340	-
Ch.éclairage	232	-	232	-
Ch.enseillement	-	-	-	-
Ch.occupants	61	52	61	52
Ch.machines	-	-	-	-
Ch.ventilation	218	1092	705	470
Chaleur Totale	725	1144	1045	470
Bilan (Kcal/h)	1870		1515	
Debit soufflé	150 m ³ /heure			
Observations				

Salle anesthésie

N ^{bre} de personnes 3	Ete'		hiver	
	T _i = 24°C	T _s = 15°C	T _i = 21°C	T _s = 30°C
Températures				
Chaleur (Kcal/h)	sensible	latente	sensible	latente
ΔH. ventil (Kcal/Kg)	1,3	6,5	4,2	2,8
Deperditions	310	—	870	—
Ch. éclairage	288	—	288	—
Ch. ensoleillement	—	—	—	—
Ch. occupants	183	156	183	156
Ch. machines	—	—	—	—
Ch. ventilation	500	2496	1612	1075
Ch. totale	1340	2652	2010	1080
Bilan (Kcal/h)	3990		3090	
Debit soufflé'	320 m ³ /heure			
Observations				

Centrale N°2

Debit total : 3970 m³/heure
Batterie froide

puissance : 49860 kcal/h.

Caisson : CBR.6

entrée d'air : 31°C ; HR = 71% ; $T_h = 26,4^\circ\text{C}$; $h = 20 \text{ kcal/Kg}$

Sortie d'air : 15°C ; HR = 86% ; $T_h = 13,9^\circ\text{C}$; $h = 9,2 \text{ kcal/Kg}$

Regime eau glacée : 5°C / 10°C

Debit d'eau : 3540 l/h.

enthalpie de l'air à la température moyenne de l'eau glacée

$$- H = 6,7 \text{ kcal/Kg.}$$

écart d'enthalpies : $20 - 6,7 = 13,3 \text{ Kcal/Kg}$

facteur de correction de puissance : 1,3

Puissance Corrigée : 38360 Kcal/h.

Nombre de rangs de la batterie : 3

FBP = 0,22

température de sortie air : $13,9 + 0,22(31 - 26,4) = 14,91^\circ\text{C}$

HR = 86%

Pertes de charge de l'air : 5,1 mm CE

Constitution de la batterie

Nombre de circuits : 7

Nombre de tubes par circuit : 4

longueur des ailettes : 1,5 m

Pertes de charge eau : 5 m CE

Batteries Chaudes

1^{ère} batterie

Puissance : 31900 kcal/h

température moyenne de l'eau chaude moins température d'entrée d'air : $(90+70)/2 - 5 = 75^{\circ}\text{C}$

Coefficient de correction de puissance : 0,84

Puissance corrigée : 37975 kcal/h.

Nombre de rang de la batterie : 1

Régime eau chaude : $90^{\circ}\text{C} / 70^{\circ}\text{C}$.

Débit d'eau : 1595 l/h.

Pertes de charge de l'air : 2,2 mm CE.

Constitution de la batterie

Nombre de circuits : 2

Nombre de tubes par circuit : 5

longueur des ailettes : 1m

Pertes de charge de l'eau : 2,1 mm CE.

2^{ème} batterie

puissance : 14290 Kcal/h.

température moyenne d'eau chaude moins température d'entrée d'air : $(90+70)/2 - 18 = 62^{\circ}\text{C}$.

Coefficient de correction de puissance : 0,72

Puissance corrigée : 19840 kcal/h.

Nombre de rangs de la batterie : 1

Régime d'eau chaude : $90^{\circ}\text{C} / 70^{\circ}\text{C}$

Débit d'eau : 715 l/h

Pertes de charge de l'air : $2,2 \text{ mm CE}$

Constitution de la batterie :

Nombre de circuits : 2

Nombre de tubes par circuit : 5

longueur des ailettes : 1 m

Pertes de charge de l'eau : $1,7 \text{ mm CE}$

Laveur

Caisson : CLL 6

pression aux pulvérisateurs : $2,2 \text{ bars}$

pression à la pompe : $2,5 \text{ bars}$

entrée d'air : 32°C , HR = 15% $T_h = 15^{\circ}\text{C}$ $x = 4,5 \text{ gr/Kg}$

sortie d'air : 10°C , HR = 80% $T_h = 15^{\circ}\text{C}$ $x = 10,2 \text{ gr/Kg}$

Rendement de saturation : 0,85

Consommation d'eau : $27,7 \text{ l/h}$

débit d'eau recyclée :

Pertes de charge de l'air : 6 mm CE

Pertes de charge des filtres

Les filtres utilisés sur la centrale N°1

- un filtre épurateur type FR 502 perte de charge = 1,4 m m CE
- un filtre à poche
- . Perte de charge 30 mm CE.

Le filtre utilisé sur la centrale N°2

- Un filtre épurateur type FR 502
- . Perte de charge 1,6 mm CE

GROUPES FRIGORIFIQUES

On utilise 2 groupes frigorifiques identiques :

- La puissance du groupe N°1 est de 48 357 fg/h
- La puissance du groupe N°2 est de 49855 fg/h

On les majore par un coefficient $k = 1,1$
pour des mesures de sécurité.

On obtient alors 2 groupes frigorifiques identiques de puissance majorée : 53 300 fg/heure

Type : SAW 20.0

Débit d'eau glacée 10,7 m³/h

Puissance électrique 20,3 KW

Régime d'eau froide 7°/12°C

Pour avoir plus de précision sur ces groupes (Nomenclature, pertes de charges, régulation, caractéristique, électrique,.....) se conformer aux catalogues.

-o- PARTIE VENTILATION -o-

III) VENTILATION :

Certains locaux de la clinique nécessitent un renouvellement de l'air pour évacuer la vapeur d'eau et les mauvaises odeurs. Le but recherché par cette ventilation n'est évidemment pas le contrôle absolu de l'air, (seuls les salles d'opérations et locaux annexes sont climatisés) mais simplement le remplacement de l'air contaminé et surchauffé, par l'air frais de l'extérieur. En hiver, ces locaux ventilés étant chauffés, nous tiendrons donc compte dans les déperditions calorifiques de la chaleur perdue vers l'extérieur par l'effet de la ventilation.

Nous proposons donc la ventilation ^{de certains locaux,} que nous jugeons utile vu les mauvaises odeurs qui y règnent (toilettes, buanderie, restaurant, salle de radiologie, chambre noire) ou encore pour éliminer l'excédent de chaleur et de vapeur d'eau (salles d'attente, salles de réunion, douches, salle de démonstration...)

A l'intérieur de la cuisine nous disposons d'une hotte au dessus des réchauds pour rendre plus efficace l'élimination des vapeurs, odeurs et chaleur.

1) Taux de renouvellement de l'air

Pour définir le taux de renouvellement de l'air dans un local donné, il faut tenir compte de certains facteurs entre autres :

- Dimensions du local
- Nombre et genre des occupants et leurs activités
- Apport de chaleur et humidité.

L'estimation de ce taux peut donc être faite en partant de ces facteurs. Dans de nombreux cas, il suffit d'observer les valeurs recommandées pour le renouvellement de l'air des locaux de divers types (tableau des valeurs recommandées, déterminées expérimentalement)

Exemple : - Cuisine (volume 350 m³)
- taux de renouvellement : 10 Volume/h
- Volume d'air à renouveler : 10 X 350 = 3500 m³/h

Une autre méthode consiste à assurer une alimentation minimum en air frais de 20 à 30 m³ par personne et par heure. Ceci permet le renouvellement de l'air vicié par les occupants.

Nous utilisons donc cette méthode en particulier pour les locaux où la pollution de l'air n'est due qu'à la seule présence de personnes.

- Salle d'attente - Salle de réunion, de démonstration.

2) Procédé de ventilation utilisé:

Comme nous l'avons dit en introduction, on distingue

2 procédés de ventilation :

- ventilation naturelle
- ventilation forcée.

Dans le cas de la clinique, nous avons opté pour une ventilation mécanique (forcée), vu l'importance des locaux et pour permettre un contrôle absolu du débit d'air que nous sommes^{nous} fixés précédemment.

D'autre part, nous aurons recours au système d'extraction seul dans le cas des sanitaires (toilettes, douches, salles d'attente et de réunions, etcuisines). Pour la salle de radiologie,

chambre noire^{et cuisine} nous prévoyons une combinaison d'extraction et de soufflage. Le débit soufflé sera supérieur au débit évacué pour laisser le local en surpression dans le cas de la chambre noire et salle de radiologie, par contre la cuisine sera en dépression.

Dans le cas d'extraction de l'air, des grilles d'entrée sont prévues au bas des portes, ou sur les murs, à côté des radiateurs, pour faire passer l'air à travers la batterie de chauffage.

-o- TAUX DE RENOUVELLEMENT D'AIR RECOMMANDE DANS LES LOCAUX -o-

Salles d'opération-----	6 à 10 volumes/heure
Radiologie-----	3 volumes/heure
Radiologie (chambre noire)-----	10 volumes/heure
Buanderies et triage de linge-----	5 volumes/heure
Cuisines-----	10 à 20 volumes/heure
Restaurant-----	20 m ³ /h par personne
Toilette (extraction)-----	36,6 m ³ /h par m ² de surface de plancher

IV / ETUDE DES CANALISATIONS D'AIR

Nous allons procéder dans ce chapitre au calcul des canalisations d'air pour la ventilation (évacuation de l'air contaminé vers l'extérieur) et pour la climatisation des salles d'opérations et locaux annexes du second étage.

Le schéma de la canalisation doit être judicieusement effectué car de sa conception dépend la bonne marche de l'installation. Un mauvais tracé conduirait à de fortes pertes de charge et alourdirait les frais d'exploitation. Ce tracé dépendra beaucoup de l'architecture du bâtiment.

Les sorties de canalisations doivent être disposées de façon à assurer une répartition uniforme de l'air dans l'espace à ventiler.

Influences de la vitesse

Le choix des vitesses dans les canalisations est important : en effet de grandes vitesses entraînent de fortes pertes de charges dans le réseau. De plus elles augmentent le niveau sonore.

Les valeurs des vitesses dans les immeubles ne doivent pas dépasser 6 m/s

1) Calcul des canalisations :

- Le calcul des dimensions des canalisations et des pertes de pressions correspondantes peuvent être traités par une des deux méthodes suivantes:

a) Méthode dynamique : Dans cette méthode on choisit la vitesse dans chaque tronçon. Cette dernière doit varier du maximum dans la canalisation principale, au minimum à proximité des bouches dans les locaux.

b) Méthode d'équifriction. dans laquelle la canalisation est dimensionnée de façon à avoir les mêmes pertes de charges linéaires.

- On utilise la méthode dynamique dans laquelle on choisit la vitesse dans chaque tronçon.

2) Méthode de calcul

soient Q le débit en m^3/h

v la vitesse dans un tronçon considéré en m/s

Calcul de la section :

$$S = \frac{Q}{3600 v} \text{ en } m^2$$

On détermine alors les hauteur et largeur de la section.

On s'efforce de garder une dimension constante entre 2 tronçons pour des considérations de fabrication de la gaine.

Pour déterminer les pertes de charges dans un tronçon on se ramène à un orifice équivalent (section circulaire).

Le diamètre de l'orifice équivalent est donné par un abaque, fonction des dimensions de la gaine rectangulaire. Cet abaque est construit à partir de la formule :

$$d = \frac{2 h b}{h + b}$$

h = hauteur

b = largeur

d = diamètre équivalent.

Pertes de charges linéaires

$$R l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

λ : Coefficient de frottement

ρ : Masse volumique de l'air

W : vitesse de l'air

l : longueur du tronçon

d : diamètre équivalent

Pertes de charges singulières :

Ces pertes sont dues à des variations de sections, coudes, dérivations...

$$Z = \sum \xi \rho \frac{W^2}{2}$$

$\sum \xi$ somme des coefficients de résistance

(donnés par des tableaux)

$RL + Z$: Pertes de charges totales dans le tronçon

La perte de charge totale de la gaine est celle correspondant au circuit le plus défavorisé.

Ce calcul n'impliquerait pas le débit préconisé dans une section considérée. On équilibre donc le réseau par des registres qui provoquent des pertes de charges pour assurer les débits calculés

Choix des ventilateurs :

Les ventilateurs sont déterminés par la contrepression et le débit qu'ils doivent assurer

$$\Delta P = \Delta P_t - \frac{l}{2g} \rho V^2 \quad (\text{en mm CE})$$

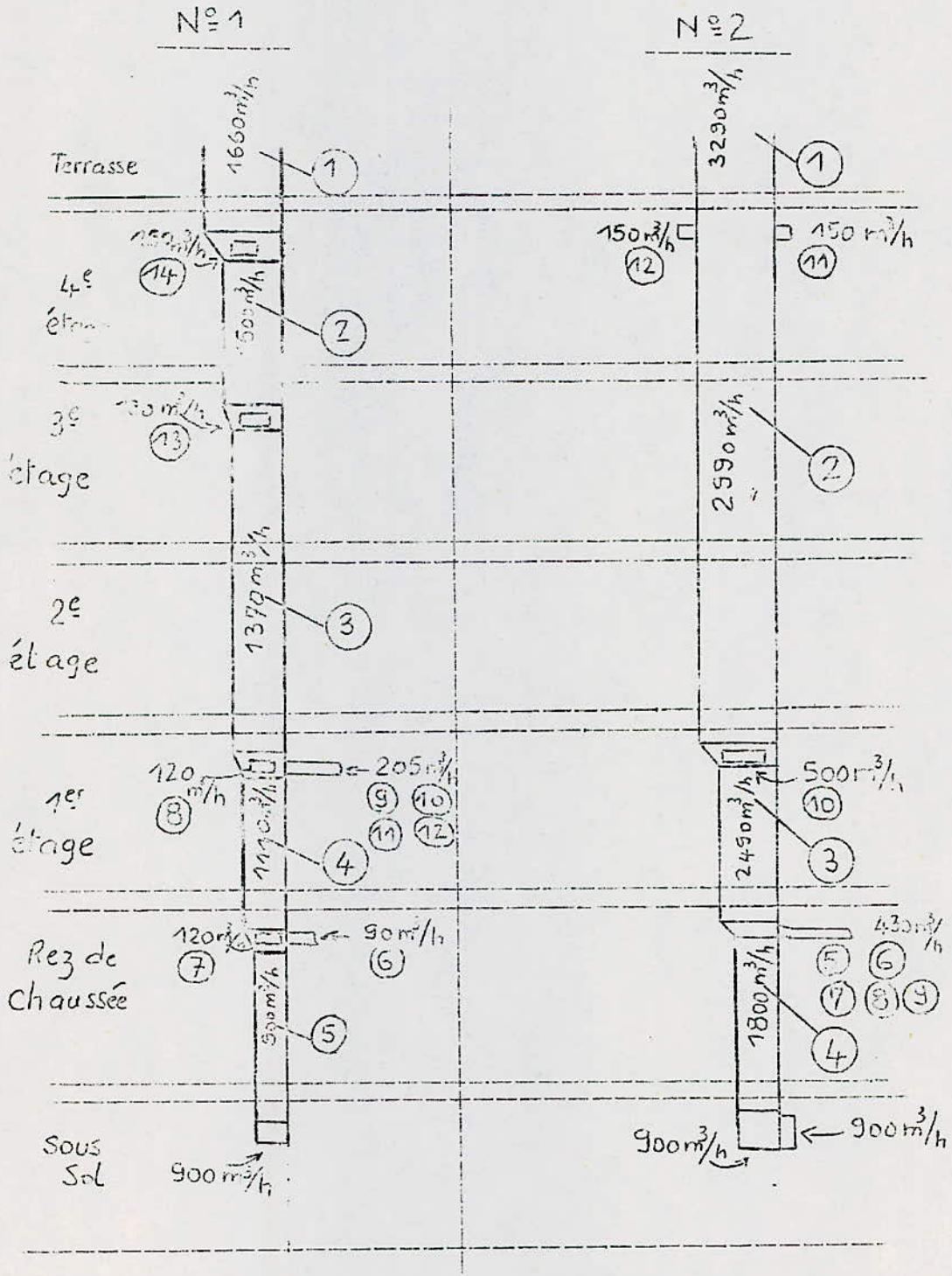
ΔP : Pression statique (variation,

ΔP_t : Pertes de charges totales de la gaine

: vitesse d'entrée de l'air dans le ventilateur.

-o- (ALCULS RELATIFS AUX GAINES -o-
DE VENTILATION ET DE CLIMATI-
SATION

- GAINES DE VENTILATION -



Coefficients de résistance des gaines

tronçon n°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques rapportés des vitesses	ΣK
GAINÉ DE VENTILATION N° 1			
2	1 rétrécissement 1 Té passage direct	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$	0,05 0,3
3	1 Té passage direct	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$	0,3
4	1 Té passage direct	$\frac{w_2}{w_1} = 0,84$	0,25
5	1 Té passage direct 1 rétrécissement 1 coude 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	0,05 0,25 0,3
6	1 Té dérivation 1 coude 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	-1 0,3
GAINÉ DE VENTILATION N° 2			
2	1 Té passage direct		0,25
3	1 Té passage direct 1 coude	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$	0,25 0,05
4	1 Té passage direct 1 rétrécissement 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ $\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	0,25 0,05
6	1 Té dérivation	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$	-1
7	1 Té passage direct	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$	0,25
8	1 Té passage direct 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 1$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	0,3
9	1 Té dérivation 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	-0,3
10	1 Té dérivation 1 Grille	$\frac{w_2}{w_1} = 0,86$ Pertes de charge = 0,5 mmCE	-0,3

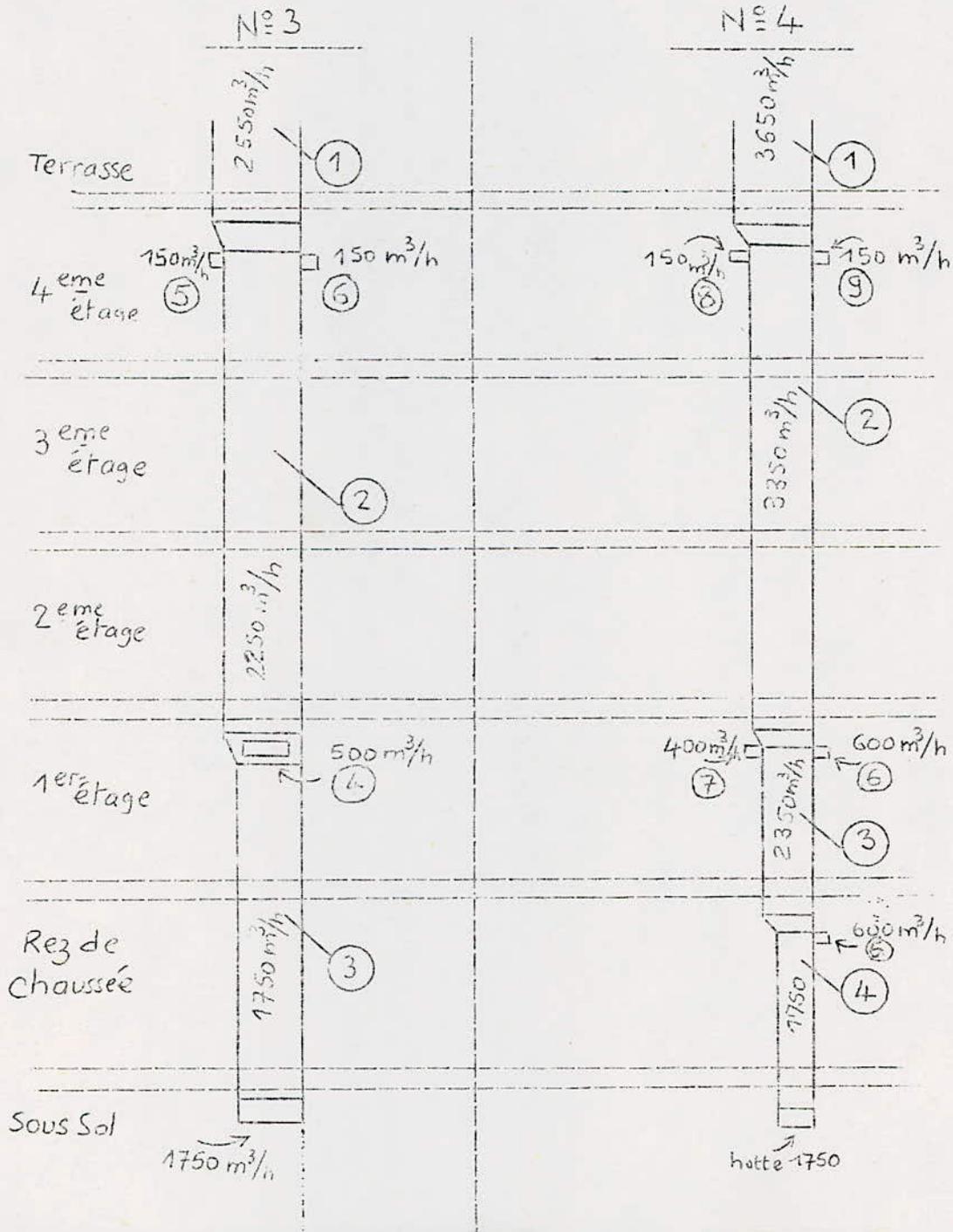
GAINE D'EXTRACTION N° 1

Tronçon	Débit horaire	longueur du tronçon	Vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	Vitesse effective	pertes par frottements/m	pertes totales par frottements	Somme des coefficients de résistance du tronçon	pertes localisées	pertes de pression totale
N°	V	L	W	h	b	dy	W	R	RL	$\sum \gamma$	Z	RL+Z
	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCE/m	mmCE	—	mmCE	mmCE
1	1660	1	4	300	400	350	3,84	0,055	0,055	—	—	0,055
2	1500	3,9	3,5	280	400	325	3,72	0,055	0,214	0,35	0,315	0,529
3	1370	7,8	3,5	270	400	325	3,52	0,05	0,4	0,3	0,24	0,64
4	1110	3,9	3	260	400	325	2,96	0,04	0,156	0,25	0,15	0,306
5	900	3,9	2,5	260	375	310	2,56	0,032	0,125	0,45	0,85 0,18	1,48
6	90	2,9	1,5	100	180						3,01	
7	120	—	1,5	100	200							
8	120	—	1,5	100	200							
9	205	—	2	120	250							
10	150	—	1,5	110	250							
11	100	—	1,5	100	180							
12	50	—	1,5	100	120							
13	130	—	1,5	100	200							
14	160	—	1,5	120	250							

GAINE D'EXTRACTION N°2

Tronçon	Debit horaire	Longueur du tronçon	Vitesse estimée	hauteur de la gaine	largeur de la gaine	Diametre équivalent	Vitesse effective	Pertes par frottement/m	Pertes totales par frottement	Somme des coeff. de résist. au carré du tronçon	Pertes localisées	Pertes de pression totale
	V	L	w	h	b	dy	W	R	RL	$\Sigma \xi$	Z	R _L +Z
N°	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmce/m	mmce	-	mmce	mmce
1	3290	1	5	300	600	400	5,08	0,15	0,15	/	/	0,15
2	2990	11,7	4,5	300	600	400	4,61	0,12	1,4	0,28	0,34	1,736
3	2490	3,9	4	300	550	400	4,19	0,09	0,35	0,33	0,363	0,713
4	1800	3,9	3,5	300	475	375	3,5	0,07	0,273	0,25	0,7+ 0,2	1,173
5	690		2	240	400							3,772
6	430		1,5	200	400							
7	380		1,5	175	400							
8	50		1,5	100	120							
9	260		1,5	200	240							
10	500		1,5	230	400							
11	150		1,5	110	250							
12	150		1,5	110	250							

GAINES DE VENTILATION



Coefficients de résistance des gaines

GAINE DE VENTILATION N° 3

2	1 rétrécissement	$\frac{S_d}{S} = 0,3$	0,05
	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,97$	0,3
3	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,82$	0,25
	1 coude 1 grille	$\frac{r}{h} = 1,42, \frac{b}{h} = 1,21$ Pertes de Charge = 1,5 mm c.a.	0,15

GAINE DE VENTILATION N° 4

2	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,96$	0,3
3	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 1$	0,35
	1 rétrécissement	$\frac{S_d}{S} = 0,77$	0,05
4	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,7$	0,2
	2 coudes 90° 1 hotte	$\frac{r}{h} = 1,33, \frac{b}{h} = 1,22$ Pertes de Charge = 0,5 mm c.a.	0,28

GAINE D'EXTRACTION N° 3

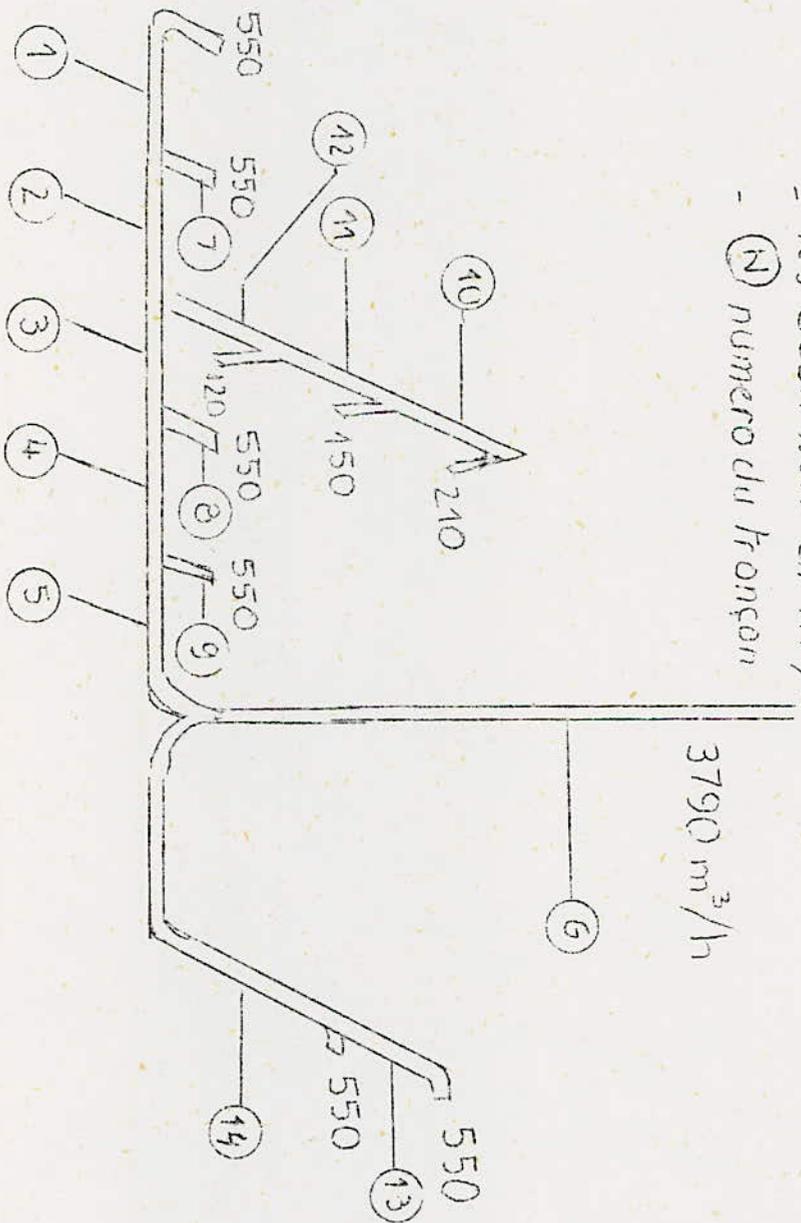
Tronçon	Débit horaire	Longueur du tronçon	vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	vitesse effective	Pertes par frottements/m	Pertes totales par frottements	Somme des coefficients de résistance du tronçon	Pertes Localisées	perdes de pression totale
	V	L	W	h	b	dy	W	R	RL	$\Sigma \xi$	Z	RL+Z
N°	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCe/m	mmce	-	mmCe	mmCe
1	2550	1	5	300	500	375	4,72	0,13	0,13	/	/	0,13
2	2250	11,7	4,5	300	450	375	4,62	0,10	1,17	0,35	0,455	1,625
3	1750	7,8	3,8	300	425	350	3,81	0,09	0,702	0,4	1,5 + 0,36	2,562
4	1750		3,8	300	425						4,	317
5	500		2	300	230							
6	150		1,5	110	250							
7	150		1,5	110	250							

GAINE D'EXTRACTION N° 4

Tronçon	Débit horaire	Longueur du tronçon	Vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	Vitesse effective	pertes par frottements/m	pertes totales par frottements	Somme des coefficients de résistance du tronçon	pertes localisés	pertes de pression totale
	v	L	w	h	b	dy	W	R	RL	\sum	Z	RL+Z
N°	m³/h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCe/m	mmCe	-	mmCe	mmCe
1	3650	1	5	300	650	400	5,2	0,08	0,08	/	/	0,08
2	3350	11,7	5	300	620	400	5,0	0,075	0,88	0,3	0,45	1,33
3	2350	3,9	4,5	300	480	375	5,0	0,08	0,312	0,4	0,6	0,912
4	1750	10,4	3,5	300	460	375	3,52	0,045	0,47	0,48	0,5+ 0,385	1,354
5	600		1,5	220	500							3,676
6	600		1,5	220	500							
7	400		1,5	180	400							
8	150		1,5	110	250							
9	150		1,5	110	250							
10	1750		3,5	300	460							

Gaine de Soufflage
blocs Opératoires

- les débits sont en m^3/h
- (N) numero du tronçon



Coefficients de résistance de la gaine de soufflage (libre opératoire)

Tronçon n°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques rapport de vitesse	ξ
1	1 coude 1 rétrécissement 1 Grille	$\frac{r}{h} = 1,6, \frac{b}{h} = 0,6$ $\frac{S_d}{S} = 0,6$ Pertes de charge = 2,5 mmCE	0,2 0,05
2	1 Tê dérivation 1 rétrécissement	$\frac{w_a}{w} = 0,62$ $\frac{S_d}{S} = 0,55$	-0,2 0,12
3	1 Tê passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,62$	-0,35
10	1 Grille 1 rétrécissement	Pertes de charge 2,5 mmCE $\frac{S_d}{S} = 0,71$	0,075
11	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{w_d}{w} = 0,83$ $\frac{S_d}{S} = 0,87$	0,05 0,05
12	1 Tê passage direct 1 Tê dérivation	$\frac{w_d}{w} = 0,8$ $S_d = 0,875$ $\frac{w_d}{w} = 0,75$	0,05 0,1
4	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{w_d}{w} = 0,62$ $\frac{S_d}{S} = 0,88$	-0,3 0,05
5	1 Tê passage direct 1 Tê à contre courant	$\frac{w_d}{w} = 0,8$ $\frac{w_a}{w} = 1, \frac{b}{h} = 0,94$	0,25 0,2
6	2 coudes 1 coude Pertes de charges dans la centrale	$\frac{r}{h} = 0,83, \frac{b}{h} = 0,58$ $\frac{r}{b} = 1,42, \frac{h}{b} = 1,7$ $5,1 + 1,8 + 1,3 + 6 + 1,4 + 30$ (mmCE)	0,5 + 0,5 0,1

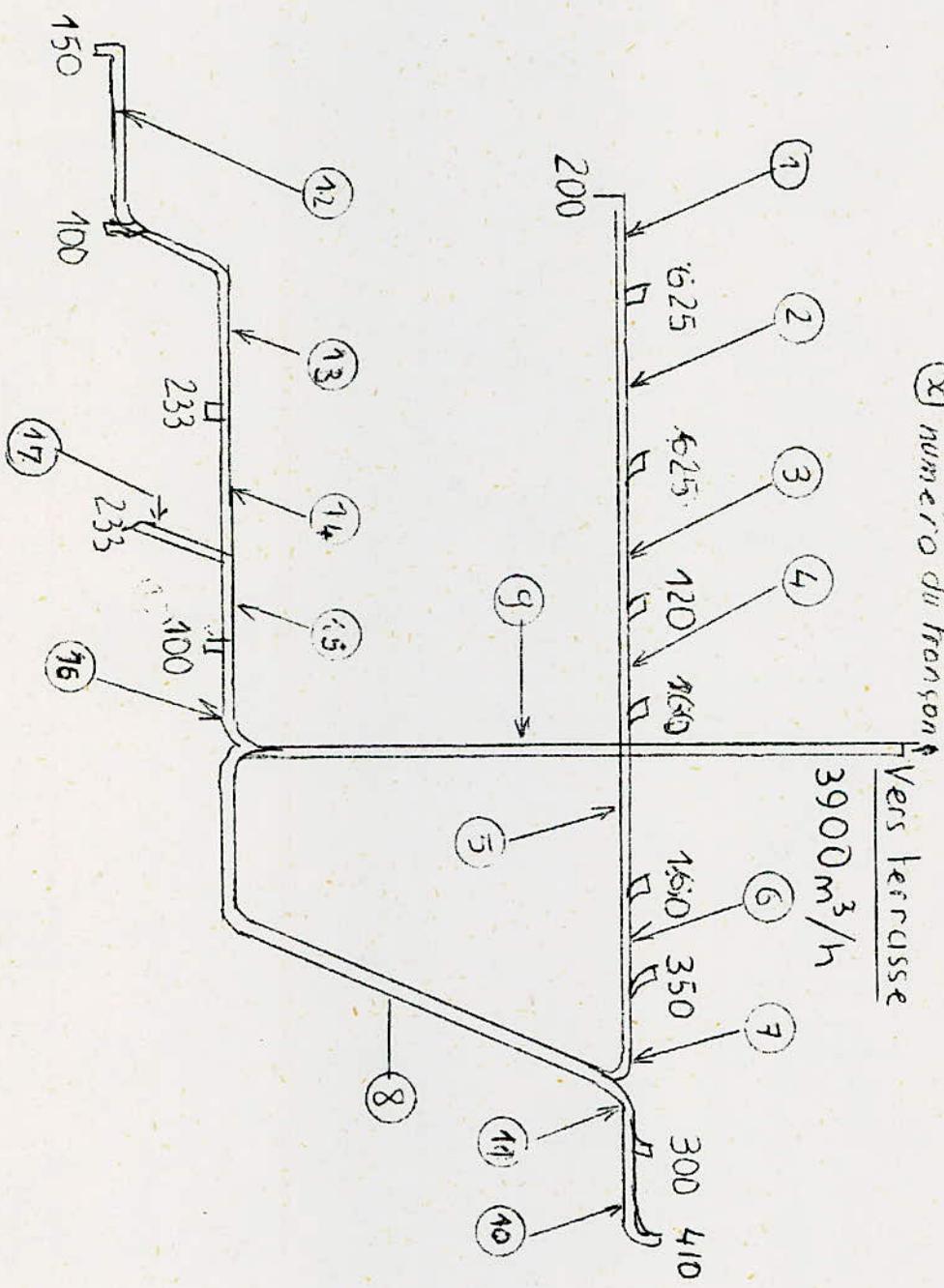
Gaine de soufflage (blow opératoires) Gaine C

Tronçon	Débit horaire	Longueur du tronçon	Vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	vitesse effective	pertes par frottements/m	pertes totales par frottements	Somme des coefficients de résistance du tronçon	Pertes localisées	Pertes de Pression totale
N°	V	L	W	h	b	dy	W	R	RL	$\sum \xi$	Z	RL+Z
	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCe/m	mmCe	-	mmCe	mmCe
1	550	6,5	2,5	200	300	240	2,54	0,06	0,403	0,25	2,5+ 0,1	3,250
2	1100	2,2	4	250	300	260	4,0	0,08	0,176	0,35	0,35	0,174
3	1580	5,2	4	330	330	325	4,03	0,06	0,312	-0,25	-0,25	0,062
4	2130	2,8	5	330	360	330	4,98	0,058	0,162	0,45	0,675	0,84
5	2680	1	6	360	340	345	6,08	0,13	0,13	1,1	0,286	0,416
6	3780	13,7	6	600	300	425	5,8	0,082	1,12	0,2	0,44	1,56
7	550		2,5	200	300							/
8	550		2,5	200	300						batterie froide	5,1
9	550		2,5	200	300						batterie chaude	1,8
10	210		2	140	200						batterie chaude	1,8
11	360		2,5	140	280						Laveur	6,0
12	480		3	140	320						Fitre épurateur	1,6
13	550		2,5	200	300						filtre à poche	30
14	1100		4	250	300							52,43

Gaine de Soufflage locaux annexes

les débits sont en m³/h

(X) numéro du tronçon



Coefficients de résistance de la gaine de soufflage (locaux annexes)

tronçon h^2	nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques rapport de vitesses	ξ
1	1 coude 90° 1 rétrécissement 1 grille	$\frac{r}{h} = 2$, $\frac{b}{h} = 0,7$ $\frac{S_d}{S} = 0,37$ Pertes de charge 2,5 mmCE	0,18 0,13
2	1 Té passage direct 1 rétrécissement	$\frac{w_d}{w} = 0,65$ $\frac{S_d}{S} = 0,66$	0,1 0,1
3	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,85$ $S_d = S$	0,25
4	1 Té passage direct 1 rétrécissement	$\frac{w_d}{w} = 0,92$ $\frac{S_d}{S} = 0,95$	0,25 0,05
5	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,95$ $S_d = S$	0,3
6	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = 0,9$ $S_d = S$	0,28
7	1 coude 1 Té passage direct	$\frac{r}{h} = 1,48$, $\frac{b}{h} = 0,4$ $\frac{w_d}{w} = 0,84$ $S_d \approx S$	0,2 0,25
8	1 coude 1 Té contre-courant	$\frac{r}{h} = 1,33$, $\frac{b}{h} = 0,36$ $\frac{w_a}{w} = 1$, $\frac{b}{h} = 2,7$	0,1 0,3
9	2 coudes 90° 1 coude 90° Pertes de charges dans la centrale	$\frac{r}{h} = 1,4$, $\frac{b}{h} = 1,71$ $\frac{r}{h} = 1,33$, $\frac{b}{h} = 0,58$ 5,1 + 2,2 + 2,2 + 6,4 (mmCE)	0,1 + 0,1 0,2

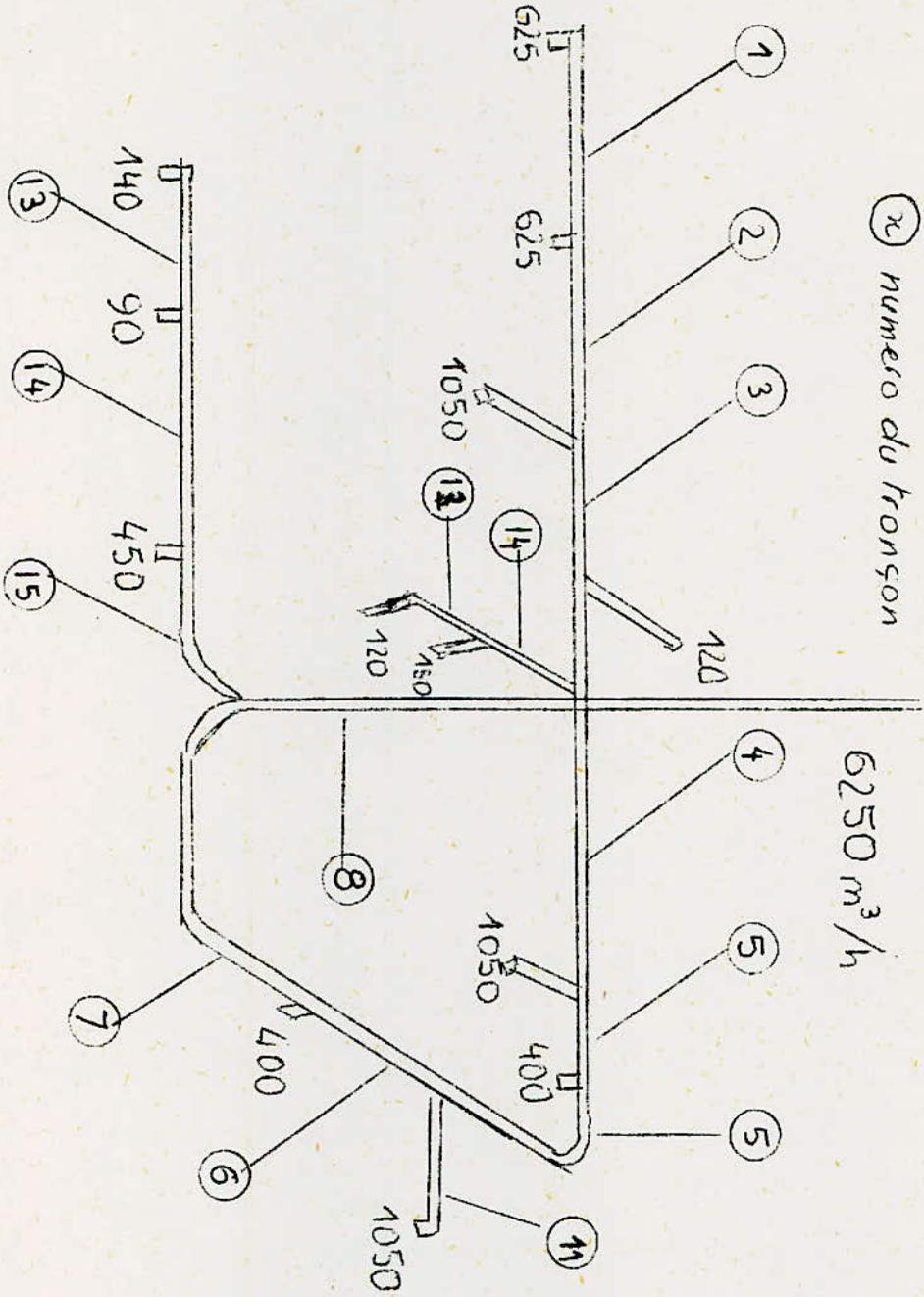
Gaine de Soufflage (locaux annexes) Gaine B

tronçon	Debit horaire	longueur du tronçon	Vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diametre équivalent	Vitesse effective	Pertes par frottement/m	Pertes totales par frottements	Somme des Coefficients de resistance du tronçon	Pertes localisées	Pertes de Pression totale
	V	L	W	h	b	dy	W	R	RL	ΣY	Z	RL+Z
N ^o	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCE/m	mmCE	-	mmCE	mmCE
1	200	1,5	2	140	200	160	1,98	0,042	0,063	0,18	2,5 + 0,036	2,6
2	825	4,4	3	140	540	220	3,03	0,06	0,264	0,2	0,12	0,38
3	1450	7,8	3,5	210	540	310	3,55	0,055	0,43	0,25	0,2	0,62
4	1570	3,2	3,8	210	540	310	3,80	0,06	0,192	0,33	0,33	0,52
5	1730	4,5	4	220	540	320	4	0,06	0,279	0,3	0,3	0,58
6	1890	1,2	4,4	220	540	320	4,4	0,068	0,08	0,28	0,33	0,41
7	2240	4	5,2	220	540	320	5,2	0,10	0,40	0,45	0,76	1,16
8	2950	12	6	220	600	330	6,2	0,14	1,68	0,4	0,96	2,64
9	3900	12,7	6	300	600	400	6	0,1	1,27	0,4	0,88	2,15
10	410		3	130	300							/
11	710		4	160	300						batterie froide	5,1
12	150		2	100	200						batterie chaude	2,2
13	250		3	100	200						batterie chaude	2,2
14	483		4,5	150	200						Laveur	6
15	716		5,5	150	250						fitre épurateur	1,6
16	816		6	150	250							28,14
17	233		3	100	230							

Gaine d'extraction

Les débits sont en m³/h

(x) numero du tronçon



Coefficients de résistance de la goïne d'extraction

1	1 Grille 1 rétrécissement	Perles de charge 1,5mmCE $\frac{S_d}{S} = 0,65$	0,1
2	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,65$ $\frac{S_d}{S} = 0,72$	0,25 0,075
3	1 Tê passage direct 1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,85$ $\frac{W_d}{W} = 1$ $\frac{S_d}{S} = 0,75$	0,25 0,3 0,05
4	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,95$ $\frac{S_d}{S} = 0,86$	0,3 0,05
5	1 Tê passage direct 1 coude 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,72$ $\frac{r}{h} = 1,37, \frac{b}{h} = 0,6$ $\frac{S_d}{S} = 0,86$	0,25 0,18 0,05
6	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,88$ $\frac{S_d}{S} = 0,93$	0,25 0,05
7	1 Tê passage direct 1 rétrécissement	$\frac{W_d}{W} = 0,8$ $\frac{S_d}{S} = 0,9$	0,25 0,05
8	1 Tê passage direct 1 coude 1 Tê en opposition	$\frac{W_d}{W} = 1$ $\frac{r}{h} = 1,38, \frac{b}{h} = 0,48$ $\frac{W_d}{W} = 1, \frac{r}{h} = 1,42, \frac{b}{h} = 2,08$	0,3 0,2 0,1

Goine d'extraction

Goine A

Tronçon	Débit horaire	longueur du tronçon	vitesse estimée	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	vitesse effective	pertes par frottement/m	pertes totales par frottements	Somme des coefficients de résistance du tronçon	pertes Localisées	pertes de pression totale
	V	L	W	h	b	dy	W	R	RL	$\sum \xi$	Z	RL+Z
N°	m ³ /h	m	m/s	mm	mm	mm	m/s	mmCe/m	mmCe	-	mmCe	mmCe
1	625	3	2	250	350	300	1,98	0,02	0,06	0,1	1,5 + 0,02	1,58
2	1250	3	3	250	460	325	3,01	0,036	0,108	0,325	0,195	0,303
3	2350	7,5	4	350	460	4,05	4,05	0,05	0,375	0,6	0,6	0,975
4	2620	5	4	350	500	405	4,2	0,05	0,25	0,35	0,525	0,775
5	4420	5	5,5	350	580	450	5,5	0,08	0,40	0,48	0,864	1,264
6	5470	3,3	6	350	670	460	6	0,083	0,274	0,3	0,66	0,934
7	5870	3	6	350	720	475	6,3	0,082	0,246	0,3	0,66	0,915
8	6250	9,8	6	700	400	550	5,42	0,055	0,54	0,6	1,08	1,77
9	150		1,5	140	200							7,60
10	110		1,5	100	200							
11	1050		3	250	400							
12	120		1,5	100	200							
13	140		2	100	200							
14	230		3	150	200							
15	680		3,5	200	270							

3) GAINES DE VENTILATION

Nous utilisons 4 gaines verticales d'extraction de l'air. Ces gaines partant du sous-sol jusqu'à la terrasse connecteront les débits d'air vicié dans les locaux qu'elles traversent.

Certains sanitaires ne sont pas ventilés par ces gaines. Ils disposent d'extracteurs individuels.

Ventilateurs utilisés :

GAINE 1

$$\Delta P_t = 3,01 \text{ mmCE}$$

Pression dynamique :

$$\Delta P_d = \frac{l}{2g} \rho V^2 = \frac{l}{2 \cdot 9,81} 1,2 \cdot 4^2$$
$$= 0,98 \text{ mm CE}$$

Pression statique : $3,01 - 0,98 = 2,03 \text{ MMCE}$

Débit total : 1660 m³/h

Nous choisissons donc le ventilateur correspondant

Tourelle d'extraction

nombre de tours : 900 tr/mn

Puissance du moteur : 0,18 Kw

GAINE 2

$$\Delta P_t = 3,772 \text{ mmXE}$$

$$\Delta P_d = 1,5 \text{ mmCE}$$

Pression statique : $3,772 - 1,5 = 2,27 \text{ mmCE}$

Débit : 3290 m³/h

Tourelle d'extraction

nombre de tours : 900 tr/mn

Puissance du moteur : 0,18 Kw

GATNE : B

Pertes de charges totales : 28,14 mmCE

Pertes dynamiques : $\frac{I}{2} (I,2) \frac{6^2}{9,81} = 2,2 \text{ mmCE}$

Pertes statiques = 28,14 - 2,20 = 25,94

= 26 mmCE

Débit total : 3900 m³/h

Puissance du moteur : 0,75 KW

Nombre de tours : 1000 tr/mn

GATNE : C

Pertes de charges totales : 52,43 mmCE

Pertes dynamiques : 2,2 mmCE

Pertes statiques : 52,43 - 2,2 = 50,23 mmCE

Débit total : 3780 m³/h

Puissance du moteur : 1,4 KW

Nombre de tours : 1400 tr/mn

GAINÉ 3

$$\Delta P_t = 4,317 \text{ mmCE, Débit total} = 2550 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_d = 1,5 \text{ mmCE}$$

$$\text{Pression statique} = 4,31 - 1,5 = 2,81 \text{ mmCE}$$

Tourelle d'extraction :

nombre de tours : 900 tr/mn

puissance du moteur : 0,18 Kw

GAINÉ 4 :

$$\Delta P_t = 3,676 \text{ mmCE}$$

$$\Delta P_d = 1,5 \text{ mmCE}$$

$$\text{Pression statique} : 3,676 - 1,5 = 2,176 \text{ mmCE}$$

$$\text{Débit total} = 3650 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tourelle d'extraction

nombre de tours : 900 tr/mn

Puissance du moteur : 0,37 Kw

4) GAINES DE CLIMATISATION

On dispose de trois gaines, deux de soufflage et une d'extraction

VENTILATEURS UTILISES

Gaine A

Pertes de charges totales : 7,6 mmCE

$$\text{Pertes dynamiques} : \frac{1}{2} (1,2) \frac{6^2}{9,81} = 2,2 \text{ mmCE}$$

Pertes statiques : 7,6 - 2,2 = 5,4 mmCE

Débit total : 6250 m³/h

Tourelle d'extraction

nombre de tours : 900 tr/mn

puissance : 0,37 Kw

-o- () ONCLUSION -o-
=====

Cette étude a été menée de la même manière que ce qui se fait actuellement dans un Bureau d'Etude; bien que les méthodes de calcul de chauffage et de climatisation sont nombreuses, il reste beaucoup à faire dans ces domaines.

- Les difficultés souvent rencontrées sont d'ordre technique faute de temps, certaines parties n'ont pu être approfondies.
- Une étude technico-économique aurait été souhaitable pour estimer le prix de revient des équipements utilisés.

==oOo==oOo==oOo==oOo==

B I B L I O G R A P H I E

- ENCYCLOPEDIE DU BATIMENT

partie chauffage climatisation ventilation

- H. RIETSCHEL - W RAIS (T_1 ; T_2)

traité de chauffage et de climatisation

- R GIBLIN ET A. MISSENARD

cours supérieur de chauffage, ventilation et conditionnement
de l'air.

- COSTIC : (manuel des industries thermiques)

- REEF : Centre Scientifique et technique du bâtiment
Règles de calcul de chauffage

- WOODS : guide pratique de ventilation

- CARRIER: traité de climatisation

- RENE BOUGIE ET DANIEL COUILLARD

traité pratique de chauffage.

C A T A L O G U E S

- Générateurs d'eau glacée - " AIR TEMP "

- Recueil de solutions de climatisation et ventilation
(Régulation des centrales)

- CHAPPEE : Normalisation de chaudières de radiateurs,
bruleurs.

- CHAPPEE : Normalisation et calcul de centrales de
climatisation.

- TROXVENT : Détermination des ventilateurs axiaux.
- EURAMO : Détermination des pompes et vases d'expansion.
- H . C : Catalogue de grilles de soufflage et d'évacuation.

- Part de charge constante

- Calcul de Re $\rightarrow 23000$

$$\Delta l = \frac{\lambda}{d} \rho \frac{w^2}{2} \cdot l$$

$$\xi = \frac{\lambda}{d} \frac{8 Q^2}{\pi d^2 \rho c^2 \Delta T^2}$$

- tuyauterie de chauffage non représentée

$$\rho w^2 =$$

$$117000 \text{ kcal}$$

- Bourgeois la case à été placée l'est

20°C avec 50% . hiver .

$$I = 447 \text{ kcal/m}^2 \quad Q = I S K \quad (K = 0,56)$$

- Pompe 2 centrales - #0

- question de secours

Comment se fait l'insertion de gaz manuelle ou automatique

détermination de l'efficacité des laves -

- tous les registres pompes.

- voir me schéma de régulation $n^{\circ} 21$

- toutes les températures est grande -

Local
Technique

CALCUL DES RÉSEAUX DE TUYAUTERIES

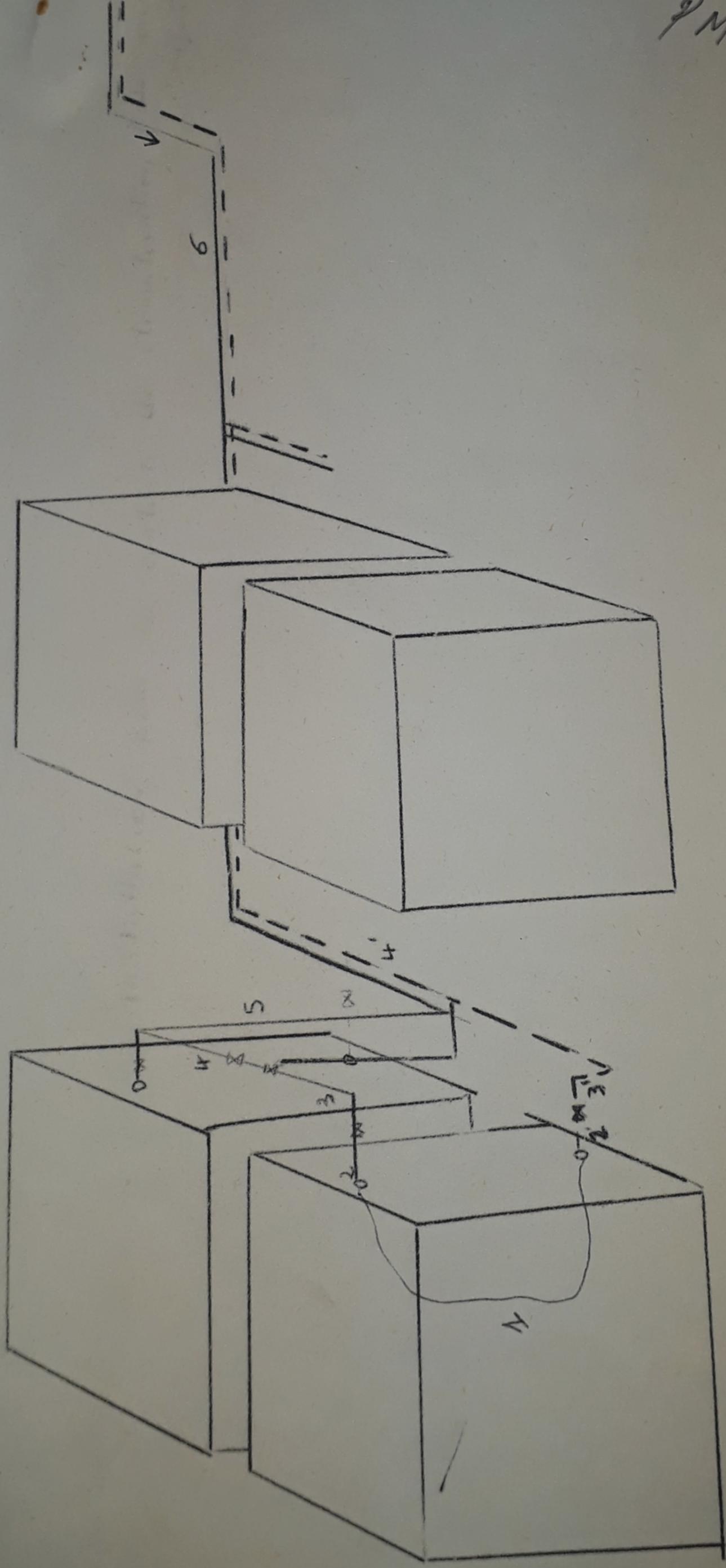
Tronçon	Débit de chaleur	Débit d'eau	Longueur du tronçon	Diamètre de la tuyauterie	Vitesse	Perte de charge par m.l.	Résistance du frottement	modules de résistance	résistances particulières	Resistance totale
N°	kcal/h	L/h	m	mm	m/s	mmce/m	mmce		mmce	mmce
	\dot{Q}	v	L	D	W	R	LR	$M \sum$	Z	$LR+Z$
1	43698		-	-	-	-	-	-	2700	2700
2	43698		0,3	33/42	0,6	13	3,9	1	17,9	22
3	43698		0,5	33/42	0,6	13	6,5	115	24	30
3'	43698		0,8	33/42	0,6	13	10,4	2	42	52
2'	43698		0,3	33/42	0,6	13	3,9	1	17,9	22
4	43698		0,8	26/34	0,6	13	10,4	Vannes 3 Voies		2826
5	67514		1	40/49	0,75	16	16	2	56	72
6	113950		32	50/60	0,8	13	416	12	355	771
7	113950		0,5	60/70	0,5	4,5	2	1	12,5	15
8	113950		0,4	50/60	0,8	13	5	6	192	197
9	113950		0,4	50/60	0,5	13	5	0,5	16	21
10	113950		0,5	80/70	0,5	4,5	2	1	12,5	15
11	113950		0,8	50/60	0,8	13	10	6	192	202

totale = 6945 + 771

7716

10% majoration = 8,5 mce

Installation pour la centrale de climatisation par son d'alimentation E.C



CALCUL DES RÉSEAUX DE TUYAUTERIES

Tronçon	Débit de chaleur	Debit d'eau	Longueur du tronçon	Diamètre de la tuyauterie	vitesse	Perte de charge par m.l	Résistance du frottement	modules de résistance	résistances particulières	Resistance totale
N°	kcal/h	L/h	m	mm	m/s	mmce/m	mmce	$\sum \frac{L}{m}$	mmce	mmce
	Q	v	L	D	W	R	LR	$\sum \frac{L}{m}$	Z	LR+Z
Réseau : Eau. chaude - Sanitaire										
1	25000		0,9	26,34	0,65	19	17	6	126	143
2	25000		0,5	33/42	0,38	5	2,5	1	7,2	10
3	25000		0,3	26/34	0,65	19	6	0,5	M	17
4	25000		0,3	26/34	0,65	19	6	6	126	132
5	25000		0,5	33/42	0,38	5	2,5	6	43	45,5
6	25000		2	26/34	0,65	19	3,6	2	42	48
7	25000		2	26/34	0,65	19	36	1 + Vannes 3 Voies	22 + 177	235
8	25000		0,2	26/34	0,65	19	4	6	126	132
9	12500		0,3	20/27	0,5	17	5	0,5	6	M
10	12500		0,3	40/27	0,5	17	5	1	12,5	17,5
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	12500		0,3	20/27	0,5	17	5	0,5	6	6,5
13	12500		0,3	20/27	0,5	17	5	6	75	80
14	25000		3	26/34	0,65	19	57	6	176	183
										+ 771
										1871
										mmce

10% majoration = 2,05 mce

CALCUL DES RÉSEAUX DE TUYAUTERIES

Tronçon	Débit de chaleur	Débit d'eau	Longueur du tronçon	Diamètre de la tuyauterie	vitesse	Perte de charge par m.l.	Résistance du frottement	modules de résistance	résistances particulières	Resistance totale
N°	kcal/h	L/h	m	mm	m/s	mmce/m	mmce		mmce	mmce
	Q	v	L	D	W	R	LR	$\sum \xi$	Z	LR+Z
Réseau I										
25	95113		0,5	80/90	0,42	2,2	1,1	6	8,8	10
26	95113		0,1	60/70	0,44	3,3	0,33	1	9,6	10
27	95113		0,1	60/70	0,44	3,3	0,33	2,5	26	27
28	95113		0,5	80/90	0,42	2,2	1,1	1	8,8	10
29	95113		0,5	60/70	0,44	3,3	1,7	1	9,6	12
30	95113		0,5	60/70	0,44	3,3	1,7	Vannes 3 Voies	1542	1543
										+ 771
										4525

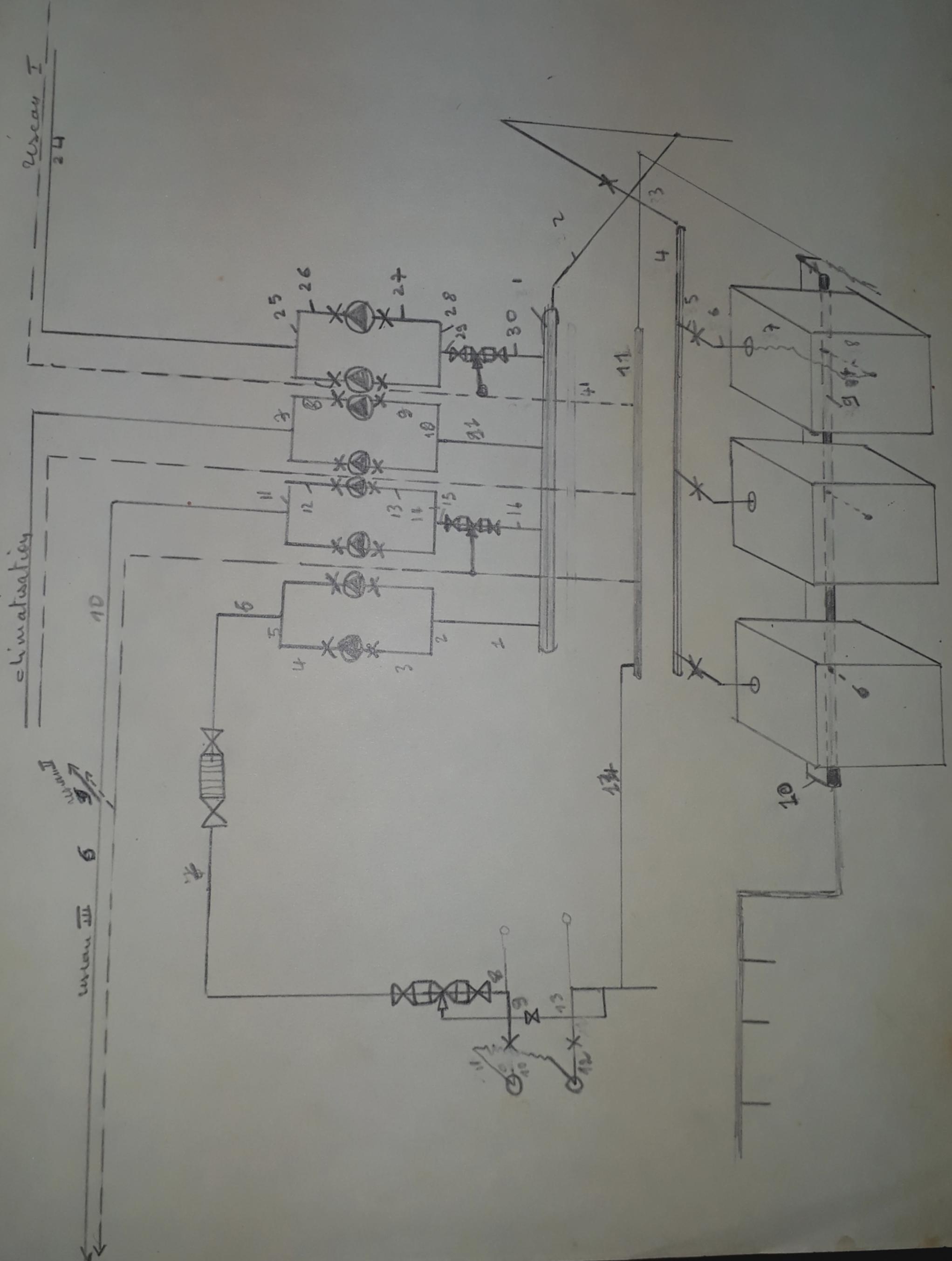
10% majoration - 5mce

Réseau II III										
10	38133		4	33/42	0,55	1,1	44	2	30	32
11	38133		0,5	40/49	0,42	5,5	3	6	8,8	12
12	38133		0,1	33/42	0,55	1,1	1,1	1	15,1	16,2
13	38133		0,1	33/42	0,55	1,1	1,1	1,5	22	23
14	38133		0,5	40/49	0,42	5,5	3	1	8,8	12
15	38133		0,1	33/42	0,55	1,1	1,1	1	15,1	16,2
16	38133		0,5	33/42	0,55	1,1	5,5	Vannes 3 Voies	1542	1547,1
										+ 771
										3070 mmce

10% majoration - 3,4 mce

CALCUL DES RÉSEAUX DE TUYAUTERIES

Tronçon	Débit de chaleur	Debit d'eau	Longueur du tronçon	Diamètre de la tuyauterie	Vitesse	Perte de charge par m.l.	Résistance du frottement	modules de résistance	résistances particulières	Resistance totale
N°	kcal/h	L/h	m	mm	m/s	mmce/m	mmce	$\frac{m}{m}$	mmce	mmce
	\dot{Q}	v	L	D	W	R	LR	$\frac{m}{m}$	Z	$LR+Z$
Réseau ; collecteurs retour - charnières - collecteurs aller -										
1	351000		0,5	90/102	0,85	7,5	4	1	36	40
2	351000		5,5	80/90	0,95	10	55	4	180	235
3	351000		7,5	80/90	0,95	10	75	0,5	22,5	37,5
4	351000		0,5	90/102	0,85	7,5	4	1	36	40
5	117000		0,1	60/70	0,5	4,5	0,5	1	12,5	13
6	117000		0,6	60/70	0,5	4,5	3	0,5	6	9
7	-		-	-	-	-	-	-	-	25
8	117000		0,3	60/70	0,5	4,5	2	1	12,5	14,5
9	351000		0,3	90/102	0,85	7,5	23	1	36	59
10	351000		7,5	80/90	0,95	10	75	4	180	255
11	351000		0,5	90/102	0,85	7,5	4	1	36	40
										377
										mm ce

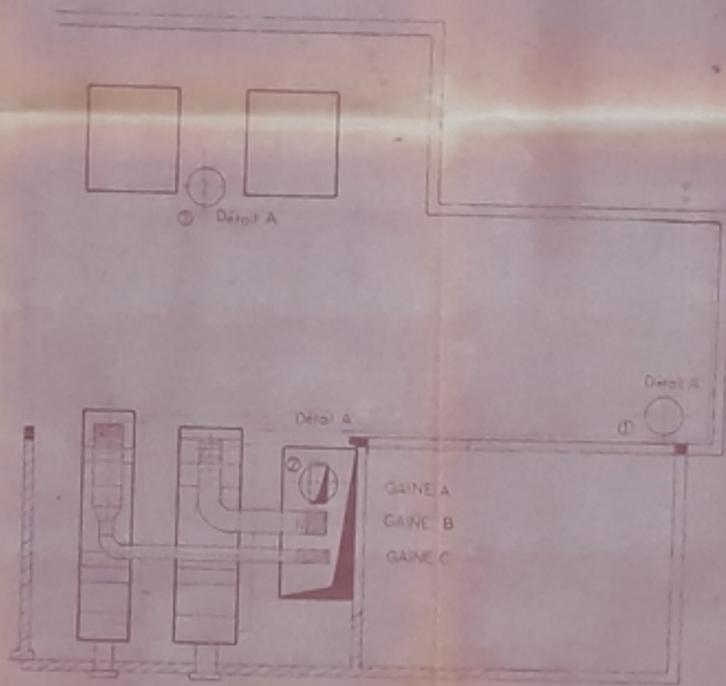


①
Détail A

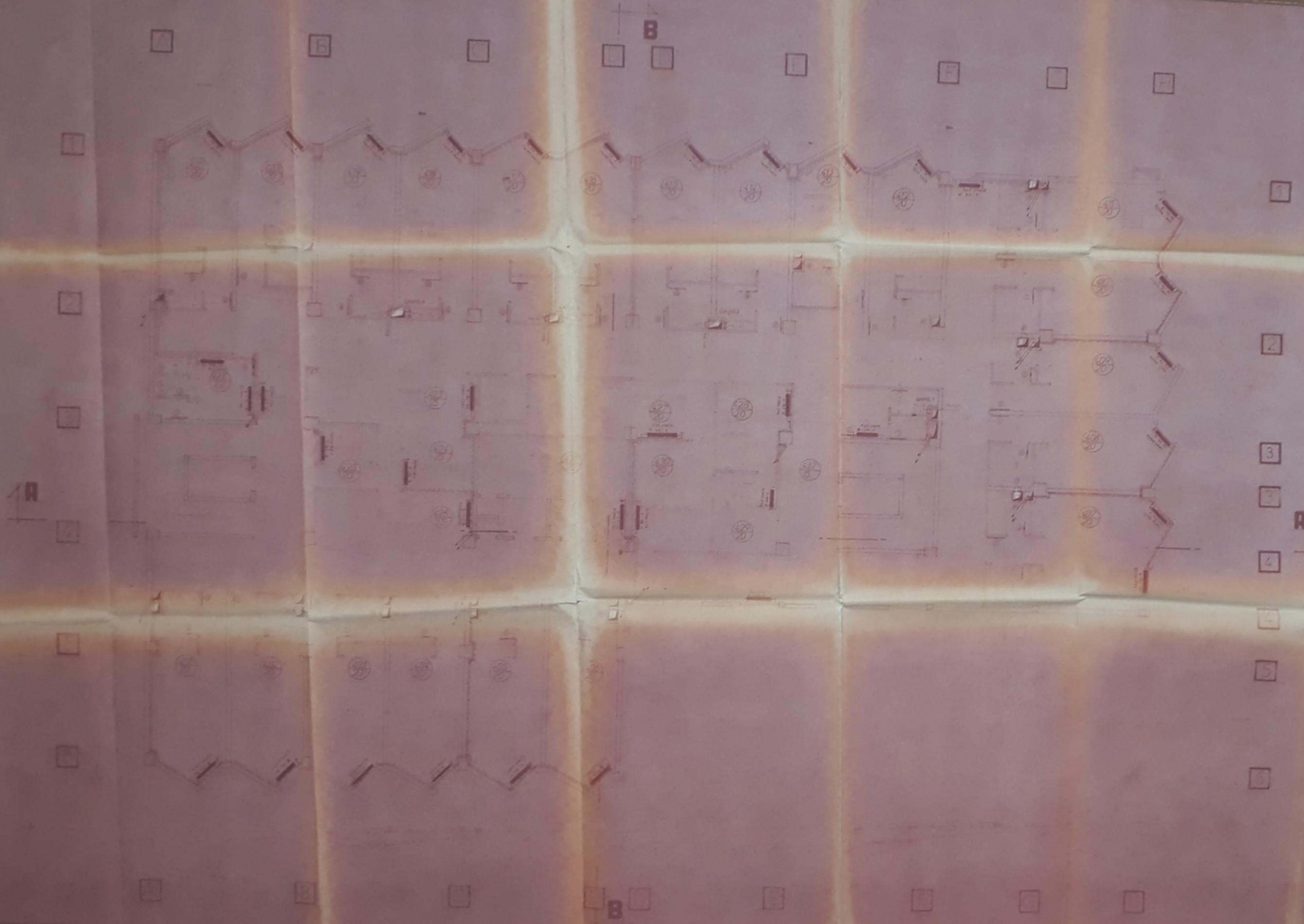
②
Détail A

③
Détail A

④
Détail A



PROJET DE MAISON
M. EL HADJ EL HADJ
CHOUFRA ET CEMENTISATEUR D'ART
CIRCULE A EL HADJ EL HADJ
TEBASSE
M. EL HADJ EL HADJ



NO.	DESCRIPTION
1	
2	
3	
4	
5	



PROJECT INFORMATION

PROJECT NO. 12345

DATE: 15/10/2023

SCALE: 1/50

B

1

2

3

3

4

4

5

6

№	Имя	Дата
1	Иванов	10.10.19
2	Петров	11.10.19
3	Сидоров	12.10.19
4	Климов	13.10.19

Итого: 4
 Подпись: _____
 Дата: 14.10.19

ОБЪЕКТ: _____
 НАИМЕНОВАНИЕ: _____
 ЭТАЖ: _____

Исполнитель: _____
 Проверен: _____
 Дата: 14.10.19

B

D D

F

G

H

A

A

B

1

2

3

3

4

4

5

6

№	Имя	Дата
1	Иванов	10.10.19
2	Петров	15.11.19
3	Сидоров	20.12.19
4	Климов	25.01.20

© 2019 г. ООО "Спецпроект-Инженер"
 Москва, ул. Мясницкая, д. 10/12
 Контакт: +7 (495) 123-45-67

ПРОЕКТ РАБОТЫ

ОБЪЕКТ: КОМПЛЕКС ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ
 ЭТАЖ: 4-й этаж

Исполнитель: *[Signature]* И.И. Иванов
 Дата: 10.10.19

B

D D

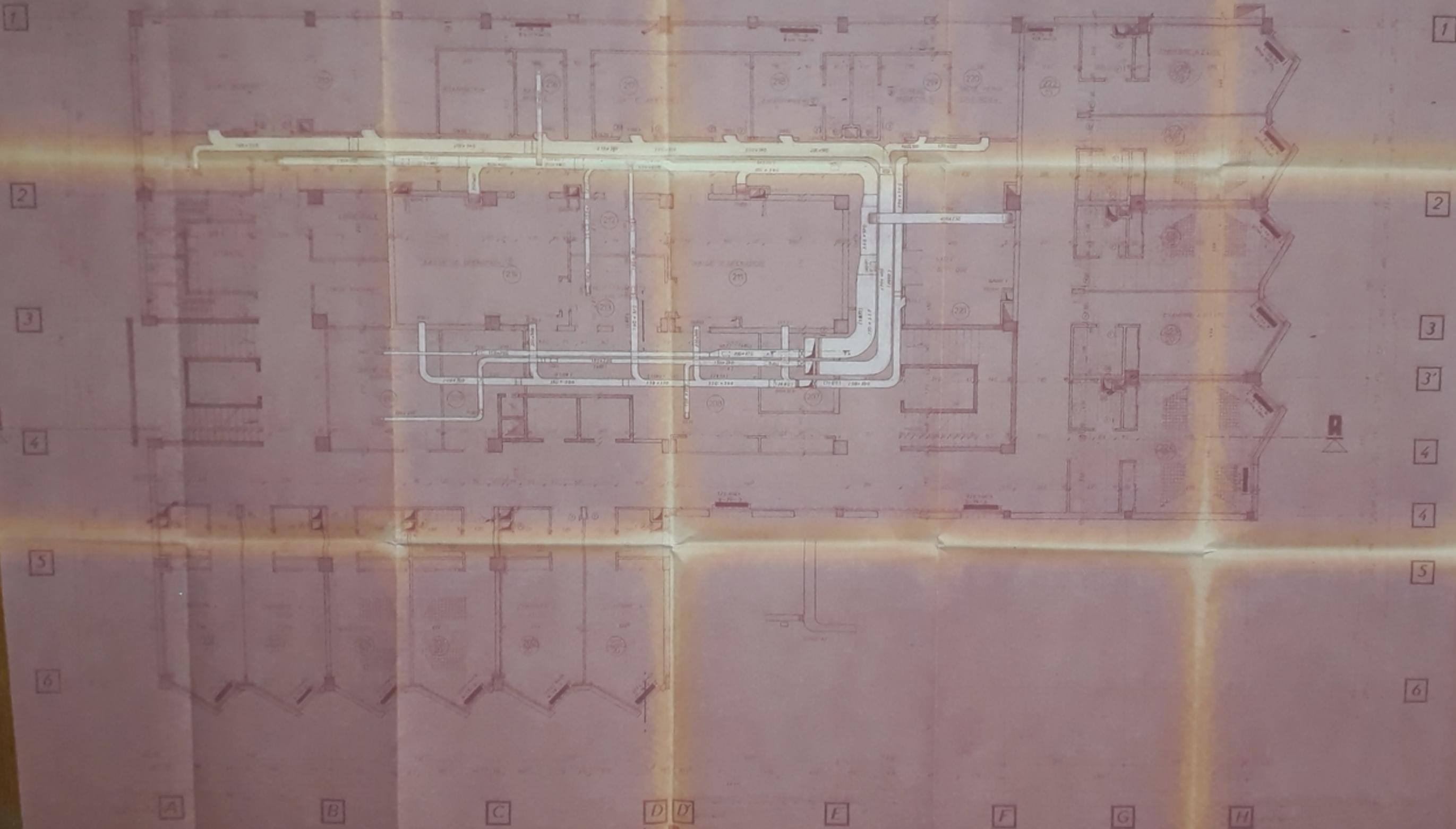
F

G

H

A

A



Architectural drawing showing a floor plan of a building with a highlighted central corridor system. The drawing includes a grid of letters (A-H) and numbers (1-6) for reference. The highlighted area shows a complex network of corridors and rooms, likely representing a main circulation route or a service area. The drawing is a technical architectural plan, likely a floor plan, showing a complex layout of rooms and corridors. The highlighted yellow area represents a specific corridor system, possibly a main circulation route or a service corridor. The grid lines are labeled with letters A through H horizontally and numbers 1 through 6 vertically. The drawing is a technical architectural plan, likely a floor plan, showing a complex layout of rooms and corridors. The highlighted yellow area represents a specific corridor system, possibly a main circulation route or a service corridor. The grid lines are labeled with letters A through H horizontally and numbers 1 through 6 vertically.

Architectural drawing showing a floor plan of a building with a highlighted central corridor system. The drawing includes a grid of letters (A-H) and numbers (1-6) for reference. The highlighted area shows a complex network of corridors and rooms, likely representing a main circulation route or a service area. The drawing is a technical architectural plan, likely a floor plan, showing a complex layout of rooms and corridors. The highlighted yellow area represents a specific corridor system, possibly a main circulation route or a service corridor. The grid lines are labeled with letters A through H horizontally and numbers 1 through 6 vertically. The drawing is a technical architectural plan, likely a floor plan, showing a complex layout of rooms and corridors. The highlighted yellow area represents a specific corridor system, possibly a main circulation route or a service corridor. The grid lines are labeled with letters A through H horizontally and numbers 1 through 6 vertically.

