

26/83

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

»O«

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Tex



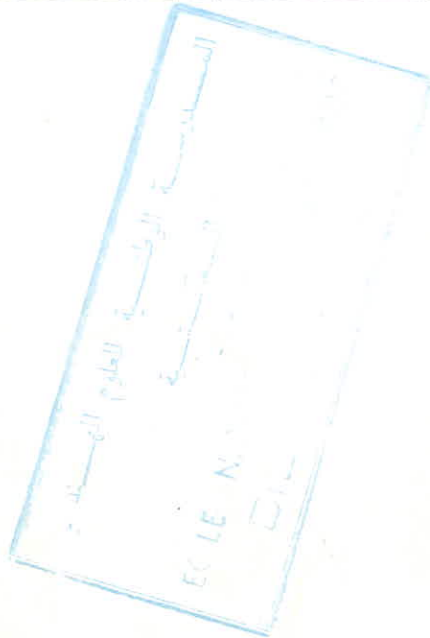
THEME

**CHAUFFAGE ET VENTILATION
D'UN MAGASIN**

2 PLANCHES

Proposé par
Mr TONCZAK

Etudié par :
A . HAMMACHE



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

—»O«—

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

—»O«—

THEME

**CHAUFFAGE ET VENTILATION
D'UN MAGASIN**

Proposé par
Mr TONCZAK

Etudié par :
A . HAMMACHE

PROMOTION JUIN 1983

- REMERCIMENTS -

- Je profite de l'occasion qui m'est offerte lors de la rédaction de ce projet pour présenter mes vifs remerciements et ma sincère reconnaissance à Mr. TOMCZAK qui n'a ménagé aucun effort pour assurer le meilleur encadrement possible.
- Je ne manquerais pas d'exprimer toute ma gratitude et ma reconnaissance à tous les professeurs de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont contribué à notre formation.
- Enfin, je remercie tous mes camarades qui m'ont aidés de près ou de loin.

o-----o

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre I : Introduction et généralités .	1
I.1 : Introduction	1
I.2 : Présentation du sujet	1
I.2.1 but du projet	1
I.2.2 Données relatives au magasin	2
I.3 Conditions climatiques	4
Chapitre II : Bilan thermique	5
II.1: Rappels théoriques sur la transmission de chaleur	5
II.2: Détermination du coefficient de transmission global pour une paroi plane	9
II.3: Puissance calorifique	12
II.3.1 les besoins calorifiques de transmission	12
II.3.2 les besoins calorifiques de ventilation	15
II.3.3 Conduite des calculs	17
II.4 : Puissance frigorifique	24
II.4.1: La charge frigorifique du Local	25
Chapitre III : Débit d'air et état de l'air	42
III.1: Généralités	42
III.2 : Calcul des débits d'air soufflés	42
III.2.1: Exploitation en période d'été	43
III.2.2: Exploitation en période d'hiver	47
Chapitre IV : Installation de ventilation et traitement de l'air	51
IV.1: Généralités	51
IV.2: Prélèvement et épuration de l'air	52

IV.3	Traitement de l'air	53
IV.3.1:	Traitement de l'air en hiver et éléments de la centrale	56
IV.3.2:	Traitement de l'air en été et éléments de la centrale	59
IV.4:	Centrale de ventilation	61
IV.5:	Calcul de la puissance des batteries	63
IV.6:	Gabarit de la centrale	64
IV.6.1:	Disposition de la centrale dans le local technique	65
Chapitre V : Calcul des réseaux de gaines		67
V.1:	Généralités	67
V.2:	Bases du calcul	67
V.2.1:	Chute de pression dans les tronçons droits	68
V.2.2:	Résistances localisées	68
V.3:	Mode de Calcul	69
V.3.1:	Calcul des dimensions	69
V.3.2:	Calcul de la perte de charge	69
V.3.3:	Transformation de la pression lors de la réduction de la vitesse	70
V.4:	Calcul du réseau d'ameneé d'air	70
V.5:	Calcul du réseau d'extraction.	78
V.6:	Conclusion	83

CHAPITRE I

INTRODUCTION ET GENERALITES

I.1 Introduction :

Le but des installations de chauffage et de ventilation, est de maintenir des conditions (Température, humidité, hygiène etc...) qui contribuent au confort de l'homme dans les salles de séjour et de travail quelles que soient les conditions extérieures et intérieures. Pour remplir ce but l'installation doit avoir une puissance suffisante et être asservie quelle que soit la saison au dispositif de régulation qui est déterminé suivant les conditions à obtenir non seulement pendant les gains (pertes) maxima, mais également aux charges intermédiaires.

Les installations de chauffage doivent chauffer suffisamment les locaux pour les températures extérieures les plus basses, donc elles sont essentiellement déterminées par les conditions climatiques extérieures, et les températures intérieures. Tandis que les installations de ventilation, qui consistent à introduire dans les locaux de l'air frais, sont essentiellement déterminées par la destination des locaux.

I.2 Présentation du sujet

I.2.1. But du projet

On se propose à travers cette étude, à assurer le chauffage et la ventilation d'un magasin de grande surface comportant :

- Une salle de vente (Magasin)
- Un dépôt pour le stockage
- Un bureau pour la direction du magasin
- 2 Vestiaires (Hommes et Femmes)
- 2 W-C (Hommes et Femmes)
- Une cabine de douches
- Un corridor

I.2.2 : Données relatives au magasin

Le calcul des installations de chauffage et de ventilation repose sur la connaissance de certaines données relatives au magasin et au lieu où celui-ci est implanté.

a. Situation géographique :

Le magasin se trouve à proximité de la ville de Dar-El-Beida. Il est implanté dans un site particulièrement découvert, sur un terrain plat.

L'altitude du lieu d'implantation est d'environ 24 m, la latitude Nord est de $36^{\circ}43'$.

b. Conception structurelle.

La structure de la construction du magasin est la suivante :

1. Murs extérieures :

Les murs extérieures sont en béton avec isolation extérieure et façade-rideau (Rietschel - Tableau numérique A59)

A l'intérieur on a 10 cm de béton puis 3,5 cm de plaque de laine, puis une couche d'air de 3,5 cm et enfin un

habillage de la façade amiante-ciment.

- Coefficient globale de Transmission : $K = 1,12 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

- Poids par m^2 : $M = 270 \text{ kg/m}^2$

2. Murs interieures:

On utilise des briques creuses de 10 cm

Selon DIN 4701 (Rietschel - Tableau numerique A 19) on a :

- Coefficient global de transmission : $K = 1,63 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

- Poids par m^2 : $M = 120 \text{ Kg/m}^2$

3. Toit

On a un toit metallique alvéolé (Rietschel, Tableau A 59)

Il est constitué à l'exterieur, par une couverture, puis 4 cm de panneau isolant en fibres douces et enfin une armature metallique alvéolée.

- Coefficient global de transmission : $K = 0,68 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

- Poids par m^2 : $M = 40 \text{ kg/m}^2$

A l'interieur des differents locaux on fait usage de faux-plafonds.

4. Plancher.

Le plancher est constitué par une couche de béton leger de 25 cm d'épaisseur, recouvert par des dalles en matière plastique de 5 mm d'épaisseur. Selon le manuel Carrier on a :

Poids specifique du béton leger : 1900 kg/m^3

Poids specifique des dalles plastique : 1760 kg/m^3

D'où : Poids par m^2 : $M = 1900 \cdot 25 \cdot 10^{-2} + 1760 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 484 \text{ kg/m}^2$

I.3 Conditions climatiques

a. conditions exterieures:

En hiver la temperature exterieure qui intervient, dans les calculs de l'installation de chauffage est la temperature t_a qui represente la moyenne de tous les minimas. Pour ne pas avoir une puissance exageree de l'installation on evite de prendre la valeur de la temperature la plus basse enregistree, d'autant plus quelle est rarement atteinte.

$$\text{Hiver} \left\{ \begin{array}{l} \text{temperature exterieure: } t_a = 5^\circ\text{C} \\ \text{Humidite relative} : \varphi_a = 90\% \end{array} \right.$$

Pour le calcul de la puissance frigorifique (ete), on considere la temperature exterieure t_a comme etant la moyenne de tous les maximas enregistres.

$$\text{Ete} \left\{ \begin{array}{l} \text{Temperature exterieure: } t_a = 33^\circ\text{C} \\ \text{Humidite relative} : \varphi_a = 45\% \end{array} \right.$$

b. Conditions interieures

Les conditions interieures sont les memes dans tous les locaux a chauffer et ventiler, cela afin d'eviter un traitement de l'air independant pour chaque local.

$$\text{En hiver: } t_i = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{En ete: } t_i = 26^\circ\text{C}$$

BILAN THERMIQUE

II 1 Rappels théoriques sur la transmission de chaleur.

Le phénomène de transmission de la chaleur se rencontre dans les problèmes de conditionnement d'air sous de nombreuses formes.

La chaleur s'écoule toujours d'un point plus chaud vers un point plus froid. Nous pouvons distinguer plusieurs aspects du transfert de la chaleur très différents physiquement.

- La conduction
- La convection
- Le rayonnement

a - La conduction :

La conduction est le transfert de la chaleur à l'intérieur d'un corps, de particule en particule, sans qu'il y ait aucun déplacement de celle-ci. Elle concerne surtout les corps solides. Soit le cas, par exemple, d'une paroi plane en régime établi. Le flux de chaleur traversant une paroi homogène de surface S et d'épaisseur e , dont la différence de température entre les deux faces de la paroi est $t_1 - t_2$ ($t_1 > t_2$) est donné par :

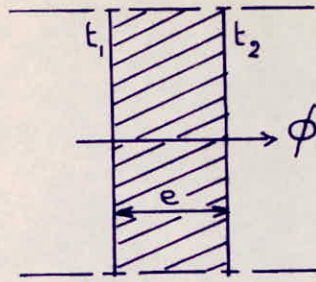
$$\phi = \frac{\lambda \cdot S}{e} (t_1 - t_2) \quad [\text{Kcal/h}]$$

λ représente le coefficient thermique, qui dépend du matériau de la paroi considérée. λ s'exprime en $\text{Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$.

S en m^2

e en m

t_1 et t_2 en $^{\circ}\text{C}$



b. La convection :

La convection est le transfert de la chaleur par le mouvement des particules du corps liquide ou gazeux. Celle-ci peut être causée uniquement par des différences de température et de densité (convection naturelle) ou bien par des différences de pressions appliquées de l'extérieur (convection forcée).

Dans notre cas on rencontre le phénomène de convection entre l'air et les faces externes et internes des locaux à chauffer et ventiler. Le flux de chaleur dans ce cas est donné par la relation :

$$\phi = \alpha \cdot S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}$$

$t_1 - t_2$: Différence de température entre la surface et l'air ($^{\circ}\text{C}$)

α : C'est un coefficient qui dépend de la forme et de la rugosité de la surface considérée ($\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

S : Grandeur de la surface de contact (m^2)

c. Le rayonnement :

Le rayonnement est le transfert de chaleur entre des corps sans contact direct, sous forme d'énergie de rayonnement. Le calcul des échanges thermiques par rayonnement est difficile à effectuer du fait que chaque corps émet, reçoit et réfléchit simultanément. Cependant, il est commode de ramener le phénomène de rayonnement

-7-

à une expression de la forme :

$$\phi = r S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}$$

$t_1 - t_2$: Différence des températures des corps en présence ($^{\circ}\text{C}$)

S : représente leurs surfaces (m^2)

r : Coefficient de transmission par rayonnement.

Remarque: Souvent, les modes de transmission de la chaleur reagissent en combinant leurs effets. On peut définir :

- La transmission par convection et rayonnement : C'est dans le cas ou une paroi échange de la chaleur simultanément avec l'air qui la baigne, et l'enceinte solide qui lui fait face. Le flux de chaleur sera donné par :

$$\phi = \alpha S (t_1 - t_2) + r S (t_1 - t_2) = (\alpha + r) S (t_1 - t_2)$$

Si on pose $h = \alpha + r$, on écrit :

$$\boxed{\phi = h S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}}$$

Avec : t_1 : Température de la paroi ($^{\circ}\text{C}$)

t_2 : Température de l'air et de l'enceinte ($^{\circ}\text{C}$)

S : Surface de la paroi (m^2)

h : On définit h comme étant le coefficient de transmission superficiel entre la paroi et l'ambiance représentée par l'air, et l'enceinte [$\text{Kcal/h.m}^2.\text{}^{\circ}\text{C}$]

- La transmission à travers une lame d'air :

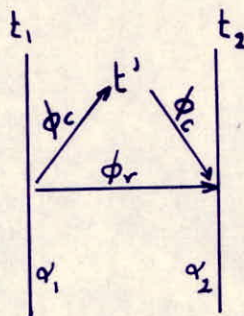


fig II. 1

Soit, une lame d'air, dont t_1 et t_2 sont les températures de ses deux faces, et t' la température de l'air (fig II. 1), avec $t_1 > t' > t_2$.

L'échange thermique de la face chaude à la face froide se traduit

par : $\phi = \phi_r + \phi_c$.

ϕ_r représente le flux de rayonnement, il est donné par :

$$\phi_r = r S (t_1 - t_2)$$

ϕ_c représente le flux de convection de la face chaude à l'air, qui est le même, en régime établi, que le flux de convection de l'air à la face froide. Il est donné par :

$$\phi_c = \alpha_1 S (t_1 - t') = \alpha_2 S (t' - t_2)$$

En admettant que les deux faces sont identiques du point de vue rugosité et forme, on tire :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

L'expression du flux devient :

$$\phi_c = \alpha S (t_1 - t') = \alpha S (t' - t_2) = \frac{\alpha}{2} S (t_1 - t_2)$$

L'expression de l'échange thermique ϕ devient,

$$\phi = \phi_c + \phi_r = \frac{\alpha S}{2} (t_1 - t_2) + r S (t_1 - t_2) = \left(\frac{\alpha}{2} + r\right) S (t_1 - t_2)$$

Si on pose $\frac{\alpha}{2} + r = K$, nous aurons

$$\boxed{\phi = K S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}}$$

- La transmission à travers une couche hétérogène : Une couche hétérogène est constituée par un matériau poreux, ou solide à alvéoles (exemple : La brique creuse). La chaleur se transmet par convection à travers l'élément solide, par convection et rayonnement à travers les pores (alvéoles). L'expression du flux est donnée par :

$$\phi = K_p S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}$$

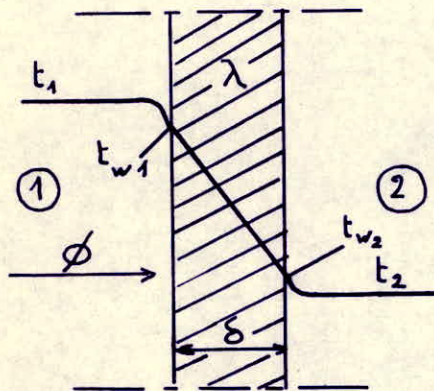
t_1, t_2 : températures des faces de la couche. ($^{\circ}\text{C}$)

S : Surface de la couche (m^2)

K_p : coefficient de transmission moyen. ($\text{Kcal/h.m}^2.\text{}^{\circ}\text{C}$)

II. 2. Détermination du coefficient de transmission global pour une paroi plane.

Si on considère une paroi, traversée par l'écoulement calorifique, comme étant homogène et très grande par rapport à la surface S de l'élément du mur examiné, l'évolution de la température peut se représenter de la manière suivante.



t_1 et t_2 sont les températures des milieux ① et ② entre lesquels s'effectue l'échange de chaleur.

t_{w1} et t_{w2} sont les températures des faces de la paroi

En régime permanent, le flux de chaleur peut être calculé au moyen des

3 relations ci-après :

$$\phi = \alpha_1 S (t_1 - t_{w1})$$

$$\phi = \frac{\lambda}{\delta} S (t_{w1} - t_{w2})$$

$$\phi = \alpha_2 S (t_{w2} - t_2)$$

Si l'on résout ces équations par rapport aux différences de température on aura :

$$t_1 - t_{w1} = \frac{\phi}{\alpha_1 S}$$

$$t_{w1} - t_{w2} = \frac{\delta}{\lambda S} \phi$$

$$t_{w2} - t_2 = \frac{\phi}{\alpha_2 S}$$

Et si on totalise, les températures des parois t_{w1} et t_{w2} s'annulent et on obtient :

$$t_1 - t_2 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{\phi}{S}$$

Dans la parenthèse on trouve les valeurs inverses des coefficients de Transmission superficielle et la résistance calorifique de la paroi.

Le terme entre parenthèses exprime la résistance totale au passage de la chaleur

$\frac{1}{\alpha}$ représente la résistance à la transmission superficielle de la chaleur.

$\frac{\delta}{\lambda}$ représente la résistance à la transmission par conduction de la chaleur.

En posant :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

L'équation précédente devient :

$$t_1 - t_2 = \frac{\phi}{K \cdot S}$$

d'où on tire l'équation fondamentale de la transmission globale de la chaleur

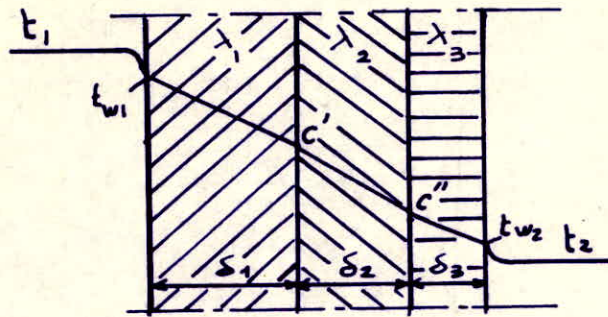
$$\boxed{\phi = K \cdot S (t_1 - t_2) \text{ [Kcal/h]}}$$

On appelle :

K : coefficient de transmission global [Kcal/h.m².°C]

$\frac{1}{K}$: la résistance calorifique global

Dans le cas d'un mur de plusieurs couches, l'évolution de la température se représente de la manière suivante.



La répétition du calcul ci-dessus donnerait :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Si l'une des couches est une lame d'air, on ne peut écrire que la résistance calorifique $\frac{1}{\Lambda}$ est égale à l'épaisseur δ divisée par la conductivité calorifique λ de l'air, car dans les lames d'air le transport de la chaleur ne s'effectue pas seulement par conduction mais également par le mouvement de l'air et par rayonnement. Telles qu'on les rencontre en construction, on peut affecter aux lames d'air les résistances calorifiques $\frac{1}{\Lambda}$ du Tableau numérique A 25, qui se trouve dans le livre « Traité de chauffage et de climatisation ». Tome 2. H. Rietschel - W. Raiss

II.3 Puissance calorifique

Soit Q_T la perte de chaleur par transmission

Q_I la quantité de chaleur reçue par le local.

La charge calorifique Q_H est donnée par :

$$Q_H = Q_T - Q_I$$

Frequemment, pour calculer le charge calorifique, on ne tient pas compte des dégagements de chaleur dans le local puisqu'ils cessent parfois. Donc on a : $Q_H = Q_T$

II.3.1 Les besoins calorifiques de transmission.

(Selon la norme DIN 4701)

La norme DIN 4701 fait la différence entre pertes calorifiques par transmission (Q_0), et besoins calorifiques de transmission d'un local (Q_T). Q_0 résulte de la somme des pertes par transmission globale de tous les éléments de l'enveloppe d'un local à la plus faible température extérieure.

Des déperditions calorifiques par transmission (Q_0), on déduit les besoins calorifiques de transmission (Q_T) par multiplication par un coefficient de majoration Z . Z contient des majorations partielles.

$$Z = 1 + Z_u + Z_A + Z_H$$

Z_u : pour interruption d'exploitation du chauffage

Z_A : pour la compensation des surfaces extérieures froides

Z_H : pour l'orientation.

Les besoins calorifiques de transmission Q_T sont donnés par l'expression :

$$Q_T = Z Q_0 = (1 + Z_u + Z_A + Z_H) Q_0 \quad [\text{kcal/h}]$$

Q_0 en kcal/h

Z en %

II 3.1.1 Les déperditions calorifiques par transmission : Q_0

Les déperditions calorifiques par transmission q_0 se calculent pour chaque surface d'enveloppe d'un local, cedant de la chaleur, d'après les lois de la transmission globale de la chaleur en régime établi :

$$q_0 = K \cdot S (t_i - t_a) \quad [\text{kcal/h}]$$

Avec :

q_0 : déperditions calorifiques horaires de l'élément de construction $[\text{kcal/h}]$

K : coefficient de transmission global de la chaleur, de l'élément de construction $[\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$

S : surface de l'élément de construction $[\text{m}^2]$

t_i : température intérieure $[\text{°C}]$

t_a : température à l'extérieur ou dans le local voisin $[\text{°C}]$

Les déperditions par transmission de la totalité du local sont données par :

$$Q_0 = \sum q_0 \quad [\text{kcal/h}]$$

II 3.1.2 Les majorations.

Toutes les majorations sont appliquées aux déperditions calorifiques par transmission de tout le local. Une caractéristique importante pour les propriétés d'un local en matière de chauffage est le coefficient D

1. Le coefficient D

Physiquement le coefficient D peut être défini comme étant la perméabilité moyenne de l'ensemble des éléments de l'enveloppe d'un local.

Coefficient D élevé \Rightarrow Mauvais isolement calorifique

Coefficient D petit \Rightarrow bon isolement calorifique

Le coefficient D d'un local se calcul par la formule.

$$D = \frac{Q_0}{S_{\text{tot}} (t_i - t_a)} \quad [\text{Kcal/h.m}^2.\text{°C}]$$

S_{tot} : Surface totale de toutes les enveloppes du local. [m^2]

D a la dimension de K.

Q_0 : Les deperditions calorifiques par transmission de la totalité du local [Kcal/h].

t_i : température intérieure ($^{\circ}\text{C}$)

t_a : température extérieure ($^{\circ}\text{C}$)

2. La majoration Z_u pour interruption d'exploitation de chauffage.

Après des réductions et des interruptions d'exploitation, la remontée en température d'un bâtiment n'est possible que grâce à des fournitures de chaleur momentanément accrues. Par suites des propriétés différentes des locaux, 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.

En plus de l'exploitation continue, qui naturellement n'exige aucune majoration

pour interruption, il faut distinguer les 3 modes d'exploitation suivant

I : Exploitation continue avec toutefois réduction d'exploitation nocturne.

II : interruption journalière de fourniture de chaleur d'une durée de 8 à 12 heures

III : interruption journalière de fourniture de chaleur d'une durée de 12 à 16 heures

Pour les magasins on considère le mode d'exploitation II.

3. La majoration Z_A pour compensation des parois extérieures froides.

Le confort de l'homme dans un local ne dépend pas seulement de la température de l'air, mais également de la température moyenne de l'enveloppe du local. La température moyenne de l'enveloppe du local

se retrouve dans le coefficient D , car celui-ci dépend du coefficient K moyen des parois extérieures, et du rapport des dimensions des parois extérieures à la totalité de l'enveloppe du local. Le coefficient D sert donc de mesure aux majorations Z_A , de même que pour les majorations Z_U .

4 - Groupement des majorations Z_U et Z_A

Z_U et Z_A dépendent du coefficient D , et peuvent donc être groupées pour le calcul en une majoration unique Z_D . Les majorations Z_D sont rassemblées dans le tableau numérique A14 ("Traité de chauffage et de climatisation" - Rietschel - Tome 2).

5 - La majoration Z_H pour Orientation :

La valeur des majorations Z_H tient compte des différences d'insolation. Elle est à prendre dans le tableau numérique A14.

Pour l'appréciation de l'orientation d'un local il faut retenir :

- Pour les locaux encastrés sur 3 faces, la position de la paroi extérieure
- Pour les locaux d'angle, la direction du coin de la maison
- Pour les pièces avec 3 ou 4 faces extérieures, il faut prendre pour chacune d'elles la majoration la plus élevée.
- Pour des parties sans influence solaire directe, le coefficient Z_H est supprimé.

II.3.2 : Les besoins calorifiques de Ventilation Q_L

1 - Les principes de calcul.

La quantité d'air qui pénètre sous l'effet du vent dans un local à travers les portes et les fenêtres fermées, dépend des zones non étanches des parties du bâtiment situées au vent et des différences de pression entre l'extérieur et l'intérieur.

Les besoins calorifiques de Ventilation Q_L peuvent être calculés

par l'équation :

$$Q_L = \sum (a l)_A \cdot R \cdot H (t_i - t_a) Z_E \text{ Kcal/h}$$

$\sum (a l)_A$ représente la perméabilité des fenêtres et portes au vent

R : caractéristique du local qui caractérise les résistances à l'écoulement de l'air

H : caractéristique d'immeuble

$t_i - t_a$: Différence de Température entre l'air intérieur et extérieur

Z_E : facteur de majoration pour fenêtres d'angle.

l : longueur des joints pour les portes et fenêtres

a : Perméabilité des joints par mètre de longueur de joints en m^3/h . Les valeurs de a sont données dans le tableau numérique A15 (Rietschel)

2. La caractéristique de Local R.

La caractéristique du local R exprime le quotient

$$R = \frac{1}{\frac{\sum (a l)_A}{\sum (a l)_N} + 1} \quad (1)$$

Avec :

$\sum (a l)_N$: perméabilité des fenêtres et portes par lesquelles l'air peut s'écouler du local

La plupart du temps on peut renoncer au calcul de R par la formule (1) et prendre la valeur directement dans le tableau numérique A16 (Rietschel)

3 La caractéristique d'immeuble H.

H est donné par le tableau numérique A17 (Rietschel). Il caractérise les particularités d'un immeuble, dues à sa situation, son lieu et son mode de construction.

En ce qui concerne la situation d'un local, par rapport à l'action du vent on distingue 3 cas :

- Site protégé : cas des centres de ville
- Site découvert : cas où les bâtiments sont clairsemés (Pour notre projet on considère ce cas)
- Site ~~exceptionnellement~~ découvert : cas des maisons situées sur les hauteurs, sur des bandes côtières sans arbres etc...

4 - La majoration pour portes et fenêtres d'angle Z_E

- Pour des fenêtres et portes situées immédiatement dans l'angle de deux murs contigus. Alors $Z_E = 1,2$.
- Pour toutes les autres portes et fenêtres $Z_E = 1,0$

II.3.3 Conduite des calculs.

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

$$Q = Q_T + Q_L = Q_0 (1 + Z_D + Z_H) + Q_L \quad [\text{Kcal/h}]$$

Les abréviations suivantes seront utilisées pour caractériser les éléments de la construction dans les diverses lignes des Tableaux que nous remplirons ci-après.

PI porte intérieure

PE porte extérieure

MI paroi intérieure

ME paroi extérieure

T Toit

PoV : paroi vitrée

Abreviations	Epaisseur du mur Sm	Calcul des surfaces				Calcul des pertes calorifiques					Majorations			Besoins calorifiques $Q_{\Sigma} = Q_T + Q_L$ $\frac{\text{Kcal}}{h}$
		Longueur ou largeur m	Hauteur m	Surface m ²	Nombre	Deductions m ²	chiffre retenu pour les calculs m ²	coefficient K $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$	Difference de Temperature Δt °C	$\Delta t \cdot K$ $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	Deperdiction calo- rifique par trans- mission Q_0 $\frac{\text{Kcal}}{h}$	$Z_u + Z_A$ %	Orientation Z_u %	

Magasin 1 $t = 20^\circ\text{C}$; $V = 2415 \text{ m}^3$

PE	-	1,54	2,17	3,34	2	-	3,34	2,1	15	31,5	210				
ME	18	23	5	115	2	-	115	1,12	15	16,8	3870				
BV	-	15,92	2,17	34,55	1	-	34,55	5,5	15	82,5	2850				
ME	18	21	5	105	1	41,23	63,77	1,12	15	16,8	1070				
T	-			483	1	-	483	0,68	15	10,2	4930				
											12930	15	+5	1,20	$Q_T = 15520$

Besoins calorifiques de ventilation:

$$Q_L = \sum (a l)_A \cdot HR (t - t_2) = 2 \cdot 20 \cdot 10 \cdot 0,60 \cdot 0,9 \cdot 15 = 320$$

$$Q_L = 320$$

$$Q_H = 15840$$

Abreviations	Calcul des surfaces					Calcul des pertes calorifiques					Majorations				
	Sm	m	m	m ²	m ²	m ²	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$	°C	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Z _D %	Z _O %	Z 1+%	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	
	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	hauteur	Surface	Nombre	Deductions	chiffre retenu pour les calculs	coefficient K	Difference de temperature Δt	Δt. K	Deductions calorifiques par transmission Q ₀	Z _u + Z _A	Orientation	Facteur de Majoration	Besoins calorifiques

Dépot 2 t = 20°C ; V ≈ 704 m³

PE	-	1,54	2,17	3,34	1	-	3,34	2,0	15	30	100				
ME	18	12,36	5	61,8	1	-	61,8	1,12	15	16,8	1040				
ME	18	11,64	5	58,2	1	3,34	54,86	1,12	15	16,8	920				
T	-			140,8	1	-	140,8	0,68	15	10,2	1440				
											3500	+15	+5	1,20	4200

$$Q_L = \sum (a \cdot l)_A \cdot HR (t - t_0) = 1 \cdot 2,0 \cdot 10 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 15 = 160$$

$$Q_H = 4360$$

Abreviations	Calcul des surfaces					Calcul des pertes calorifiques					Majorations			Besoins calorifiques $Q = Q_T + Q_L$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$
	Epaisseur du mur Sm	Longueur ou largeur m	Hauteur m	Surface m ²	Nombre	Deductions m ²	chiffre retenu pour le calcul m ²	coefficient $\frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2.\text{°C}}$	Difference de temperature ΔT °C	$\Delta T \cdot K$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2}$	Perte calorifique par transmission Q_0 $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$Z_u + Z_A$ %	Orientation Z_H %	

Bureau 3 $t = 20^\circ\text{C}$; $V = 60\text{m}^3$

ME	18	3	5	15	1	—	15	1,12	15	16,8	250					
T				12	1	—	12	0,68	15	10,2	120					
											<u>370</u>	20	-5	1,15		$Q_T = 430$
																$Q_L = 0$
																$Q_H = 430$

Vestiaire Femmes 4 $t = 20^\circ\text{C}$; $V = 60\text{m}^3$

ME	18	3	5	15	1	—	15	1,12	15	16,8	250					
T				12	1	—	12	0,68	15	10,2	120					
											<u>370</u>	20	-5	1,15		$Q_T = 430$
																$Q_L = 0$
																$Q_H = 430$

Abreviations	Calcul des surfaces						Calcul des deperditions calorifiques					Majorations		
	Epaisseur du mur cm	Longueur ou largeur m	Hauteur m	Surface m ²	Nombre	Déductions m ²	chiffre retenu pour les calculs m ²	coefficient K $\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{°C}}$	Difference de temperature Δt °C	$\Delta t \cdot K$ $\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2}$	Deperditions calorifiques par transmission Q_0 $\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$Z_u + Z_A$ %	Orientation %	Facteur de majoration %

Vestiaire Hommes 5: $t = 20^\circ\text{C}$; $V = 60\text{m}^3$

ME	18	3	5	15	1	-	15	1,12	15	16,8	250				
ME	18	4	5	20	1	-	20	1,12	15	16,8	340				
T				12	1	-	12	0,68	15	10,2	120				
											710	15	0	1,15	$Q_T = 820$
															$Q_L = 0$
															$Q_H = 820$

Salle de douches 6: $t = 20^\circ\text{C}$; $V = 30\text{m}^3$

T				6	1	-	6	0,68	15	10,2	60	0	0	1	$Q_T = 60$
															$Q_L = 0$
															$Q_H = 60$

Abréviations	Calcul des surfaces					Calcul des pertes calorifiques					Majorations		
	Epaisseur du mur cm	longueur ou largeur m	Hauteur m	Surface m ²	Nombre	Déductions m ²	chiffre retenu pour les calculs m ²	coefficient K $\frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$	Différence de température Δt °C	$\Delta t \cdot K$ $\frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2}$	Dépenses calorifiques par transmission Q_0 $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$Z_u + Z_A$ Z_u %	Orientation Z_H %

Corridor 7, $t = 20^\circ\text{C}$; $V \approx 248 \text{ m}^3$

PE	-	0,84	2,17	1,82	1	-	1,82	3	15	45	80			
ME	18	3	5	15	1	1,82	13,18	1,12	15	16,8	230			
ME	18	2	5	10	1	-	10	1,12	15	16,8	170			
T	-			49,2	1	-	49,2	0,68	15	10,2	500			
											980	15	+5	1,20

$$Q_T = 1180$$

$$Q_L = 0$$

$$\underline{Q_H = 1180}$$

Besoins calorifiques

$$Q_H = Q_T + Q_L$$

$$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

- Coefficient K des portes et de la paroi vitrée

	Kcal/h.m ² .°C
Portes	
Porte extérieure, bois	3,0 ⁽¹⁾
Porte double	2,0 ⁽¹⁾
Porte extérieure vitrée, double châssis	2,1 ⁽²⁾
Paroi vitrée avec des vitres à châssis simple	5,5 ⁽²⁾

(1) Valeurs données par le tableau numérique A18 "Rietschel"

(2) Valeurs données par des tables du manuel "Carrier"

- Perméabilité des portes :

Pour la perméabilité des joints d'une porte double (en matière synthétique ou bois), le tableau numérique A15a nous donne :

$$a = 2,0 \text{ pour une longueur de joint } l = 10 \text{ m}$$

- Caractéristique d'immeuble H

Le Tableau A17 donne, pour une maison d'alignement, sur un site particulièrement découvert, une valeur $H = 0,60$

- Caractéristique du local selon le tableau A16 pour :

$$\text{Local 1 : } \frac{S_A}{S_T} = \frac{2 \cdot 1,54 \cdot 2,17}{1,54 \cdot 2,17 + 0,84 \cdot 2,17} = 1,29 \quad ; \quad R = 0,9$$

$$\text{Local 2 : } \frac{S_A}{S_T} = \frac{1,54 \cdot 2,17}{1,54 \cdot 2,17 + 0,84 \cdot 2,17} = 0,65 \quad ; \quad R = 0,9$$

- L'installation est établie pour le mode d'exploitation II, la majoration pour interruption d'exploitation est pour

$$\text{Local 1 } D = \frac{Q_0}{S_{\text{tot}} (t_i - t_a)} = \frac{12930}{1406 \cdot 15} = 0,61 \quad ; \quad Z_D = 15\%$$

$$\text{Local 2 : } D = \frac{Q_0}{S_{\text{tot}}(t_i - t_a)} = \frac{3500}{522.15} = 0,44 \quad ; \quad Z_D = 15\%$$

$$\text{Local 3 : } D = \frac{370}{94.15} = 0,26 \quad ; \quad Z_D = 20\%$$

$$\text{Local 4 : } D = \frac{370}{94.15} = 0,26 \quad ; \quad Z_D = 20\%$$

$$\text{Local 5 : } D = \frac{710}{94.15} = 0,50 \quad ; \quad Z_D = 15\%$$

$$\text{Local 6 : } D = \frac{60}{32.15} = 0,12 \quad ; \quad Z_D = 0 \quad (\text{bon isolement calorifique})$$

$$\text{Local 7 : } D = \frac{980}{133.15} = 0,49 \quad ; \quad Z_D = 15\%$$

Remarque: Dans notre cas les déperditions calorifiques par le plancher peuvent être négligées, cela est dû à la faible différence entre la température des locaux, et celle du sol. En effet, d'après la table 37 du manuel Carrier qui donne la température du sol en fonction de la température extérieure, nous remarquons que pour une température extérieure $t_a = 5^\circ\text{C}$, la température du sol avoisine les 20°C .

II.4 Puissance frigorifique

Les mêmes processus que pour la puissance calorifique doivent être pris en considération, pour calculer la puissance frigorifique. Le dégagement de chaleur dans le local doit être pris en considération.

Les gains de chaleur instantanés d'une installation classique commerciale ou résidentielle, comprennent les gains par l'insolation (rayonnement solaire), par l'éclairage, par les occupants, par les

transmissions à travers les murs, toit, vitrage et dans quelques cas par les machines. Une partie importante de ces gains instantanés est émise sous forme de rayonnement, et son effet ne se fait sentir qu'avec un certain retard. En effet, elle doit d'abord être absorbée par un corps solide, dont la température augmente, et qui la cède ensuite à l'air ambiant par convection.

II 4.1 : La charge frigorifique du local. Q_K

La charge frigorifique d'un local est donnée par la somme :

$$Q_K = Q_A + Q_I \quad [\text{Kcal/h}]$$

Q_A représente la quantité de chaleur pénétrant de l'extérieur par les murs, les fenêtres etc...

Q_I représente le dégagement de chaleur dans le local

II 4.1.1 : La charge calorifique extérieure Q_A

La charge calorifique extérieure est définie par la différence de température entre l'air extérieur et l'air du local, et par l'influence du rayonnement solaire. Son évaluation est assez complexe, car il faut connaître le moment exact de la journée où son influence est maximum. Pour cela le tracé de fonction $Q_A = f(t)$ est nécessaire afin de déterminer ce moment. Dans notre étude nous déterminerons ce moment en faisant le calcul des gains pour certaines heures de la journée où on soupçonne que la charge extérieure est maximale

a : Gains dus à l'ensoleillement

On calcule les gains dus à l'ensoleillement pour les façades vitrées et fenêtres. Pour évaluer ces gains on utilise les tables du manuel

Cartier qui indiquent les gains par ensoleillement des vitres ordinaires en fonction de la latitude nord, de l'orientation de la façade et de l'époque de l'année.

On ce qui nous concerne, nous déterminerons ces gains uniquement pour la façade Nord-Est (NE) qui est vitrée.

Façade NE
Latitude Nord 40° } \Rightarrow Gains maxima de 360 Kcal/h.m^2 d'ouverture
à 7 heures du matin.

A 7 heures du matin le magasin n'est pas encore ouvert et l'installation ne fonctionne pas, donc cet instant n'est pas intéressant. On fera le calcul de Q_A pour les autres heures de la journée (heures solaire).

Les gains réels sont donnés par la relation :

$$\begin{aligned} \text{Gains réels [Kcal/h]} = & \left[\text{Gains maxima instantanés (Kcal/h.m}^2) \right] \\ & \times \left[\text{Surface vitrée (m}^2) \right] \\ & \times \left[\text{Coefficient d'amortissement à l'heure considérée} \right] \\ & \times \left[\text{Coefficient pour écran solaire, brume etc..} \right] \end{aligned}$$

- Détermination du coefficient d'amortissement :

Le coefficient d'amortissement dépend du poids par m^2 de surface du sol des matériaux qui se calcul par la relation :

$$M = \frac{\sum M_{ak} + \frac{1}{2} \sum M_{ik}}{A} \quad [\text{Kg/m}^2]$$

M_{ak} : masse des murs extérieurs et du plancher en contact avec le sol

M_{ik} : masse des murs de séparation, séparant d'autres locaux ventilés.

Local 1 : $M = \frac{1}{483} \left[294 \cdot 270 + \frac{1}{2} 105 \cdot 270 + 483 \cdot 40 + 483 \cdot 484 \right] = 718 \text{ kg/m}^2$

Le magasin (local 1) est classé comme construction lourde

Le coefficient d'amortissement dépend aussi de la durée de fonctionnement de l'installation qui est de 12 heures.

- Coefficient de correction sur les gains par ensoleillement :

Les tables des gains par ensoleillement à travers des vitres ordinaires ont été déterminées en se basant sur les hypothèses suivantes :

- 1 - Une surface vitrée égale à 85% de la surface de l'ouverture dans le mur, 15% représentant l'encadrement
- 2 - Atmosphère limpide
- 3 - Altitude 0
- 4 - Point de rosée de 19,5°C au niveau de la mer .

Les hypothèses qui nous concerne sont :

- 1 - Encadrement représente à peu près 85% de la surface d'ouverture.
- 2 - Atmosphère pas très limpide
- 3 - Altitude : 24m
- 4 - Point de rosée des conditions de base : $T = 33^{\circ}\text{C}$
 $\varphi = 45\%$ } $\Rightarrow t_{\text{rosée}} = 19,3^{\circ}\text{C}$

- l'atmosphère n'étant pas limpide, on estime que le coefficient de correction est de 0,90

- Correction de 0,7% par 300m d'Altitude : Pour 24m on ne fait pas de correction

- Correction de +14% pour un point de rosée inférieur à 19,5°C par 10°C :
Pour $t_{\text{rosée}} = 19,3^{\circ}\text{C}$ on ne fait pas de correction

D'où : Coefficient de correction sur les gains par ensoleillement = 0,9

Nous représentons ci-après le tableau des gains réels instantanés par ensoleillement, de la façade vitrée pour certaines heures de la journée, du 21 juin.

Moment de la journée	8 h	14 h	16 h
Gains maxima instantanés [Kcal/h.m ²]	303	38	32
Surface vitrée [m ²]	41,23	41,23	41,23
Coefficient d'amortissement	0,5	0,23	0,26
Coefficient de correction	0,9	0,9	0,9
Gains réels instantanés Q _s [Kcal/h]	5620	330	310

b - Transmission de chaleur à travers les parois extérieures :

Les gains de chaleur par les parois extérieures sont calculés à l'heure où ils atteignent leur maximum. Ils sont dus non seulement à la différence entre les températures de l'air baignant leurs faces extérieures et intérieures, mais également au fait que leurs faces extérieures sont soumises au rayonnement solaire. Il est donc difficile de déterminer de façon précise l'intensité du flux à un instant donné. On a alors recours à la notion empirique de "Différence équivalente de température". Cette différence équivalente de température peut alors être appliquée à la relation relative en régime permanent :

$$q = K \cdot S \cdot \Delta t_{\text{ég}} \quad [\text{Kcal/h}]$$

Avec :

q : Flux de chaleur

K : Coefficient de transmission global [Kcal/h.m².°C]

S : Surface considérée [m^2]

Δt_{eq} : Difference équivalente de température.

Les différences équivalentes de température sont données dans les tables 19 et 20 du manuel Carrier. Elles ont été calculées dans les conditions suivantes :

- 1 - Intensité du rayonnement solaire en juillet pour 40° de latitude Nord
- 2 - Variation de $11^\circ C$ sur la température sèche extérieure en 24 heures.
- 3 - Température extérieure maximale de $35^\circ C$ et température intérieure de base de $27^\circ C$, Soit $8^\circ C$ de différence.
- 4 - Un coefficient d'absorption des murs et toits de 0,90
- 5 - les heures indiquées sont les heures solaires.

Comme nos conditions sont différentes de celles qui ont servi à établir les tables 19 et 20, la nouvelle différence équivalente de température sera déterminée par la relation empirique suivante :

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

Dans laquelle :

Δt_{eq} : Difference équivalente corrigée

a : correction donnée par la table 20 A qui tient compte :

- D'un écart différent de $8^\circ C$ entre les températures sèches extérieure et intérieure

- D'une variation de la température sèche extérieure en 24 heures, différente de $11^\circ C$

Δt_{es} : Difference équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi à l'ombre (Table 19 ou 20)

Δt_{em} : Difference équivalente de température à l'heure considérée pour

La paroi ensoleillée (Table 19 ou 20)

b : coefficient tenant compte de la couleur de la face extérieure de la paroi.

Face extérieure de couleur sombre $b = 1$.

Face extérieure de couleur moyenne $b = 0,78$

Face extérieure de couleur claire $b = 0,55$

R_s : Ensoleillement maximum (Kcal/h.m^2) pour le mois et la latitude considérée à travers une surface vitrée, soit verticale pour l'orientation considérée (mur); soit horizontale (Toit) - Table 15 ou 6 -

R_m : Ensoleillement maximal (Kcal/h.m^2) en juillet par 40° de latitude Nord, à travers une surface vitrée, soit verticale pour l'orientation considérée (mur); soit horizontale (Toit) - Table 15 ou 6 -

Les données qui nous concernent sont :

- Si nous voulons maintenir 26° intérieure, nous aurons une différence entre les températures sèches extérieure et intérieure de $33 - 26 = 7^\circ\text{C}$

- On considère que la variation de la température sèche extérieure en 24 heures est de 15°C

D'après ces 2 conditions nous aurons : $a = -3^\circ\text{C}$

- Le toit est de couleur moyenne : $b = 0,78$

- Face extérieure de couleur claire : $b = 0,55$

Les différences équivalentes de température sont données dans le tableau ci-après pour chaque façade, le 21 juin.

heure de la journée	Orientation de la façade	a (°C)	b	Δt_{es} (°C)	Δt_{em} (°C)	R_s Kcal/h.m ²	R_m Kcal/h.m ²	Δt_{eq} (°C)
8 heures	Horizontale	-3	0,78	-2,2	-3,9	642	631	-6,6
	N.O	-3	0,55	-2,2	-2,2	360	344	-5,2
	S.E	-3	0,55	-2,2	1,08	301	339	-3,6
	N.E	-3	0,55	-2,2	0,9	360	344	-3,4
14 heures	Horizontale	-3	0,78	6,7	17,8	642	631	12,5
	N.O	-3	0,55	3,6	4,7	360	344	1,2
	S.E	-3	0,55	3,6	13,8	301	339	5,6
	N.E	-3	0,55	3,6	5,7	360	344	1,8
16 heures	Horizontale	-3	0,78	7,8	23,9	642	631	17,6
	N.O	-3	0,55	5,8	7,7	360	344	3,9
	S.E	-3	0,55	5,8	9,8	301	339	4,8
	N.E	-3	0,55	5,8	6,9	360	344	3,4

Abreviations	Orientation	Calcul des gains par transmission					Gains par ensoleillement	charge calorifique extérieure $Q_A = Q_T + Q_S$
		Surface	Coefficient K	Différence de Température ΔT	$\Delta t \cdot K$	Gains par transmission Q_T	Q_S	
		m^2	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{kcal}{h \cdot m^2}$	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$

Magasin ① $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 8 heures

ME	NE	63,77	1,12	-3,4	-3,81	-250
ME	NO	115	1,12	-5,2	-5,82	-670
ME	SE	115	1,12	-3,6	-4,03	-470
T	H	483	0,68	-6,6	-4,49	-2170
PE	-	6,68	2,1	7	14,7	100
PaV	-	34,55	5,5	7	38,5	1330
						-2130

5620

3490

Nous représentons dans les tableaux suivants le calcul de la charge calorifique extérieure pour le local 1 à différentes heures de la journée, afin de déterminer le moment exact où celle-ci est maximale.

Abréviations	Orientation	Calcul des gains par transmission				Gains par ensoleillement	charge calorifique extérieure $Q_H = Q_T + Q_S$
		Surface	Coefficient H	Différence de température Δt	$\Delta t \cdot K$	Gains par transmission Q_T	
		m^2	$\frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{Kcal}{h \cdot m^2}$	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$

Magasin 1 : $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 14 heures

ME	NE	63,77	1,12	1,8	2,02	130	
ME	NO	115	1,12	1,2	1,34	160	
ME	SE	115	1,12	5,6	6,27	720	
T	H	483	0,68	12,5	8,50	4110	
PE		6,68	2,1	7	14,7	100	
PoV		34,55	5,5	7	38,5	1330	
						<u>6550</u>	
						330	6880

Abreviations	Orientation	Calcul des gains par transmission					Gains par ensoleillement	Charge calorifique extérieure $Q_A = Q_T + Q_S$
		Surface	Coefficient K	Différence de température ΔT	$\Delta T \cdot K$	Gains par transmission Q_T	Q_S	
		m^2	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{kcal}{h \cdot m^2}$	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$

Magasin 1 $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures

ME	NE	63,77	1,12	3,4	3,81	250		
ME	NO	115	1,12	3,9	4,37	500		
ME	SE	115	1,12	4,8	5,38	620		
T	H	483	0,68	17,6	11,97	5780		
PE		6,68	2,1	7	14,7	100		
PoV		34,55	5,5	7	38,5	1330		
						<u>8580</u>	310	7460

Abreviations	Orientation	Calcul des gains par transmission					Gains par ensoleillement	charge calorifique extérieure $Q_A = Q_T + Q_S$
		Surface	coefficient K	Difference de temperature ΔT	$\Delta T \cdot K$	Gains par transmission Q_T	Q_S	
		m^2	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{kcal}{h \cdot m^2}$	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$	

Bureau 3 ; $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures .

ME	SE	15	1,12	4,8	5,38	80	0	230
T	H	12	0,68	17,6	11,97	150		
						230		

Vestiaire Femmes 4 ; $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures .

ME	SE	15	1,12	4,8	5,38	80	0	230
T	H	12	0,68	17,6	11,97	150		
						230		

Vestiaires Hommes 5 : $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures .

ME	SE	15	1,12	4,8	5,38	80	0	430
ME	SO	20	1,12	9	10,08	200		
T	H	12	0,68	17,6	11,97	150		
						430		

Salle des douches 6 : $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures

T	H	6	0,68	17,6	11,97	50	0	50
---	---	---	------	------	-------	----	---	----

Corridor 7 : $t_i = 26^\circ C$; Le 21 juin à 16 heures .

ME	SO	10	1,12	9	10,08	110	0	800
ME	SE	13,2	1,12	4,8	5,38	80		
PE		1,8	2	4,8	9,6	20		
T	H	49,2	0,68	17,6	11,97	590		
						800		

II 4.1.2 La charge calorifique interne Q_I :

La charge calorifique interne, ou gains de chaleur interne, représente les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux à ventiler par les occupants, l'éclairage, et les appareils divers.

a: Gains dus à l'éclairage : Q_B

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Cette chaleur est dégagée par rayonnement, convection et conduction. Etant donné qu'un certain pourcentage de la chaleur émise sous forme de rayonnement est absorbée par les matériaux environnants on détermine les gains réels à un instant donné par application d'un coefficient d'amortissement.

L'éclairage utilisé dans les locaux est de type fluorescent.

Pour évaluer le coefficient d'amortissement, il est nécessaire de calculer la masse de la construction par m^2 de surface afin d'évaluer l'inertie thermique.

- Local 1 : $M = 718$ (Calcul fait précédemment)

- Local 2 : $M = \frac{1}{140,75} \left[120 \cdot 270 + \frac{1}{2} 334 \cdot 120 + 140,75 \cdot 40 + 140,75 \cdot 484 \right]$
 $M = 897 \text{ kg/m}^2$

- Local 3 : $M = \frac{1}{12} \left[15 \cdot 270 + 20 \cdot 120 \cdot \frac{1}{2} + 12 \cdot 40 + 12 \cdot 484 \right]$
 $M = 962 \text{ kg/m}^2$

- Local 7 : $M = \frac{1}{49,2} \left[25 \cdot 270 + \frac{1}{2} 114 \cdot 120 + \frac{1}{2} 51 \cdot 270 + 49,2 \cdot 40 + 49,2 \cdot 484 \right]$
 $M = 940 \text{ kg/m}^2$

On remarque d'après ces valeurs que les constructions sont de type lourde.

On représente les Gains dus à l'éclairage dans le tableau ci-après

Local	Masse de la construction	Durée de fonctionnement de l'éclairage à 16 heures	coefficient d'amortissement	Puissance de l'éclairage	Surface de plancher	Gains dus à l'éclairage Q_B
	kg/m ²	heures		W/m ²	m ²	Kcal/h
1	718	8	0,91	30	483	14175
2	897	9	0,93	8	140,75	1130
3	962	9	0,93	16	12	190
7	940	9	0,93	16	49,2	790

- Le coefficient d'amortissement est déterminé à l'aide de la table 12 du manuel Carrier. Il est donné en fonction de la masse de la construction, de la durée de fonctionnement de l'éclairage et de la durée de fonctionnement de l'installation de ventilation (Dans notre cas : 12 heures)

- On utilise des puissances d'éclairage recommandées dans la DIN 5035 (Tableau A53 "Rietschel")

- $Q_B = \text{Gains sensibles} \times \text{coefficient d'amortissement}$

Avec : Gains sensibles = Puissance utile (W) $\times 1,25 \times 0,86$ [Kcal/h]
 Les 25% supplémentaire correspondent à la puissance absorbée par le ballast.

b. Gains internes dus aux occupants : Q_M

On détermine les gains dus aux occupants à l'aide de la table 48 du manuel Carrier. Les valeurs de cette table ont été déterminées en se basant sur la quantité de chaleur moyenne dégagée par un homme adulte de 68 kg, pour différents degrés d'activité, et d'une façon générale pour un séjour supérieure à 3 heures. Elles ont été corrigées pour tenir compte de ce que les quantités de chaleur dégagées par une femme et un enfant sont respectivement 85% et 75% de celles dégagées par un homme.

- Pour évaluer le nombre de personnes dans le local 1 (Magasin), on estime que le 1/3 de la surface totale est réservée aux clients, les 2/3 restant sont occupés par les divers installations (Meubles et machines). Si, en plus, on admet que lorsque le magasin est complet 1 m² de surface libre est occupé par 2 personnes au plus on aura :

$$\text{Nombre de client} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 483 = 80 \text{ personnes}$$

$$\text{Nombre d'employés dans le magasin} = 12 \text{ personnes}$$

$$\text{Nombre total d'occupants} = 92 \text{ personnes}$$

- 2 employés travaillent continuellement dans le dépôt
- Dans le bureau on suppose qu'il y'a continuellement 3 personnes (1 Directeur + 1 secrétaire + 1 invité)
- Pour les autres locaux nous négligeons les gains dus aux occupants, car ces locaux ne sont occupés que rarement.

Nous représentons les gains dus aux occupants dans le tableau suivant :

Local	Nombre d'occupants	chaleur sensible	chaleur Latente	coefficient d'amortissement	Gains de chaleur dus aux occupants Q_M
	—	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	—	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$
1	92	54	59	0,91	9450
2	2	81	58	0,93	260
3	3	54	46	0,93	280

$$Q_M = \text{Nombre de personnes} \times [\text{Gains Latents} + \text{Gains sensibles}] \times \text{coefficient d'amortissement}$$

- la valeur du coefficient d'amortissement est la même que celle utilisée pour le calcul des gains dus à l'éclairage
- les valeurs des gains sensibles et latents sont données dans la table 48 pour des températures sèches différentes, et pour des degrés d'activités différents

Degré d'activité	Température $t = 26^{\circ}\text{C}$	
	Gains sensibles $\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	Gains latents $\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Debout - marche lente (cas du magasin)	54	59
Travail moyen (cas du dépôt)	81	58
Travail très léger - position assise (cas du bureau)	54	46

c - Gains internes dus aux appareils divers : Q_N

On utilise dans le magasin et le dépôt des appareils frigorifiques qui dégagent uniquement de la chaleur sensible.

Le dégagement de chaleur des caisses électronique utilisées dans le magasin est négligeable

Les appareils frigorifiques utilisés ont une capacité de 700l chacun. 3 appareils sont installés dans le magasin, de même dans le dépôt.

Gains sensibles pour 1 appareil = 2100 Kcal/h

d'où $Q_N = 3 \cdot 2100 = 6300 \text{ Kcal/h}$.

On représente les calculs de la charge frigorifique dans le tableau récapitulatif ci-après

Tableau récapitulatif des diverses valeurs des gains de chaleur dans les locaux à ventiler.

Local	Gains par transmission Q_T	Gains par ensoleillement Q_S	charge calorifique externe Q_A $Q_A = Q_T + Q_S$	Gains par éclairage Q_B	Gains dus aux occupants Q_H	Gains dus aux appareils divers Q_N	charge calorifique interne $Q_I = Q_B + Q_M + Q_N$	Besoins frigorifiques $Q_K = Q_A + Q_I$
	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$
Magasin: 1	8580	310	8890	14180	9450	6300	29930	38820
Dépôt: 2	2560	0	2560	1130	260	6300	7690	10250
Bureau: 3	230	0	230	190	280	0	470	700
Vest F: 4	230	0	230	0	0	0	0	230
Vest H: 5	430	0	430	0	0	0	0	430
Douches: 6	50	0	50	0	0	0	0	50
Corridor: 9	800	0	800	790	0	0	790	1590

CHAPITRE III

DEBIT D'AIR ET ETAT DE L'AIR

III. 1 . Generalités :

Pour caractériser la dimension d'une installation de ventilation, on indique généralement son « débit d'air », qui représente la quantité d'air introduite à l'heure. Pour obtenir un débit d'air prédéterminé et sa bonne répartition dans toute les parties d'une enceinte on utilise le procédé de ventilation forcé. On entend par ventilation forcé, le procédé de ventilation où le mouvement de l'air est dû à l'action d'un ventilateur qui crée une différence de pression entre l'air du local et l'atmosphère extérieure d'où échange d'air entre les deux parties.

Les débits nécessaires à la ventilation s'obtiennent en général à l'aide des bilans thermiques.

III. 2 . Calcul des débits d'air soufflés

Le risque de vents coulis dans un local ventilé étant maximum pour la charge frigorifique maximale, on détermine le débit d'air pour l'exploitation en période été.

S'il faut éliminer du local la quantité de chaleur Q_K (charge frigorifique) et la quantité d'eau M_w on a les égalités suivantes :

$$Q_K = L_z (H_i - H_z)$$

$$M_w = L_z (x_i - x_z)$$

L_z : Débit d'air soufflé [Kg/h]

Les indices i et z concernent respectivement l'air intérieur et l'air soufflé.

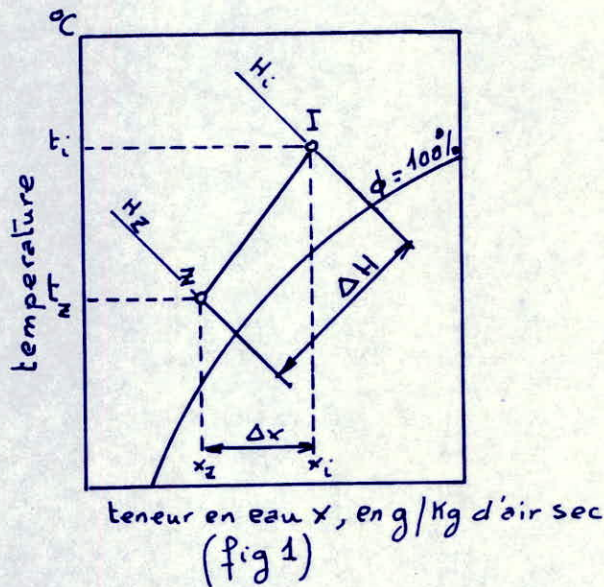
H : Enthalpie de l'air [Kcal / Kg d'air sec]

x : Teneur en eau de l'air [Kg / Kg d'air sec]

La modification de l'état de l'air dans le local peut être représentée par le rapport $\frac{Q_K}{M_w} = \frac{H_i - H_z}{x_i - x_z}$

Sur le diagramme Molier (H, x) ce changement d'état correspond à une droite de pente $\frac{Q_K}{M_w}$ sur la droite H=0

Si I représente l'état imposé à l'air du local, l'état de l'air soufflé est représenté par l'intersection de la droite de changement d'état (droite de soufflage) passant par I avec la droite de température constante t_z (Voir fig 1)



En période d'été $t_i - t_z$ ne doit pas dépasser 6 à 8 °C.

Quand on a déterminé H_z de cette façon, on obtient L_z par :

$$L_z = \frac{Q_K}{(H_i - H_z)}$$

III.2.1. Exploitation en période d'été.

Été

Air extérieur	$t_a = 33^\circ\text{C}$, $\varphi_a = 45\%$
Air du local	$t_i = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_i = 50\%$

Du diagramme (H, x), on tire :

Air extérieur : $H_a = 16,6 \text{ Kcal/Kg}$; $x_a = 14,15 \text{ g/Kg}$

Air du local : $H_i = 12,6 \text{ Kcal/Kg}$; $x_i = 10,45 \text{ g/Kg}$

a : Local 1 (Magasin) :

La charge frigorifique du local est :

$$Q_{fr} = 38820 \text{ Kcal/h}$$

Le dégagement de vapeur d'eau des occupants s'élève, en tenant compte qu'une personne dégage 65 g/h de vapeur d'eau à 26°C (Tableau A52 - Rietschel), à :

$$M_w = 92 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = 5,98 \text{ Kg/h}$$

$$\text{d'où } \frac{Q_{fr}}{M_w} = \frac{\Delta H}{\Delta x} = \frac{38820}{5,98} = 6490$$

Si on choisit $t_i - t_z = 6^\circ\text{C}$, il vient $t_z = t_i - 6^\circ = 26 - 6 = 20^\circ\text{C}$

On relève sur le diagramme (H, x) le point d'intersection Z de la droite de pente $\Delta H/\Delta x = 6490$ passant par I avec la droite de température constante $t_z = 20^\circ\text{C}$. Il donne l'état de l'air soufflé

$$\boxed{H_z = 10,95 \text{ Kcal/Kg} \quad ; \quad x_z = 10,2 \text{ g/Kg}}$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est donc :

$$L_z = Q_{fr} / (H_i - H_z) = 38820 / (12,6 - 10,95) = 23527,27 \text{ Kg/h}$$

$$\text{Soit } L_z = 24000 \text{ Kg/h}$$

La masse volumique de l'air étant $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$ on obtient :

$$L_z (\text{m}^3/\text{h}) = \frac{L_z (\text{Kg/h})}{\rho} = \frac{24000}{1,2} = 20000 \text{ m}^3/\text{h}$$

b. Local 2 (Dépôt)

L'air étant préparé dans la centrale jusqu'au point de soufflage Z, et ensuite acheminé vers les différents locaux à ventiler dans les mêmes conditions. On aura donc $H_z = 10,95 \text{ Kcal/h}$ et $x_z = 10,2 \text{ g/Kg}$.

La charge frigorifique du local est de :

$$Q_k = 10250 \text{ Kcal/h}$$

Le dégagement de vapeur d'eau s'élève à :

$$M_w = 2.65.10^{-3} = 0,13 \text{ kg/h}$$

d'où $\frac{Q_k}{M_w} = \frac{10250}{0,13} = 78850$

On relève sur le diagramme (H, x) le point d'intersection I de la droite de pente $\Delta H / \Delta x = 78850$ passant par Z avec la droite de température constante $t_i = 26^\circ\text{C}$. Il donne l'état de l'air intérieur :

$$H_i = 12,45 \text{ Kcal/Kg} ; x_i = 10,25 \text{ g/Kg} ; \varphi_i \approx 48\%$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est donc de :

$$L_z = \frac{Q_k}{H_i - H_z} = \frac{10250}{12,45 - 10,95} = 6880 \text{ Kg/h}$$

$$L_z = \frac{6880}{1,2} = 5730 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nous procédons de la même manière pour les autres locaux.

c - local 3 (Bureau)

$$Q_k = 700 \text{ Kcal/h.}$$

$$M_w = 3.65.10^{-3} = 0,195 \text{ Kg/h}$$

$$\left. \begin{array}{l} Q_k = 700 \text{ Kcal/h.} \\ M_w = 3.65.10^{-3} = 0,195 \text{ Kg/h} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{Q_k}{M_w} = \frac{700}{0,195} = 3600$$

À l'intérieur du local nous aurons l'état de l'air suivant :

$$H_i = 12,7 \text{ Kcal/Kg} ; x_i = 10,7 \text{ g/Kg} ; \varphi_i \approx 51\%$$

le débit d'air soufflé nécessaire est donc de :

$$L_z = \frac{Q_k}{H_i - H_z} = \frac{700}{12,7 - 10,95} = 400 \text{ Kg/h}$$

$$L_z = \frac{400}{1,2} = 335 \text{ m}^3/\text{h}$$

d : Local 4 (Vestiaire-Femmes)

$$Q_k = 230 \text{ Kcal/h}$$

Le dégagement de vapeur étant négligeable (local rarement occupé), La

droite de changement d'état passant par Z est $x_z = 10,2 \text{ g/kg} = \text{constante}$

Le point d'intersection de cette droite avec la droite $T = 20^\circ\text{C}$ nous donne

L'état suivant de l'air à l'intérieur du local:

$$H_i = 12,45 \text{ Kcal/kg} ; x_i = 10,2 \text{ g/kg} ; \varphi_i = 48\%$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est donc de:

$$L_z = \frac{Q_k}{H_i - H_z} = \frac{230}{12,45 - 10,95} = 155 \text{ kg/h}$$

$$L_z = \frac{155}{1,2} = 130 \text{ m}^3/\text{h}$$

e: Local 5 (Vestiaire Hommes)

$$Q_k = 430 \text{ Kcal/h}$$

La droite de changement d'état est $x_z = 10,2 \text{ g/kg}$.

Etat de l'air à l'intérieur du local:

$$H_i = 12,45 \text{ Kcal/kg} ; x_i = 10,2 \text{ g/kg} ; \varphi = 48\%$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est de:

$$L_z = \frac{Q_k}{H_i - H_z} = \frac{430}{12,45 - 10,95} = 287 \text{ kg/h}$$

$$L_z = \frac{287}{1,2} = 240 \text{ m}^3/\text{h}$$

f: local 6 (Salle des douches)

$$Q_k = 50 \text{ Kcal/h}$$

$$H_i = 12,45 \text{ Kcal/kg} ; x_i = x_z = 10,2 \text{ g/kg} ; \varphi = 48\%$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est de:

$$L_z = \frac{Q_k}{H_i - H_z} = \frac{50}{12,45 - 10,95} = 35 \text{ kg/h}$$

$$L_z = \frac{35}{1,2} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

g: local 7: (Corridor)

$$Q_k = 1590 \text{ Kcal/h}$$

La droite de changement d'état étant $x_z = 10,2 \text{ g/kg}$, l'état de l'air dans le corridor sera :

$$H_i = 12,45 \text{ kcal/kg} ; x_i = 10,2 \text{ g/kg} ; \varphi = 48\%$$

Le débit d'air soufflé nécessaire est de :

$$L_z = \frac{1590}{12,45 - 10,95} = 1060 \text{ kg/h}$$

$$L_z = \frac{1060}{1,2} = 880 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tableau récapitulatif pour la période été :

Local	t_i	x_i	H_i	t_z	x_z	H_z	L_z
numéro	°C	g/kg	kcal/kg	°C	g/kg	kcal/kg	m ³ /h
1	26°C	10,45	12,6	20	10,2	10,95	20000
2	"	10,25	12,45	"	"	"	5730
3	"	10,70	12,70	"	"	"	335
4	"	10,2	12,45	"	"	"	130
5	"	10,2	12,45	"	"	"	240
6	"	10,2	12,45	"	"	"	30
7	"	10,2	12,45	"	"	"	880

III.2.2 : Exploitation en période d'hiver.

Le but de notre étude est de réaliser une installation unique pour les deux périodes été et hiver. Donc, connaissant les débits d'air soufflés en été, nous gardons ces mêmes valeurs pour l'exploitation en hiver "Installation à débit d'air constant". Il reste donc à déterminer l'état de l'air soufflé pour les différents locaux. On procède comme suit :

Connaissant Q_H (la charge calorifique) et L_z (Débit d'air soufflé), nous pouvons déterminer l'enthalpie de l'air soufflé d'après la relation suivante :

$$Q_H = (H_i - H_z) L_z \Rightarrow H_z = H_i - \frac{Q_H}{L_z}$$

Par suite, connaissant H_z , on relève sur le diagramme de Molier (H, x) le point d'intersection Z de la droite de pente $\Delta H / \Delta x = x_i$ passant par I avec la droite d'enthalpie constante H_z .

On se fixe au départ des conditions intérieures qui sont les suivantes

$$t_i = 20^\circ\text{C}$$

$$x_i = 5 \text{ g/Kg}$$

Sur le diagramme (H, x) on tire

$$H_i = 7,80 \text{ Kcal/Kg} \quad \text{et} \quad \varphi_i = 34,5\%$$

Nous représentons les résultats des calculs sur le tableau suivant:

Local	$Q_H^{(1)}$	H_i	L_z	H_z	$\Delta H / \Delta x^{(2)}$	x_z	t_z
N°	Kcal/h	Kcal/Kg	Kg/h	Kcal/Kg	-	g/Kg	$^\circ\text{C}$
1	15840	7,80	24000	8,46	$x_i = 5 \text{ g/Kg}$	5	22,7
2	4360	"	6876	8,43	"	"	22,5
3	430	"	402	8,97	"	"	24,9
4	430	"	156	10,57	"	"	31,3
5	820	"	288	10,65	"	"	31,7
6	60	"	36	9,47	"	"	26,7
7	1180	"	1056	8,92	"	"	24,7

(1) Pour les calculs, on prend Q_H avec un signe (-) : deperdition

(2) Pour le chauffage on ne tient pas compte des dégagements de chaleur des personnes, ainsi que le dégagement de vapeur d'eau. La droite de changement d'état est alors, dans ce cas, $x_i = x_z = 5 \text{ g/Kg}$

Suivant les résultats obtenus nous remarquons que, pour avoir des conditions intérieures précises, il faut traiter l'air indépendamment pour chaque local,

d'où une installation très cher et complexe. Le but de la ventilation des magasins étant d'assurer le renouvellement de l'air et le maintien des conditions intérieures dans des limites acceptables pour que les principales fonctions du corps humain soient entretenues, donc une telle installation n'est pas recommandée et peu économique dans ce cas.

Nous remarquons, d'après les résultats obtenus, que nous pouvons traiter l'air uniquement dans la centrale pour les locaux 1, 2, 3, 6 et 7 car l'état de l'air soufflé, dans ces locaux, est presque identique. En ce qui concerne les locaux 4 et 5 l'installation d'une batterie de chauffage est nécessaire vu que la température de soufflage est assez élevée.

Nous traiterons donc l'air dans la centrale jusqu'à l'état Z suivant.

$$t_z = 23^\circ\text{C} \quad ; \quad x_z = 5 \text{ g/kg.}$$

On relève du diagramme (H, x) $H_z = 8,55 \text{ kcal/kg.}$

Cet air sera introduit dans les locaux 1, 2, 3, 6 et 7, Pour les vestiaires (4 et 5) nous introduirons de l'air chauffé du point Z jusqu'à un nouvel état Z' suivant:

$$t_{z'} = 31,5^\circ\text{C} \quad ; \quad x_{z'} = x_z = 5 \text{ g/kg.}$$

Avec ces nouvelles valeurs de l'état de l'air soufflé, nous déterminons les conditions intérieures de l'air dans les locaux en procédons de la manière suivante:

Sachant que $Q_H = L_z (m^3/h) c_p (t_i - t_z)$ avec $Q_H < 0$

c_p représente la chaleur spécifique de l'air par unité de volume: $c_p = 0,31 \frac{\text{kcal}}{\text{g m}^3}$

On détermine la température intérieure $t_i = \frac{Q_H}{L_z \cdot c_p} + t_z$

Sur le diagramme (H, x) on relève le point d'intersection I de la droite $x_i = x_z$ avec la droite de température constante t_i

On représente les résultats dans le tableau suivant :

Local	Q_H	L_z	t_z	t_i	H_i	x_i	φ_i
N°	kcal/h	m ³ /h	°C	°C	kcal/kg	g/kg	%
1	15840	20000	23	20,5	7,90	5	34
2	4360	5730	23	20,5	7,90	"	34
3	430	335	23	18,9	7,55	"	37
4	430	130	31,5	20,8	8,00	"	33
5	820	240	31,5	20,5	7,90	"	34
6	60	30	23	16,5	6,95	"	43
7	1180	880	23	18,7	7,50	"	38

L'utilisation d'une installation à débit d'air constant nous donne des résultats satisfaisants étant donné que les valeurs trouvées pour l'exploitation hiver des conditions internes ne s'éloignent pas des conditions imposées au début de l'étude (ce qui est valable surtout pour les locaux les plus importants).

INSTALLATION DE VENTILATION ET TRAITEMENT DE L'AIR

VI.1. Généralités

On assure la bonne ventilation d'un local pour toutes les conditions extérieures (Température, vent) que par l'emploi d'une installation de ventilation mécanique, qui permet d'attribuer à chaque pièce la quantité d'air qui lui est nécessaire par heure. Les installations de ventilation comportent toujours des équipements d'épuration, de préchauffage et de mise en mouvement de l'air, parfois aussi de réfrigération et d'humidification. Suivant le procédé utilisé dans les installations de ventilation, nous distinguons les installations en circuit ouvert et les installations en circuit fermé. Dans le premier cas la totalité de l'air d'apport est prélevée à l'extérieur, dans le second cas une partie de l'air du local est réintroduite dans la centrale, d'où elle est de nouveau, après traitement, conduite vers le local. Ce sont seules des raisons d'économie qui obligent à l'emploi d'installations en circuit fermé. Dans ce cas les installations de préchauffage et de réfrigération de l'air n'ont pas besoin d'être dimensionnées pour les valeurs extrêmes de la température extérieure qui se produisent rarement, mais pour la température de mélange d'air extérieur et d'air recyclé. Mais on peut surtout réduire l'énergie nécessaire au préchauffage ou au rafraîchissement en limitant la proportion d'air extérieur dans l'air d'apport. Nous adoptons dans le cas d'un grand magasin l'installation en circuit fermé car l'air intérieur n'étant pas pollué nous pouvons le réintroduire dans la centrale dans des proportions acceptables afin de permettre un renouvellement de l'air extérieur. Les taux de renouvellement sont recommandés pour un

certain type de locaux suivant leurs destination

IV.2. Prelevement et epuration de l'air

a. Prelevement de l'air:

L'air extérieur doit être prelevé par une ouverture d'entrée verticale dans un emplacement protégé du vent, du rayonnement solaire, de la poussière, de la fumée et des suies. Une grille à mailles pas trop grandes éviterons l'introduction de gros corps étrangers dans les canalisations. L'air est puisé en général par le toit malgré que cette solution n'est pas entièrement satisfaisante surtout dans les grandes villes car l'air au niveau du toit est pollué en hiver par les gaz de combustion. La filtration reste le moyen le plus facile de débarrasser l'air des suies et des cendres volantes.

b. Epuration de l'air.

Toutes les installations de ventilation, même les plus simples, sont munies de filtres pour purifier l'air d'apport des poussières, fumées, suies et matières en suspension, et ceci aussi bien pour l'air recyclé que pour l'air frais. On évitera ainsi la formation de nids de poussières dans les chambres de traitement et les gaines, ainsi que le dépôt de poussières dans les locaux à ventiler ou sur les grandes surfaces d'échange des réchauffeurs ou refroidisseurs d'air. Nous distinguons plusieurs types de filtre

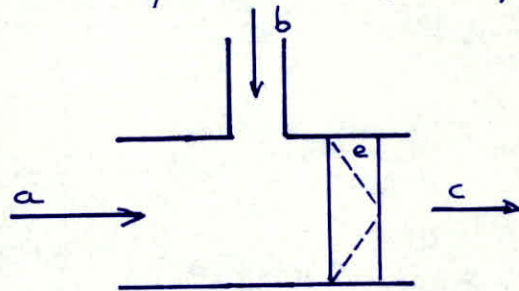
1. Filtres métalliques imprégnés d'huiles : Dans ce cas de filtre c'est l'huile, dont on enduit les surfaces du filtre, qui capte les poussières
2. Filtres secs : on utilise dans ce type de filtres des substances fibreuses en cellulose, matière textile, ou fibres de verre et synthétiques.
3. Electrofiltres : L'air à purifier est conduit à travers un champ à haute tension continue dans lequel les particules de poussières se chargent électriquement

et se déposent sur des contre-electrodes de signes contraires disposées à la suite

4 - Filtrés humides : L'air traverse un voile d'eau d'une chambre d'humidification. Les particules de poussières restent attachées à la surface des gouttes et sont ainsi éliminées du courant d'air.

5 Filtrés à charbon actif : Le carbone à l'état amorphe a la propriété d'absorber les gaz ou les vapeurs. On utilise cette propriété pour éliminer l'air des polluants gazeux malodorants.

Nous utiliserons dans la centrale uniquement un filtre à poussière pour la purification de l'air d'apport (air extérieur + air intérieur). Le filtre le plus adéquat à cet effet est le filtre métallique imprégné d'huile.



a) Air extérieur ; b) Air recyclé ; c) Air d'apport ; e) Filtre métallique imprégné d'huile.

IV.3 Traitement de l'air.

Nous utilisons une installation en circuit fermée, la connaissance des proportions d'air recyclé et extérieur ainsi que l'état de l'air mélangé est donc nécessaire pour pouvoir déterminer, en se basant sur le diagramme (H, x), l'évolution de l'air de l'état M (mélange) à l'état Z (air soufflé) d'où les éléments de la centrale qui nous permettront de suivre cette évolution.

a : Détermination du débit d'air extérieur L_2 :

$L_2 =$ somme des débits d'air frais recommandés pour les locaux suivant leurs

destination. Les débits recommandés sont donnés dans le manuel Carrier.

Local	Débit d'air frais minimum		Nombre d'occupants	Surface de plancher	Débit d'air extérieur L_2
	$\frac{m^3}{h \cdot \text{personne}}$	$\frac{m^3}{h \cdot m^2 \text{ surface}}$			
1	13	-	92	-	1200
2	-	0,9	-	140	130
3	25	-	3	-	75
4	-	4,6	-	12	55
5	-	4,6	-	12	55
7	-	4,6	-	49,2	230
					$L_2 = 1745 m^3/h$

Le débit d'air soufflé dans le local 6 (Salle des douches) étant très faible ($30 \frac{m^3}{h}$), il peut être assuré uniquement par les infiltrations de l'air à travers les contours de la porte. Donc nous ne tiendrons pas compte de cette valeur dans le calcul de l'installation.

b. état de l'air après le mélange.

1 - Exploitation Eté :

$$\text{Débit recyclé} = \text{Débit total} - \text{Débit air frais.}$$

Nous recyclons uniquement l'air des locaux 1, 2, 3, 4, 5 et 7.

L'air des W.C et du local 6 (Douches) est extrait entièrement vers l'extérieur.

$$H_M = \frac{\sum H_j L_j}{\sum L_j} \quad ; \quad X_M = \frac{\sum X_j L_j}{\sum L_j}$$

Local	$H_i \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$	$x_i \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}} \right)$	$L_z \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$	$L_{a_i} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$	$L_{\text{recycle}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$
1	12,60	10,45	20000	1200	18800
2	12,45	10,25	5730	130	5600
3	12,70	10,70	335	75	260
4	12,45	10,20	130	55	75
5	12,45	10,20	240	55	185
7	12,45	10,20	880	230	650

Etat de l'air extérieur est : $H_a = 16,6 \text{ kcal/kg}$; $x_a = 14,15 \text{ g/kg}$.

$$H_M = \frac{1745 \cdot 16,6 + 18800 \cdot 12,6 + 260 \cdot 12,70 + (5600 + 75 + 185 + 650) \cdot 12,45}{27315}$$

$$H_M = 12,80 \text{ kcal/kg}$$

$$x_M = \frac{1745 \cdot 14,15 + 18800 \cdot 10,45 + 260 \cdot 10,7 + 5600 \cdot 10,25 + (75 + 185 + 650) \cdot 10,2}{27315}$$

$$x_M = 10,65 \text{ g/kg}$$

2- Exploitation en hiver.

Local	$H_i \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$	$x_i \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}} \right)$	$L_z \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$	$L_{a_i} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$	$L_{\text{recycle}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$
1	7,90	5	20000	1200	18800
2	7,90	"	5730	130	5600
3	7,55	"	335	75	260
4	8,00	"	130	55	75
5	7,90	"	240	55	185
7	7,50	"	880	230	650

Etat de l'air extérieur est : $H_a = 4,1 \text{ kcal/kg}$; $x_a = 4,85 \text{ g/kg}$.

$$H_M = \frac{1745 \cdot 4,1 + (18800 + 5600 + 185)7,90 + 260 \cdot 7,55 + 75 \cdot 8,00 + 650 \cdot 7,50}{27315}$$

$$H_M = 7,65 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$x_M = \frac{1745 \cdot 4,85 + 25570 \cdot 5}{27315}$$

$$x_M = 4,99 \approx 5 \text{ g/Kg}$$

IV 31: Traitement de l'air en hiver et éléments de la centrale:

Nous déterminerons les éléments de la centrale de ventilation en nous basant sur l'étude de la préparation de l'air sur le diagramme (H, x)

a. Dans la chambre de mélange, l'air extérieur à l'état A est mélangé avec l'air recyclé à l'état I' (I' représente l'état de l'air dans la conduite d'extraction qui va vers la chambre de mélange). Il en résulte un mélange d'air à l'état

M. Le point M divise le segment AI' dans le rapport inverse des quantités

$$\text{d'air : } \frac{L_2}{L_1} = \frac{x_{I'} - x_M}{x_M - x_A} = \frac{L_2}{L_R} = \frac{1745}{25570} \approx \frac{1}{15}$$

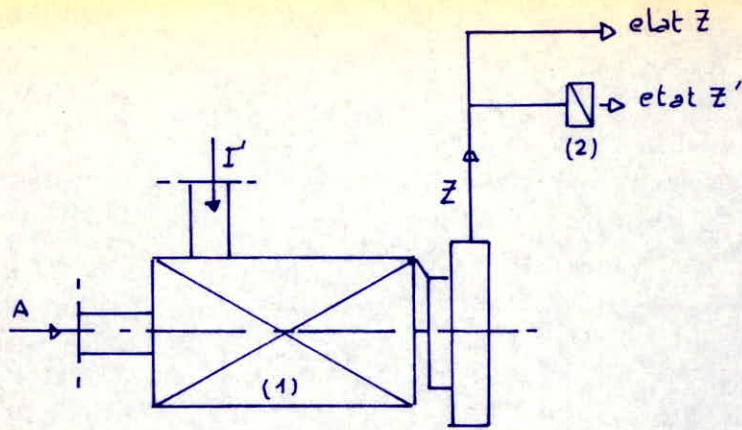
L_1 : Le segment I'M ; L_2 : Le segment MA

L_2 : quantité d'air extérieur ; L_R : quantité d'air recyclé.

b. Le mélange d'air (Etat M) se trouve sur la droite à teneur en eau $x = 5 \text{ g/Kg} \Rightarrow$

Nous n'aurons besoin, pour le fonctionnement en hiver, que d'un réchauffeur où l'air mélangé s'échauffe à teneur en eau constante x_M et atteint l'état Z.

La température de l'air soufflé dans les vestiaires (Locaux 4 et 5) devant être plus grande (état Z'), nous utiliserons une batterie de chauffe individuelle dans une gaine commune aux vestiaires, pour porter l'air de l'état Z à l'état Z' (voir fig 2)



- fig a -

(1) : centrale avec réchauffeur pour porter l'air de l'état M à l'état Z

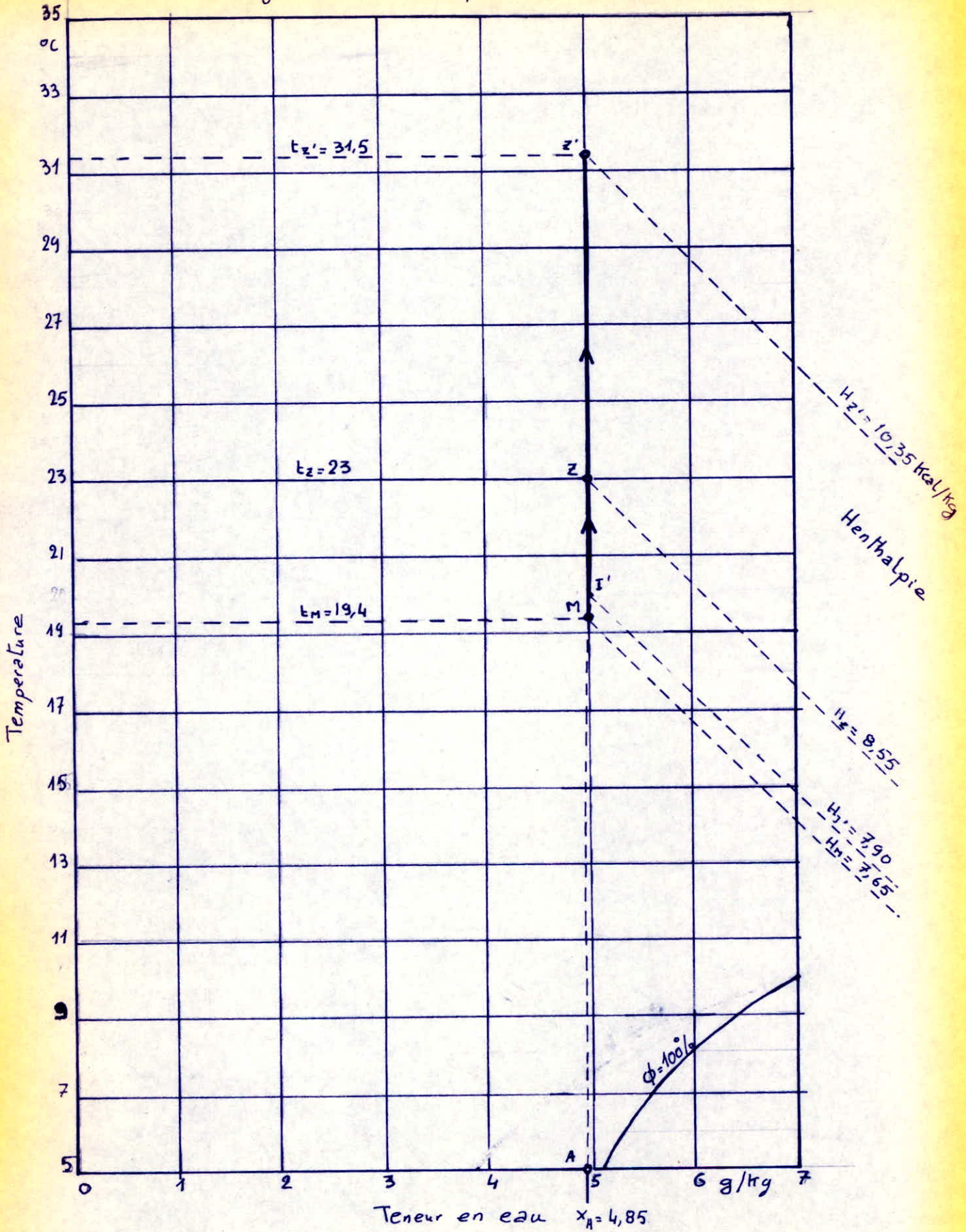
(2) : réchauffeur individuel pour les vestiaires.

a: Généralités sur les réchauffeurs

On utilise généralement pour le réchauffage de l'air des tubes à ailettes épaisses ou minces chauffés à la vapeur ou à l'eau. Le réchauffage de l'air par des calorifères à combustible liquide ou solide ne se rencontre uniquement que dans des installations très simple.

Dans le cas des réchauffeurs à tubes, et selon les besoins en puissance, on rencontre des réchauffeurs avec un plus ou moins grand nombre de rangs de tubes, l'un derrière l'autre, alignés ou en quinconce. Dans ce type de réchauffeur le fluide chauffant (vapeur ou eau chaude) passe dans les tubes, l'air à réchauffer perpendiculairement aux tubes. Les surfaces de chauffe tubulaires courantes sont en acier et ont des ailettes en tôle de 0,5 à 0,7 mm d'épaisseur, de section circulaire ou polygonale.

Diagramme (H, x) d'exploitation en hiver.



IV.32. Traitement de l'air en été et éléments de la centrale.

On suit l'évolution de l'air sur le diagramme (H, x) pour l'exploitation en été. Il nous permettra de déduire les éléments nécessaires à cette évolution.

a: ce qui a été dit pour l'exploitation en période d'hiver reste valable pour le mélange de l'air extérieur avec l'air recyclé dans le même rapport.

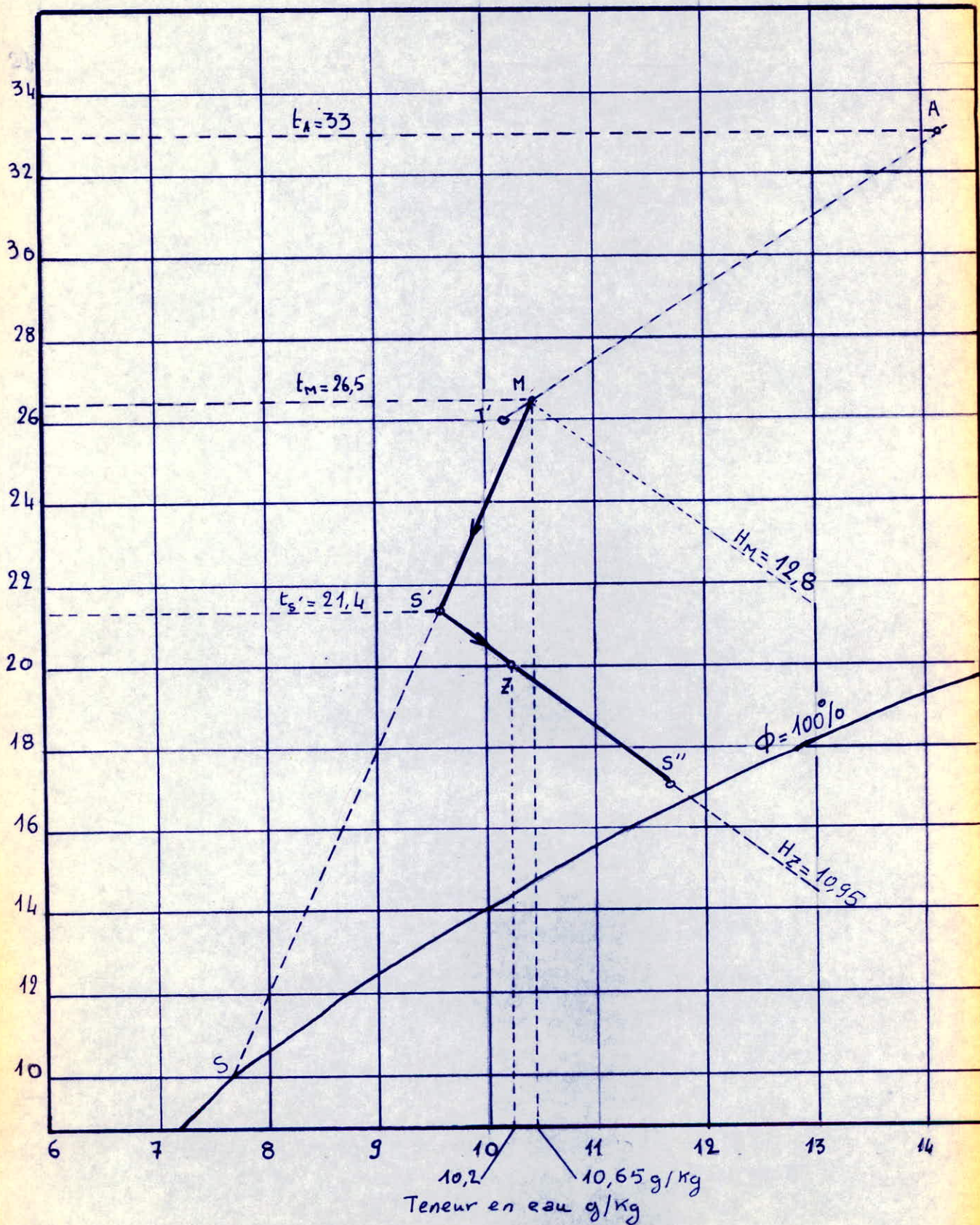
b: L'air soufflé a une teneur en eau plus petite que celle de l'air mélangé ($x_z = 10,2 \text{ g/kg}$; $x_M = 10,65 \text{ g/kg}$) et de l'air extérieur ($x_A = 14,15 \text{ g/kg}$). Il est donc nécessaire de traiter l'air, en été, à la fois pour le refroidir et l'assécher. Nous utiliserons à cette effet un réfrigérant par surface ayant une température de surface de l'élément froid égale à 10°C .

L'air à l'état M traverse le réfrigérant par surface où il est à la fois refroidi et asséché jusqu'à l'état S' ($H_{S'} = H_z$). Le changement d'état de l'air suit à peu près une droite passant par les points M et S ($t_s = 10^\circ$ et $\phi_s = 100\%$). S étant le point d'intersection de la droite de température t égale à la température de surface de l'élément froid avec la courbe limite $\phi = 100\%$.

c. Une partie de l'air refroidi et asséché à l'état S' traverse une chambre de pulvérisation où il est à la fois humidifié et refroidi par évaporation de l'eau pulvérisée recyclée. Le changement d'état de l'air s'y opère selon une parallèle aux droites $H = \text{constant}$, c'est à dire selon la droite $H_{S'} = H_z = 10,95 \text{ kcal/kg}$, reliant le point S' au point S'' .

d. la proportion de l'air à l'état S'' est mélangée à l'autre partie de l'air à l'état S, qui ne traverse pas la chambre de pulvérisation, de telle sorte à avoir à la fin de l'évolution l'état Z souhaité.

Diagramme (H, x) d'exploitation en été.



a: Généralités sur les réfrigérants par surface.

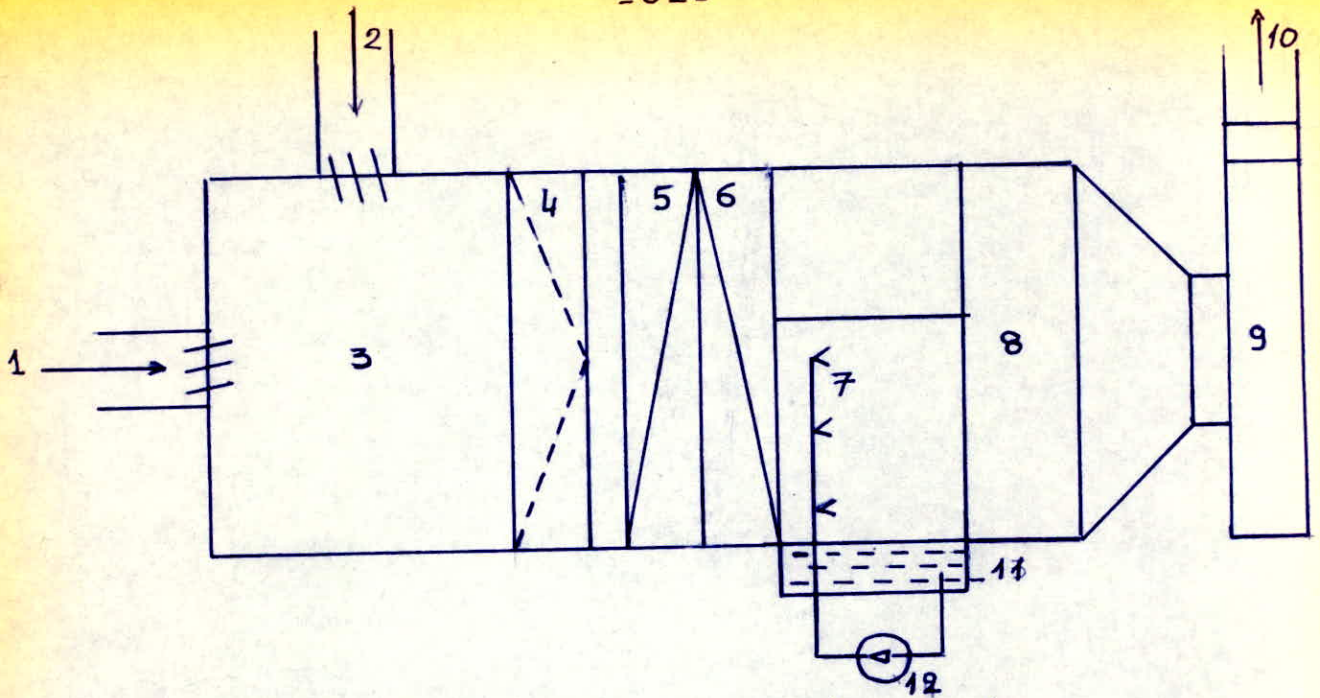
Les réfrigérants par surface sont mis en service pendant l'été. Ils ont la propriété de refroidir l'air et de l'assécher à un tel point qu'on atteint le point de rosée de l'air d'apport, ou plus exactement la teneur en eau de l'air d'apport car en réalité l'air n'atteint pas le point de rosée c'est à dire la limite de saturation. On utilise surtout des réfrigérants à ailettes minces qui sont construits de telle sorte que celles-ci soient verticales pour obtenir une évacuation de l'eau condensée.

b: Généralités sur les humidificateurs d'air

Dans cette appareil, l'air vient en contact avec de l'eau finement pulvérisée par de nombreuses buses. L'humidificateur d'air est aussi employé pour résoudre certains problèmes de conditionnement d'air, comme par exemple sa réfrigération et sa dessiccation en été, ainsi que sa épuration. Cette fonction le fait appeler "Laveur". Il travaille en général avec de l'eau recyclé reprise par une pompe dans une bache et reprojectée dans les buses de pulvérisation.

IV.4. Centrale de Ventilation.

La centrale doit réunir, comme indiqué précédemment, les éléments nécessaires pour purifier, réchauffer, réfrigérer, assécher et humidifier l'air. On y trouve également la chambre servant à mélanger l'air extérieur et l'air recyclé. Les éléments de la centrale doivent être disposés comme indiqué sur le schéma ci-après.



Constitution schématique de la centrale

- 1: Air extérieur ; 2: Air recyclé ; 3: chambre de mélange ; 4: Filtre à poussières
- 5: Réchauffeur ; 6: Réfrigérant par surface ; 7 humidificateur d'air ; 8 : 2^{ème} chambre de mélange ; 9: ventilateur ; 10: Air introduit ; 11: Bac à eau ; 12: pompe de reprise

A cette énumération nous ajouterons de courtes explications

a: chambre de mélange :

Sur les entrées d'air extérieur et d'air recyclé se trouvent des clapets couplés en opposition, grâce auxquels on peut réaliser le mélange des deux airs dans les proportions désirées.

b: Filtre à poussières:

Il est placé derrière la chambre de mélange pour purifier simultanément l'air extérieur et l'air recyclé

c: Réchauffeur:

Comme on l'a vu, le réchauffeur est nécessaire uniquement en hiver où il réchauffe l'air de mélange.

d: Réfrigérant par surface:

On le met en service pendant l'été, il doit refroidir l'air de mélange et le sécher jusqu'à ce que son enthalpie soit égale à H_z (enthalpie de l'air soufflé)

e: Humidificateur d'air:

Il permet d'humidifier une partie de l'air qui sera mélangé dans la deuxième chambre de mélange avec l'autre partie dans les proportions désirées pour atteindre l'état de l'air soufflé.

f: Ventilateur:

L'air est pulsé au travers de l'installation par un ventilateur installé en fin de centrale et entraîné par un moteur électrique.

IV.5: Calcul de la puissance des batteries:

a - Pour le réchauffeur dans la centrale:

L'installation fonctionne en circuit fermé donc on fait les calculs à partir des caractéristiques de l'air mélangé (état M).

En hiver: $t_M = 19,6^\circ\text{C}$

$H_M = 7,65 \text{ Kcal/Kg.}$

} état M.

$t_z = 23^\circ\text{C}$

$H_z = 8,55 \text{ Kcal/Kg}$

} état de l'air soufflé

La puissance nécessaire de la batterie est donnée par:

$$Q = L_{zt} (\text{Kg/h}) (H_z - H_M) \quad [\text{Kcal/h}]$$

$$L_{zt} = 27315 \text{ m}^3/\text{h}$$

On convertit le débit - volume d'air en débit masse avec $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$

à 20°C ; d'où

$$Q = 27315 \cdot 1,2 \cdot (8,55 - 7,65) = 29500,2 \text{ Kcal/h.}$$

Il faut une puissance calorifique de 30.000 Kcal/h

b: Pour la batterie individuelle des vestiaires:

$$Q = L_{z_v} (H_{z'} - H_z)$$

$$L_{z_v} = L_{z_4} + L_{z_5} = 130 + 240 = 370 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{z'} = 10,35 \text{ kcal/kg} ; H_z = 8,55 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{d'où } Q = 370 \cdot 1,2 (10,35 - 8,55) = 799,2 \text{ kcal/h}$$

Il faut une puissance calorifique de 800 kcal/h.

c: Puissance du réfrigérant:

$$Q = L_{z_t} (H_M - H_{s'}) = L_{z_t} (H_M - H_z)$$

$$\text{En été : } H_M = 12,8 \text{ kcal/kg} ; H_z = 10,95 \text{ kcal/kg}$$

$$t_M = 26,5^\circ\text{C} ; t_z = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } Q = 27315 \cdot 1,2 \cdot (12,8 - 10,95) = 60639,3 \text{ kcal/h}$$

Il faut une puissance frigorifique de 61000 fg/h

c. Quantité d'eau pulvérisée dans la chambre d'humidification:

Soit M cette quantité. Elle est donnée par la relation

$$M = L_{z_c} (x_{s''} - x_{s'})$$

L_{z_c} : quantité d'air qui traverse la chambre:

Le mélange de l'air à l'état s' avec l'air à l'état s'' se fait dans le rapport

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{s'z}{zs''} = \frac{x_z - x_{s'}}{x_{s''} - x_z} = \frac{10,2 - 9,7}{11,45 - 10,2} = 0,4 \Rightarrow l_1 = 0,4 l_2 \Rightarrow l_2 = 2,5 l_1$$

$$\text{d'où } l_2 = L_{z_c} = \frac{27315}{3,5} = 7805 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$M = 7805 \cdot (11,45 - 9,7) = 13268,5 \text{ g/h}$$

$$M = 13,3 \text{ kg/h}$$

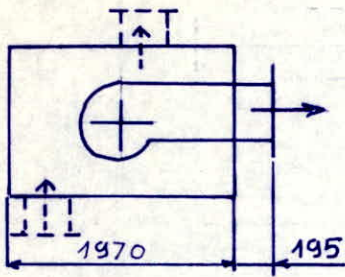
IV.6 Gabarit de la centrale.

On dimensionne la centrale d'après la méthode ROX qui donne les dimensions des éléments d'une centrale suivant le débit d'air qui traverse ces éléments

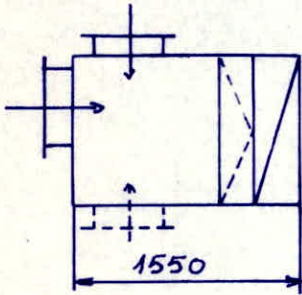
Pour une centrale traversée par un débit compris entre 13000 et 30000 m³/h, cette

méthode nous donne les dimensions suivantes:

a - Ventilateur (d'apport et d'extraction):



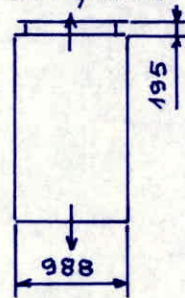
b - chambre de mélange avec filtre et réfrigérant:



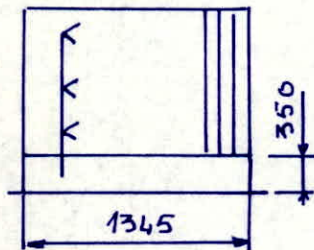
c - réchauffeur:



d - chambre de mélange sans filtre



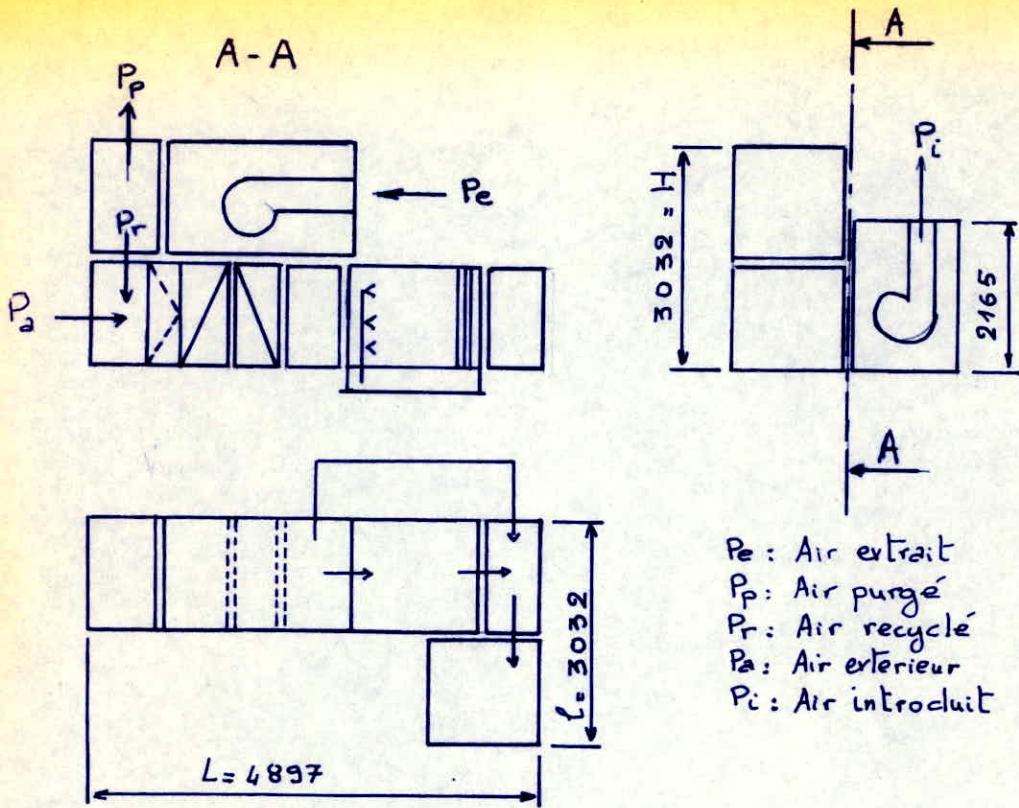
f - chambre de pulvérisation



La hauteur de chaque élément est de 1516mm ainsi que leurs largeur.

IV 61: Disposition de la centrale dans le local technique:

Vu les dimensions importantes des éléments de la centrale, le local technique réservé à celle-ci sur le plan d'architecture proposé par le promoteur est insuffisant pour mettre en place une telle centrale. C'est pourquoi, nous changeons la longueur du local et nous adoptons la disposition suivante:



$$L = 1550 + 360 + 821 + 1345 + 821 = 4897 \text{ mm}$$

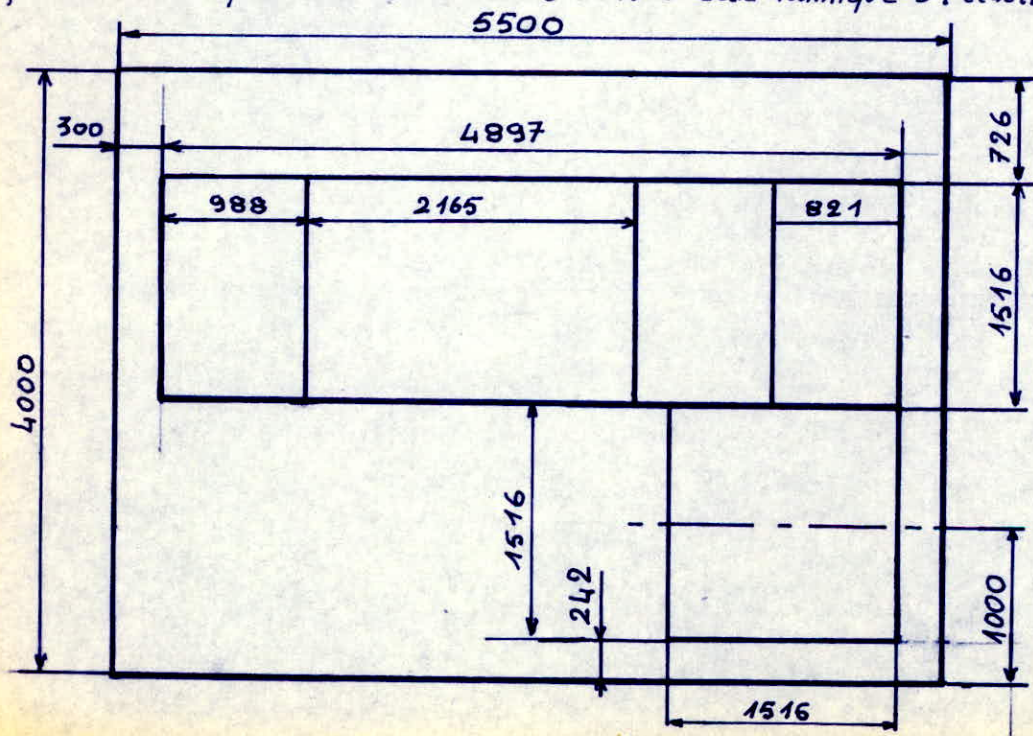
$$H = 2 \cdot 1516 = 3032 \text{ mm}$$

$$l = 2 \cdot 1516 = 3032 \text{ mm}$$

les dimensions du local techniques sont :

$$H = 5 \text{ m} ; l = 4 \text{ m} \text{ et } L = 5,50 \text{ m}$$

On représente la disposition de la centrale dans le local technique à l'échelle 1/50 :



CHAPITRE V

CALCUL DES RESEAUX DE GAINES

V1: Généralités:

les réseaux de gaines permettent le transport de l'air et sa répartition dans les différentes ramifications. On distingue, suivant la vitesse de l'air adoptée dans la gaine principale, les installations à faibles vitesses (entre 6 et 8 m/s) et celles à grandes vitesses (vers 25 m/s). Dans le réseau lui-même les vitesses diminuent par palier, pour atteindre des valeurs plus faibles (1,5 à 4 m/s) aux bouches de diffusion. Pour les faibles débits on utilise en général des installations à faibles vitesses.

V2: Bases du calcul.

Dans les calculs, l'air peut être considéré comme incompressible du fait que les différences de pression se produisant dans les installations sont petites. On considère dans ce cas que l'air est un fluide idéal et on applique le théorème: l'énergie totale le long d'un filet fluide est en tout point égale à elle-même indépendamment de la section (théorème de Bernoulli).

Dans le cas de conduites de fluides horizontales, sans de trop grandes différences d'altitude, on peut négliger la part de l'énergie due à la hauteur géométrique. Alors le théorème de l'énergie donne la forme suivante à l'équation de Bernoulli.

$$P_t = P + P_d$$

Avec: P_t : pression totale

P : pression statique

P_d : pression dynamique qui s'écrit: $P_d = \frac{w^2}{2} \rho$

avec: w : vitesse de l'air dans la conduite

ρ : densité de l'air = $1,2 \text{ kg/m}^3$. sous les conditions: $\left\{ \begin{array}{l} t = +20^\circ\text{C} \\ P = 760 \text{ mm Hg} \end{array} \right.$

On rencontre dans le calcul des réseaux de gaines, la notion de tronçon qui est définie par la longueur de la gaine à débit invariable (de dérivation à dérivation).

V.2.1 : Chute de pression dans les tronçons droits.

On se base pour la perte de charge par frottement sur l'équation suivante :

$$Rl = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho ; \lambda : \text{coefficient de frottement}$$

En adoptant un coefficient de rugosité ϵ pour un certain type de matériau, il est possible d'établir une relation entre la perte de charge R , le débit d'air \dot{V} (et la vitesse) et le diamètre d , pour un poids spécifique de l'air ρ , sous forme de tableau. La planche 10 du livre "traité de chauffage et de climatisation - R. Rietschel - Tome 2"

contient un tel diagramme permettant de dimensionner les gaines d'air avec $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$. Il est valable pour les gaines agrafées en tôle ($\epsilon = 0,15 \text{ mm}$)

Dans le cas des sections rectangulaires, les plus fréquentes en ventilation, on calcule le diamètre d_g équivalent à partir de la longueur des côtés a et b selon la formule :

$$d_g = \frac{2ab}{a+b}$$

V.2.2 - Résistances Localisées :

Les pertes de charge dans les résistances localisées s'obtiennent selon la formule :

$$P_1 - P_2 = \xi \frac{w^2}{2} \rho$$

ξ représente le coefficient de résistance. Il est déterminé, en général, expérimentalement pour les éléments rentrant dans les installations. Les valeurs

de ξ qui résultent sont rassemblées dans une planche (planche 11. Rietschel)

On rencontre ces résistances dans les cas suivants

a - Au niveau des bouches de soufflage

b - Dans les changements de direction : on peut les réduire largement grâce à

b_1 - Rétrécissement de la section

b_2 - Arrondissement des arêtes

b_3 : utilisation de tôles de redressement

b_4 : utilisation d'aubes directrices.

c. Dans les dérivations

d - Au niveau des organes de réglage qui jouent un rôle important dans la régulation des débits.

V3 : Modes de calcul

On détermine d'abord l'artère principale du réseau, avec sa longueur, ses débits d'air dans les différents tronçons et accessoires. C'est le tronçon où il y a la plus forte perte de charge, déterminant la pression nécessaire au ventilateur.

V3.1 : Calcul des dimensions :

On choisit les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie de l'artère principale. Cette vitesse est généralement la plus forte à l'entrée du réseau, et décroît régulièrement jusqu'à l'extrémité.

Les dimensions des gaines sont fixées en fonction des données architecturales

V3.2 : Calcul de la perte de charge :

Après avoir déterminé les dimensions des gaines pour tous les tronçons on calcule à l'aide de planches (10 et 11) les pertes de charge pour le tracé considéré comme le plus défavorable. On commence au diffuseur dans le local

et on obtient la pression totale à l'entrée du réseau en totalisant les pertes de charge de tous les tronçons en progressant à contre-courant pour les installations de distribution d'air et dans le sens du courant pour les installations d'extractions :

La planche 10 contenant la perte par frottement R pour les conduites rondes il faut d'abord trouver pour les sections rectangulaires le diamètre équivalent d_g . Pour ce diamètre et avec la vitesse moyenne effective de l'air dans la gaine, on relève la perte par frottement R dans le diagramme principale de la planche 10.

V.3.3. Transformation de la pression lors de la réduction de vitesse :

La réduction de vitesse de l'écoulement dans un tronçon de gaine entraîne une augmentation de la pression statique. De telles changements se produisent après une ramification, ainsi qu'aux augmentations de sections. Le changement de pression se produit avec des pertes que l'on désigne par le coefficient de résistance ξ de la pièce du réseau.

V.4: Calcul du réseau d'amenée d'air

On utilise pour le calcul un tableau où on porte pour chaque tronçon le débit-volume et la longueur correspondants. A l'aide des vitesses estimées w on obtient les sections approximatives, qui conduisent aux longueurs arrondies des cotés h et b .

Pour ces dimensions on trouve le diamètre équivalent d_g et à partir de la vitesse effective résultant du débit et de la section hb , on obtient la perte de pression au mètre R , prélevée de la planche 10.

Ensuite, on rassemble les coefficients de résistances des tronçons. A partir de $\sum \xi$ on obtient la perte totale dans les résistances localisées Z : $Z = 0,102 \cdot \frac{w^2}{2} \rho \cdot \sum \xi$ (mmC)

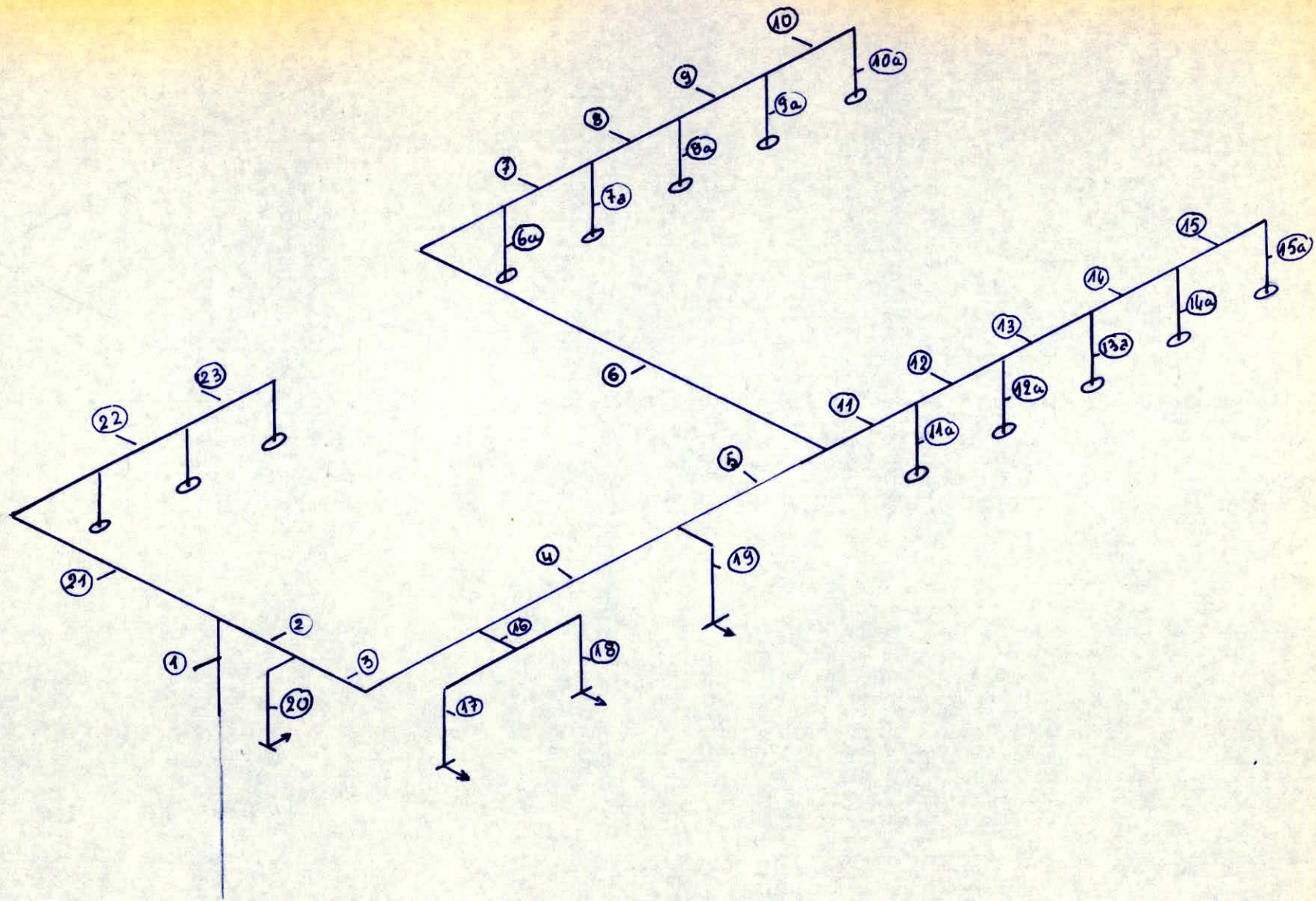


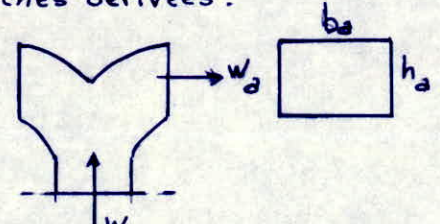

Schéma des réseaux de gaines d'air amenée.

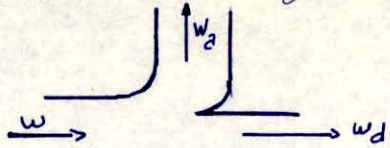
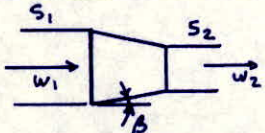
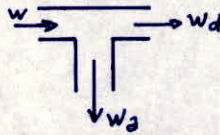
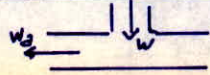
Calcul des dimensions des gaines principales et secondaires.

Tronçon	Debit horaire	Longueur du Tronçon	vitèsse estimée.	Hauteur de la gaine	Largeur de la gaine	Diamètre équivalent	vitèsse effective	perles par frottement par mètre	perles totales par frottement	Z des coefficients de résistance du tronçon	perles localisées	perles de pression totales.
N°	$v \left(\frac{m^3}{h}\right)$	$l \text{ (m)}$	$w' \left(\frac{m}{s}\right)$	$h \text{ (mm)}$	$b \text{ (mm)}$	$d_g \text{ (mm)}$	$w \left(\frac{m}{s}\right)$	$Rf \left(\frac{mmCE}{m}\right)$	$Rl \text{ (mmCE)}$	$Z \text{ } \xi$	$Z \text{ (mmCE)}$	$Rf + Z \text{ (mmCE)}$
1	27315	1,84	8	1200	800	950	7,90	0,061	0,11	0	0	0,11
2	21585	2	7,5	1200	650	850	7,69	0,065	0,13	0,15	0,54	0,67
3	20705	2,60	7	1200	650	850	7,37	0,060	0,16	0,35	1,16	1,32
4	20335	4,70	7	1200	650	850	7,24	0,057	0,27	0	0	0,27
5	20000	4,60	7	1200	650	850	7,12	0,056	0,26	0	0	0,26
6	10000	15	6,5	700	600	650	6,61	0,067	1,01	0,85	2,26	3,27
7 et 12	8000	4	5	700	600	650	5,29	0,042	0,17	0,40	0,68	0,85
8 et 13	6000	4	4	700	550	600	4,33	0,036	0,14	0,40	0,46	0,60
9 et 14	4000	4	3	700	500	600	3,17	0,019	0,08	0,40	0,25	0,33
10 et 15	2000	4	2	700	500	600	1,59	0,007	0,03	1,30	0,20	0,23
11	10000	4	6,5	700	600	650	6,61	0,067	0,27	0,05	0,13	0,40
16	370	0,45	2	180	280	220	2,04	0,029	0,01	12	3,04	$3,05 + 3 = 6,05$
17	240	3,12	2	180	180	180	2,05	0,038	0,12	2,85	0,73	0,85

18	130	3,12	2	100	180	130	2,01	0,055	0,17	2,65	0,65	0,82
19	335	1,95	2	180	250	200	2,07	0,034	0,07	13,56	3,54	3,61
20	880	2,10	3	325	250	280	3,01	0,039	0,08	8,55	4,72	4,80
21	5730	10,8	5	600	500	550	5,31	0,051	0,56	0,85	1,46	2,02
22	3820	3	4	600	500	550	3,54	0,026	0,08	0,60	0,46	0,34
23	1910	3	2	600	500	550	1,77	0,009	0,03	1,50	0,29	0,32

Coefficient de résistance des gaines principales et secondaires.

Tronçon	Nombre et désignations des résistances	Données géométriques et rapport des vitesses	ξ
2	Bifurcation d'extrémité à angles arrondis, branches dérivées. 	$\frac{w_a}{w} = \frac{7,69}{7,90} = 0,97$ $\frac{b_a}{h_a} = \frac{650}{1200} = 0,54$	0,15
3	1 Té passage direct  1 coude à 90° avec aubes directrices	$\frac{w_d}{w} = \frac{7,37}{7,69} = 0,96$ aubes en tôle	≈ 0 $\frac{0,35}{0,35}$
4	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{7,24}{7,37} = 0,96 ; S_d = 5$	≈ 0

5	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{7,12}{7,24} = 0,98 ; S_d = S$	≈ 0
6	dérivation à angle arrondi  1 coude à 90° avec aubes directrices	$\frac{w_2}{w} = \frac{6,61}{7,12} = 0,93$ $\frac{S_2}{S} = \frac{600 \cdot 700}{1200 \cdot 650} = 0,54$ aubes en tôle	0,5 0,35 0,85
7 et 12	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{5,29}{6,61} = 0,80 ; S_d = S$	0,4
8 et 13	 : changement de section 1 Té passage direct	$\frac{S_2}{S_1} = \frac{550}{600} = 0,92 ; \beta < 10^\circ$	≈ 0
9 et 14	changement de section 1 Té passage direct	$\frac{S_2}{S_1} = \frac{0,50}{0,55} = 0,90 ; \beta < 10^\circ$ $\frac{w_d}{w} = \frac{3,17}{4,33} = 0,73 ; S_d = S$	≈ 0 0,4 0,4
10 et 15	1 Té passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{1,59}{3,17} = 0,5 ; S_d = S$	1,3
11	Dérivation à angle arrondi, passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{6,61}{7,12} = 0,93 ; S_2 + S_d \geq S$	0,05
16	séparation de courant 	$w_2 = 2,04 = 0,3 ; S_d = S$ $w = 7,37$	12
17	T à contre-courant  1 coude à 90° avec aubes directrices 1 changement de direction.	$\frac{w_2}{w} = \frac{2,05}{2,04} = 1$ aubes en tôle $\frac{b}{h} = 1 ; \frac{c}{h} = 0,5$	1,3 0,35 1,20 2,85

18	T à contre-courant 1 coude à 90° avec aubes directrices 1 changement de direction	$\frac{w_a}{w} = \frac{2,01}{2,04} = 0,99$ $\frac{b}{h} = \frac{180}{100} = 1,8$; $\frac{r}{h} = 0,5$	1,3 0,35 <u>1</u> 2,65
19	Séparation de courant 1 coude à 90° avec aubes directrices 1 changement de direction	$\frac{w_a}{w} = \frac{2,07}{7,24} = 0,3$ $\frac{b}{h} = \frac{180}{250} = 0,72$; $\frac{r}{h} = 0,5$	12 0,35 <u>1,2</u> 13,55
20	Séparation de courant 1 coude à 90° avec aubes directrices 1 changement de direction	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,01}{7,69} = 0,4$ $\frac{b}{h} = \frac{250}{3,25} = 0,77$; $\frac{r}{h} = 0,5$	7 0,35 <u>1,2</u> 8,55
21	Bifurcation d'extrémité à angle arrondi 1 coude avec aubes directrices	$\frac{w_a}{w} = \frac{5,31}{7,90} = 0,67$; $\frac{b_a}{h_a} = \frac{500}{600} = 0,83$	0,5 <u>0,35</u> 0,85
22	1 T ^e passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{3,54}{5,31} = 0,70$; $s_d = 5$	0,6
23	1 T ^e passage direct	$\frac{w_d}{w} = \frac{1,77}{3,54} = 0,50$; $s_d = 5$	1,5

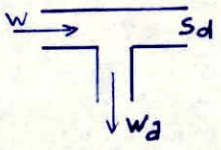
Pertes de charge des dériviations dans le local ① (dériviations circulaires)
($d = d_g = 450$ mm ; $w = 3,49$ m/s ; $R = 0,0325$ mm CE/m)

Tronçon	$\bar{V} \left(\frac{m^3}{h} \right)$	l (m)	d_g (mm)	Rl mm CE	$Z \xi$	Z mm CE	$Rl + Z$ mm CE
6a	2000	0,65	450	0,02	5	3,71	3,73
7a et 12a	"	"	"	"	3	2,23	2,25
8a et 13a	"	"	"	"	2,5	1,85	1,87
9a et 14a	"	"	"	"	2	1,48	1,50
10a et 15a	"	"	"	"	-	0,37	0,39
11a	"	"	"	"	5	3,71	3,73

Pertes de charge des dérivation dans Le Local (2).
 ($d = d_g = 450 \text{ mm}$; $w = 3,33 \text{ m/s}$; $R = 0,029$.)

Tronçon	$\dot{V} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$	$l \text{ (m)}$	$d_g \text{ (mm)}$	Rl mmCE	$\sum \xi$	Z mmCE	$Rl+Z$ mmCE
21a	1910	0,70	450	0,02	3	2,03	2,05
22a	"	"	"	"	2,1	1,42	1,44
23a	"	"	"	"	-	0,31	0,33

Coefficient de résistance des dérivation

Tronçon	Nombre et désignation des résistances	Données géométriques et rapport des vitesses	ξ
6a et 11a	1Té', dérivation 	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,49}{6,61} = 0,53$; $S_d = S$	5
7a et 12a	1Té', dérivation	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,49}{5,29} = 0,7$; $S_d \approx S$	3
8a et 13a	1Té ; dérivation	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,49}{4,33} = 0,8$; $S_d \approx S$	2,5
9a et 14a	1Té' ; dérivation	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,49}{3,17} = 1,1$; $S_d = S$	2
21a	1Té' ; dérivation	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,33}{5,31} = 0,7$; $S_d = S$	3
22a	1Té' ; dérivation	$\frac{w_a}{w} = \frac{3,33}{3,54} = 0,94$; $S_d = S$	2,1

- perte de charge localisée en bout de gaines (10a, 15a et 23a) : on peut la déterminer de manière approchée à partir de la perte par ralentissement de l'écoulement et de la perte par étranglement.

$$\Delta p = \frac{w_E^2}{2} \rho + \xi_A \cdot \frac{w_A^2}{2} \rho$$

E : entrée ; A : sortie

En posant w en m/s et ρ en kg/m^3 on obtient Δp en N/m^2

$$1 N/m^2 = 0,102 Kgp/m^2 = 0,102 mm CE$$

Dérivations 10a et 15a : $w_A = 3,49 m/s$; $\frac{S_2}{S_1} = \frac{450^2 \pi}{4 \cdot 700 \cdot 500} = 0,454$

A partir de la planche 11 on a $\xi_d = 0,29$

$w_E = 1,59 m/s$ d'où : $\Delta p = 0,102 \cdot 1,2 \left(\frac{1,59^2}{2} + 0,29 \frac{3,49^2}{2} \right) = 0,37 mm CE$

Dérivation 23a : $w_A = 3,39 m/s$; $w_E = 1,77 m/s$; $\frac{S_2}{S_1} = \frac{\pi \cdot 450^2}{4 \cdot 500 \cdot 550} = 0,578$

on a $\xi_d = 0,17$ d'où :

$$\Delta p = 0,102 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,77^2}{2} + 0,17 \cdot \frac{3,39^2}{2} \right) = 0,31 mm CE$$

Repartition de la pression : On part pour la détermination des pressions, de l'extrémité des gaines. A la première bifurcation on obtient deux pressions pour la perte de charge, une pour chaque courant. C'est la plus forte de ces deux valeurs qui est prédominante pour la répartition de la pression dans le réseau. Cette méthode est utilisée à toutes les dérivations jusqu'au ventilateur. Le parcours de plus forte résistance est celui constitué par les tronçons . 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 6a + diffuseur conique

la perte dans les diffuseurs conique est estimée à 1,5 mm CE

On obtient pour la pression totale nécessaire dans ce réseau :

$$\Delta p_t = 11,13 mm CE$$

Le ventilateur doit fournir pour satisfaire à la perte de charge une pression statique de : $\Delta p = \Delta p_t - p_d$; p_d étant la pression dynamique à l'entrée du réseau.

$$P_d = 0,102 \cdot \frac{7,90^2}{2} \cdot 1,2 = 3,82 \text{ mm CE}$$

$$\text{d'où : } \Delta p = 11,13 - 3,82 = 7,31 \text{ mm CE}$$

Détermination des organes de réglage: Les organes de réglage permettent d'assurer la répartition du débit. La répartition du débit n'est garantie dans les tolérances prévues que s'il existe des organes de réglage à haute pression aux dérivation. Si on connaît la variation relative du débit $\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}}$, On peut déterminer l'écart de pression admissible à une dérivation par la formule

$$\text{suivante : } \frac{\Delta P_{adm}}{P_t} \leq 2 \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \quad ; \quad P_t : \text{ la pression totale à la dérivation}$$

Indications des organes de réglage à placer dans le réseau pour obtenir un écart maximal de débit de 5% (la croix indique qu'un organe de réglage est prévu dans le tronçon correspondant).

Tronçon	Δp_{adm} mm CE	P_t mm CE	$\frac{\Delta P_{adm}}{P_t}$	$\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} = 0,05$ $2 \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} = 0,1$
7	0,41	5,23	0,078	
7a	0,22	3,97	0,055	
8a	0	3,37	0	
9a	0,04	3,04	0,013	
10a	0,92	2,81	0,33	x
11	3,28	8,5	0,39	x
11a	0	4,82	0	
12a	0,22	3,75	0,055	
13a	0	3,37	0	
14a	0,04	3	0,013	
15a	0,92	1,89	0,33	x
21	5,45	11,02	0,50	x
21a	0	3,55	0	
22a	0,27	3,21	0,084	
23a	1,06	2,89	0,37	x
20	4,06	10,35	0,39	x
16	0,9	8,13	0,11	
17	0,03	2,10	0,014	
18	0,04	2,10	0,019	
19	3,65	8,76	0,42	x

V5. Calcul du réseau d'extraction

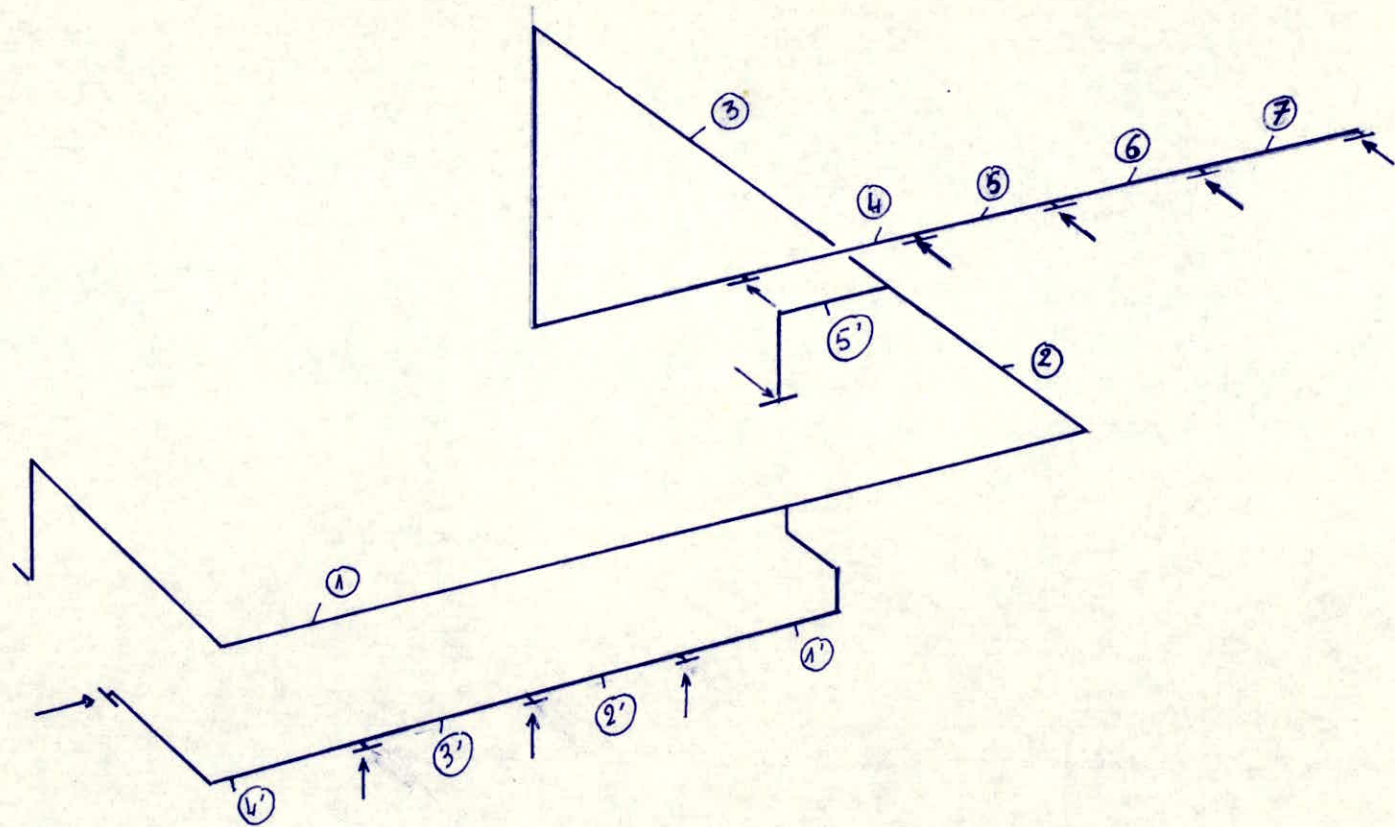


Schéma des réseaux de gaines d'extraction.

Dimensions de la conduite principale d'extraction.

N°	$\dot{V} (\frac{m^3}{h})$	$l (m)$	$w' (\frac{m}{s})$	$h (mm)$	$b (mm)$	$d_g (mm)$	$w (m/s)$	Rl mmCE/m	R mmCE	$Z\xi$	Z mmCE	$Rl+Z$ mmCE
1	27315	10,35	8	1200	800	900	7,90	0,061	0,63	1,05	4,01	4,64
2	25730	7,70	8	1200	750	900	7,94	0,065	0,50	0,35	1,34	1,84
3	20000	20,5	7	1200	700	900	6,61	0,046	0,94	1	2,67	3,61
4	16000	4	6,5	1000	700	800	6,35	0,048	0,19	0	0	0,19
5	12000	4	5	1000	650	800	5,13	0,032	0,13	0	0	0,13
6	8000	4	4,5	800	600	700	4,63	0,032	0,13	0,07	0,09	0,22
7	4000	4	3,5	800	400	550	3,47	0,025	0,10	0,06	0,04	0,14

$\sum Rl + Z = 10,77 \text{ mm CE}$

Pertes de charge des conduites débouchants sur la conduite principale

1'	1585	4	4	350	300	325	4,19	0,065	0,26	1,05	1,13	1,39
2'	1250	3	3,5	350	300	325	3,31	0,046	0,14	0	0	0,14
3'	1120	3	3	350	300	325	2,96	0,032	0,12	0	0	0,12
4'	880	2,5	2,5	350	300	325	2,33	0,027	0,07	0,35	0,12	0,19
5'	5730	3	5	800	400	530	4,97	0,052	0,16	0,35	0,53	0,88

Coefficient de résistance des gaines principales et secondaires.

Tronçon	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	ξ
1	2 coucles à 90° avec aubes directrices + 1 "	aubes en tôles "	0,70 <u>0,35</u> 1,05
2	Té passage direct 1 coucle à 90° avec aubes	$\frac{w_d}{w} = \frac{7,94}{7,90} = 1$; $S_d \approx S$ aubes en tôles	0 <u>0,35</u> 0,35
3	Té passage direct 2 coucles à 90° avec aubes directrices	$\frac{w_d}{w} = \frac{6,61}{7,94} = 0,83$ aubes en tôle	0,30 <u>0,70</u> 1,00
6	changement de section	$\frac{w_a}{w} = \frac{4,63}{5,13} = 0,90$ $\frac{S_a}{S} = 0,74$	0,07
7	changement de section	$\frac{S_2}{S} = 0,66$	0,06

Coefficient de résistance des gaines débouchants sur la gaine principale

1'	3 coucles à 90° avec aubes directrices	aubes en tôles	1,05
4'	1 coucle "	"	0,35
5	1 coucle "	"	0,35

La perte de charge totale des conduites d'extraction d'air est :

$$\Delta p_1 = \sum (Rl + Z) = 10,77 \text{ mm}$$

La perte de charge y compris les pertes aux entrées et à la sortie est :

Si on donne 1,5 mm CE comme perte de charge aux grilles de reprise et 2 mm CE à la sortie à l'air libre.

$$\Delta p_{AV} = \Delta p_1 + 3,5 = 14,27 \text{ mm CE}$$

Ce qui correspond à une différence de pression statique au ventilateur de :

$$\Delta p_v = 14,27 - 0,102 \cdot \frac{7,90^2}{2} \cdot 1,2 = 10,45 \text{ mm CE}$$

Détermination des organes de réglage pour les gaines d'extraction.

Tronçon	P_E mm CE	ΔP ad/m mm CE	$\frac{\Delta P_{adm}}{P_E}$	$2 \frac{\Delta v}{v} = 0,1$
1'	6,13	4,29	0,70	x
5'	4,29	3,41	0,79	x

Calcul de la perte de pression totale au ventilateur.

a - ventilateur de soufflage

La perte de pression totale du ventilateur de soufflage est égale à la perte de pression totale du réseau augmentée de la perte de pression due aux éléments de la centrale.

Filtre à air : $w \approx 2 \text{ m/s}$; $\Delta p = 4 \div 8 \text{ mm CE}$

Réchauffeur : $w = 2 \div 4 \text{ m/s}$; $\Delta p = 2 \div 8 \text{ mm CE}$

réfrigérant de surface : $w = 2 \div 3 \text{ m/s}$; $\Delta p = 8 \div 15 \text{ mm CE}$

Chambre de pulvérisation : $w = 2 \div 5 \text{ m/s}$; $\Delta p = 5 \div 10 \text{ mm CE}$

Etant donné que nous n'avons pas les valeurs exactes des pertes de charge de chaque élément, on prend pour le calcul une valeur moyenne.

On estime la perte de pression à l'entrée égale à 2 mm CE

d'où

$$\Delta P_E = 11,13 + 2 + 6 + 11,5 + 5 + 7,5 = 43,13 \text{ mm CE}$$

b. Ventilateur d'extraction :

La perte de pression totale est égale à la perte de pression du réseau d'extraction augmentée de la perte de pression due aux entrées et la sortie.

On donne $1,5 \text{ mm CE}$ comme perte de charge aux grilles de reprise, et 2 mm CE à la sortie à l'air libre :

d'où :

$$\Delta P_E = 10,77 + 3,5 = 14,27 \text{ mm CE}$$

V.6 Conclusion:

On rappelle que les installations de ventilation dans les magasins font partie des installations pour locaux de séjour. C'est à dire qu'elles servent essentiellement à créer dans les locaux une atmosphère confortable pour des individus physiquement inactifs ou occupés à un travail facile. Pour cela, elles doivent surtout évacuer la quantité de chaleur et de vapeur d'eau dégagée par les occupants, et éliminer l'influence des conditions extérieures défavorable.

Le projet devrait être complété par une étude de régulation de la centrale, qui a une particulière importance dans les installations de ventilation, car les phénomènes se produisent généralement très vite, et il est recommandé une assez bonne précision.

- BIBLIOGRAPHIE -

"TRAITE DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION" TOME 1 et 2

H. Rietschel - W. Raiss.

. MANUEL CARRIER . 1^{ère} PARTIE . "BILAN THERMIQUE"

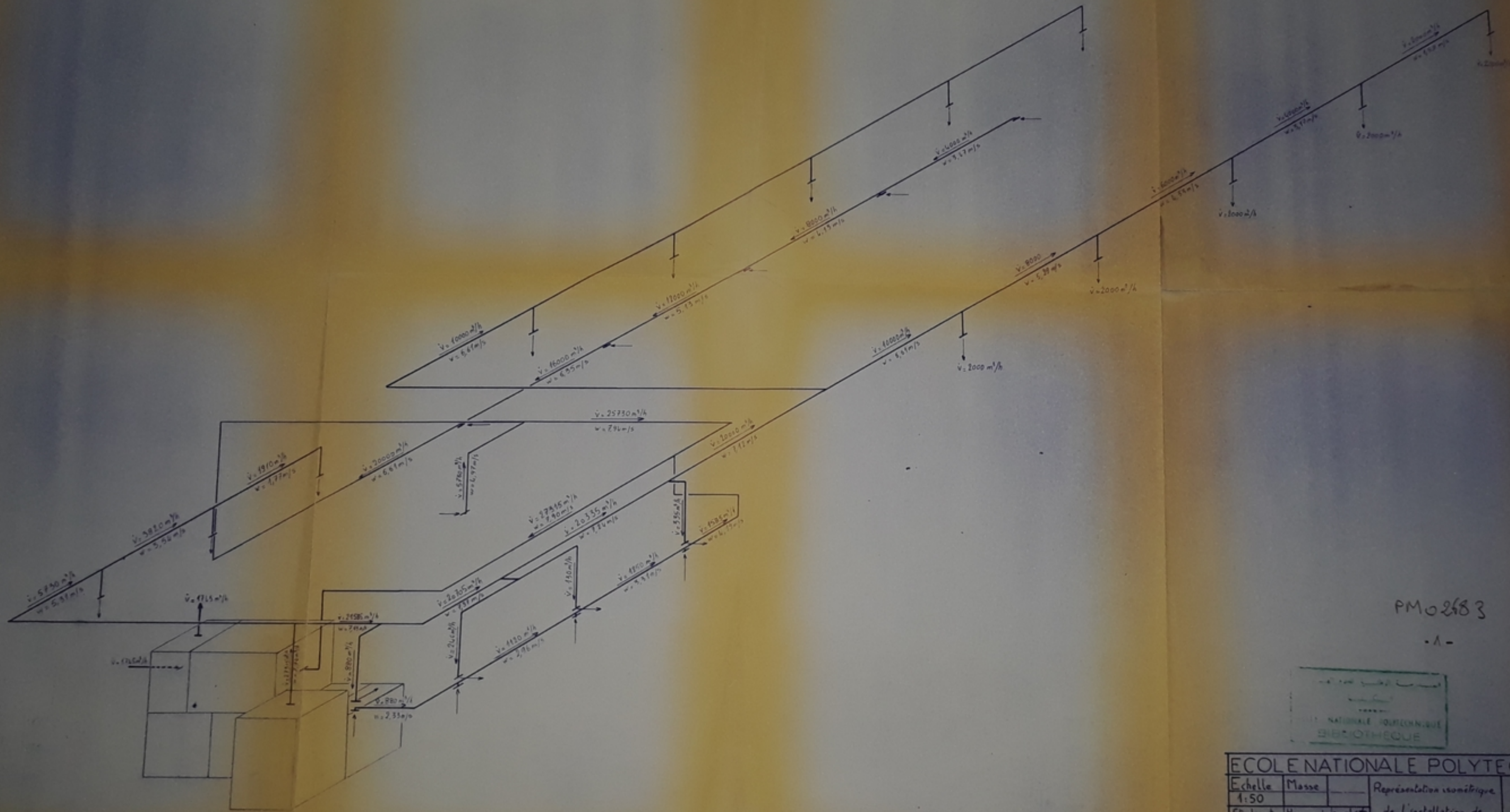
. PROJET DE CLIMATISATION ET PROJET DE BATIMENT.

G. Lampe - A. Pfeil - R. Schmittlutz - M. Tokacz.

. PROJET DE FIN D'ETUDE . Promotion janvier 1983

. PROJET DE FIN D'ETUDE . Promotion juin 1979



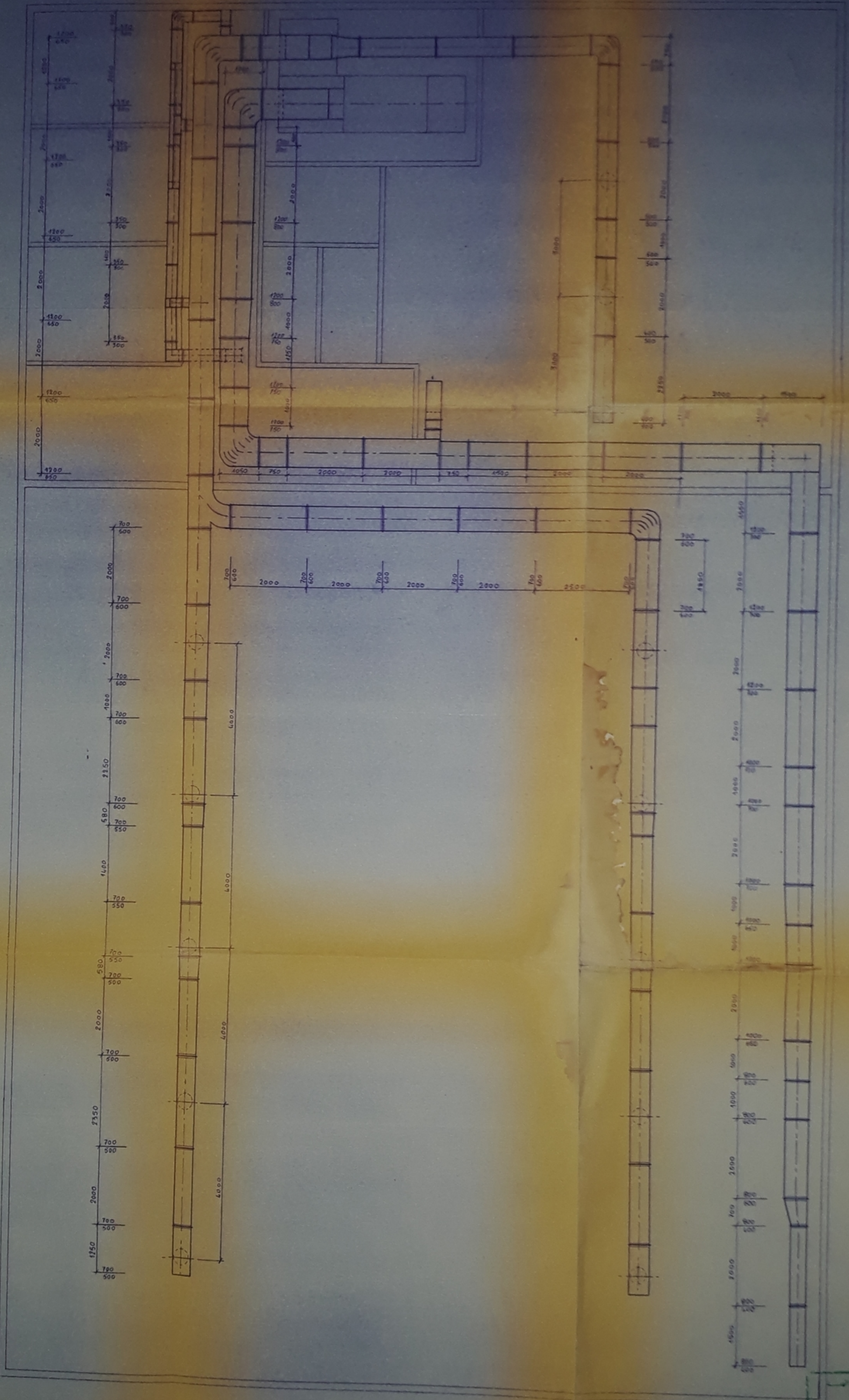


PM 02683

- 1 -

BIBLIOTHÈQUE
NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Représentation isométrique	ENPA Dep. mécanique
1:50		de l'installation de	
Etudiant	Hammouch K. S.	Ventilation	
Promoteur	Tamirah		



AM02683
- 2 -

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
الجامعة الجزائرية للعلوم والتكنولوجيا
ENPA

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		RESEAUX DE GAINES	ENPA
Echelle	Masse		
Projeteur	Tomczak	Dep. Maintenance	
Étudiant	Hammouchi		

