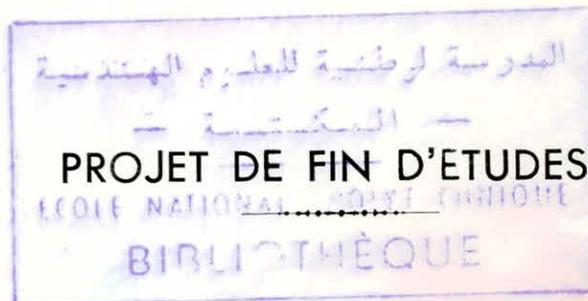


UNIVERSITE D'ALGER

7/75

lex

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**



**ETUDE SUR LES RELATIONS FONCTIONNELLES
MECANIQUES DANS LA REGULATION DES
SYSTEMES DE CHAUFFAGE.**

Proposé par :

Mr G. D'ALBON

Dr Ingénieur

Etudié par :

BOUAOUD L.

DJAOU N.

SAIDANI A.

Année : 1974 - 1975

UNIVERSITE D'ALGER

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

PROJET DE FIN D'ETUDES

**ETUDE SUR LES RELATIONS FONCTIONNELLES
MECANIQUES DANS LA REGULATION DES
SYSTEMES DE CHAUFFAGE.**

Proposé par :

Mr G. D'ALBON

Dr Ingénieur

Etudié par :

BOUAOUD L.

DJAOU N.

SAIDANI A.

Année : 1974 - 1975

Nous tenons à remercier Monsieur G. D'ALBON, Docteur Ingénieur, pour son précieux concours et les conseils qu'il n'a pas cessé de nous prodiguer tout au long de cette étude.

De même, nous tenons à exprimer notre reconnaissance et nos remerciements à tous les responsables et techniciens de l'E.C.A. qui n'ont pas manqué de nous faciliter la tâche.

Que tous les professeurs qui ont contribué à notre formation trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

BOUAOUD

DJAOU

SAIDANI.

II O M M A I R E
=====

	<u>PAGE</u>
- <u>INTRODUCTION</u>	
I - <u>APPAREILS DE REGULATION</u>	
1.1. Schéma fonctionnel d'une installation de régulation	7
1.2. Eléments de mesure	8
1.3. Eléments réglants	15
1.4. Eléments terminaux de régulation	28
II- <u>PRESENTATION DU PROJET ETUDIE PAR L'E.C.A.</u>	
2.1. Schéma fonctionnel	34
2.2. But	34
2.3. Principe de fonctionnement	34
2.4. Fonctionnement de l'installation	37
III- <u>ANALYSE FONCTIONNELLE DE L'INSTALLATION</u>	
3.1. Nature de la grandeur à régler	41
3.2. Grandeurs de charges	41
3.3. Calcul des échanges thermiques	44
3.4. Principe de fonctionnement	81
IV- <u>CHOIX DES APPAREILS</u>	
4.1. Caisson d'air	93
4.2. Appareils de régulation	103
V - <u>ETUDE ECONOMIQUE</u>	
5.1. Analyse qualitative.....	109
5.2. Hypothèse de calcul	110
5.3. Chauffage	111
5.4. Ventilation	115
 <u>CONCLUSION</u>	

-o- AVANT PROPOS -o-
=====

L'objet de cet exposé est l'étude de la régulation automatique et son application aux installations de chauffage et de climatisation.

Dans un premier stade, nous nous proposons de définir la régulation automatique dans un cadre scientifique puis nous étudions quelques appareils qui réalisent la fonction de régulation.

Dans un deuxième stade nous essayerons de faire l'étude d'un projet qui a déjà été conçu et réalisé à la gare de l'université scientifique et technique d'Alger (U.S.T.A). Le projet concerne une installation de chauffage dans la dite gare. Ce projet a été étudié par l'Entreprise de conditionnement d'air (E.C.A).

La solution arrêtée pour ce projet est des plus classiques en ce sens qu'il n'est pas tenu compte de tous les facteurs pouvant influencer, et de manière non négligeable, les valeurs des paramètres commandés. Nous pensons que la solution arrêtée a été motivée par des considérations financières et peut-être aussi par des délais de réalisation très courts.

En ce qui nous concerne, et n'étant nullement sous la contrainte des éléments cités plus haut, nous espérons pouvoir apporter notre modeste contribution pour améliorer la solution déjà arrêtée non pas pour remettre en cause l'installation (qui est déjà opérationnelle) mais pour mettre en évidence les économies que l'on peut réaliser en adoptant un système de régulation adéquat pour le processus.

Pour cela nous essayerons de sélectionner un système de régulation qui puisse assurer le confort, créer de bonnes conditions de travail et ce au moindre coût.

.../...

Un système de régulation qui puisse prendre en considération toutes les données et les variations susceptibles d'influer le confort thermique et ne sans tenir compte des coûts d'investissement car en définitive, et les exemples et études sont là pour le prouver, une régulation bien adoptée apporte énormément d'économie et les investissements d'équipement sont souvent amortis en moins d'une saison de chauffe.

Et d'ailleurs le but premier de la régulation automatique dans les installations de chauffage n'est-il pas d'assurer le confort thermique au moindre coût d'exploitation.

-oOo- I N T R O D U C T I O N -oOo-
=====

- SCIENCE DE LA REGULATION -
=====

1 - Qu'est - ce que la régulation.

1.1 - définition et principe

La régulation automatique consiste à maintenir à une valeur déterminée à l'avance (valeur prescrite) une variable d'état ou de quantité qui est sujette à des variations.

La régulation automatique est une rétro-action. Le principe de la régulation automatique est de mesurer la valeur existante de la variable à régler, de comparer cette valeur à la valeur prescrite ou désirée et d'utiliser l'écart entre ces deux valeurs pour actionner un dispositif qui tend à réduire cette différence.

La régulation automatique utilise une boucle d'action et de rétro-action, fonctionnant sans intervention humaine suivant le schéma de principe de la (fig 141).

Dans un processus de régulation automatique nous pouvons distinguer deux problèmes généraux.

1.2 - Diminuer les effets des variations de charge.

Dans ce genre de régulation, la valeur prescrite n'est pas fonction du temps. Par contre, la charge varie d'une façon continue ou discontinue en fonction du temps.

$$v = V = C \frac{ste}{-} \quad u = f(t)$$

Dans ce cas, le dispositif de régulation doit permettre d'éviter que les variations de charge influent sur la valeur de la grandeur réglée.

1.3 - Variations de la valeur prescrite.

L'objet de ce problème est celui de la commande d'une variable du processus régulé en vue de suivre les variations de la valeur prescrite.

La régulation automatique doit permettre d'obliger la grandeur réglée à suivre d'aussi près que possible la valeur prescrite.

Ce dispositif de régulation est caractérisé essentiellement par les deux équations suivantes :

$$u = U = C_{-}^{ste} \quad \text{et} \quad v = g(t)$$

Dans notre exposé nous nous limiterons au premier problème, celui que l'on rencontre le plus, qui caractérise les installations de chauffage et de climatisation.

2 - CARACTERISTIQUES DU PROCESSUS.

La régulation d'un processus peut s'obtenir en mesurant une grandeur qui représente le résultat désiré et en réglant automatiquement l'une des autres grandeurs.

Variables du processus.

2.1 - Grandeur réglée.

Cette grandeur doit-être celle des variables du processus qui indique le plus nettement la forme ou l'état désiré. Pour le sujet de notre exposé la variable la plus représentative est la température ambiante.

2.2 - Grandeur réglante.

C'est la grandeur choisie pour le réglage de façon à réduire l'écart entre la grandeur réglée et la valeur prescrite. Elle peut être l'une quelconque des grandeurs du processus produisant une réponse rapide de la grandeur réglée et dont la manoeuvre soit facile. Dans les installations de chauffage et de climatisation la grandeur réglante peut être soit le débit d'eau chaude soit le débit d'air.

2.3 - Grandeurs de charges.

Ces grandeurs, que l'on appelle également grandeurs perturbatrices, sont toutes les variables indépendantes autre que les grandeurs mentionnées ci - dessus. Cela peut être les conditions extérieures, les pertes ou les apports de chaleur dans une installation de chauffage.

3 - Avantages de la régulation.

La raison principale pour laquelle on utilise les procédés de régulation est l'économie qu'ils apportent dans l'exploitation des installations industriels ou domestiques.

Dans les installations de climatisation, les frais d'équipement sont souvent minimes devant l'économie que l'on réalise et ils sont souvent, sinon toujours amorties en moins d'une année d'exploitation.

A cet avantage d'économie, il faut ajouter le confort réalisé par la régulation automatique. De même, la libération de l'homme des tâches serviles comme la surveillance d'un thermomètre ou le maniement des commandes est un autre avantage à ne pas mésestimer.

.../...

La Régulation automatique assure le bon fonctionnement et la sécurité de l'installation donc protège l'installation contre les risques de mauvaise exploitation. L'avantage technologique est que la machine peut accomplir les tâches d'une façon plus rapide et plus uniforme que ne peut le faire l'homme. Ainsi nous espérons que nous aurons mis en lumière la nécessité et l'intérêt d'une régulation automatique dans les installations de chauffage et de climatisation.

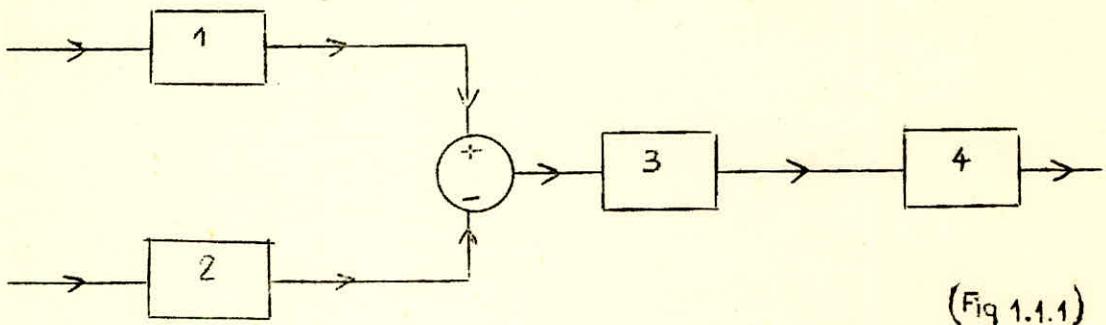
- CHAPITRE - I -

-oOo- APPAREILS DE REGULATION -oOo-
=====

- APPAREILS DE REGULATION -

Nous allons considérer une installation de régulation et nous étudierons le rôle de chaque élément de cette régulation.

1.1 - Schéma fonctionnelle d'une installation de régulation.



La valeur réelle de la grandeur réglée mesurée par l'élément de transfert (1) est transformée dans la grandeur utilisée également pour l'affichage de la consigne (2) ; le lieu de comparaison est un lieu d'addition, dont la grandeur de sortie est l'écart de réglage.

Dans l'élément (3) se produisent les opérations caractéristiques du type de régulateur (exemple : comportement P.I). Alors que l'élément (4) peut être considéré comme un transformateur.

Pour beaucoup de régulateurs la décomposition de ces fonctions n'est pas aussi apparente et les opérations citées plus haut s'enchainent sans véritable discontinuité.

Les éléments qui assurent, ces fonctions, peuvent être classés en trois groupes.

- Eléments de mesure.
- Eléments réglants.
- Eléments terminaux de régulation.

.../...

1.2 - Éléments de mesure :

Rôle : La mesure de la valeur de la grandeur réglée est nécessaire pour déterminer l'amplitude de l'écart.

Le fonctionnement des éléments de mesure est donc un important facteur du comportement d'un régulateur automatique.

Les caractéristiques d'un dispositif de mesure sont importantes pour 3 raisons:

- Le principe de fonctionnement de l'appareil de mesure détermine souvent la façon dont agit le mécanisme de régulation automatique.

- Les caractéristiques du dispositif de mesure influent sur l'indication de la valeur de la grandeur réglée.

- Les caractéristiques dynamiques de l'organe de mesure agissent directement sur le fonctionnement du régulateur automatique.

1.2.1 - Sonde de Température.

1.2.1.1 - Principe de fonctionnement.

Le principe de fonctionnement des dispositifs de mesure est de convertir ou de traduire la grandeur réglée en une grandeur qui peut-être utilisée pour commander le régulateur automatique, cette grandeur peut-être un déplacement mécanique, une force, une pression ou un signal électrique.

Exp : Un thermomètre convertit la température en une hauteur de colonne de mercure, par dilatation calorifique.

Un thermo-couple convertit une température en une tension électrique.

.../...

*

Le signal de correction peut ne pas être égal à l'écart entre la grandeur réglée et la grandeur de référence, car l'élément de mesure n'est pas fait avec un matériau homogène. Ainsi le comportement dynamique d'un système de régulation est essentiellement déterminé par le retard dû à la sonde.

1.2.1.2 - Classification.

Le plus important dans une régulation automatique est le mode de transmission du signal, nous classerons donc ces éléments suivant les procédés de mesure:

- Mécanique
- Fluide
- Electrique.

a) Procédé mécanique : L'élément de mesure est à lame bimétallique (bilame), cette lame est constituée par du métal invar (acier ou nickel, dont le coefficient de dilatation est pratiquement négligeable) pour l'élément à faible dilatation, et du laiton ou un alliage de nickel pour l'élément à forte dilatation.

b) Fluide : C'est un élément qui utilise la dilatation calorifique d'un liquide pour obtenir une indication de la température. Ce procédé est utilisé, le plus souvent, dans les thermostats industriels.

Le liquide est enfermé :

- Soit dans un réservoir cylindrique et soumis à la température à mesurer pour les thermostats à immersion.

- Soit dans un soufflet, ou dans une spirale en tube de cuivre lorsque le point d'ébullition du liquide de l'appareil à la pression atmosphérique est inférieur à la valeur de réglage la plus basse du thermostat.

c) Procédé électrique : Ce procédé est utilisé pour sa précision et de sa simplicité d'utilisation industrielle. Cet élément est fondé sur le principe de la variation de la résistance électrique d'un fil métallique avec la température.

Les éléments de mesure à résistance se composent essentiellement d'un bobinage de fil fin enroulé sur un cadre en matériau isolant souvent du mica ou du verre. La gamme d'utilisation varie suivant la nature du métal utilisé.

En pratique, ces thermostats ou sondes, se composent d'un élément sensible qui a pour but de mesurer la température, par différents procédés que nous avons déjà vu, le signal obtenu sera comparé à la valeur de consigne, pour donner un écart que l'on appelle écart de réglage et qui commande un potentiomètre ou un régulateur.

1.2.1.3 - Montage de ces appareils : Les thermostats doivent être placés en un endroit représentant la température moyenne d'ambiance :

Il faut éviter les endroits où régnent des conditions anormales de température dues aux :

- Apports de chaleur locaux et restreint (éclairage, moteurs cheminées)
- Fuites par fenêtres, portes, gaines d'air, murs froids.

1.2.1.4 - Caractéristiques techniques : Le choix des thermostats, dépendra donc de leur principe de fonctionnement, et de leur caractéristiques dynamiques.

- Définition de certaines caractéristiques techniques.

- Différentiel : C'est l'écart de température qui fait passer le contact mobile d'un contact fixe à l'autre
- Sensibilité : C'est le plus petit écart de température qui provoque un mvt décelable du contact mobile du thermostat

.../...

- Bande proportionnelle : C'est l'écart de température qui fait passer le curseur d'une extrémité à l'autre de la bande active du potentiomètre.
- Remarque : Dans un appareil à action "tout ou rien", la sensibilité est égale au différentiel.

1.2.1.5 - Exemple de thermostat rencontré en industrie.

Les thermostats d'ambiance, peuvent être à action proportionnelle, tout ou rien, ou flottante, suivant la demande et l'utilisation.

Par exemple, pour la commande d'une vanne de mélange, ou d'un volet d'air, il est préférable d'utiliser des thermostats à action proportionnelle et progressive.

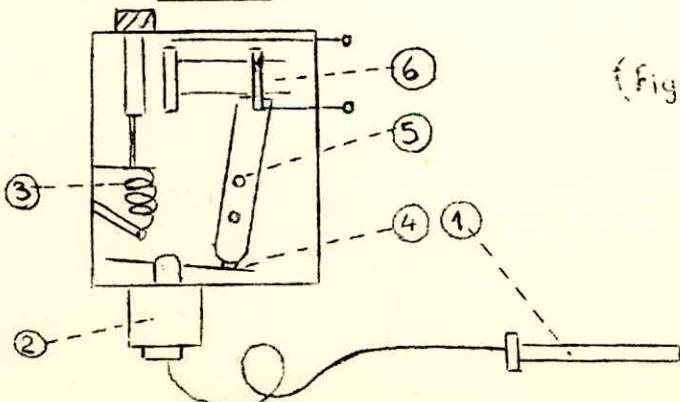
Défauts et avantages sur un appareil de mesure bien connu en industrie

- Thermostat d'immersion, ou de gaine.

- Description et fonctionnement : Il comprend deux parties principales.

- a) L'élément sensible : comprend un bulbe avec ou sans tube capillaire et un soufflet de dilatation. A une température du fluide au contact du bulbe correspond une pression de vapeur du liquide contenu dans celui-ci ; cette pression de vapeur qui croît avec la température, est transformée en une force qui agit par un pointeau sur le mécanisme de balance contenu dans le boîtier.

SCHEMA :



(Fig: 1.21)

- 1: bulbe
- 2: boîtier renfermant le soufflet
- 3: Ressort de différentiel
- 4: levier support du curseur
- 5: curseur
- 6: Potentiomètre

b) Boitier électrique : Il comprend le dispositif électrique commandé par un amplificateur à balance de force dont le rôle est de comparer la force transmise par le bulbe à une force de référence réglée par un ressort.

Le déplacement du fleau de la balance est donc proportionnel aux variations de la température.

- Inconvénients : Ne pas placer le bulbe à un niveau supérieur à celui du soufflet de dilatation, car la hauteur de liquide contenu dans le capillaire et le bulbe s'ajoutant à l'effet de la tension de vapeur modifiera la température désirée.

- Ne pas exposer le bulbe à des températures supérieures à la gamme d'utilisation.

- Ne pas soumettre les thermostats à des vibrations.

- Avantages : La gamme d'utilisation des températures est très large et il existe plusieurs appareils qui couvrent les plages de températures habituellement utilisées.

1.2.2 - Sonde d'influence solaire.

1.2.2.1 - Application.

Une telle sonde, n'est utilisable que dans des bâtiments présentant de grandes surfaces vitrées, où l'ensoleillement des façades est considérable et des élévations de températures extrêmes sont souvent atteintes.

Donc une sonde solaire à pour but de détecter le rayonnement solaire direct, indirect et diffus sur la surface interne des vitres.

On l'utilise lorsque l'installation de climatisation ou de chauffage est divisée en zones, en fonction de l'orientation des étages, des bâtiments annexes etc...

.../...

Il est recommandé de placer la sonde solaire dans un local neutre, la vitre doit être correctement exposée, à l'ensoleillement. Eviter le rayonnement direct provenant d'autres sources de chaleur dans la pièce, tel que radiateurs, éclairage etc...

1.2.2.2 - Description

La sonde solaire est constituée d'une plaque sensible collée sur la surface intérieure d'une vitre de la pièce choisie, comme référence, cette plaque est noire mate et transforme l'énergie solaire en chaleur, la température de la surface noire est proportionnelle à l'ensoleillement, indépendamment de la loi de la température de la pièce de référence.

1.2.3 - Sonde d'humidité.

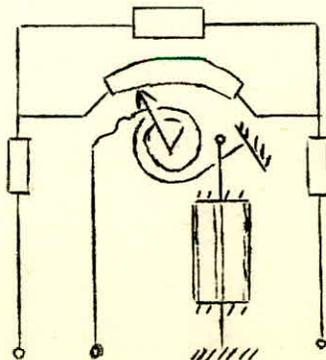
1.2.3.1 - ROLE :

Les hygromètres à cheveux sont souvent utilisés pour la mesure de l'humidité relative ; les variations de longueur de la harpe de cheveux sont proportionnelles à celles de l'humidité relative.

Le système comporte une ou deux harpes de cheveux et un ressort taré qui compense les variations de longueur, simples et pratiques ces appareils conviennent parfaitement pour la plupart des régulations d'humidité d'ambiance.

1.2.3.2 - Principe et Schéma de fonctionnement

- Schéma d'un hygromètre à cheveux avec transmetteur à résistance.



(Fig : 1-2-2)

- Sous l'effet des variations d'humidité du milieu ambiant le corps sensible (les harpes de cheveux) s'allonge on se retracte les modifications de longueurs, sont amplifiées par un levier qui entraîne :

- Soit un curseur d'un potentiomètre (fig.1.3) cas d'un réglage "progressif et proportionnel"
- Soit un bras à contacts : cas du réglage "progressif flottant".
- Soit le déclenchement^h d'un micro-contact ; cas du réglage " tout ou rien".

1.2.3.3 - Avantage et inconvénients

On peut citer comme avantages, la simplicité du dispositif de mesure, le prix relativement peu élevé et l'indication directe de l'humidité ainsi qu'une grande plage de mesure.

Comme inconvénients, la nécessité des réglages répétés et des régénérations et sensibilité à la poussière hygroscopique (qui a tendance à absorber l'humidité de l'air)
De même pour de basses valeurs ($\phi < 40\%$) l'hygromètre à cheveux possède la propriété désagréable de varier à sec, c'est-à-dire que l'hygromètre varie sans qu'il ait variation de l'humidité.

Pour assurer une bonne conservation et une bonne fidélité des cheveux, les harpes doivent être assez souvent humidifiées à 100%

Parmi ces hygromètres, on peut rencontrer des appareils mesurant l'humidité absolue grâce à des thermomètres à résistance sous la forme d'une température dite de transformation selon la "méthode chlorure de lithium" (LiCl).

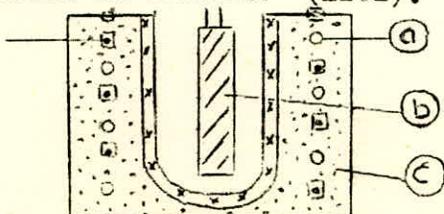


fig 1.2.3

- a = électrodes en hélice (alimentées en alternatif pour éviter la polarisation).
 - b = Thermomètre à résistance.
 - c = Tissu imbibé de LiCl et en verre.
- .../...

1.3 - ELEMENTS REGLANTS

Le régulateur automatique, comprenant ses organes de mesure détermine la grandeur réglée, compare sa valeur à la valeur prescrite détermine l'écart et produit l'action apposée nécessaire pour maintenir le plus petit écart possible.

Dans l'étude d'un problème déterminé de régulation, un choix basé sur ^{un} compromis entre l'investissement de l'appareil et l'économie qu'il apporte, doit être fait parmi les nombreux modes divers de régulation.

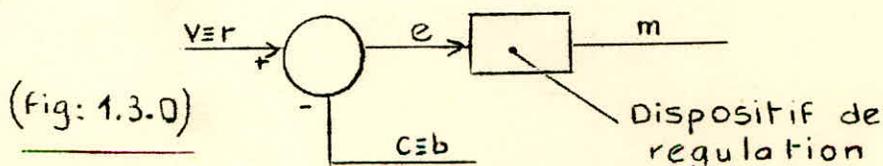
Les divers modes d'action de régulation sont les suivants :

- Action proportionnelle P
- Action par dérivation D
- Action par intégration I

- Action P.I.
- Action P.D.
- Action P.I.D

Nous allons dans ce qui suit étudier en détail les caractéristiques de chacun de ces régulateurs et nous ferons une analyse comparée de ces divers modes de régulations.

L'étude des dispositifs de régulation est facilitée par la simplification de certains détails comme le montre la fig 1.3.0



Comme déjà signalé il existe plusieurs types de régulateurs qui se différencient par leur mode d'action ou leur fonction dans le temps

Dans ce qui suit nous allons étudier les régulateurs d'après ces caractéristiques.

1.3.1 - Régulateur à action proportionnelle.

L'action proportionnelle est un mode de régulation dans lequel il y a une relation linéaire continue entre les valeurs de l'écart et de la grandeur réglante.

L'action de la grandeur réglée est donc reproduite est amplifiée dans l'action de l'élément final de régulation.

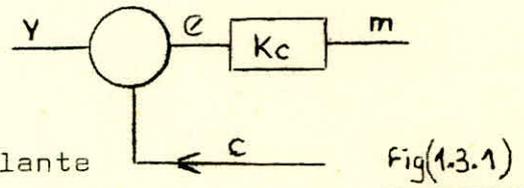
La régulation proportionnelle suit donc la loi :

m = variation de la grandeur réglante

$$m = K_c \cdot e$$

K_c = Sensibilité proportionnelle

e = écart.



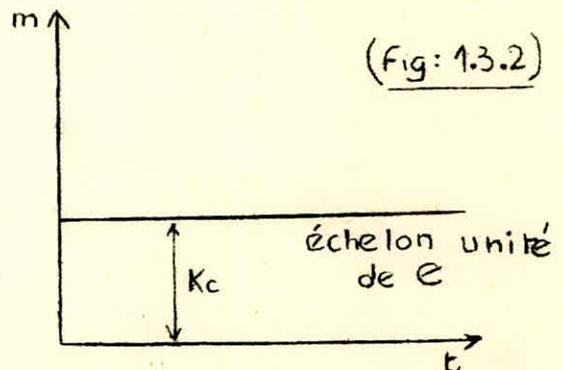
Définition : La sensibilité proportionnelle K_c est la variation de la grandeur réglante produite par une variation d'une unité de l'écart.

La bande proportionnelle est équivalente à l'inverse de la sensibilité proportionnelle. Le fonctionnement de la régulation P est représenté par la fig(1.3.2) pour une variation brusque de l'écart.

$$e = 0 ; t < 0$$

$$e = E \quad t \geq 0$$

La variation de la grandeur réglante m correspond exactement à celle de l'écart, avec un degré d'amplification qui dépend du réglage de la sensibilité proportionnelle.

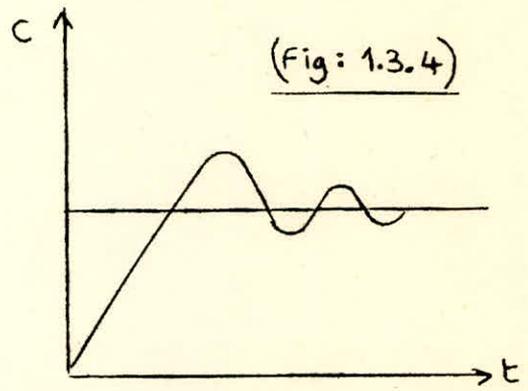
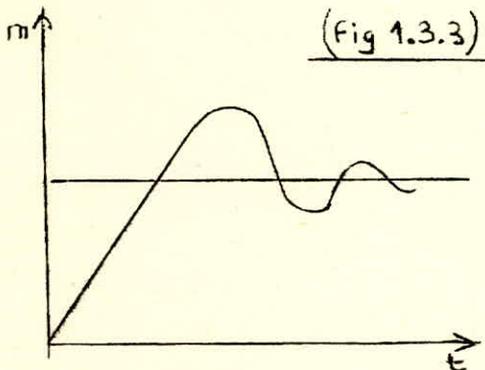


Mais pratiquement la variation de la grandeur réglante ne s'effectue pas au même instant que la variation de l'écart et ne sera acquise qu'au bout d'un certain temps qu'on appelle constante de temps de l'élément. (fig 1.3.3.)

De même la proportionnalité des variations des grandeurs réglées et réglantes et du fait de la nouvelle valeur de la grandeur réglante exige que la grandeur réglée (ou l'écart) subisse elle aussi après un certain temps une variation $e = \frac{m}{K_e}$ (1.3.4).

La grandeur perturbatrice U ne s'annulant pas, il en sera de même pour l'écart, e , qui gardera ainsi sa valeur et donc la grandeur réglée, c , restera différente de la valeur prescrite.

On voit ainsi qu'un régulateur P ne ramène jamais la grandeur réglée à la valeur de consigne. Il subsiste toujours à la suite d'une perturbation une différence que l'on appelle écart permanent.

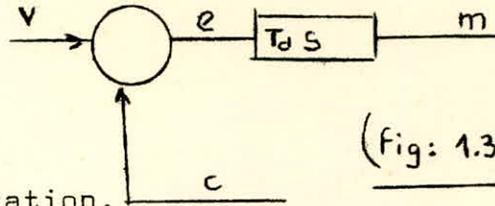


En conclusion : la grandeur réglée rejoint sa nouvelle valeur en régime permanent avec un minimum d'oscillations et avec une durée réduite de ces oscillations.

1.3.2. - Régulateur à action par dérivation.

L'action de régulation par dérivation peut-être définie comme une régulation dans laquelle la valeur de la grandeur réglante est proportionnelle à la vitesse de variation de l'écart.

En pratique l'élément à action purement D est inconcevable et ne se rencontre que lorsque cette action est combinée avec une autre



(Fig: 1.3.5)

$$m = T_d \frac{de}{dt} = T_d s e$$

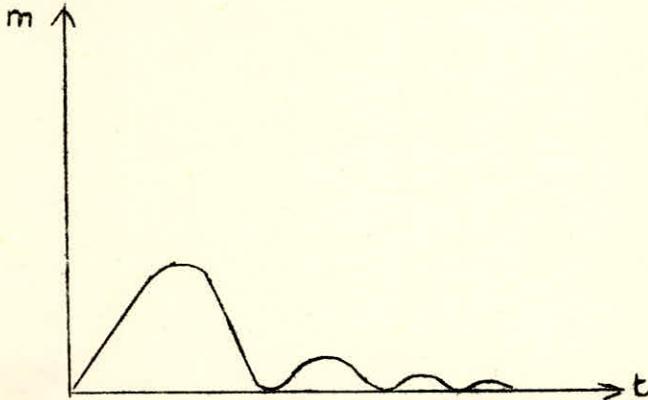
T_d = Constante de temps de dérivation.

$$s = \frac{d}{dt}$$

La forme opérationnelle de l'équation s'écrit :

$$m = T_d s e.$$

L'action D est utilisée en combinaison avec d'autres à titre d'action stabilisatrice en cours de perturbation.



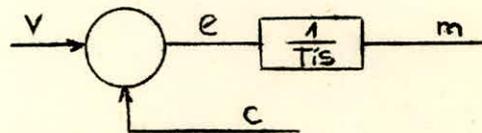
(Fig: 1.3.6)

1.3.3. - Régulation par intégration.

L'action de régulation par intégration est un mode de régulation dans lequel la valeur de la grandeur réglante m varie à une vitesse proportionnelle à l'écart.

La régulation par intégration suit la loi :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{1}{T_i} e \Rightarrow m = \frac{1}{T_i} \int e dt$$



T_i = Temps d'intégration.

La forme opérationnelle de l'équation est :

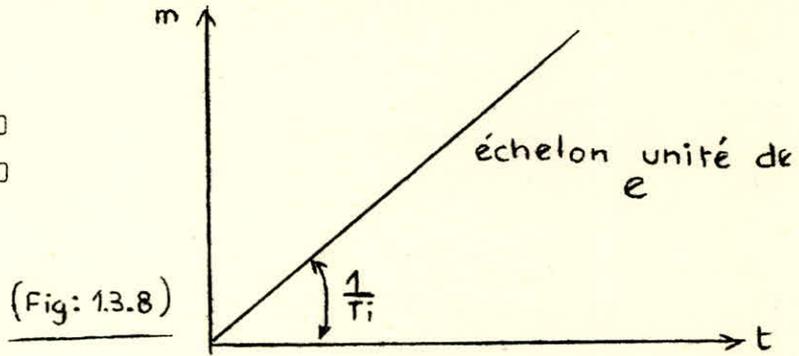
$$m = \frac{e}{T_i s}$$

(Fig: 1.3.7)

Le temps d'intégration est défini comme étant la durée de la variation d'une unité de la grandeur réglante produite par une unité de variation de l'écart

L'action de régulation par intégration est représenté sur la fig 1.3.8

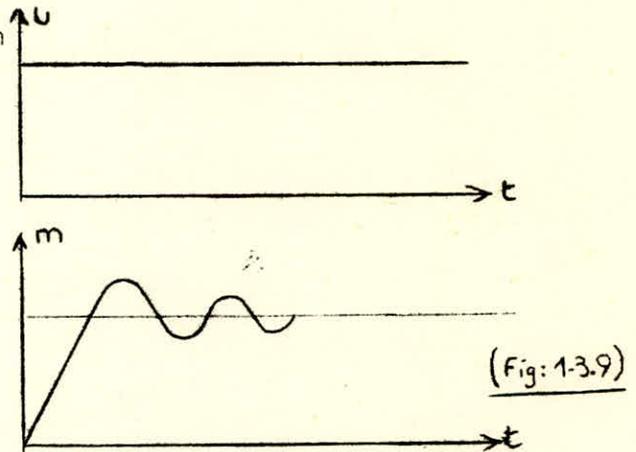
$$e = 0 \text{ pour } t < 0$$
$$e = E \text{ pour } t \geq 0$$



L'action de régulation par intégration impose un retour exact à la valeur prescrite quand il se produit une variation de la grandeur de charge.

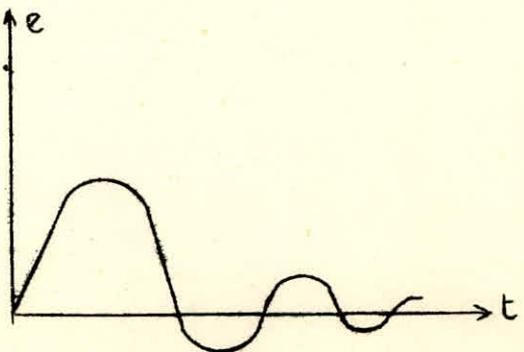
Mais pour une variation U de la grandeur perturbatrice la variation de la grandeur réglante m s'effectuera au bout d'un certain temps fig. 1.3.9

Cette variation de la grandeur réglante persistera et oscillera tant que l'écart entre la valeur prescrite et la valeur de la grandeur réglée demeurera.



Ainsi un élément à action I ne possède ainsi aucun écart permanent mais il est moins stable qu'un élément à action P fig.1.3.10.

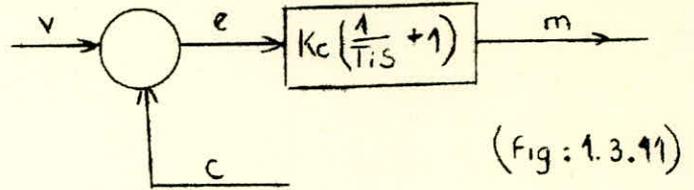
(Fig 1.3.10)



1.3.4 - REGULATION PROPORTIONNELLE ET PAR INTEGRATION

Cette combinaison des deux modes de régulation est utilisée dans le but de profiter de certains avantages des deux modes de régulation. Une telle action de régulation est définie par l'équation suivante :

$$m = K_c \left(\frac{1}{T_i s} + 1 \right) e.$$



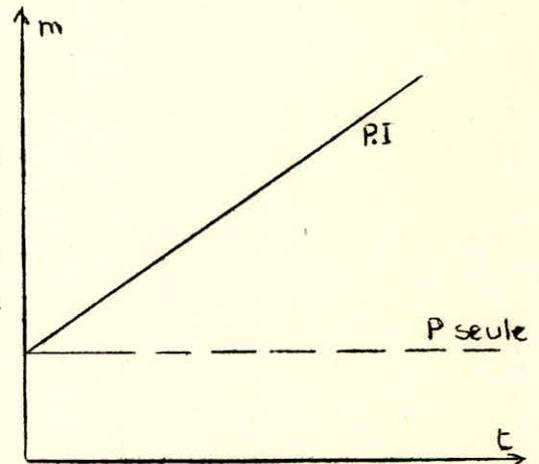
L'action de régulation P. I. possède deux paramètres de réglage K_c et T_i . La sensibilité P se définit de la même façon que pour le régulateur P. Il est à remarquer que la sensibilité P, K_c , intervient aussi bien pour la partie P, que pour la partie par I, de l'action.

Il est à remarquer également que la réponse de l'action P. I., est la simple addition de l'action P et de l'action I.

La réponse à un échelon de l'action P. I., est représentée sur la Figure 1.3.12.

La régulation P et la régulation I sont souvent combinées pour obtenir les avantages de la stabilité inhérente à la régulation P et l'élimination de l'écart permanent grâce à la régulation I.

La régulation P. I., est le type de régulation le plus utilisé.



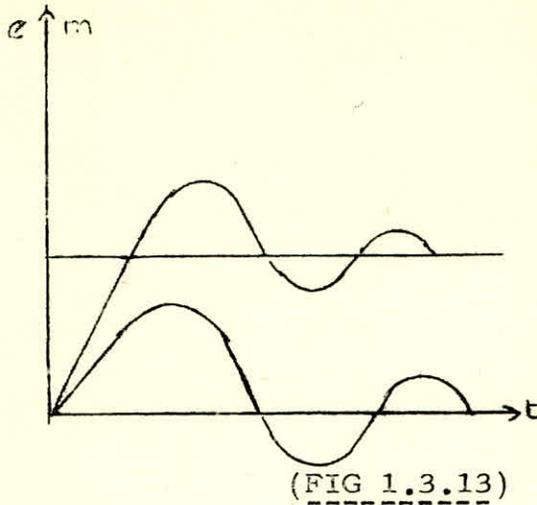
(FIG 13.12)

Mais en réalité la réponse à une perturbation n'est pas instantanée et nécessite un certain temps : Fig .13.13.

La variation de la grandeur réglante oscillera autour de la valeur d'équilibre jusqu'à élimination de tout écart entre

.../...

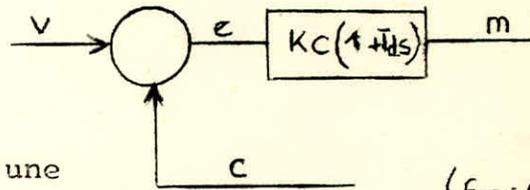
la valeur prescrite et la valeur de la grandeur réglée.



1.3.5 - REGULATION P. D

Une action de régulation P. D, se définit par l'équation opérationnelle suivante :

$$m = K_c (1 + T_d s) e$$



(Fig: 1.3.14)

C'est une simple addition d'une régulation P et d'une régulation D.

Il est à remarquer que, comme dans la régulation P.I, le facteur de sensibilité P, K_c , intervient également dans la régulation D.

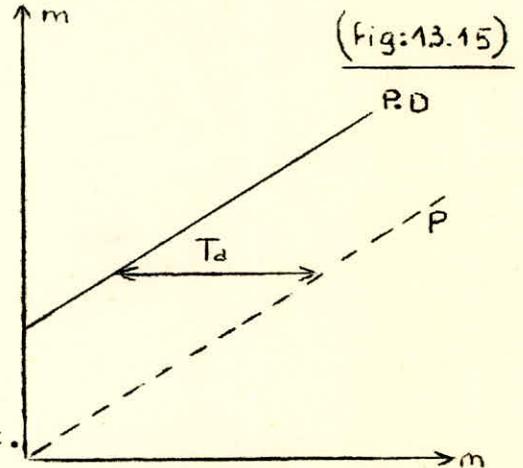
L'action P. D. ne peut être correctement définie en utilisant une variation d'un échelon parce que la dérivée par rapport au temps est infinie à l'instant de la variation. On doit donc faire varier linéairement l'écart :

$$e = E t \quad ; \quad E = \text{constante}$$

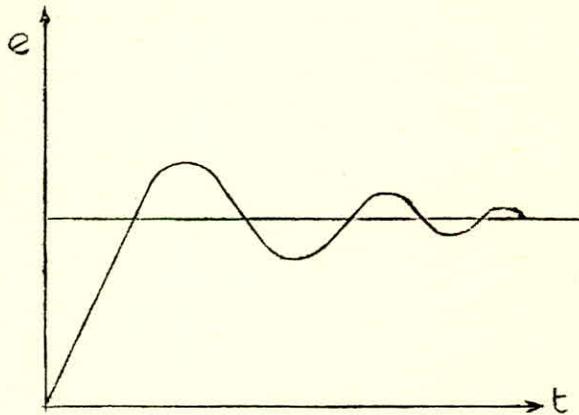
L'écart est défini à l'instant t alors que la grandeur réglante l'est à l'instant $t + T_d$. La réponse du régulateur est maintenant en avance sur la variation de l'écart dans le temps.

L'avantage de la combinaison P. D, est que la sensibilité P peut-être augmentée sans produire une oscillation excessive, ce qui à son tour réduit l'écart permanent.

L'action par dérivation est utile pour la régulation de systèmes comprenant un très grand nombre d'éléments accumulateurs d'énergie et de ceux comportant un temps mort.



Mais en pratique la réponse du système à une variation de la grandeur de charge nécessite un certain temps (Fig 1.3.16).



(FIG 1.3.16)

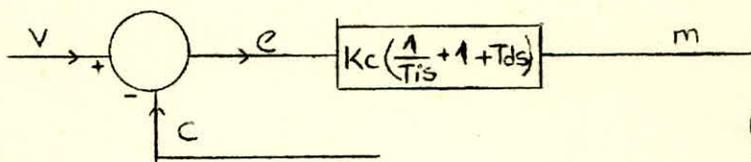
L'avantage de l'action de régulation par dérivation dans une telle combinaison est que l'on peut augmenter sensiblement la sensibilité proportionnelle sans pour cela produire une oscillation excessive.

.../...

1.3.6 REGULATION P.I.D.

Cette action s'obtient par addition des actions P.I et D. Elle s'obtient par l'équation fonctionnelle suivante:

$$m = Kc \left(\frac{1}{Ti s} + 1 + Td s \right) \cdot e$$



(Fig- 1-3-17)

Les trois paramètres de réglage: sensibilité proportionnelle (Kc), la constante de temps d'intégration (Ti) et la constante de temps de dérivation (Td), sont définies de la même façon que pour l'action P.D et l'action P.I.

Nous allons représenter cette action en traçant la courbe de variation de la grandeur réglante pour une variation linéaire de l'écart en fonction du temps (fig 1318).

$$e = Et$$

La partie P reproduit la variation de l'écart, la partie D ajoute un accroissement de la grandeur réglante tel que l'action P.D est avancée dans le temps. La partie I, ajoute un nouvel accroissement, de la grandeur réglante, proportionnel à la surface située au-dessous de la courbe de l'écart.

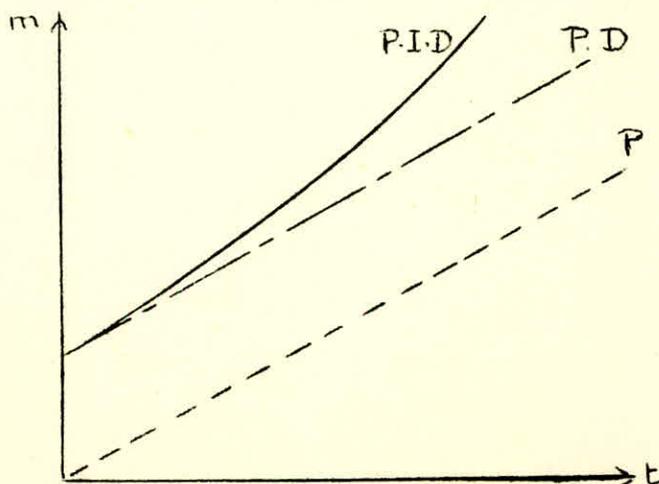
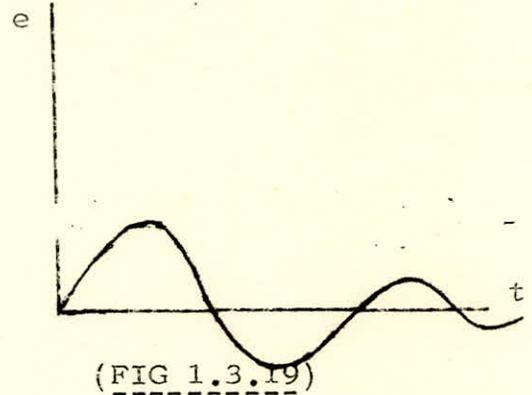


fig 1318

La combinaison des actions P, I et D peut se faire dans n'importe quelle ordre, puisque ces actions sont définies par des équations différentielles linéaires.

En pratique la variation de l'écart en fonction du temps à l'allure présentée ci-contre à la Fig 1.3.19.

Ce procédé de régulation présente d'énormes avantages comme nous allons le voir dans la suite de cette étude. Nous pouvons d'ores et déjà avancer que l'écart permanent est nul et que l'écart maximal est réduit.



1.3.7 - COMPARAISON DES DIFFERENTS MODES DE REGULATION

Chaque mode de régulation cité précédemment peut s'adapter à des processus particuliers présentant certaines caractéristiques bien particulières et l'étude préalable d'un système de régulation est très importante pour un choix approprié du mode de régulation.

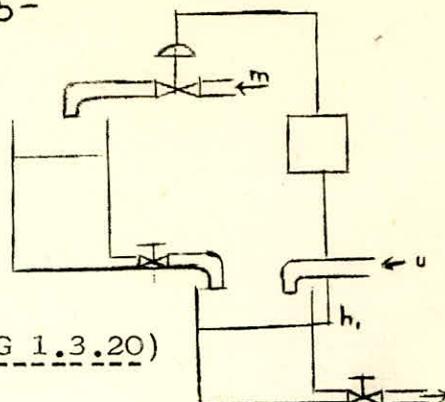
L'efficacité des divers modes de régulation est mise en évidence par l'étude des courbes de réponse dans un processus donné. De là nous pouvons faire une analyse comparée, mais il ne faut ^{pas} perdre de vue que cette analyse n'a qu'une valeur limitée et qu'elle n'est à considérer que pour le processus donné ou des processus similaires et que nous ne pouvons en aucun cas étendre les résultats de cette analyse à tous les processus.

Donc pour notre étude comparative nous utiliserons le processus suivant :

.../...

C'est un processus comportant (2) deux capacités.

(FIG 1.3.20)



L'équation caractéristique du processus est la suivante :

$$C = \frac{R_1}{(T_1s + 1)(T_2s + 1)} V + \frac{R_1}{T_1s + 1} U$$

Une variation du débit à l'entrée du réservoir inférieur peut provoquer un écart appréciable entre le niveau ^{real} dans le réservoir inférieur et le niveau prescrit. Cet écart persiste parfois plusieurs minutes et il peut même être permanent suivant le mode de régulation adopté - Fig 1.3.21.

Courbe 1 : La régulation P. D, donne le plus faible écart maximal, un temps de stabilisation court mais il subsiste un écart permanent.

Le plus faible écart maximal est dû à la contribution de l'action D, qui permet de donner une valeur élevée à la sensibilité P. Le temps de stabilisation est faible grâce à l'action D et l'écart permanent est la moitié de ce qu'il serait sans action D.

Courbe 2 : La régulation P. I. D, a aussi un écart maxi petit et l'écart permanent est nul par suite de la contribution de l'action I. Mais il faut remarquer que le temps de stabilisation est plus élevé que dans le cas précédent.

Courbe 3

La régulation P donne un écart maximal plus grand que les actions précédentes et de même l'écart permanent est plus important.

Courbe 4

La régulation P.I ne produit aucun écart permanent , mais l'écart maximal est important et le temps de stabilisation est relativement long. L'écart permanent est nul en raison de l'action I .

Courbe 5

Dans ce processus l'action I est inefficace car c'est une action qui s'adapte plutôt à des processus ayant peu ou pas du tout d'accumulation d'énergie. Cependant pour le processus considéré, les résultats indiquent un écart maximal très important et un très long temps de stabilisation.

En considérant cette comparaison, il est tout à fait logique de se demander pourquoi le mode d'action P.I.D n'est pas utilisé exclusivement car c'est le mode d'action qui s'adapte à tous les processus avec efficacité et qui donne un écart maximal petit, une stabilisation rapide et un écart permanent nul. La réponse est que cette solution est très onéreuse, car elle nécessite un équipement très cher et augmente également le nombre de réglage donc, d'intervention humaine. En plus de cette considération économique, et suivant les processus nous pouvons avec d'autres modes d'action aboutir à des résultats similaires sinon, meilleurs que l'action P.I.D.

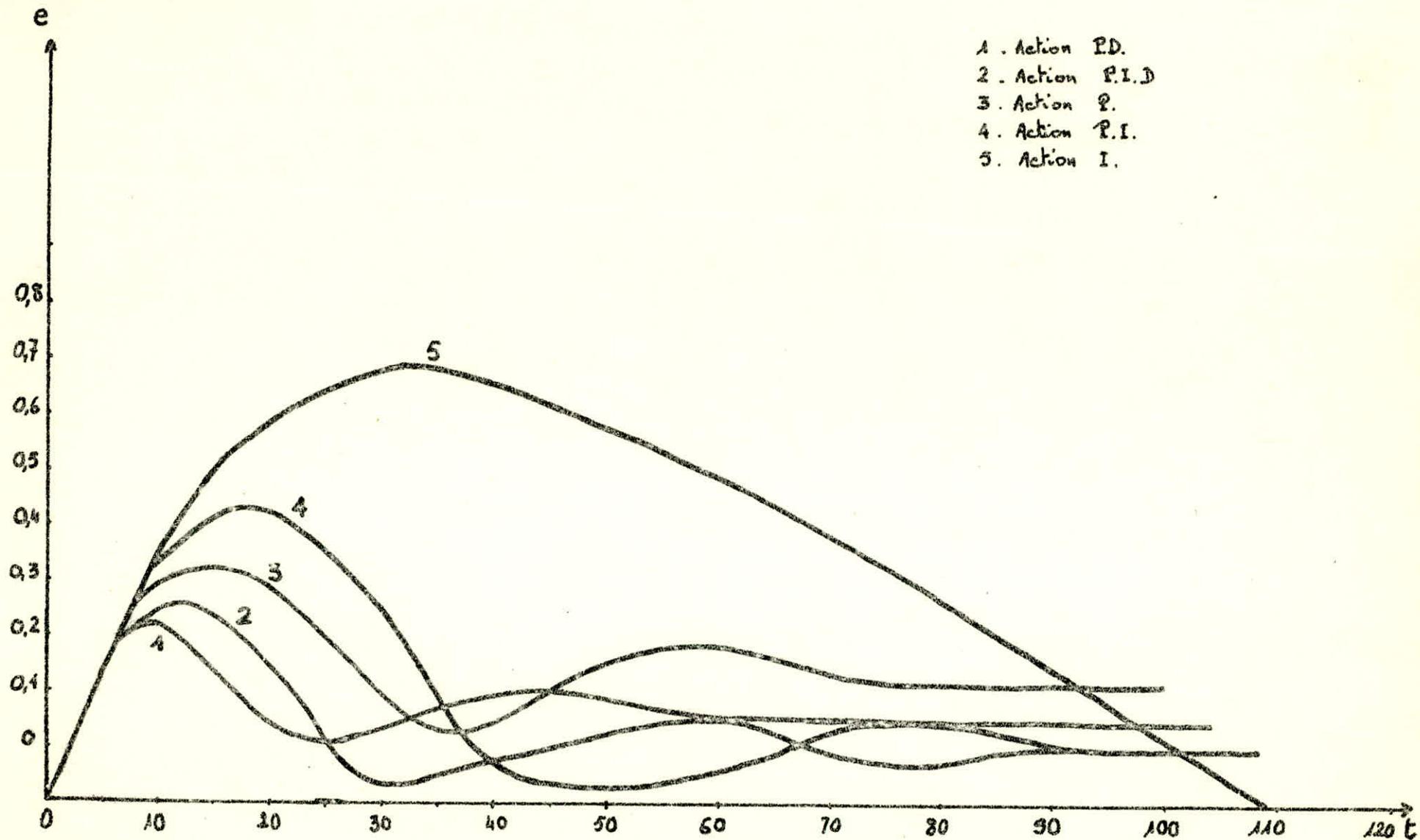


Fig: 1324

Comparaison des divers modes de regulation.

1-4 ELEMENTS TERMINAUX DE REGULATION

Définition : L'élément final de régulation est le mécanisme qui change la valeur de la grandeur réglée en réponse au signal de sortie venant du dispositif de régulation automatique.

Classification :

Les éléments terminaux peuvent être :

- Une vanne à trois voies ou plus
- Un registre de volets d'air dans le cas d'une régulation progressive et proportionnelle.
- Un brûleur, dans le cas d'une régulation à action "tout ou rien".

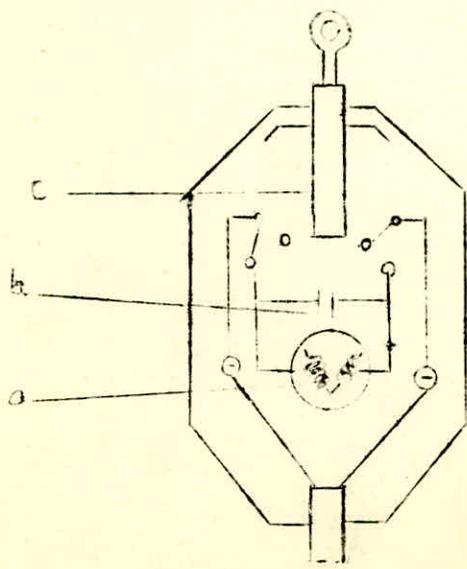
En général, une vanne à 3 voies, ou un registre de volets d'air sont toujours commandés par un servo-moteur, qui reçoit lui même le signal à partir du régulateur.

Nous classerons donc ces servo-moteurs parmi les éléments terminaux de régulation.

1-4-1 SERVO-MOTEURS

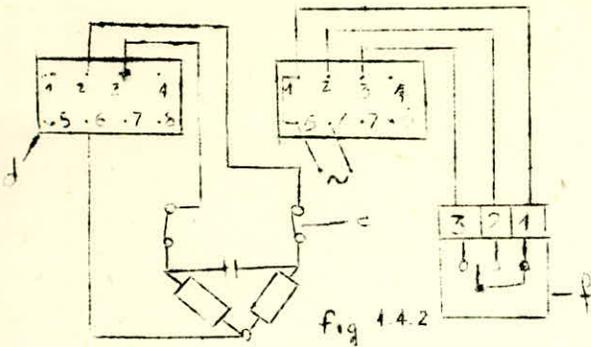
1-4-1-1. Schéma et description d'un servo-moteur à moteur électrique réversible.

(servo-moteur électrique)



- a- enroulement du moteur
- b- condensateur
- c- levier de transmission

fig 14.1



- (d- boitier
- (e- contacts de course
- (f- régulateur

Description : Un tel servo-moteur, n'est utilisable que pour les registres de volets d'air, car la rotation du moteur se transforme en un mouvement de levage.

Ce moteur peut-être synchrone ou asynchrone et réversible par condensateur, à vitesse réduite, supportant les surcharges

-Deux butées de fin de course arrêtent le déplacement de la tige de commande.

1-4-1-2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Parmi les servo-moteurs électriques, on utilise souvent le moteur à condensateur, qui fonctionne à vitesse constante.

Ces servo-moteurs électriques comprennent trois fonctions unitaires.

- Impulsions par force électrique
- Transmission
- Partie de commande électromécanique.

A) Impulsion par force électrique

Comme les moteurs sont presque toujours raccordés au réseau alternatif normal (phase et neutre), on utilise un condensateur pour produire la phase auxiliaire (fig 1-6)

Une des extrémités des enroulements du moteur est reliée en permanence au neutre, tandis-que le condensateur se trouve entre chacune des deux autres.

Selon le sens de la commande la tension est appliquée par l'un des interrupteur de fin de course, et le rotor se met en route avec le couple de démarrage maximal.

Lorsque nous voulons travailler à vitesse constante, nous utiliserons un moteur synchrone.

B) Transmission :

On place après le moteur une boîte à plusieurs vitesses pour réduire la vitesse de rotation du Moteur et augmenter le couple de démarrage.

C) Partie Electromécanique :

Elle comprend les interrupteurs de fin de course et le potentiomètre de retour nécessaire pour les régulateurs proportionnels.

Dans de nombreuses réalisations on peut faire varier la plage de réglage en déplaçant les interrupteurs de fin de course.

1-4-1-1 ENTRETIEN

Lieu d'installation : Placer dans un endroit dégagé, permettant d'enlever le couvercle latéral ^{portant} l'indicateur de position pour le contrôle et l'entretien.

Eviter les risques de chocs et de projections, et les locaux où règnent des conditions défavorables telles que taux d'humidité élevé, gaz corrosifs ou températures excessives.

1-4-2 VANNES

Les vannes sont choisies en fonction de leur utilisation :

- Pression totale et température maximale du fluide qui définissent leur pression nominale (P.N)
- Débit et pression différentielle maximaux qui définissent leur diamètre.

Et leur matériaux : Fonte, bronze et acier inoxydable qui entrent dans la composition de chaque type, dépendant justement des conditions d'utilisation.

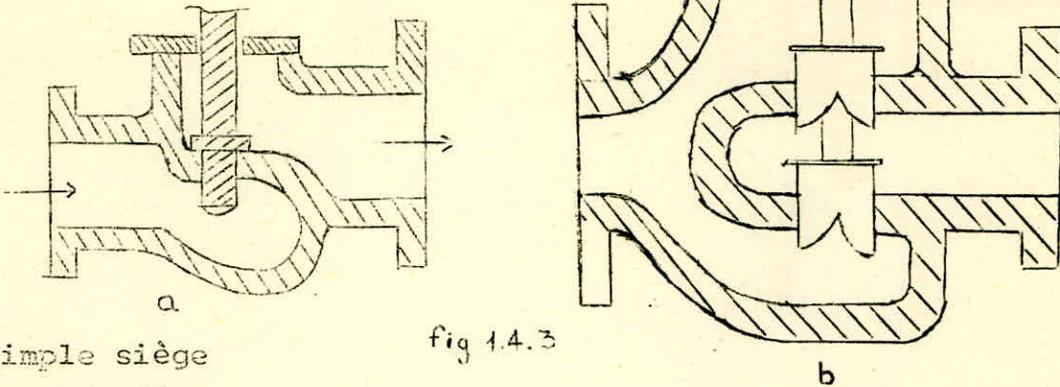
1-4-2-1 : CLASSIFICATION :

Le choix d'une vanne à deux ou plusieurs voies, peut-être fait suivant le mode de régulation, par exemple ; dans une régulation à vanne mélangeuse, on utilise soit une vanne a trois ou quatre voies munie d'un servo-moteur.

Ces vannes peuvent-être à siège ou a papillon.

Les vannes à siège sont les plus répandues et peuvent-être à :

- simple siège ou
- double siège



- a) simple siège
- b) double siège

Dans notre projet, nous étudions seulement les vannes à 3 voies motorisées, vu que nous avons une régulation avec mélange d'eau.

1-4-2-2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES VANNES A 3 VOIES

La vanne à 3 voies, permet le réglage de la puissance calorifique émise par tous les types d'échangeurs de chaleur dans le domaine de la basse pression

Une vanne à trois voies, permet indifféremment le montage en :

- mélange
- répartition
- décharge

Elle peut-être commandée soit manuellement ; soit par l'intermédiaire d'un moteur.

1-4-2-3 CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

Les caractéristiques techniques de la vanne doivent-être étudiées à l'avance, pour la connaissance du diamètre de ses orifices.

Seule, la voie III (by-pass) est repérée sur le corps de la vanne les 2 autres alignées et perpendiculaires à la voie III sont interchangeable.

- CHAPITRE -II -

-oOo- Présentation du projet Etudié -oOo-

Par l'E C A

Nous allons procéder, tout au long de ce chapitre, à l'analyse et la description fonctionnelle de la solution arrêtée par l'ECA.

2.1. - Schéma fonctionnelle.

Voir schéma (21) de la page suivante.

2.2 - But.

Pour la région d'Alger, nous savons que la T° de base en hiver est 5°C. Les calculs sont basés sur cette valeur.

Le projet réalisé par l'ECA a pour but d'assurer en hiver une température ambiante de 20°C, abstraction faite des perturbations indépendantes des conditions atmosphériques. En effet si l'occupation des locaux est importante, la température ambiante augmentera et il n'en est pas tenu compte car l'information ne peut être exploitée du fait qu'il n'existe pas de sonde d'ambiance.

Par contre en été, la solution préconise une ventilation pure, c'est à dire un renouvellement de l'air ambiant.

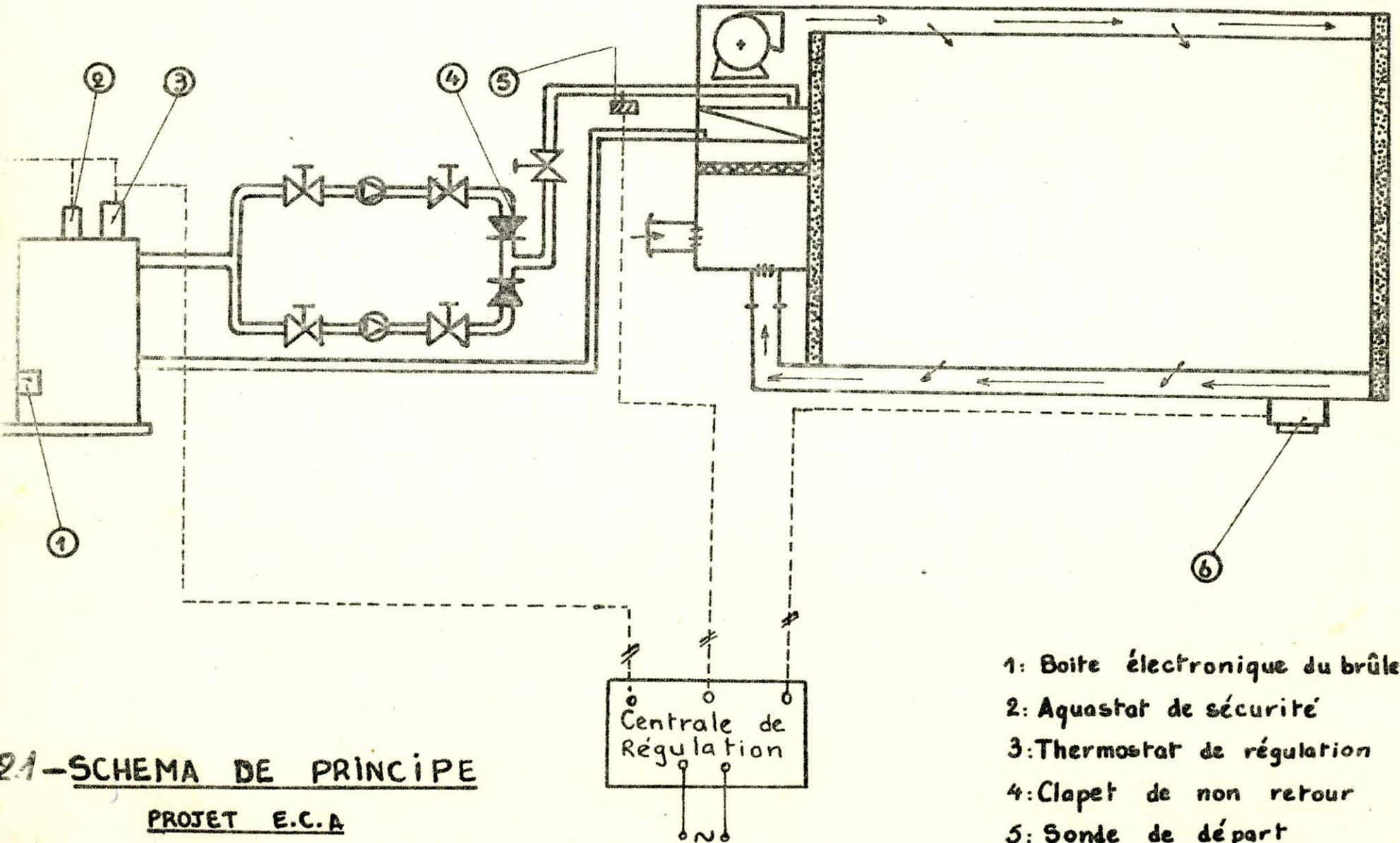
En hiver, la régulation est très simple. Elle doit faire une correspondance entre la température de l'eau de départ et la température extérieure par une régulation sur le brûleur.

2.3. - Principe de Fonctionnement.

Pour l'installation de chauffage, les appareils utilisés sont une chaudière, un caisson d'air, un groupe de pompes et des gaines.

2.3.1 - Chaudière.

La chaudière est l'élément où se produit le chauffage de l'eau et la combustion. La combustion est assurée par un brûleur équipé d'un thermostat de régulation.



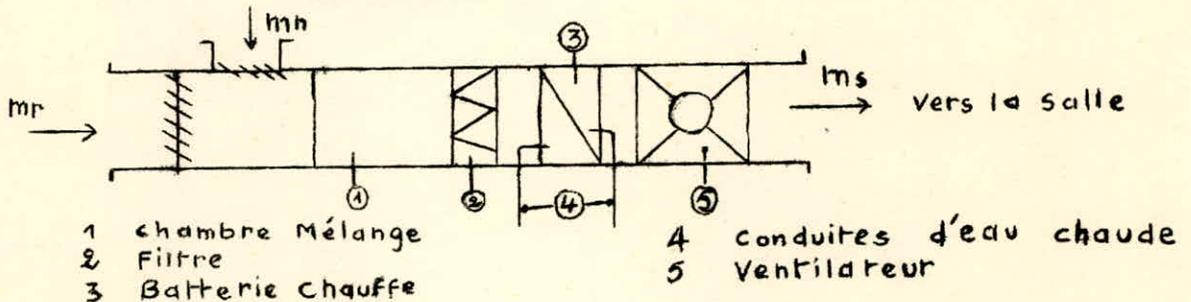
21 - SCHEMA DE PRINCIPE
PROJET E.C.A

- 1: Boite électronique du brûleur
- 2: Aquastat de sécurité
- 3: Thermostat de régulation
- 4: Clapet de non retour
- 5: Sonde de départ
- 6: Sonde extérieure

2.3.2 - Pompes

Le rôle des pompes est d'assurer la circulation de l'eau chaude dans tout le circuit. Le choix des pompes se fait d'après le débit maximum d'eau. L'installation comprend deux pompes en parallèle. Pendant que l'une travaille l'autre reste en réserve, mais les deux pompes travaillent alternativement.

2.3.3. - Caisson d'air.



Le Caisson d'air comprend

- Une chambre de mélange d'air, dans laquelle arrivent une gaine d'air neuf et une gaine d'air de reprise.
- Un filtre d'air arrêtant les impuretés transportés par l'air.
- Une batterie de chauffe pour l'échange de chaleur entre l'eau chaude et l'air de mélange.
- Un ventilateur pulsant l'air traité dans la gaine d'air de soufflage. Le ventilateur est équipé d'un moteur à une seule vitesse.

2.3.4 - Appareils de régulation.

Dans la solution arrêtée les débits d'air neuf et d'air de reprise sont indépendants de l'occupation des locaux, donc indépendants des conditions ambiantes. Cette situation ne permet pas de réaliser le confort voulu.

Les appareils utilisés sont les suivants :

- 1 Thermostat de régulation.
- 1 Sonde de départ.
- 1 Sonde extérieure.
- 1 Centrale de régulation.

2.4 - Fonctionnement de L'Installation.

Les calculs thermiques sont établis pour assurer la puissance calorifique maximale en considérant que la température de base pour l'hiver est de 5°C (moyenne des températures les plus basses recueillies à Alger).

2.4.1. - Thermostat de régulation.

C'est un appareil commandant l'arrêt ou la marche du brûleur. Lorsque la température de l'eau de départ atteint la valeur critique de 90° le thermostat commande l'arrêt du brûleur.

En parallèle au thermostat, il y a un aquastat de sécurité qui, en cas de défaillance du premier, commande l'arrêt du brûleur à la température maximale de 95°C.

2.4.2 - Sonde extérieure.

La température extérieure variant souvent, il est nécessaire d'avoir une sonde extérieure pour transmettre l'information à la centrale de régulation, qui actionnera un relais pour changer la valeur de consigne du thermostat de régulation.

Par exemple lorsque la température extérieure passe de 5°C. à 10°C, la puissance calorifique deviendra moindre et il faudra réduire la température de l'eau de départ à une valeur déduite d'un diagramme donnant la T° de l'eau en fonction de la T° extérieure (T° eau) = f (T° ex.).

.../...

2.4.3 - Sonde de départ.

L'utilité de la sonde d'immersion est évidente.

L'élément sensible, en contact direct avec l'eau de départ, permet de contrôler à chaque instant la température du fluide et transmet directement l'information à la centrale de régulation qui par l'intermédiaire d'un relais agira sur le thermostat de régulation. L'alimentation électrique des moteurs sera coupée lorsque la température de l'eau dépassera la valeur de consigne choisie qui est inférieure à la valeur de consigne de l'aquastat limiteur.

2.4.4 Centrale de régulation.

Cette centrale de régulation peut être un régulateur proportionnel tout ou rien, ou flottant suivant le mode de régulation. Son rôle consiste, une fois l'information reçue de la sonde extérieure, à transmettre le signal nécessaire à la sonde plongeante qui, de son côté agira sur le brûleur.

Malgré cela la température ambiante n'est pas constamment égale à 20°C. Car le réglage de la température de l'eau est certes fonction de la température extérieure, mais il ne peut tenir compte de la variation de N_p (nombre de personnes). C'est à dire que le taux de ventilation est maintenu constant quoique normalement il aurait été intéressant de le limiter suivant le N_p , ainsi que le dégagement de chaleur, par les occupants, non négligeable qu'il aurait aussi fallu limiter selon le N_p .

C'est pourquoi nous nous proposons de rechercher un système de régulation qui puisse tenir compte de l'occupation du local.

.../...

II H A P I T R E III

-o-

II-2 ANALYSE II-FONCTIONNELLE DE L' II-INSTALLATION

-----ooOoo-----

CHAPITRE III

ANALYSE FONCTIONNELLE DE L'INSTALLATION.

La détermination d'une régulation parfaite de chauffage est conditionnée par la connaissance des paramètres suivants:

-GRANDEURS A REGLER.

Cette grandeur est le paramètre prédominant dans le cas d'une régulation et sur lequel est basée toute notre étude.

-GRANDEURS DE CHARGE.

Les grandeurs de charge que l'on appelle très souvent grandeurs perturbatrices, et que nous verrons en détail par la suite dans notre étude, jouent un rôle important dans une installation de climatisation.

Une fois ces paramètres déterminés, le choix du système de régulation est simplifié par la connaissance de quelques schémas types et ainsi le matériel de régulation nécessaire est déterminé.

C'est pourquoi, avant de nous pencher sur le choix des appareils de mesure, nous allons définir les paramètres ci-dessus énumérés.

.../...

31-NATURE DE LA GRANDEUR A REGLER :

Nous nous proposons de chauffer le hall d'une gare dont la température doit être maintenue constante. C'est-à-dire, qu'une fois le chauffage mis en marche, la sonde d'ambiance devra évaluer constamment la valeur de la température intérieure. Et en fonction de l'information donnée par cette sonde le système de régulation devra agir sur les éléments réglants afin que cette température reste constante et égale à une certaine valeur désirée.

Le contrôle strict et régulier de la température intérieure permet d'assurer un confort satisfaisant quels que soient les déperditions ou apports de chaleur et quelles que soient les conditions extérieures avoisinantes.

L'humidité relative du local aurait pu jouer le rôle de grandeur à régler car sa valeur doit être maintenue constante (=55%). Mais comme il n'est pas intéressant de faire varier l'humidité relative d'une gare, nous avons supposé qu'elle était constante et ainsi aucun contrôle n'est nécessaire sur cette grandeur.

32-GRANDEURS DE CHARGE OU GRANDEURS PERTUBATRICES :

Comme nous l'avons précédemment fait remarquer, la connaissance de certains paramètres, est élémentaire et parmi ceux-là, nous citerons les grandeurs de charge dont l'influence sur la grandeur à régler est importante. Ainsi est considérée comme grandeur de charge toute grandeur pouvant modifier notre grandeur à régler. Parmi les plus importantes de ces grandeurs de charge que l'on appelle aussi grandeurs perturbatrices, nous retenons :

321-LES CONDITIONS D'ENVIRONNEMENT:

Les variations des conditions atmosphériques c'est-à-dire les variations de la température et de l'humidité relative extérieures influent énormément sur la grandeur à régler, c'est pourquoi nous les considérons parmi les plus importantes grandeurs perturbatrices. Car si ces deux grandeurs n'étaient pas susceptibles de variations on aurait constamment procédé soit à un chauffage, soit à un ventilation.

.../...

3211-TEMPERATURE :

Le changement de température extérieure durant une même journée modifie sensiblement notre grandeur à régler. Prenons un exemple pour voir les conséquences auxquelles est sujette cette grandeur à régler, à la suite d'une variation de température:

Supposons qu'au départ la température extérieure est de 5°C et que les conditions exigées par le confort ont été assurées. Mais au bout d'un certain temps, nous constatons que cette température passe de 5°C à 0°C. Cette baisse, enregistrée par une sonde extérieure prévue à cet effet, va perturber notre grandeur à régler qui va subir aussi une diminution du fait que les échanges de chaleur avec le milieu extérieur, qui sont fonction de la température extérieure, vont augmenter d'où une baisse de température intérieure. Pour remédier à cela, nous devons soit, assurer un débit d'air de ventilation, provenant de l'extérieur plus faible que celui exigé par une température extérieure de 5°C, soit exiger de la chaudière une puissance calorifique plus importante que celle de départ. Nous serons amenés à voir en détail les solutions des cas précédents dans ce qui suivra.

3212-HUMIDITE RELATIVE :

L'humidité relative extérieure influe aussi sur la grandeur à régler. En effet, il ne se passera rien tant que l'humidité relative est constante, mais dès que l'air extérieur devient plus humide ou plus sec, notre grandeur à régler se trouve modifiée et par la même occasion le confort s'en ressent.

Cette influence de l'humidité relative a lieu sur l'ensemble du bilan thermique, parce que l'enthalpie extérieure (HE) est fonction de la température (TE) et de l'humidité relative (φ_e) extérieures.

$$HE = f(TE, \varphi_e)$$

Ainsi c'est l'Enthalpie qui rentre dans le bilan thermique et non pas seulement la température.

.../...

322-NOMBRE DE PERSONNES OCCUPANTS LE LOCAL.

Dans notre analyse nous nous proposons de tenir compte de l'influence du nombre de personnes (NP) occupants le local, sur la grandeur à régler. Dans un système de régulation théorique idéal le nombre de personnes intervient par des dégagements de chaleur latente et sèche et par des dégagements d'eau sous forme de vapeur. Aussi, le taux de ventilation par l'air neuf doit correspondre au nombre de personnes.

Ainsi dès qu'il y a une présence humaine dans le local à chauffer, il y a un apport de chaleur. Cet apport de chaleur modifie, selon son importance, notre grandeur à régler.

C'est pourquoi, par l'influence qu'elle exerce sur la valeur de la grandeur à régler, la présence d'un nombre plus ou moins important de personnes dans le local constitue une grandeur de charge.

323-CHALEUR DEGAGEE PAR LES APPAREILS AUTRES QUE CEUX DE CHAUFFAGE

a) La chaleur dégagée par les lampes rentre entièrement dans la charge calorifique de la salle et pourrait par conséquent constituer une charge perturbatrice influent sur la valeur de la grandeur à régler. Mais nous ne tenons pas compte de cette charge parce qu'il n'y a pas de possibilité de technique courante qui puisse permettre de détecter séparément les dégagements de chaleur des appareils d'éclairage et les dégagements de chaleur des occupants.

b) De même que la chaleur due aux appareils d'éclairage, celle due aux appareils équipant le bar, dont l'installation est prévue à la gare, pourrait constituer une grandeur perturbatrice. Mais dans notre cas, cette perturbation n'est pas prise en considération car il est prévu des dispositifs particuliers pour l'extraction de l'air à travers ces appareils afin que leur charge calorifique n'intervienne pas dans la charge calorifique totale.

Donc pour résoudre le problème de régulation de notre installation, nous devons déterminer toutes ces grandeurs perturbatrices, voir de quelle manière elles interviennent dans notre étude? Et en tenir compte pour un choix judicieux de notre appareillage de régulation qui puisse assurer une valeur constante à notre grandeur à régler.

.../...

33-CALCUL DES ECHANGES THERMIQUES :

Comme nous venons de le dire, nous devons voir comment interviennent toutes les grandeurs perturbatrices précédentes dans notre étude et ce par les calculs. Ces derniers doivent nous permettre de connaître l'état de l'air à chaque étape de son évolution, c'est-à-dire connaître l'état de l'air extérieur, l'état de l'air du mélange et celui de l'air de soufflage en ne perdant pas de vue que l'état de l'air ambiant doit assurer le confort.

Pour faire cette étude nous allons analyser les situations extrêmes et moyennes des conditions d'exploitation du local à chauffer. Nous faisons varier les conditions extérieures et pour chaque situation extérieure nous ferons varier l'occupation du local.

Ainsi par cette méthode nous aurons cerné le problème des grandeurs perturbatrices. Et par la même occasion nous aurons différentes situations dont les états de l'air doivent être connus d'une façon très précise.

Ces états de l'air sont au nombre de quatre :

*L'état de l'air extérieur: il est variable selon la température et l'humidité.

*L'état de l'air de mélange : parfois nous nous trouvons dans l'obligation d'utiliser un mélange d'air neuf provenant de l'extérieur et d'air recyclé provenant de l'intérieur de la salle.

Ce mélange, effectué dans une chambre dite "chambre de mélange" est nécessaire parce que si on utilisait uniquement de l'air neuf, les dépenses pour son chauffage seraient considérables. En effet, l'air provenant de l'extérieur aurait la même température que, le milieu extérieur, et si cette température est de 5°C, nous serons obligés de faire passer la température de l'air de 5° jusqu'à la température à laquelle il doit être soufflé (environ 30°) et cela exigerait des dépenses en énergie calorifique et en énergie électrique énormes. Mais s'il nous arrivait d'utiliser de l'air recyclé qui est à la même température que le hall, une fois dans la chambre de mélange, l'air neuf qui est à 5° et l'air recyclé qui est à 20° vont être traités ensemble, ce qui fera monter dans les conditions les plus défavorables, la température du mélange à environ 12°. Et ainsi pour chauffer ce mélange de 12°, nous n'aurons pas à dépenser autant que si nous devions faire le chauffage de 5° à 30°.

.../...

Donc, nous pouvons dire que l'état de l'air de mélange est fonction aussi bien de l'extérieur que de l'intérieur, c'est-à-dire qu'il est variable et c'est pourquoi nous devons le déterminer pour chacune des différentes situations dont il a été question précédemment.

*L'état de l'air au soufflage :

Il est aussi variable et dépend des deux états précédents. L'air de soufflage est l'air venant de la batterie et qui est pulsé au moyen d'un ventilateur dans les gaines, d'où il sera diffusé dans le hall.

*L'état de l'air intérieur :

Il peut varier durant un intervalle de temps très court, juste le temps nous permettant d'apporter les modifications nécessaires qui puissent le maintenir constant pendant la plus grande partie du temps.

La détermination des états précédents est elle aussi fonction des quatre paramètres qui sont :

- + la température notée t en °C.
- + L'enthalpie notée h en KCAL/KG d'air.
- + l'humidité relative notée φ en %
- + l'humidité absolue notée X en g/KG d'air, c'est la contenance d'eau en g/KG d'air.

331-DETERMINATION DE L'ETAT EXTERIEUR :

Nous allons faire varier la température extérieure de 5° à 10° puis à 15°, températures auxquelles correspondent les différentes humidités relatives. Une fois ces deux paramètres connus, ils vont nous permettre de placer sur le diagramme de l'air humide le point E correspondant à l'extérieur. Après quoi, nous relevons sur le diagramme l'enthalpie et l'humidité absolue par simple lecture.

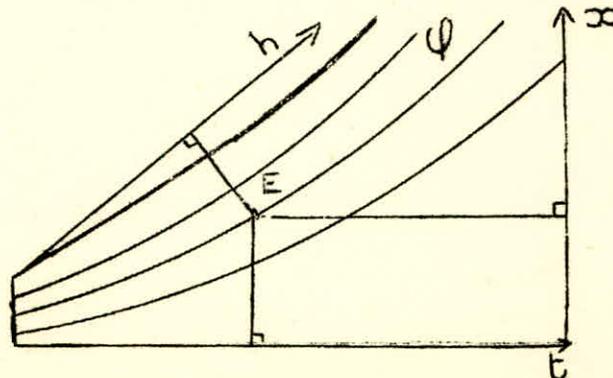


Fig: 331

Ainsi une fois placé, E aura en quelque sorte pour coordonnées T, H, φ et X.

Dans notre cas nous connaissons la température extérieure mais l'humidité relative n'est pas encore connue. Pour cela, nous savons qu'en principe l'humidité absolue est constante durant une même journée quand il y a uniquement variation de la température. Donc nous aurions pu placer le point sur le diagramme à partir de la connaissance de la température et de l'humidité absolue. Or cela est impossible quand il s'agit de passer d'une journée à l'autre, c'est pourquoi, nous devons prendre des valeurs moyennes de l'humidité relative fournies par la météo.

Ainsi quand :

$$T_{ex} = 5^{\circ}\text{C} \quad \varphi_{ex} = 80\%$$

$$T_{ex} = 10^{\circ}\text{C} \quad \varphi_{ex} = 70\%$$

$$T_{ex} = 15^{\circ}\text{C} \quad \varphi_{ex} = 65\%$$

Et à partir de ces valeurs nous plaçons notre point, ce qui nous permet d'avoir le tableau suivant grâce à la figure :331.

Tableau de l'état de l'air extérieur pour les différentes températures.

t_{ex} ($^{\circ}\text{C}$)	φ_{ex} (%)	h_{ex} (Kcal/kg)	X ex g/kg
5	80	3,86	4,3
10	70	5,57	5,4
15	65	7,75	6,9

Tableau :331

.../...

332-DETERMINATION DE L'ETAT DE L'AIR INTERIEUR :

L'état de l'air intérieur devant être maintenu toujours le même, ce la ne nous posé aucun problème, car il s'agit de procéder de la même manière que pour l'état précédent c'est-à-dire placer le point I (intérieur) à partir des deux valeurs qui doivent être constantes $T_i=20^\circ$ et $\varphi_i=55\%$ et lire par la suite l'Enthalpie(H_i) et l'humidité absolue(X_i).

Nous tenons à signaler que pour assurer le confort voulu, nous devons maintenir une température intérieure égale à 20°C et une humidité relative égale à 55% . C'est-à-dire que nous proposons d'assurer constamment à l'intérieur du hall une température de 20°C et une humidité relative de 55% , but de notre étude.

TABLEAU DE L'ETAT DE L'AIR INTERIEUR :

t_i	φ_i	h_i	X_i
20	55	9,71	8

TABLEAU 332

Ayant déterminé ces deux états; nous allons passer à la détermination des deux autres par les calculs et ce, pour chacune des situations, en faisant varier le nombre d'occupants du local de 100 à 200 puis à 300.

333-DETERMINATION DES ETATS DE L'AIR DE SOUFFLAGE ET DE MELANGE :

Soit le schéma fonctionnel ci-dessous: pour faciliter l'analyse des états de l'air utilisé dans l'installation de chauffage, nous allons opérer par étapes :

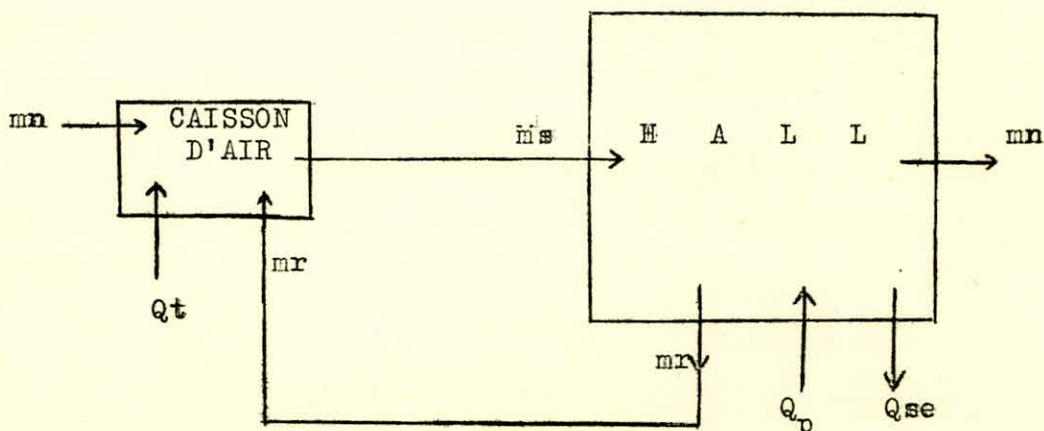


Schéma: 333a

Décomposons le schéma fonctionnel précédent et prenons en considération uniquement le caisson d'air où m_n , m_r et m_s sont successivement les débits d'air neuf, de recyclage et de soufflage.

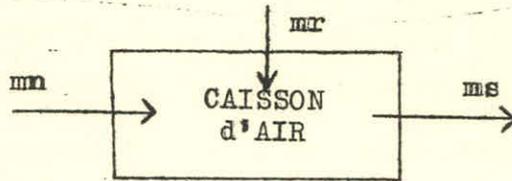


Schéma: 333b.

Le caisson d'air reçoit dans sa chambre de mélange d'air neuf (m_n) provenant de l'extérieur donc à enthalpie et humidité absolue identiques à celles du milieu extérieur. Ce caisson de l'air de recyclage (m_r) repris de l'intérieur du hall ayant donc même enthalpie et même humidité absolue que celles du hall. Après son traitement ce mélange est prêt à être soufflé dans la salle avec un débit d'air (m_s) à enthalpie (h_s) et humidité absolue (x_s).

Le bilan matière dans le caisson donne une 1^{ère} équation

$$m_n + m_r = m_s$$

équation: 333a.

Toujours après décomposition du schéma fonctionnel prenons maintenant le hall seul.

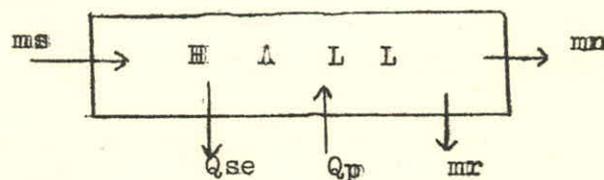


Schéma: 333c.

Dans ce cas nous aurons à faire un bilan thermique et ce en considérant tout ce qui rentre comme gain (+) et tout ce qui sort comme perte (-) sans négliger l'équation (3.33 a) car l'égalité doit être toujours vérifiée.

Ainsi nous rentrons avec un débit (m_s) dont une partie est récupérée pour le recyclage (m_r) et le reste (y) est évacué vers l'extérieur.

Ce qui nous permet d'écrire :

$$m_s = m_r + y$$

.../...

Par analogie avec l'équation (3.33 a) nous pourrions dire que cette quantité (y) n'est autre que le débit d'air neuf (mn) qui n'aura subi qu'un chauffage dans la batterie. Après quoi, il sert au chauffage du hall avant d'être évacué vers la milieu extérieur avec enthalpie et humidité absolue, celles du milieu intérieur.

Ceci étant dit nous pourrions écrire l'équation du bilan thermique :

$$Q_p + m_s x h_s - Q_{se} - m_n x h_i - m_r x h_i = 0$$

Q_p = chaleur totale dégagée par les occupants du hall.

Q_{se} = chaleur sensible échangée par le local avec le milieu extérieur.

Après mise en facteur il sort l'équation suivante :

$$Q_{SE} - Q_p = m_s (h_s - h_i)$$

équation 333 b

Ces deux étapes étant réalisées faisons l'étude de tout le système en regroupant le hall et le caisson

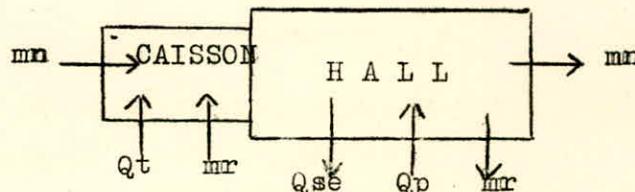


Schéma: 333d.

On envoie dans le caisson de l'air neuf et de l'air recyclé. Après chauffage du hall les mêmes débits d'air se retrouvent à une différence près, qui résulte du fait que le débit d'air neuf (mn) rentre avec une enthalpie (he) et sort avec une enthalpie intérieure. (hi).

Le bilan thermique s'écrira ainsi :

$$Q_t + mn h_e + m_r h_i + Q_p - Q_{se} - mn h_i - m_r h_i = 0$$

Q_t représente la puissance calorifique nécessaire au traitement de l'air pour une température ambiante de 20° C

Ainsi après simplifications et mises en facteurs il sort:

$$Q_t = Q_{se} - Q_p + mn (h_i - h_e)$$

équation 333 c

Nous avons aussi une quatrième équation qui est celle, de la quantité d'eau dégagée en vapeur par les occupants du local.

$$\Delta E = \dot{m}_s (x_i - x_s)$$

équation 333 d

Δe = dégagement total d'eau, sous forme de vapeur, par les occupants.

\dot{m}_s = débit d'air de soufflage

x_i = humidité absolue de l'air régnant à l'intérieur du hall

x_s = humidité absolue de l'air du soufflage.

Ainsi pour la détermination des états de l'air nous n'avons qu'à résoudre les quatre équations précédentes en faisant varier la température extérieure de 5° à 10°, puis à 15°. Et pour chacune des 3 situations précédentes (5°, 10° et 15°) nous faisons varier le nombre de personnes occupants le local de 100 à 200 et à 300 ce qui nous fera un total de neuf situations pour lesquelles devra être résolu le système de quatre équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_s = \dot{m}_r + \dot{m}_n \\ Q_{se} - Q_p = \dot{m}_s (h_s - h_i) \\ \Delta E = \dot{m}_s (x_i - x_s) \\ Q_t = Q_{se} - Q_p + \dot{m}_n (h_i - h_e) \end{array} \right. \quad \text{systeme 333 a}$$

Avant toute chose nous tenons à rappeler que pour une température variant de 0 à 26° une personne au repos a besoin d'un débit d'air neuf de 20 à 30 m³/h. Or dans notre cas nous avons une température intérieure de 20° et pour cela nous allons prendre un débit d'air neuf :

$$\underline{\underline{m_{np} = 20 \text{ m}^3/\text{h} / \text{personne}}}$$

.../...

mais comme la masse volumique (ρ), dans des conditions pareilles, est de 1,2 kg/m³ cela fera que chaque personne séjournant dans le local aura besoin d'un débit d'air neuf de :

$$\dot{m}_{np} = 24 \text{ kg/h/personne}$$

De la même façon nous savons que cette même personne et dans les mêmes conditions dégage par heure :

70 g d'eau sous forme de vapeur /kg d'air /h
et un total de 98,8 kcal sous forme de chaleur dont :

$$\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 57 \text{ kcal en chaleur sèche et} \\ 41,8 \text{ kcal en chaleur latente.} \end{array} \right.$$

3331 : Détermination de l'Etat de l'air au soufflage

Cela étant dit passons à la résolution de notre problème, nous avons le système d'équations 333 a prenons d'abord les trois premières équations qui vont former un nouveau système de 3 équations à 4 inconnues qui sont (\dot{m}_s - \dot{m}_r - h_s -et x_s)

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_s = \dot{m}_n + \dot{m}_r \\ Q_{se} - Q_p = \dot{m}_s (h_s - h_i) \\ \Delta E = \dot{m}_s (x_i - x_s) \end{array} \right. \quad \text{systeme 333 b}$$

Pour résoudre ce dernier système nous allons fixer une des quatre inconnues et calculer le reste, et ainsi l'état de l'air au soufflage est déterminé.

Fixons le débit d'air de soufflage (\dot{m}_s) et calculons l'enthalpie (h_s) de l'air au soufflage ainsi que son

.../...

humidité absolue (x_s) les deux valeurs calculées nous permettrons de placer le point S (soufflage) sur le diagramme de l'air humide d'où la détermination par simple lecture de la température de l'air au soufflage. Cette dernière devant répondre à la condition suivante :

$$t_s \leq 35^\circ \text{ C}$$

Cette valeur de 35° C est utilisée comme valeur limite dans le cas de locaux dont la hauteur ne dépasse pas 3,5 m.

Une fois la température, de l'air au soufflage déterminée, si elle répond à la condition le problème est résolu et on l'adopte; sinon nous prenons un autre débit d'air de soufflage (\dot{m}_s) et recommençons le même processus jusqu'à la détermination définitive de l'état de soufflage.

3332 : Détermination de l'Etat de l'air de mélange :

Cette détermination peut être faite soit graphiquement soit par les calculs.

Graphiquement :

Une fois les points E (extérieur) et I (intérieur) placés, le point M (mélange) va être déterminé à partir du rapport des débits d'air neuf, et de soufflage. C'est à dire que le point M sera placé sur le segment \overline{EI} tel

.../...

que l'on ait :

$$\overline{M I} = \frac{\dot{m}_n \overline{E I}}{\dot{m}_s}$$

équation 3332 a

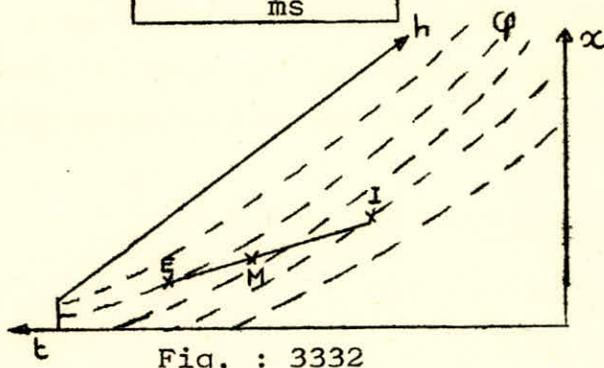


Fig. : 3332

Ainsi, M étant placé, nous pouvons par simple lecture sur le diagramme de l'air humide (Fig. 3332) relever les différents paramètres de l'Etat de l'air de mélange.

Par les calculs :

Nous pouvons, à partir des équations suivantes, déterminer directement les paramètres de l'état de l'air et ainsi placer sur le diagramme le point M. Dans notre cas calculons uniquement deux des paramètres l'Enthalpie et l'humidité absolue de l'air de mélange, après quoi nous plaçons le point M et nous relevons les deux autres valeurs la température et l'humidité relative.

nous savons que-

$$h_m = \frac{h_e + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_n} \cdot h_i}{1 + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_n}}$$

équation 3332 b

.../...

et

$$x_m = \frac{X_e + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_n} X_i}{1 + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_n}}$$

équation 3332 c

Dans notre étude nous déterminerons le point M par la méthode graphique et nous vérifierons les valeurs des paramètres par la méthode des calculs.

334 : Température extérieure $t_{ex} = 5^\circ\text{C}$:

Supposons que l'on ait une température extérieure de 5°C . Faisons varier le nombre d'occupants du local.

3341 : Nombre de personnes = 100

Sachant que chaque personne occupant le local a besoin de 24 kg/h d'air neuf, cela fait que les 100 personnes auront besoin d'un débit (\dot{m}_n) de :

$$\dot{m}_n = 2400 \text{ kg/h}$$

De même les quantités, de chaleur Q_p et d'eau ΔE sous forme de vapeur, dégagées par ces 100 personnes seront de :

$$Q_p = 98,8 \times 100 = 9880 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta E = 70 \times 100 = 7000 \text{ g/kg d'air}$$

De plus nous savons que la quantité de chaleur sensible, échangée avec le milieu extérieur, est fonction de la température extérieure et quand cette dernière est de 5°C .

$$Q_{se} = 5 \text{ 5000 kcal / h}$$

ainsi $Q_{se} - Q_p = 45120 \text{ kcal / h}$

Et à partir de l'équation 333 C nous calculons la valeur de la puissance calorifique $Q_t (5^\circ, 100_p)$ nécessaire au traitement d'air quand la température extérieure est de 5°C et que 100 personnes occupent le local.

$$Q_t (5^\circ, 100) = 45120 + 2400 (9,71 - 3,86) =$$

$$\underline{\underline{59160 \text{ kcal/h}}}$$

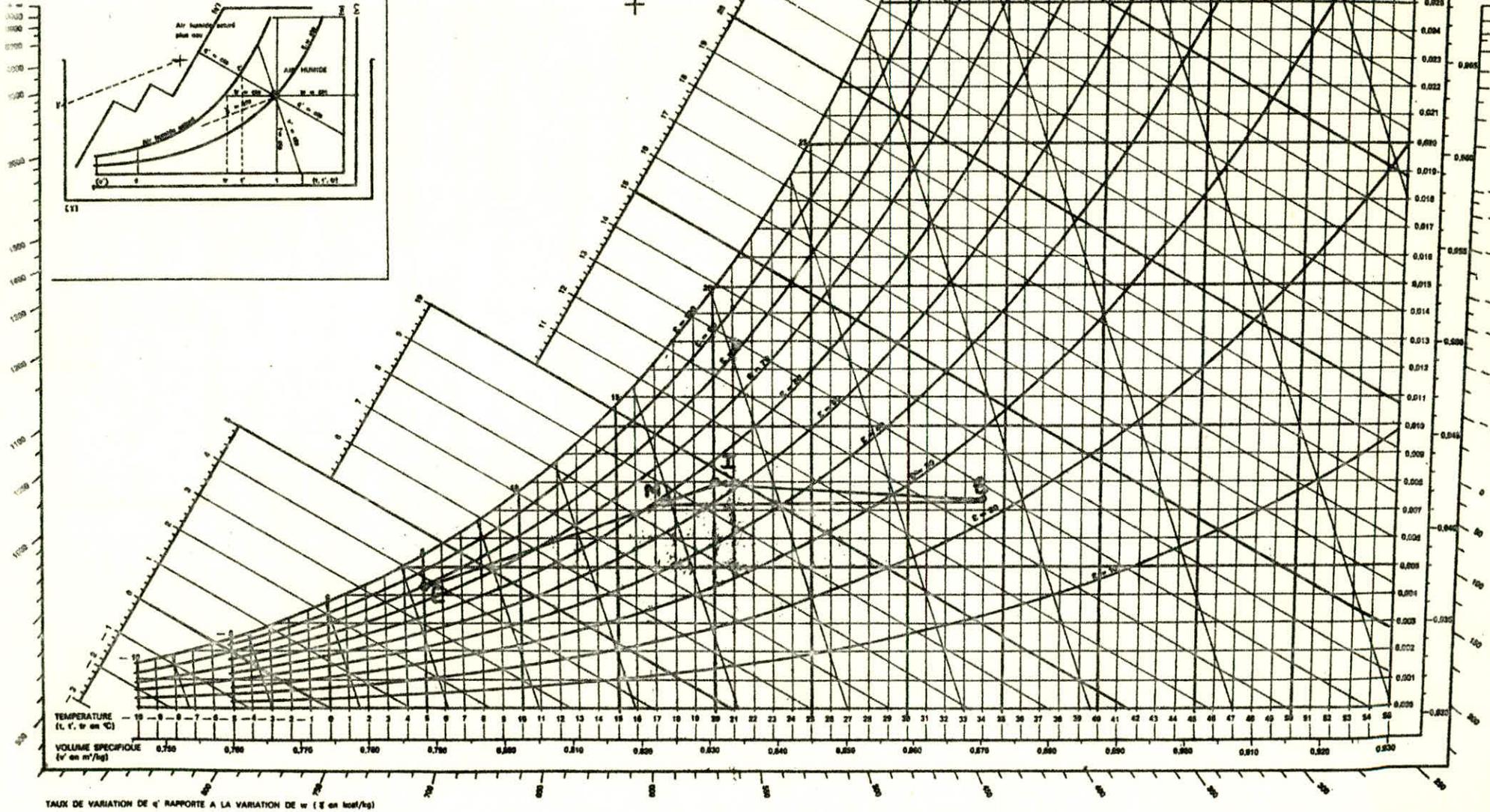
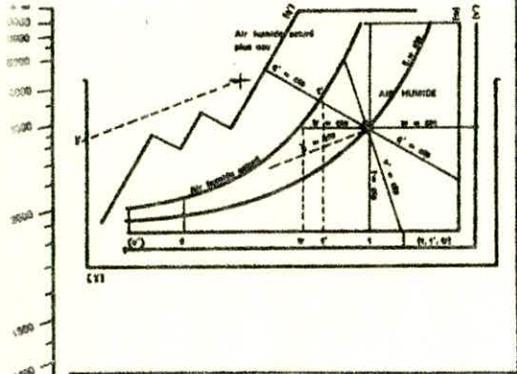
.../...

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

- w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
- t (en °C) Température sèche de l'air humide
- ϕ (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique
- tr (en °C) Température de rosée

- q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- t' (en °C) Température humide
- v' (en m³/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- E (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w $E = \frac{A q'}{A w}$



TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (E en kcal/kg)

Ainsi le système d'équations 333 b peut s'écrire :

$$\begin{cases} \dot{m}_s (h_s - 9,71) = 45120 \\ 2400 + \dot{m}_r = \dot{m}_s \\ \dot{m}_s (8 - x_s) = 7000 \end{cases}$$

Choisissons $\dot{m}_s = 14400 \text{ kg/h}$

A partir de la deuxième équation du système nous tirons $\dot{m}_r = 12000 \text{ kg/h}$ et des deux autres nous tirons :

$h_s = 12,84 \text{ kcal/kg}$
$x_s = 7,51 \text{ g/kg}$

En reportant les deux valeurs sur le diagramme 3341 suivant, nous lisons une température de soufflage $t_s = 34^\circ\text{C}$ valeur qui est donc convenable car elle est inférieure à 35°C .

D'où le tableau de l'état de l'air de soufflage :

t_s	φ_s	h_s	x_s
34	22	12,84	7,51

Tableau 3341 a

En ce qui concerne l'état de l'air de mélange, sachant que $\frac{\dot{m}_n}{\dot{h}_s} = \frac{2400}{14400} = \frac{1}{6}$. A partir de l'équation 3332 a nous aurons déterminé le point M qui, une fois placé sur le diagramme 3341, nous permet de remplir le tableau suivant :

Tableau de l'état de l'air de mélange :

t_m	φ_m	h_m	x_m
17°C	60	8,7	7,4

Tableau 3341 b

Les valeurs des paramètres de ce tableau pourraient être vérifiées à partir des équations 3332b et 3332c qui nous donnent :

$$\begin{array}{l} | \\ | \text{ hm} = 8,74 \approx 8,7 \text{ Kcal/Kg} | \\ | \text{ xm} = 7,38 \approx 7,4 \text{ g/Kg} | \\ | \end{array}$$

Ainsi les valeurs calculées correspondent, à 4% près, à celles déterminées graphiquement; Cette erreur est dans notre cas une erreur de lecture, donc les valeurs exactes sont celles qui sont calculées.

3342

Nombre de personnes = 200

$$\text{Mn} = 24 \times 200 = 4800 \text{ Kg/H}$$

$$\text{qp} = 98,8 \times 200 = 19760 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{qse} = 55000 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{qse} = \text{qp} = 35240 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta E = 70 \times 200 = 1400 \text{ g/kg}$$

$$\boxed{\text{QE} (5,200) = 63320 \text{ Kcal/h}}$$

Tous ces résultats étant donnés nous allons procéder de la même manière que dans le cas précédent pour déterminer les différents tableaux des états de l'air au soufflage et au mélange.

Pour cela choisissons un débit d'air de soufflage

$$\boxed{\text{ms} = 16800 \text{ Kg/h}}$$

Après quoi, en remplaçant ms par sa valeur dans le système d'équations 333b, nous tirons les valeurs suivantes :

$$\text{ms} = 12000 \text{ Kg/h}$$

$$\text{Ainsi que : } \text{hs} = 11,81 \text{ Kcal/kg}$$

$$\text{xs} = 7,17 \text{ g/kg}$$

Ces deux dernières valeurs, portées sur le diagramme 3342 suivant, nous permettent de placer le point S et de lire la température de soufflage correspondante :

$$\boxed{\text{ts} = 31 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Valeur répondant à notre condition par le fait qu'elle est inférieure à 35° Valeur limité

Et ainsi nous avons le tableau de l'état de l'air au soufflage suivant :

ts	φ_s	hs	xs
31	26	11,81	7,17

TABLEAU 3342 a

En ce qui concerne l'air de mélange nous allons procéder de la même manière, c'est à dire calculer le rapport :

$$1 \quad \frac{mn}{ms} = \frac{10000}{16800} = \frac{2}{7}$$

Puis nous portons sur le diagramme 3342 le point M tel que :

$$\overline{MI} = \frac{2}{7} \overline{EI}$$

Ce qui permet de dresser le tableau suivant

tm	φ_m	hm	xm
15°6	61	8	6,9

TABLEAU 3342 b

Tableau qui pourrait être vérifié par les calculs donnés par les équations 3332 b et 3332 c.

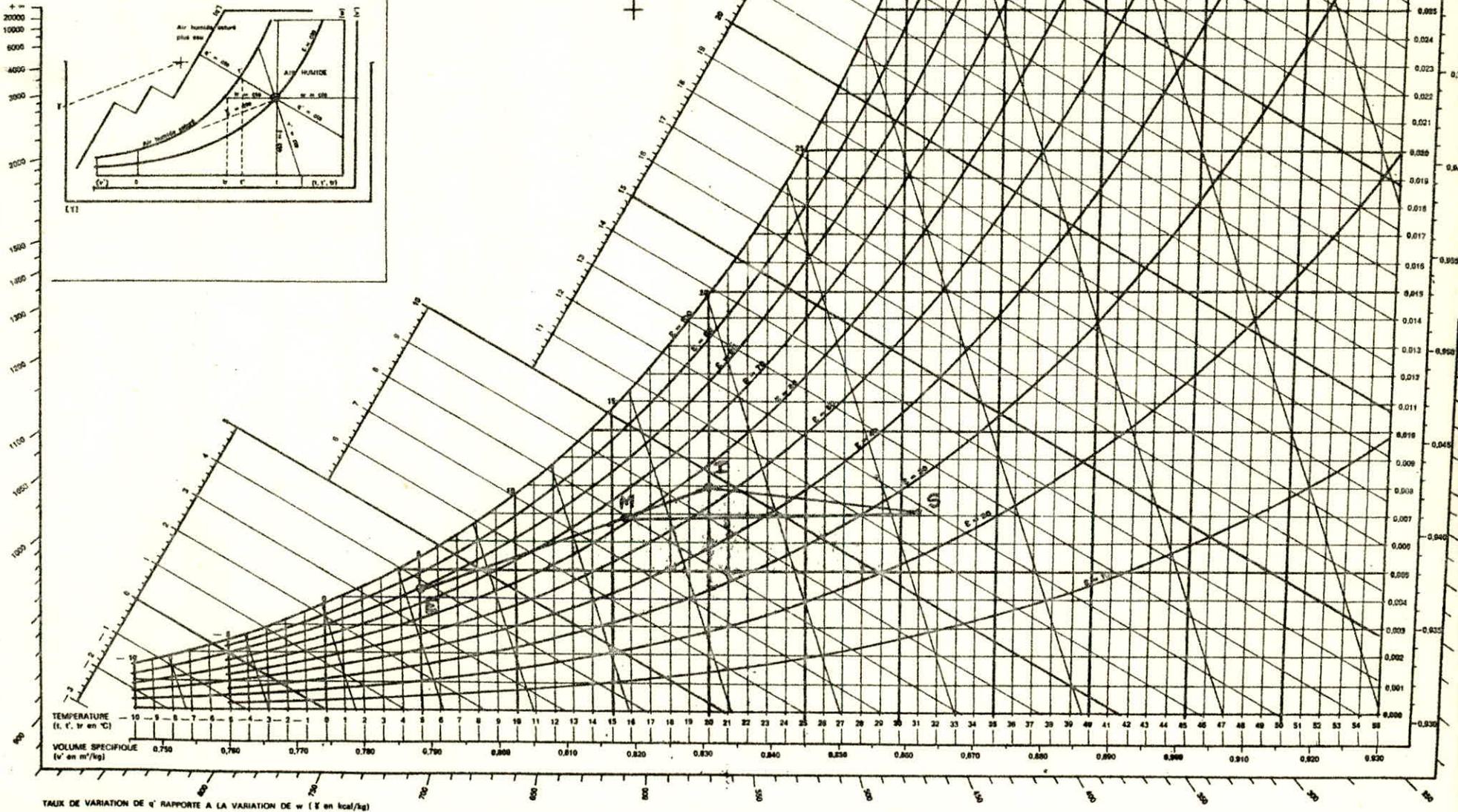
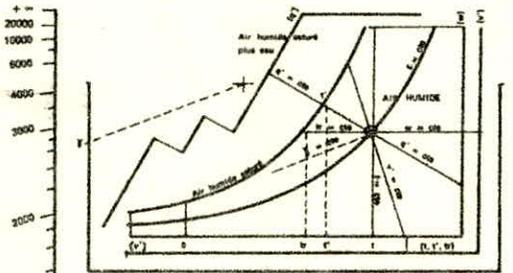
hm	=	8,04	≈	8	Kcal/kg
x	=	6,94	≈	6,9	g/kg

.../...

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

- w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
- t (en °C) Température sèche de l'air humide.
- φ (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique.
- tr (en °C) Température de rosée.
- q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- t' (en °C) Température humide.
- v' (en m³/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- f (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w.



TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (f en kcal/kg)

3343 Nombre de personnes = 300

$$m_n = 24 \times 300 = 7.200 \text{ kg/h}$$

$$Q_p = 98,8 \times 700 = 29640 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{sE} - Q_q = 25360 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta E = 70 \times 300 = 21.000 \text{ g/kg}$$

Procédons de la même façon que pour les cas précédents et choisissons :

$$Q_t (5,300) = 67480 \text{ Kcal/h}$$

La résolution de notre système implique :

$$m_r = 7200 \text{ kg/h donc}$$

$$m_r = m_n = \frac{m_s}{2}$$

$$\begin{cases} h_s = 11,47 \text{ Kcal/kg} \\ x_s = 6,54 \text{ g/kg} \end{cases}$$

Le point(s) placé sur le diagramme 3343a nous permet de lire la température de soufflage

$$t_s = 31^{\circ}3 < 35^{\circ}$$

d'où le tableau de l'état de l'air au soufflage

t_s	φ_s	h_s	x_s
31°3	23	11,47	6,54

Tableau 3343a

L'état de l'air de mélange est déterminé à partir du rapport

$$\frac{m_n}{m_s} = \frac{7200}{14400} = \frac{1}{2}$$

$$\overline{MI} = \frac{1}{2} \overline{EI}$$

D'OU LE TABLEAU DE L'ETAT DE L'AIR DE MELANGE SUIVANT

t_m	φ_m	h_m	x_m
12°5	68	6,8	6,15

tableau 3343b

Pour vérifier les résultats précédents nous allons, au lieu de passer par la méthode des calculs, utiliser une autre méthode graphique.

Nous savons que $\overline{MI} = \frac{1}{2} \overline{EI}$ donc
 $\overline{EM} = \overline{MI}$

Et par conséquent le point M est milieu du segment EI ce qui rend plus facile encore notre vérification.

Soit le diagramme suivant sur lequel nous portons les points E (extérieur), I (intérieur) et M (mélange) tel qu'il soit le milieu du segment EI.

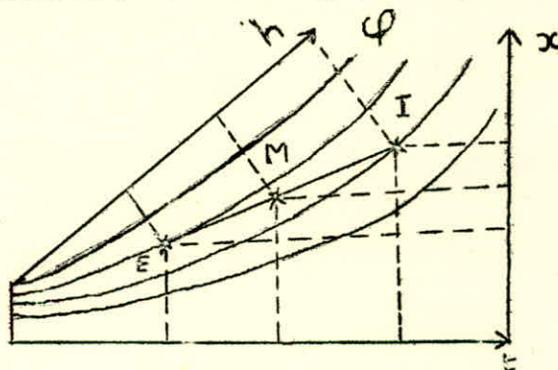


diagramme 3343 b

A partir du diagramme précédent pour pourrons tirer que :

$$x_m = \frac{x_e + x_i}{2} = \frac{4,3 + 8}{2} = 6,15 \text{ g/kg}$$

$$h_m = \frac{h_e + h_i}{2} = \frac{3,86 + 9,71}{2} = 6,79 \approx 6,8 \text{ kcal/kg}$$

$$t_m = \frac{t_e + t_i}{2} = \frac{5 + 20}{2} = 12^{\circ}5$$

Résultats qui concordent avec ceux du tableau 3343 b.

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

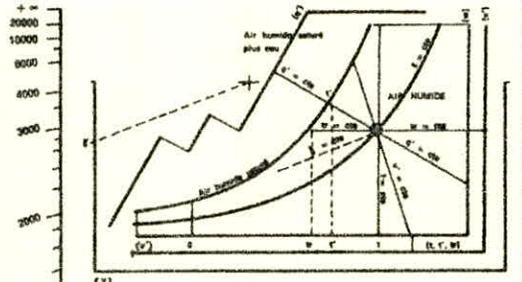
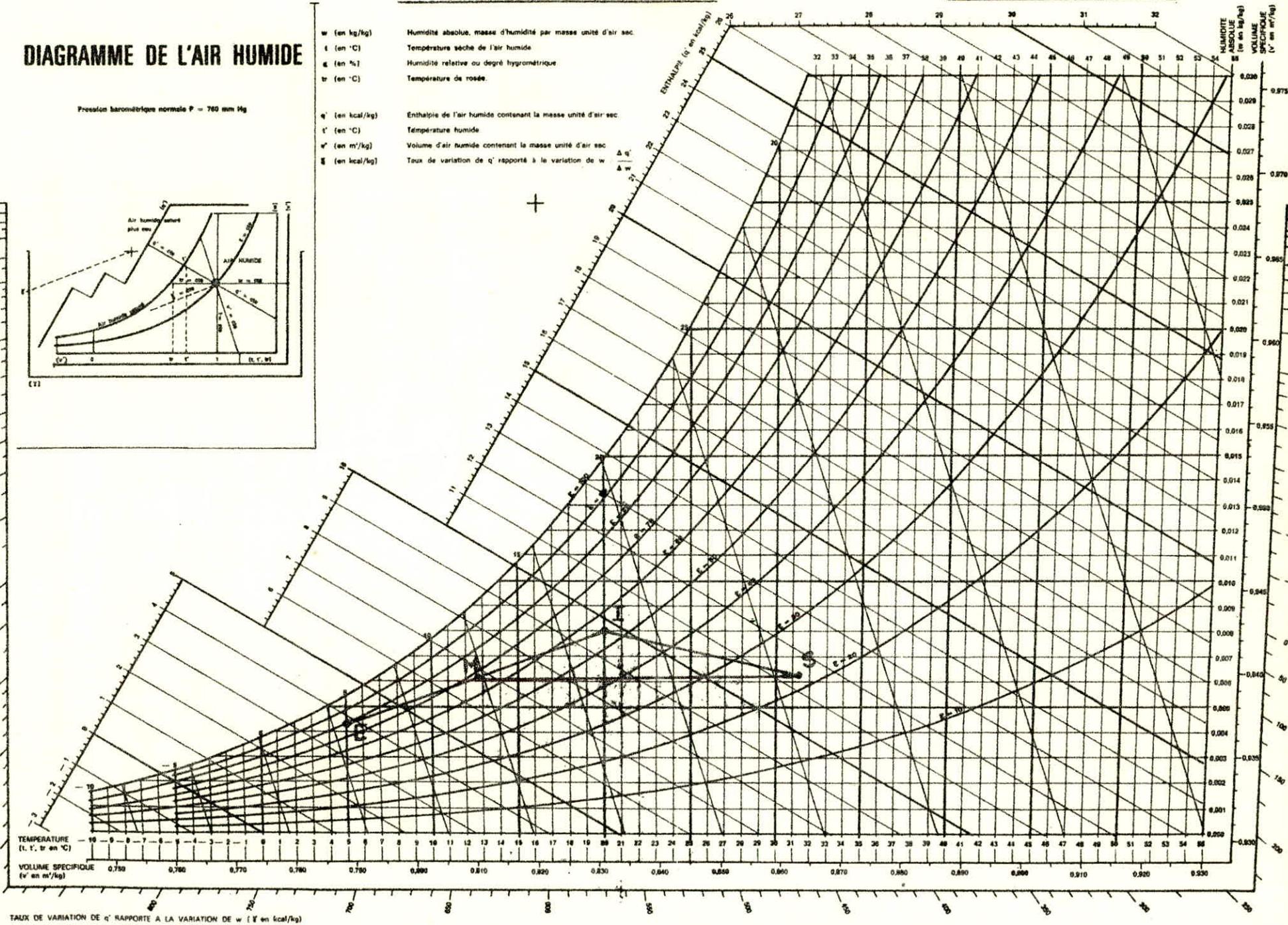


DIAGRAMME 3343a

$t_e = 5^\circ\text{C}$ $N_p = 300$

- w (en kg/kg)
- t (en °C)
- ϕ (en %)
- tr (en °C)
- q' (en kcal/kg)
- t' (en °C)
- w' (en m³/kg)
- Δ (en kcal/kg)

Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
 Température sèche de l'air humide
 Humidité relative ou degré hygrométrique
 Température de rosée.
 Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
 Température humide
 Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec.
 Taux de variation de q' rapporté à la variation de w



Taux de variation de q' rapporté à la variation de w (Δ en kcal/kg)

335 Température extérieure = 10° C

L'état de l'air extérieur étant déjà déterminé, ainsi que celui de l'air intérieur qui est maintenu toujours le même et pour cela se référer aux tableaux 331 et 332.

Pour la détermination des autres états, de l'air au soufflage et au mélange, nous allons procéder de la même façon que pour le cas où la température extérieure $t_{ex} = 5^{\circ}C$. Et cela en n'oubliant pas de calculer le nouvel échange de chaleur du local avec le milieu extérieur. Puisque comme nous l'avons déjà souligné, Ces échanges de chaleur sont fonction de la température extérieure.

C'est pourquoi nous allons calculer $Q_{se} (10)$ quand la température environnant le local est de $10^{\circ}C$.

Pour $t_{ex} (1) = 5^{\circ}C$ Nous avons $Q_{se}(5) = 55000 \text{ Kcal/h}$
 $t_i = 20^{\circ}C$.

et Pour $t_{ex} (2) = 10^{\circ}C$ Nous aurons
 $t_i = 20^{\circ}C$

$$\boxed{Q_{se} (10) = Q_{se} (5) \frac{t_i - t_{ex}(2)}{t_i - t_{ex}(1)}} \quad \text{équation 335}$$

et par les calculs nous aurons :

$$Q_{se}(10) = 55000 \frac{20 - 10}{20 - 5} = 55000 \frac{10}{15} \Rightarrow$$

$$\boxed{Q_{se}(10) = 36670 \text{ Kcal/h}}$$

3351 Nombre de personnes = 100

$$m_n = 24 \times 100 = 2400 \text{ kg/h}$$

$$Q_p = 98,8 \times 100 = 9880 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} = 36670 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} - Q_p = 26790 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q_t(10,100) = 36.730 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta E = 70 \times 100 = 7000 \text{ g/Kg}$$

.../...

$Qt(10,100)$ est la puissance calorifique nécessaire au traitement d'air quand la température est de $10^{\circ}C$ et que 100 personnes occupent le local.

Choisissons un débit d'air(ms)de soufflage et procédons d'une façon analogue à celle utilisée dans les situations précédentes pour la détermination des états de l'air de mélange et de soufflage.

soit

$$ms = 12000 \text{ Kg/h}$$

La résolution du système(333b)nous donne:

$$\begin{cases} mr = 9600 \text{ Kg/h} \\ hs = 11,94 \text{ Kcal/Kg} \\ xs = 7,42 \text{ g/Kg} \end{cases}$$

Ces deux dernières valeurs nous permettent de placer sur le diagramme 3351, le point S et de lire la température de soufflage.

$$ts = 30,6 < 35^{\circ}$$

D'où le tableau suivant de l'état de l'air au soufflage

ts	φ_s	hs	xs
$30,6$	27	$11,94$	$7,42$

Tableau 3351

Connaissant le rapport des débits d'air neuf et d'air de soufflage nous pouvons placer le point M tel que:

$$\overline{IM} = \frac{mn}{ms} \overline{EI}$$

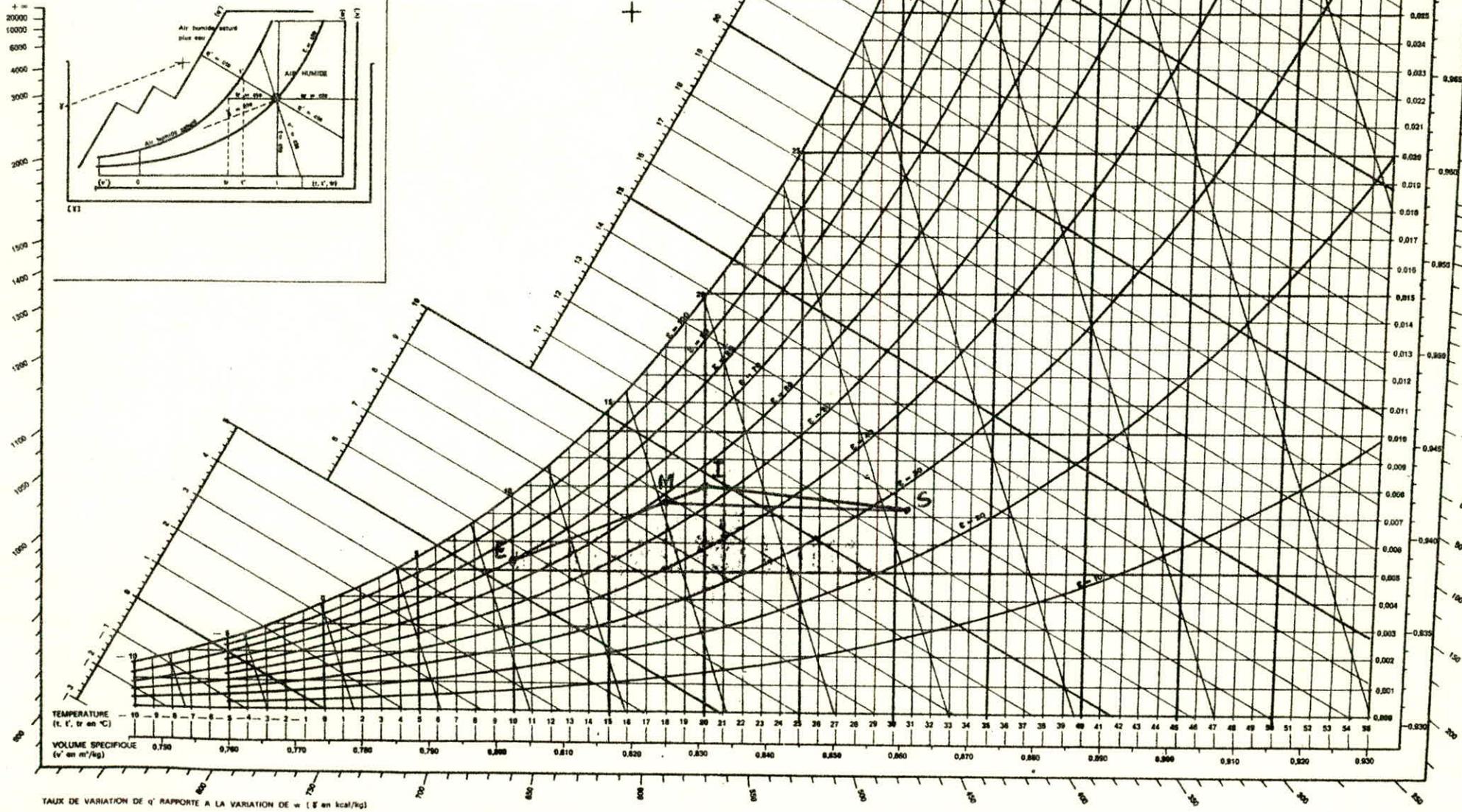
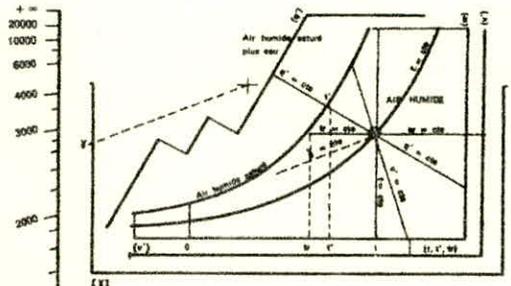
.../...

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
 t (en $^\circ\text{C}$) Température sèche de l'air humide.
 ϕ (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique.
 t_r (en $^\circ\text{C}$) Température de rosée.

q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
 t' (en $^\circ\text{C}$) Température humide.
 v' (en m^3/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec.
 δ (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w $\frac{\Delta q'}{\Delta w}$



Et par simple lecture, sur le diagramme 3351, nous relevons les valeurs des paramètres, de l'état de l'air au mélange, qui nous permettent de dresser le tableau suivant :

$$\frac{m_n}{m_s} = \frac{100}{2000} = \frac{1}{5} \Rightarrow \boxed{\overline{M_I} = \frac{\overline{E_I}}{5}}$$

t_m	ϕ_m	h_m	x_m
18	59	8,84	7,4

- Tableau 3351 b

- Tableau de valeurs que nous pourrions vérifier par les calculs qui donnent :

$h_m = 8,88$	Kcal/Kg
$x_m = 7,44$	g/kg

3352 nombre de personnes = 200 :

$$\begin{aligned} m_n &= 24 \times 200 = 4800 \text{ kg/h} \\ Q_p &= 98,8 \times 200 = 19760 \text{ Kcal/h} \\ Q_{se} &= 36670 \text{ Kcal/h} \\ Q_{se} - Q_p &= 16910 \text{ Kcal/h} \\ \Delta E &= 70 \times 200 = 14000 \text{ g/kg} \end{aligned}$$

$Q_t(10,200) = 36780$	Kcal/h
-----------------------	--------

Prenons un débit de soufflage de :

$m_s = 9600$	Kg/h
--------------	------

Ce choix de débit m_s nous permet de calculer m_r , h_s , et x_s . Après quoi nous plaçons sur le diagramme 3352 le point S qui va nous permettre de lire la température de soufflage t_s et de dresser le tableau de l'état de l'air au soufflage.

.../...

$$\begin{aligned} m_r &= 4800 \text{ Kg/h} = m_h = \frac{m_s}{2} \\ h_s &= 11,47 \text{ Kcal/kg} \\ x_s &= 6,54 \text{ g/Kg} \end{aligned}$$

d'où

$t_s = 31 < 35^\circ\text{C}$

Ainsi nous avons le tableau suivant de l'état de l'air de soufflage.

t_s	ϕ_s	h_s	x_s
31	24	11,47	6,54

- tableau 3352 a

Pour ce qui est de l'état de l'air de mélange nous devons calculer le rapport :

$$\frac{m_h}{m_s} = \frac{4800}{9600} = \frac{1}{2} \Rightarrow \boxed{\bar{E}_M = \bar{M}_I = \frac{\bar{E}_I}{2}}$$

Une fois le point Minstallé nous dressons le tableau de l'état de l'air de mélange. Dont les valeurs sont vérifiées par la deuxième méthode graphique déjà utilisée au paragraphe 3343, pour cela se référer au diagramme 3343b.

t_m	ϕ_m	h_m	x_m
15	62	7,6	6,7

- Tableau 3352 b

Vérification :

$$x_m = \frac{x_e + x_i}{2} = \frac{5,4 + 8}{2} = 6,7 \text{ g/Kg}$$

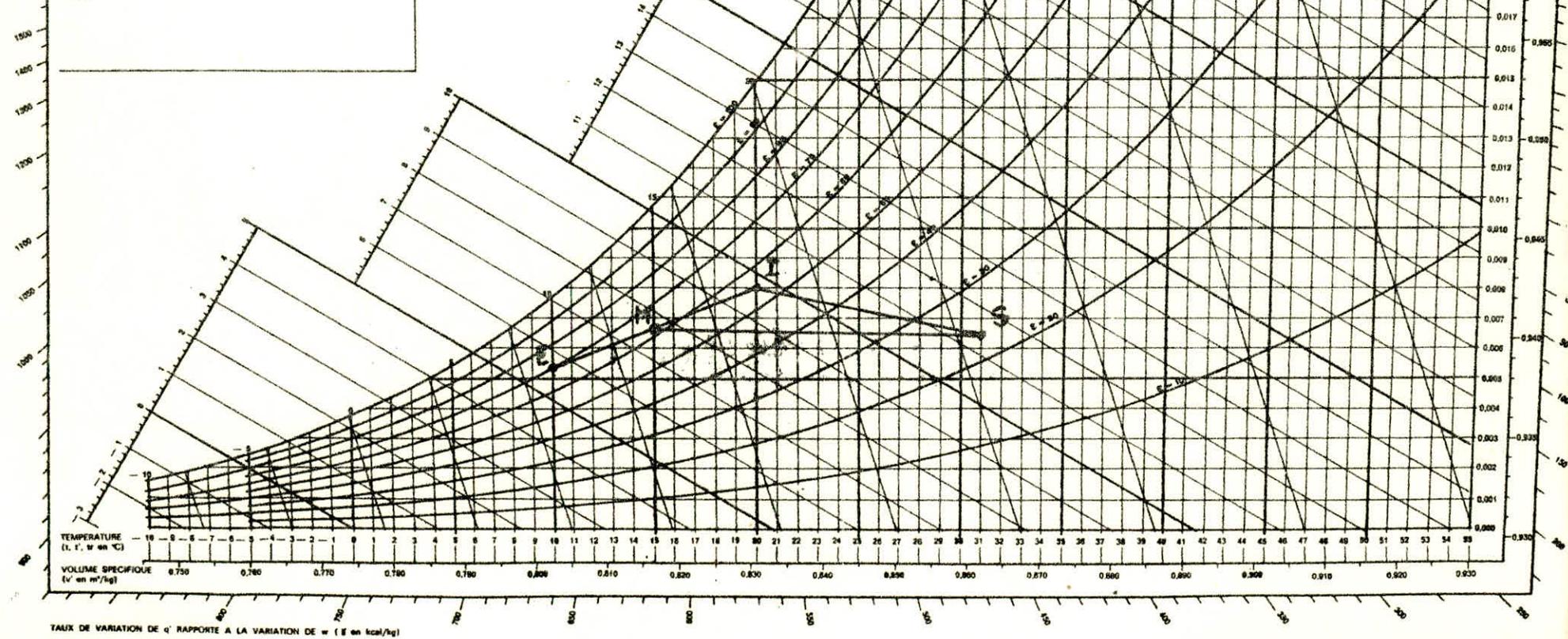
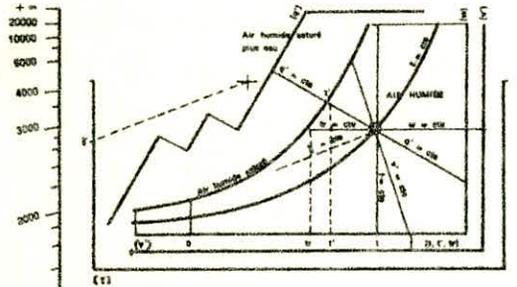
$$h_m = \frac{h_e + h_i}{2} = \frac{5,57 + 9,71}{2} = 7,64 \text{ Kcal/kg}$$

$$t_m = \frac{t_e + t_i}{2} = \frac{10 + 20}{2} = 15^\circ$$

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

- w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
- t (en °C) Température sèche de l'air humide.
- s (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique.
- tr (en °C) Température de rosée.
- q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- t' (en °C) Température humide.
- v' (en m³/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- Δ (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w.



TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (Δ en kcal/kg)

3353 Nombre de personnes = 300.

$$m_n = 24 \times 300 = 7200 \text{ Kg/h}$$

$$Q_p = 98,8 \times 300 = 29670 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} = 36670 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} - Q_p = 7030 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\Sigma} = 70 \times 300 = 21000 \text{ g/Kg}$$

$$Q_t(10,300) = 36840 \text{ Kcal/h}$$

Soit un débit de soufflage m_s de :

$$m_s = 8100 \text{ Kg/h}$$

Calculons l'enthalpie de soufflage et l'humidité absolue qui nous permettent de placer sur le diagramme 3353 suivant le point S.

$$h_s = 10,58 \text{ Kcal/kg}$$

$$x_s = 5,41 \text{ g/kg}$$

Et par lecture on tire

$$t_s = 30^\circ < 35^\circ$$

D'où le tableau de soufflage suivant :

t_s	ϕ_s	h_s	x_s
30°4	20	10,58	5,41

- Tableau 3353 a

Pour le mélange nous procédons toujours de la même manière

$$\frac{m_n}{m_s} = \frac{8}{9}$$



$$\overline{MI} = \frac{8}{9} \overline{EI}$$

Après avoir placé le point M sur le diagramme nous tirons les paramètres de l'état de l'air que nous regroupons dans un tableau.

.../...

tm	ϕ m	hm	xm
11°2	67	6,1	5,65

- Tableau 3353 b

Pour la vérification utilisons les équations 3332 b et 3332 c.

$$\begin{aligned} hm &= 5,03 && \text{Kcal/Kg} \\ xm &= 5,69 && \text{Kcal/Kg} \end{aligned}$$

336 Température extérieure = 15°C

L'état de l'air intérieur étant toujours le même, celui de l'air extérieur étant préalablement déterminé.

te	ϕ e	he	xe
15	65	7,75	6,9

Calculons le nouvel échange, de chaleur sensible, avec le milieu extérieur et ce en nous référons à l'équation 335 qui donne :

$$\text{Soit } Q_{se} (15) = Q_{se} (5) \frac{t_i - t_{ex} (3)}{t_i - t_{ex} (1)}$$

$$\text{Soit } Q_{se} (15) = Q_{se} (10) \frac{t_i - t_{ex} (3)}{t_i - t_{ex} (2)}$$

$$\text{Où } Q_{se} (5) = 55000 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} (10) = 35670 \text{ Kcal/h}$$

$$t_i = 20^\circ$$

$$t_{ex} (1) = 5^\circ$$

$$t_{ex} (2) = 10^\circ$$

$$t_{ex} (3) = 15^\circ$$

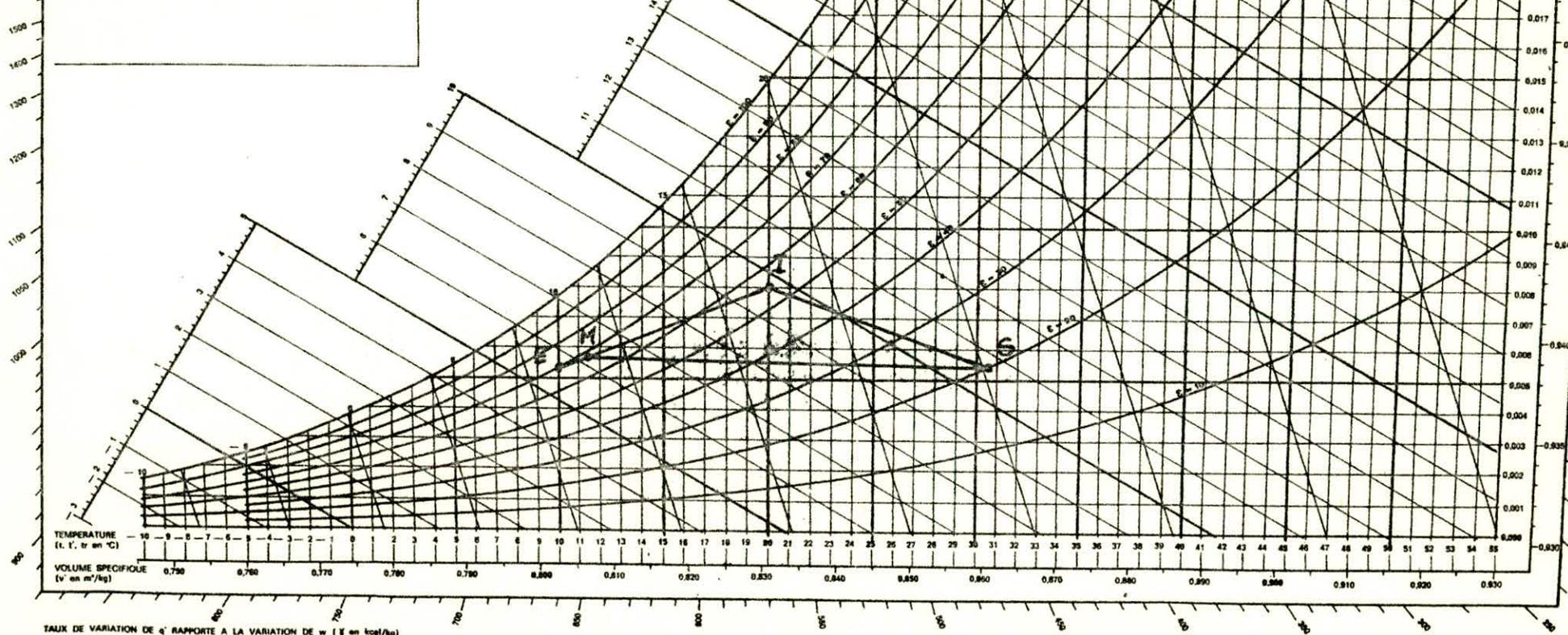
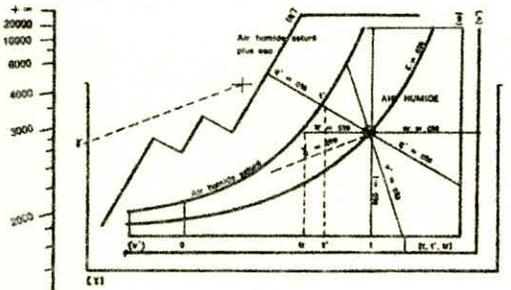
et nous tirons

$Q_{se} (15) = 18330 \text{ Kcal/h}$

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760$ mm Hg

- w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec
- t (en °C) Température sèche de l'air humide
- u (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique
- w' (en °C) Température de rosée.
- q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.
- t' (en °C) Température humide
- v' (en m³/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec
- ξ (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w



TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (ξ en kcal/kg)

3361 Nombre de personnes = 100.

$$m_n = 24 \times 100 = 2400 \text{ Kg/h}$$

$$Q_p = 98,8 \times 100 = 9880 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} (15) = 18330 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{SE} - Q_p = 8450 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta T = 70 \times 100 = 7000 \text{ g/kg}$$

$$Q_t (15,100) = 13150 \text{ Kcal/h}$$

Prenons

$$m_s = 4800 \text{ Kg/h}$$

Après calculs de h_s et x_s , et à partir du diagramme 3361, sur lequel nous aurons préalablement placé S, nous tirons la valeur de la température de l'air au soufflage t_s .

$$\left. \begin{array}{l} h_s = 11,47 \text{ Kcal/Kg} \\ x_s = 6,54 \text{ g/Kg} \end{array} \right\} \Rightarrow t_s = 31^\circ < 35^\circ$$

Ainsi la condition, de température imposée au départ, étant vérifiée nous pourrions dresser le tableau de l'état de l'air au soufflage.

t_s	ϕ_s	h_s	x_s
31	24	11,47	6,54

- Tableau 3361 a

Pour cas du mélange nous savons que :

$$\frac{m_n}{m_s} = \frac{2400}{4800} = \frac{1}{2} \Rightarrow \overline{IM} = \overline{EM} = \frac{\overline{EI}}{2}$$

Donc le point M est le milieu du segment EI et par lecture sur le diagramme nous notons le tableau suivant :

t_m	ϕ_m	h_m	x_m
17°5	60	8,7	7,45

- Tableau 3361 b

DIAGRAMME 3361

$t_e = 15^{\circ}\text{C}$ $N_p = 100$

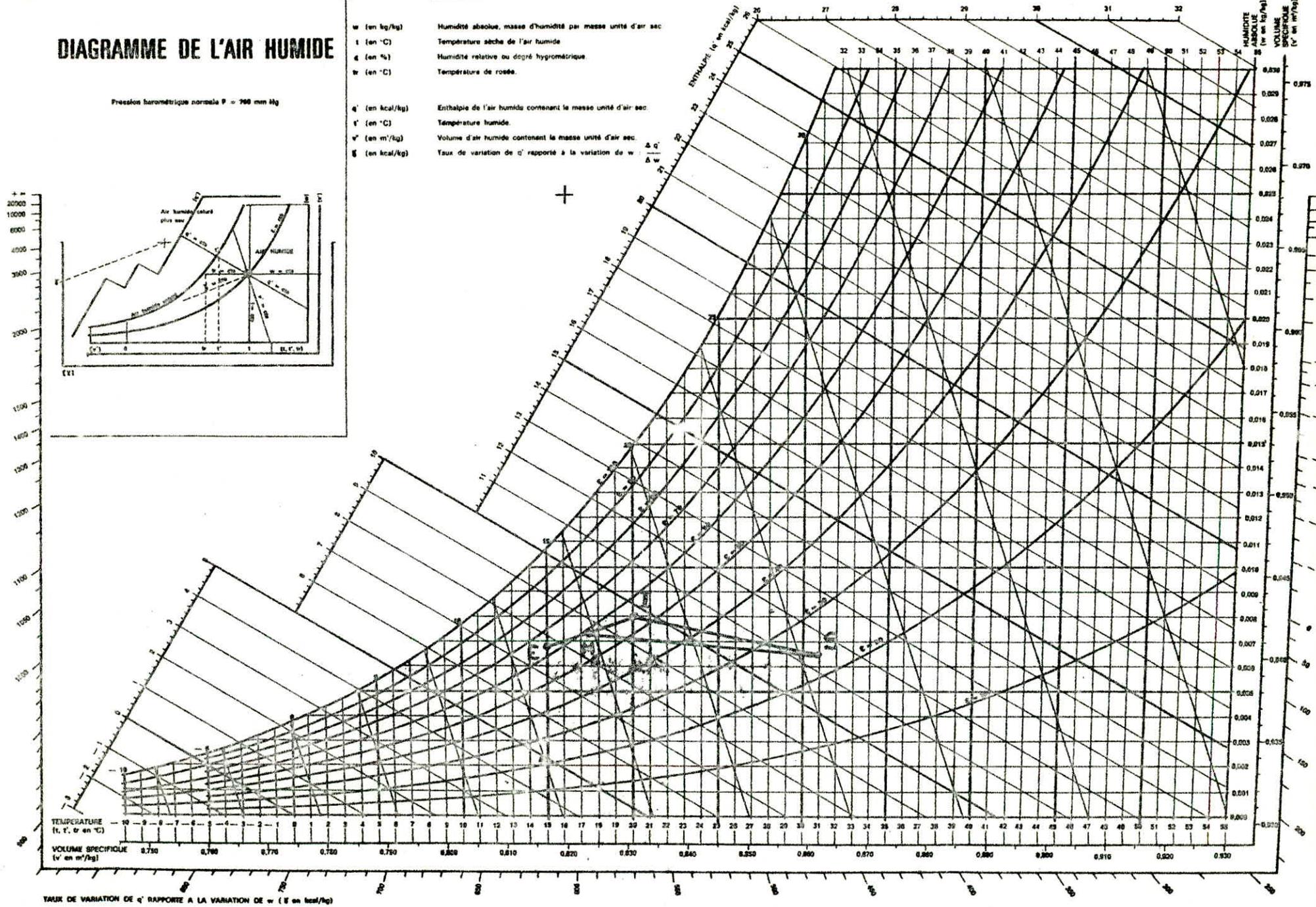
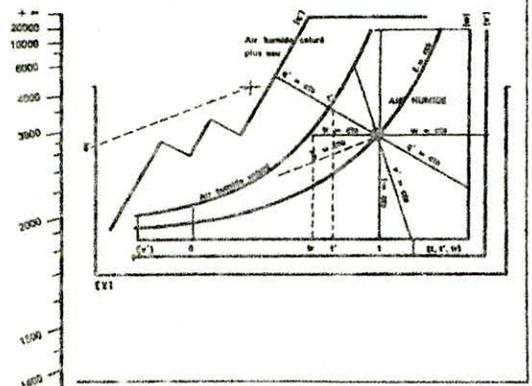
DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760 \text{ mm Hg}$

- w (en kg/kg) Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec
- t (en °C) Température sèche de l'air humide
- φ (en %) Humidité relative ou degré hygrométrique
- tr (en °C) Température de rosée
- q' (en kcal/kg) Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec
- t' (en °C) Température humide
- v' (en m³/kg) Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec
- ε (en kcal/kg) Taux de variation de q' rapporté à la variation de w

ENTHALPIE (q' en kcal/kg)

HUMIDITE ABSOLUE (w en kg/kg)
VOLUME SPECIFIQUE (v' en m³/kg)



TEMPERATURE (t, t', tr en °C)

VOLUME SPECIFIQUE (v' en m³/kg)

TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (ε en kcal/kg)

Pour la vérification nous avons :

$$h_m = \frac{h_i + h_e}{2} = \frac{9,71 + 7,75}{2} = 8,73 \text{ Kcal/Kg}$$

$$x_m = \frac{x_i + x_e}{2} = \frac{8 + 6,9}{2} = 7,45 \text{ g/Kg}$$

$$t_m = \frac{t_i + t_e}{2} = \frac{15 + 20}{2} = 17,5$$

3362 Nombre de personnes = 200

$$m_n = 4800 \text{ Kg/h}$$

$$Q_p = 19760 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} = 18330 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} - Q_p = 1430 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta E = 14000 \text{ g/kg}$$

$$Q : (15,200) = 7980 \text{ Kcal/h}$$

Prenons $m_s = 4800 \text{ Kg/h} = m_n$

Calculons maintenant les valeurs de h_s et de x_s après avoir résolu le système d'équations 333b. Sachant que m_s est connu.

$$h_s = 9,41 \text{ Kcal/Kg}$$

$$x_s = 5,08 \text{ g/Kg}$$

Puis portons sur le diagramme 3362 le point S dont les coordonnées sont h_s , x_s , t_s . Cette dernière coordonnée n'étant pas connue nous la lisons directement.

$$t_s = 26^\circ < 35^\circ$$

T_s	ϕ_s	h_s	x_s
26	25	9,4	5,08

- Tableau 3362 a

Nous remarquons dans ce cas qu'il y a uniquement de l'air neuf qui est utilisé. Donc cet air n'aura été que très faiblement chauffé vu la puissance calorifique totale exigée (7980 Kcal/h). Et c'est d'ailleurs la raison qui explique le fait que l'enthalpie de soufflage ($h_s = 9,41$) soit inférieure à celle de l'air ambiant ($h_a = 9,71$). Cette infériorité influe énormément sur la température de l'air de soufflage (t_s) qui baisse jusqu'à 26° .

La faible différence de température $t_s - t_i = 6^\circ$ laisse déjà apparaître le fait que nous devons procéder uniquement à une ventilation. Car en fait quand le registre d'air repris est fermé (débit $m_r = 0$) la voie du chaud, sur la vanne, est obstinée, chose que nous verrons un peu plus en détail dans le paragraphe, fonctionnement de l'installation.

Ainsi l'utilisation unique de l'air neuf qui n'est presque pas chauffé sert en quelque sorte à une simple ventilation.

En ce qui concerne l'air de mélange nous avons dit précédemment que nous n'utilisons que l'air frais provenant de l'extérieur (air neuf). Cet air neuf avant de passer dans la batterie de chauffe ne subit aucune transformation donc, l'état de l'air de mélange sera identique à celui du milieu extérieur.

Chose que nous pourrions démontrer soit graphiquement soit par les calculs.

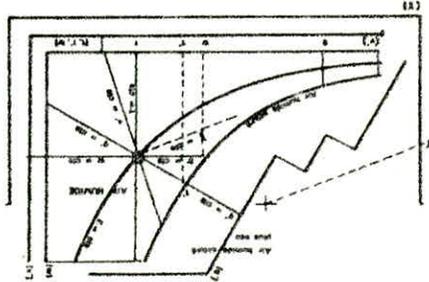
Nous savons que le rapport des débits d'air neuf et d'air de soufflage est égal à l'unité et donc $EI = IM$

$$\boxed{\frac{m_n}{m_s} = 1} \Rightarrow \boxed{\bar{EI} = \bar{MI}}$$

Et par conséquent le point M est confondu avec le point E et par lecture nous aurons les mêmes paramètres pour l'état d'air de mélange que ceux de l'état de l'air extérieur.

.../...

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE



Pression barométrique normale $P = 760$ mm Hg

- w (en kg/kg)
- t (en °C)
- h (en %)
- D (en °C)
- h' (en kcal/kg)
- t' (en °C)
- v' (en m³/kg)
- h (en kcal/kg)

Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec.
 Température sèche de l'air humide
 Humidité relative ou degré hygrométrique.
 Température de rosée

Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec.

Température humide

Volumé d'air humide contenant la masse unité d'air sec.

Taux de variation de q rapporté à la variation de w

DIAGRAMME 3568

$t_e = 15^\circ\text{C}$
 $N_p = 800$

Taux de variation de q rapporté à la variation de w (en kcal/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

VOLUME SPECIFIQUE
 (v, v' en m³/kg)

TEMPÉRATURE
 (t, t' en °C)

d'où le tableau suivant

tm	ϕ_m	hm	xm
15	65	7,75	6,9

Les paramètres du tableau précédent pourrait être vérifiés par les calculs sachant que:

$$m_r = m_s = m_n = 0$$

$$h_m = \frac{h_e + (m_r/m_n)h_i}{1 + m_r/m_n} = h_e = 7,75 \text{ Kcal/Kg}$$

$$x_m = \frac{x_e + (m_r/m_n)x_i}{1 + m_r/m_n} = x_e = 6,9 \text{ g/Kg}$$

3363 Nombre de personnes = 300

$$m_n = 7200 \text{ Kg/h}$$

$$Q_p = 29640 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} = 18330 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{se} - Q_p = -11310 \text{ Kcal/h}$$

$$\Delta E = 21000 \text{ g/h}$$

$$Q_t(15, 300) = 2800 \text{ Kcal/h}$$

Déjà le fait que $Q_t(15, 300) = 2800 \text{ Kcal/h}$, valeur très faible et par conséquent négligeable, nous constatons qu'il n'est pas donc nécessaire de procéder au chauffage de la salle, chose que nous allons vérifier par les calculs comme pour les situations précédentes.

soit

$$m_s = 7200 \text{ Kg/h} = m_n$$

en calculant

$$h_s = -6 \text{ Kcal/Kg}$$

$$x_s = 6,08 \text{ g/Kg}$$

Ces deux dernières valeurs reportées sur le diagramme de l'air humide nous donne pour le point S une température de soufflage :

$$t_s = 12^\circ < 35^\circ$$

Condition qui se trouve vérifiée et donc en principe nous pourrions adopter la valeur de 12° comme température de soufflage. Chose qui est impossible car nous remarquons que non seulement cette température est inférieure à la température ambiante, mais qu'elle est aussi inférieure à la température extérieure.

$$t_s < t_e$$

Solution qui n'est possible que dans le cas d'une climatisation où il s'agit de faire passer l'air neuf, dans une chambre frigorifique, afin de la refroidir et de le pulser dans le local à $t_s < t_e$.

$t_s < t_i$ s'explique par le fait que nous avons utilisation unique d'air neuf qui est très faiblement chauffé, car 2800 kcal/h comme puissance calorifique est un résultat négligeable devant la charge calorifique maximale qui est environ de 67500 Kcal/h. C'est pourquoi nous constatons que l'enthalpie de l'air au soufflage ($h_s=6$) est inférieure à celle de l'air ambiant ($h_i = 9,71$), chose qui explique parfaitement la forte diminution de la température de soufflage exigée par les conditions intérieures pour maintenir une température ambiante de 20° . Donc dans ce cas il est nécessaire de refroidir le local malgré que nous soyons en hiver, et ce à cause d'une forte densité d'occupation et d'une température extérieure élevée (15°) de telle sorte que le chauffage de l'eau se trouve complètement coupé.

Ainsi il n'y aurait plus de fourniture de chaleur en fonction de la température extérieure mais uniquement une ventilation du local.

C'est pourquoi la température de soufflage doit être inférieure à celle de l'état ambiant, car les sources d'énergie calorifique internes l'emportent et couvrent largement les besoins en chaleur du local. Mais par contre elle ne doit pas être en dessous de la valeur de la température de l'état extérieur car nous ne disposons pas de chambre froide.

En résumé : Comme nous avons dit, que nous ne pouvons prendre $t_s = 12^\circ$ comme température de soufflage et, que nous procédons à une simple ventilation, nous sommes amenés à arrêter la chaudière et à prendre comme état de l'air de soufflage celui de l'état de l'air extérieur. Doù le point S est confondu avec le point E et aura les mêmes coordonnées.

t_s	φ_s	h_s	x_s
15	65	7,75	6,9

- Tableau 3363

Pour ce qui est de l'état de l'air de mélange, il est identique à ceux de l'air extérieur et de l'air de soufflage. Car quand on coupe le chauffage et que l'on procède à une ventilation l'air ne subit aucune transformation au cours de son évolution, c'est à dire que, comme il pénètre dans le caisson, il est recueilli au soufflage et ce au même état. Résultats vérifiables par les calculs ou graphiquement.

Nous savons que

$$\frac{m_m}{m_s} = 1 \Rightarrow \overline{MI} = \overline{EM} = \frac{\overline{EI}}{2}$$

Donc le point M se trouve confondu avec les points E et S et par conséquent il aura les mêmes coordonnées que ces 2 points, pour cela se référer au diagramme 3363.

... / ...

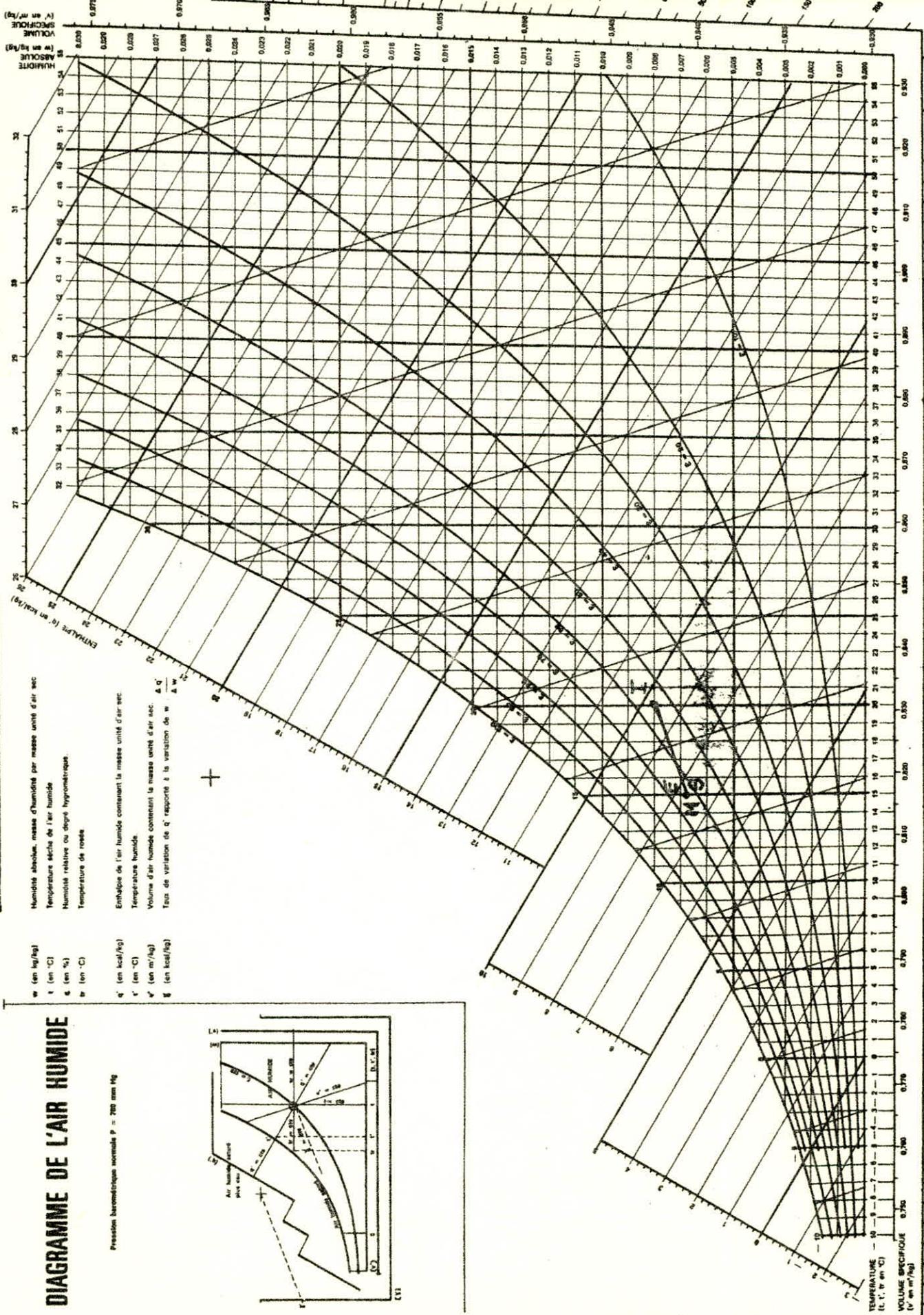
Sachant que $m_r = m_s - m_n = 0$, à partir des calculs il sort que

$$\begin{aligned} h_m &= h_e = 7,75 \text{ Kcal/Kg} \\ x_m &= x_e = 6,9 \text{ g/Kg} \\ t_m &= t_e = 15^\circ \end{aligned}$$

D'où le même tableau pour l'état de l'air de mélange que le tableau 3363.

DIAGRAMME 3363

$C_e = 15^\circ C$
 $N_p = 300$

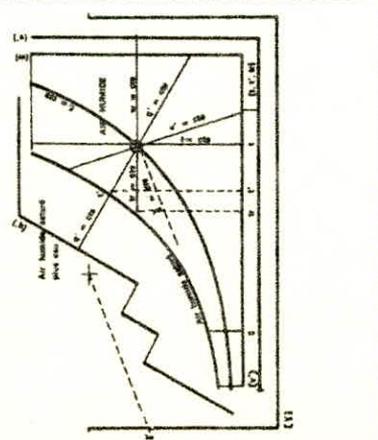


Humidité absolue, masse d'humidité par masse unité d'air sec
 Température sèche de l'air humide
 Humidité relative ou degré hygrométrique
 Température de rosée
 Enthalpie de l'air humide contenant la masse unité d'air sec
 Température humide
 Volume d'air humide contenant la masse unité d'air sec
 Taux de variation de q' rapporté à la variation de w

w (en kg/kg)
 t (en °C)
 ϕ (en %)
 t_w (en °C)
 h (en kcal/kg)
 t_w (en °C)
 q' (en m³/kg)
 t_w (en °C)
 w (en kg/kg)
 h (en kcal/kg)

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression barométrique normale $P = 760$ mm Hg



TAUX DE VARIATION DE q' RAPPORTE A LA VARIATION DE w (E en kcal/kg)

34 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'INSTALLATION
=====

Pour savoir comment fonctionne notre installation, nous devons toujours et avant toute chose nous référer au schéma thermique et analyser avec soins la manière dont réagira l'installation aux ordres précis transmis par les Appareils de Régulation.

Nous devons nous souvenir que la Régulation et l'Installation constituent un ensemble dont le fonctionnement dépend des actions réciproques de l'une sur l'autre.

Ainsi avant d'entrer dans le fonctionnement proprement dit de l'Installation, qui nécessite une étude thermique, nous devons présenter deux choses qui sont :

- L'Installation de chauffage
- L'Installation de régulation.

C'est-à-dire que nous essayerons de voir quels sont les appareils qui ont été retenus et qui sont susceptibles d'être utilisés dans notre Installation. Donc nous devons les énumérer et voir leur rôle avant de faire leur choix définitif.

341 INSTALLATION DE CHAUFFAGE

* Le chauffage de notre hall exige de la chaudière une puissance calorifique maximale d'environ 70 000 kcal/h, alors que celui de l'Entreprise de Conditionnement d'Air (E.C.A.)" exige une charge maximale de 75.000 kcal/h. Donc vu que notre charge utile exigée est inférieure à celle de l'E.C.A. nous allons garder la même chaudière que celle proposée par l'E.C.A. Car cette chaudière est en mesure de nous fournir les 70 000 kcal/h demandées.

+ Nous aurons aussi à utiliser autant que l'E.C.A. deux (2) pompes qui, serviront à faire circuler l'eau chaude. Il est possible de n'utiliser qu'une seule pompe, mais la deuxième a été installée pour la raison suivante :

Quand nous installons 2 pompes et qu'il y ait une défaillance quelconque de la part de l'une des deux pompes, l'autre, par une installation électrique bien appropriée, se mettra automatiquement en marche, afin de nous permettre d'isoler du circuit d'eau et de réparer la pompe défectueuse.

C'est pourquoi nous prévoyons deux pompes qui pourront être utilisées alternativement.

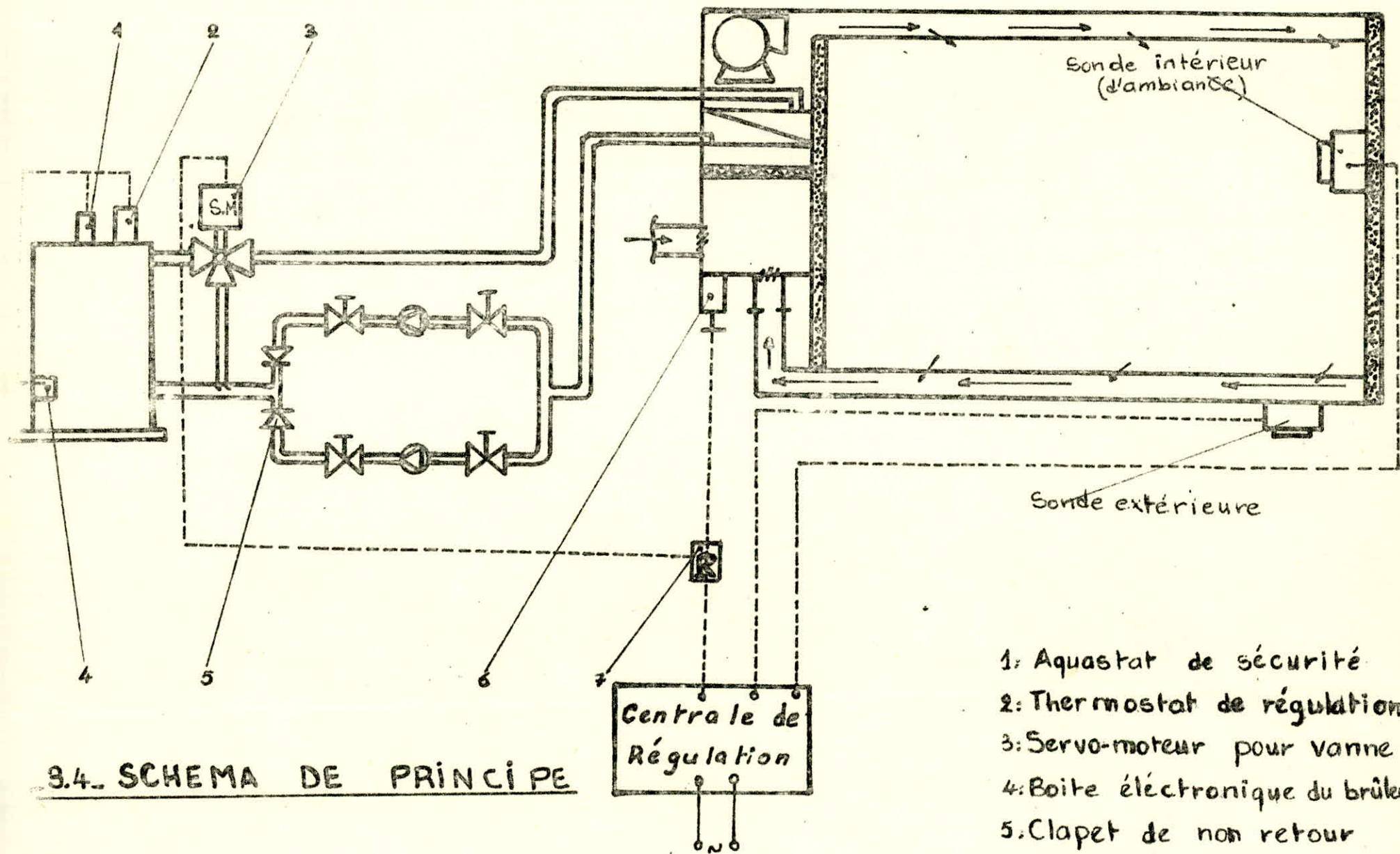
+ Nous aurons aussi un caisson de traitement d'air constitué par :

- Une chambre de mélange d'air dans laquelle débouchent les arrivées d'air neuf et d'air repris, dont les débits sont variables et selon les besoins calorifiques nous utiliserons des registres d'air motorisés.

- Un filtre d'air régénérable permettant de supprimer au passage les impuretés de l'air.

- Une batterie de chauffe transmettant à l'air une partie de la chaleur émise par l'eau chaude provenant de la chaudière.

- Ce caisson de traitement d'air est enfin composé d'un ventilateur dont le but est de diffuser l'air traité, à l'intérieur du local à climatiser, par l'intermédiaire des gaines de soufflage. Ce ventilateur est à transmission par courroie permettant de varier la vitesse de l'air pulsé. La puissance du ventilateur est déterminée pour le débit de soufflage maximum.



En hiver, l'air sera pulsé à grande vitesse car le débit est important, alors qu'en été il faut réduire cette vitesse car on ne procède qu'à une ventilation pure sans recyclage d'air.

342 INSTALLATION DE REGULATION

L'installation de régulation que nous proposons comprend les éléments suivants :

- Centrale de régulation dont le rôle a déjà été expliqué
- Une sonde extérieure
- Nous installons sur la chaudière un aquastat de régulation qui remplace la sonde plongeante et peut agir sur le brûleur.
- Deux servo-moteurs pour actionner les volets d'air et la vanne à trois voies motorisés.
- Une sonde d'Ambiance.

Dans ce qui suit nous allons voir en détail l'action de chacun de ces éléments et leur influence sur le fonctionnement de l'installation.

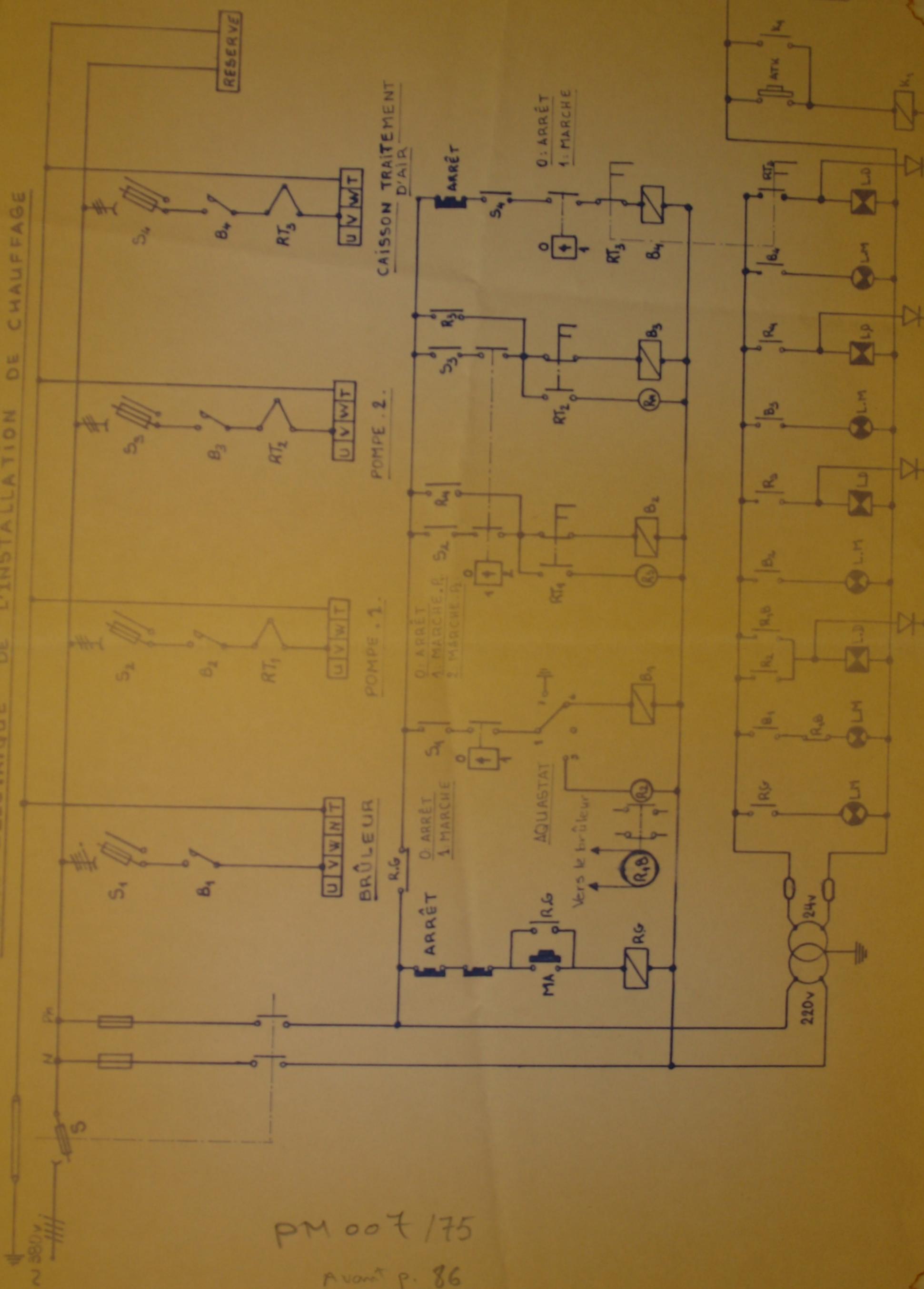
343 FONCTIONNEMENT DE L'INSTALLATION

Le schéma thermique de l'installation comprenant le dispositif de régulation étant déterminé, nous allons procéder à une analyse fonctionnelle de l'installation. Pour cela nous distinguerons les deux principales saisons et nous les traiterons séparément.

3431 HIVER

En hiver, où les conditions extérieures sont loin d'assurer le confort, il faut procéder à un chauffage de la salle où nous voulons assurer une température de 20°C.

SCHEMA ELECTRIQUE DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE



PM 007 / 75

Avant p. 86

Ce chauffage est réalisé par l'air de soufflage qui est préalablement chauffé dans la batterie de chauffe. Cette batterie de chauffe n'est qu'un point de transfert dans l'installation. Elle reçoit des calories par l'intermédiaire d'un réseau d'eau chaude provenant d'une chaudière, et elle les transmet à l'air qui la traverse.

Pour mieux comprendre les détails de fonctionnement pendant cette saison nous allons prendre un exemple.

Supposons que l'on ait à l'extérieur une température de 5°C prélevée par la sonde extérieure. Nous devons procéder à un chauffage conformément aux calculs effectués précédemment. La chaudière délivrera de l'eau à une température croissante jusqu'à la valeur limite de 90°C . A cet instant l'aquastat de régulation, placé sur la chaudière, donne l'ordre au brûleur de s'arrêter. Cette valeur de 90°C est une valeur limite maximale.

L'eau chaude délivrée par la chaudière se dirigera dans le réseau de distribution et alimentera la batterie de chauffe en calories. L'air traverse cette batterie, se chauffe au contact de la batterie de chauffe et transporte les calories dans le local à chauffer. Si la température intérieure est de 20°C les conditions de confort sont réalisés. Mais tant que cette température n'est pas atteinte on continue de procéder au chauffage. Mais dès que la température intérieure est de 20°C , l'information est transmise au cerveau du régulateur par l'intermédiaire de la sonde d'ambiance. Le cerveau lui même transmettra des signaux à 2 servo-moteurs travaillant en cascades l'un pour les registres d'air et l'autre pour la vanne motorisée.

D'ailleurs l'information sur la température intérieure est constamment transmise au CERVEAU du régulateur

Trois cas peuvent se présenter :

a. Ti < 20°C .

Le premier servo-moteur relié à l'axe des registres d'air agira pour réduire le débit d'air extérieur et augmenter le débit d'air de reprise et ce d'une façon progressive et continue.

Ainsi le débit d'air neuf étant plus faible et le débit d'air repris plus grand, l'apport de chaleur sera plus considérable et la température désirée dans le local sera atteinte plus rapidement.

Quant au deuxième servo-moteur, qui actionne la vanne à trois voies il ouvre la vanne du circuit d'eau chaude afin d'apporter plus de calories à la batterie de chauffe. Mais nous avons déjà dit que ces deux moteurs travaillaient en cascade, c'est-à-dire que lorsque le registre d'air neuf se ferme, le registre d'air de reprise et la voie chaude de la vanne s'ouvrent.

$$\underline{B - T_i > 20^\circ\text{C.}}$$

Le principe de fonctionnement de l'installation dans ce cas sera similaire au cas précédent à une différence majeure près. Le registre d'air neuf s'ouvrira alors que le registre d'air repris et la voies chaude de la vanne se reformeront.

Ainsi l'air arrivant à la batterie de chauffe (elle-même disposant de moins de calories) sera plus frais et n'emportera dans le local que peu de calories ce qui aura pour effet de réduire la température intérieure.

$$\underline{C - T_i = 20^\circ\text{C.}}$$

Cette situation n'est pas stable et ne dure que l'espace de quelques instants car les échanges de chaleur ne sont pas constants et la température du local oscille sans arrêt autour de cette valeur d'équilibre. Donc en fin de compte nous serons toujours dans l'un des deux cas précédents.

Supposons maintenant une situation qui prévaut à chaque arrivée ou départ de train.

La température intérieure est de 20°C et le train est attendu d'une minute à l'autre. Donc nous supposons par là que la salle est occupée et l'apport ou le dégagement de chaleur par les personnes est considérable. Cet apport de chaleur est une perturbation. Analysons le comportement du dispositif de régulation devant cette situation.

Avec l'apport de chaleur la température du local va augmenter. Cette situation est enregistrée par la sonde et l'information est transmise au cerveau du régulateur qui transmettra un signal en conséquence aux 2 thermo-moteurs là, encore, nous sommes dans la même situation que celle décrite au § 3431b ($T_i > 20^{\circ}\text{C}$) et les opérations d'ouverture et de fermeture de la vanne et des registres seront identiques. Ainsi la température sera encore une fois ramenée au voisinage de la valeur prescrite. Mais dès que le train repart la température du local a tendance à s'abaisser par suite de l'annulation de l'apport de chaleur par les personnes et il faut agir en conséquence pour augmenter les apports de calories dans le local et les opérations se dérouleront de la même manière que celle décrite au § 343a ($T_i < 20$).

3432 É T É.

Bien que le sujet de notre étude ne concerne que le chauffage en hiver nous essayerons d'adoucir la température en été en utilisant seulement l'installation telle qu'elle sans aucun équipement supplémentaires.

Pour cela nous procéderons à une ventilation.

En résumé nous aurons pour le cas, été et hiver le principe suivant :

. HIVER

- 1) Si on demande du chaud = on ouvre, sur la vanne, la voie du chaud.
 - on ouvre également le registre d'air recyclé
 - et on ferme le registre d'air neuf.

- 2) Si on demande du froid = on ferme la voie du chaud
 - on ferme le registre d'air recyclé
 - on ouvre le registre d'air neuf.

. ETE

On procède uniquement à une ventilation tout en modifiant le débit d'air neuf.

N _p	TEMPERATURE EXTERIEURE →		5°	10°	15°
	100	Débits d'air (Kg/h)	mn	2400	2400
mr			12000	9600	2400
ms			14400	12000	4800
ETAT de l'AIR SOUFFLAGE		ts	34°	30°6	31°
		ϕ_s	22%	27%	24%
		hs	12,84	11,94	11,47
		xs	7,51	7,42	6,54
ETAT de l'AIR MELANGE		tm	17°4	18°	17°5
		ϕ_m	60%	59%	60%
		hm	8,7	8,84	8,73
		xm	7,4	7,4	7,45
DEGAGEMENTS et APPORTS		Qp	9880	9880	9880
	Q _{se}	55000	36670	18330	
	ΔE	7000	7000	7000	
	Qt	59160	36730	13150	
200	Débits d'air (Kg/h)	mn	4800	4800	4800
		mr	12000	4800	0
		ms	16800	9600	4800
	ETAT de l'AIR au SOUFFLAGE	ts	31°	31°	26°
		ϕ_s	26%	24%	25%
		hs	11,81	11,47	9,41
		xs	7,17	6,54	5,08
	ETAT de l'AIR au MELANGE	tm	15°8	15°	15°
		ϕ_m	61%	62%	65%
		hm	8	7,6	7,75
		xm	6,9	6,7	6,9
	DEGAGEMENTS et APPORTS	Qp	19760	19760	19760
Q _{se}		55000	36670	18330	
ΔE		14000	14000	14000	
Qt		63320	36780	7980	
300	Débits d'air (Kg/h)	mn	7200	7200	7200
		mr	7200	900	0
		ms	14400	8100	7200
	ETAT de l'AIR au SOUFFLAGE	ts	31°3	30°4	15°
		ϕ_s	23%	20%	65%
		hs	11,47	10,58	7,75
		xs	6,54	5,41	6,9
	ETAT de l'AIR au MELANGE	tm	12°5	11°2	15°
		ϕ_m	68%	67%	65%
		hm	6,8	6,1	7,75
		xm	6,15	5,65	6,9
	DEGAGEMENTS et APPORTS	Qp	29640	29640	29640
Q _{se}		55000	36670	18330	
ΔE		21000	21000	21000	
Qt		67480	36840	2800	

TABLEAU RECAPITULATIF

II H A P I T R E IV

-o-

II HOIX

DES

II-) PPAREILS

-----oo0oo-----

/// CHAPITRE IV

CHOIX DES APPAREILS.

Jusqu'à présent nous avons parlé des besoins calorifiques sans faire de distinction entre les besoins réels et les besoins calculés.

Si la valeur des besoins réels est très importante dans le cadre du coût d'exploitation, la valeur calculée est décisive quant au choix de l'installation et des puissances d'exploitation. La valeur calculée ou théorique va nous permettre de faire le choix des appareils équipant l'installation comme le caisson d'air, et ses accessoires tels que chambre de mélange, filtres, batterie de chauffe et ventilateur, et les appareils de régulation.

Ce choix d'appareils se fera selon les critères suivants:

- * Les calculs de puissance, de débits et de toutes les données de l'installation.
- * Les considérations économiques.
- * Maintenance et entretien.

41 CAISSON D'AIR.

Le caisson d'air devant assurer le fonctionnement de notre installation se compose des éléments suivants:

- Chambre de mélange.
- Filtres.
- Batterie de chauffe.
- Caisson de ventilation.

Pour la désignation de l'appareil, nous allons utiliser des lettres et des chiffres.

-Où les lettres indiquent la disposition de l'appareil:

+ V = appareil vertical.

+ VH= appareil horizontal.

-Et où les chiffres indiquent le modèle de l'appareil en fonction du débit d'air devant être soufflé.

Pour effectuer le choix du caisson d'air nous devons considérer deux situations standard:

- L'une détermine la batterie de chauffe et consiste à prendre en considération la puissance calorifique maximale calculée soit $Qt(max)=67480$ Kcal/h.

- L'autre permet de faire le choix du ventilateur en partant du débit d'air maximum ($14000 \text{ m}^3/\text{h}$) et la puissance calorifique (63320 Kcal/h) nécessaire dans ce cas de débit.

Mais dans notre cas nous allons opérer avec la situation qui donne le débit maximum ($14000 \text{ m}^3/\text{h}$) et dont la puissance calorifique (63320 Kcal/h) a été calculée, car cela nous donne le même résultat que si nous devons faire le choix avec la puissance maximale (67480). D'ailleurs la batterie de chauffe, que nous aurons choisie, est capable de donner jusqu'à 80.000 Kcal/h, chose que nous verrons dans ce qui suivra et ainsi la condition de puissance calorifique maximale se trouve respectée.

Soit, pour le choix, les paramètres suivants:

- $m_s = 14000 \text{ m}^3/\text{h}$ Débit d'air traité (soufflé).
- $Q_t = 63320 \text{ Kcal/h}$ Puissance calorifique.
- $t_2 = 70^\circ$ Température de l'eau à la sortie de la batterie.
- $t_1 = 90^\circ$ Température de l'eau à l'entrée de la batterie.
- $t_m = 15^\circ\text{C}$ Température d'entrée de l'air dans la batterie.

411 Type

Le type est déterminé par des considérations d'encombrement. La disposition horizontale ou verticale n'influe pas sur le fonctionnement, les raisons d'encombrement nous obligent à opter pour le type V.

412 Modèle

Les caractéristiques de l'appareil sont données par les diagrammes (412a) et (412b). Nous tenons à signaler que sur le 1^{er} diagramme (412a) la puissance calorifique est prise directement si le fluide chauffant est à $90^\circ/70^\circ$ (entrée et sortie de l'eau dans la batterie) et si l'air à l'entrée de la batterie est à 10° . Dans le cas contraire la puissance calorifique (Q_t) doit être rectifiée, celle-ci (Q_{tc}) est obtenue en divisant la puissance nécessaire par le coefficient de correction (K_1) relevé sur le diagramme (412b).

Ainsi

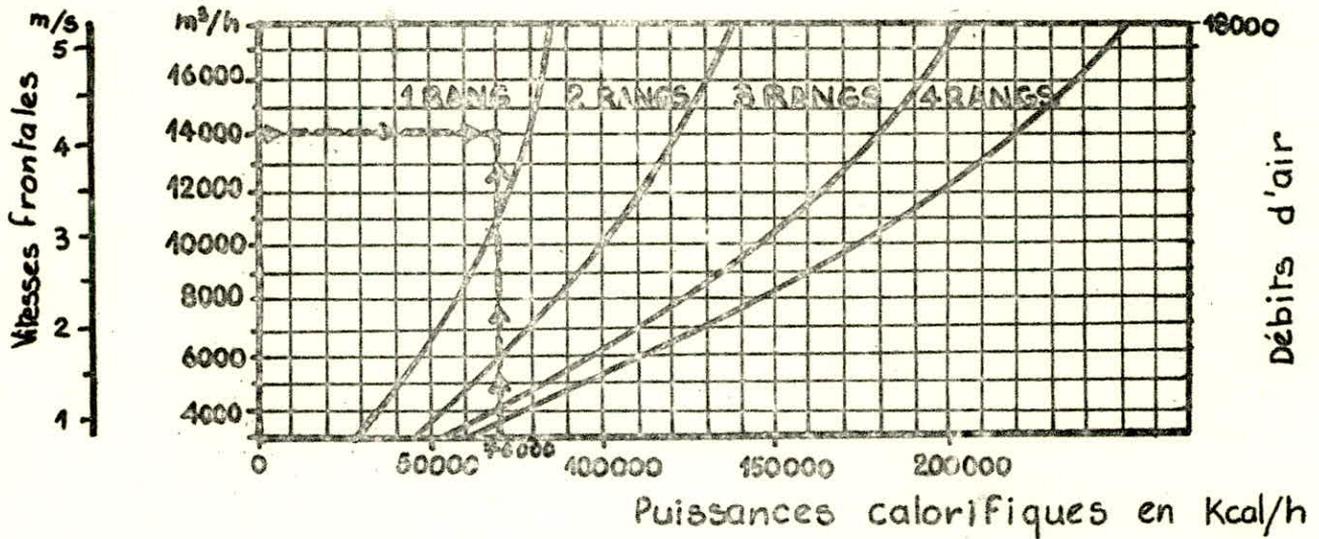
$$Q_{tc} = \frac{Q_t}{K_1}$$

Or dans notre cas le fluide chauffant est à $90^\circ/70^\circ$ ($\Delta t = 20$) mais la température d'entrée de l'air dans la batterie est de 15°C . Ce qui nécessite donc une correction de la puissance calorifique (Q_t) souhaitée qui est de 63320 Kcal/h .

Pour ce qui est de K_1 nous allons nous référer au diagramme (412b), qui nous donne un coefficient $K_1 = 0,91$ pour une température

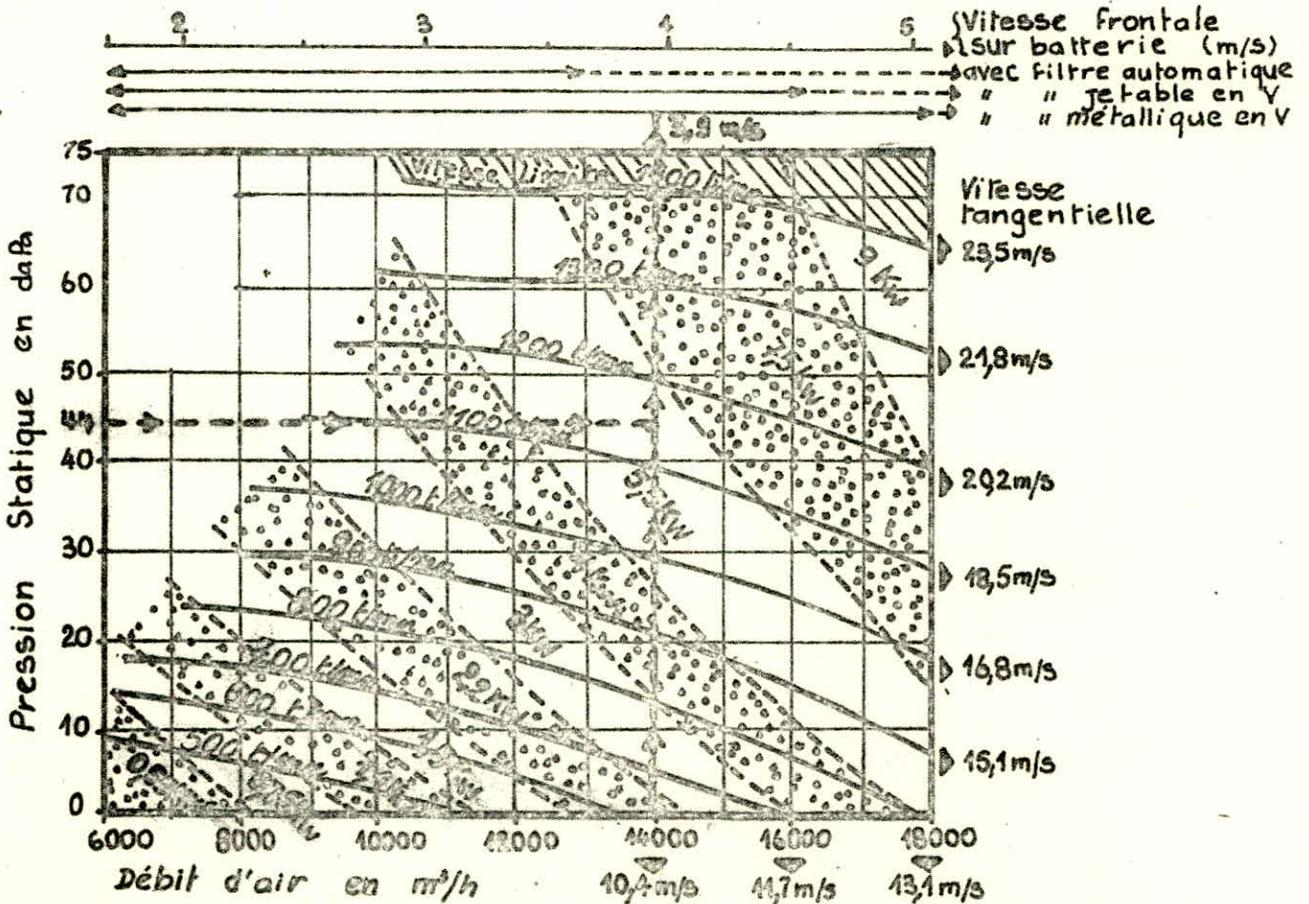
CARACTERISTIQUES DES BATTERIES CHAUDES

Diagramme 4.4.2 a



COURBES DES VENTILATEURS

Diagramme 4.4.4



COEFFICIENTS DE CORRECTION

Batterie - Eau chaude

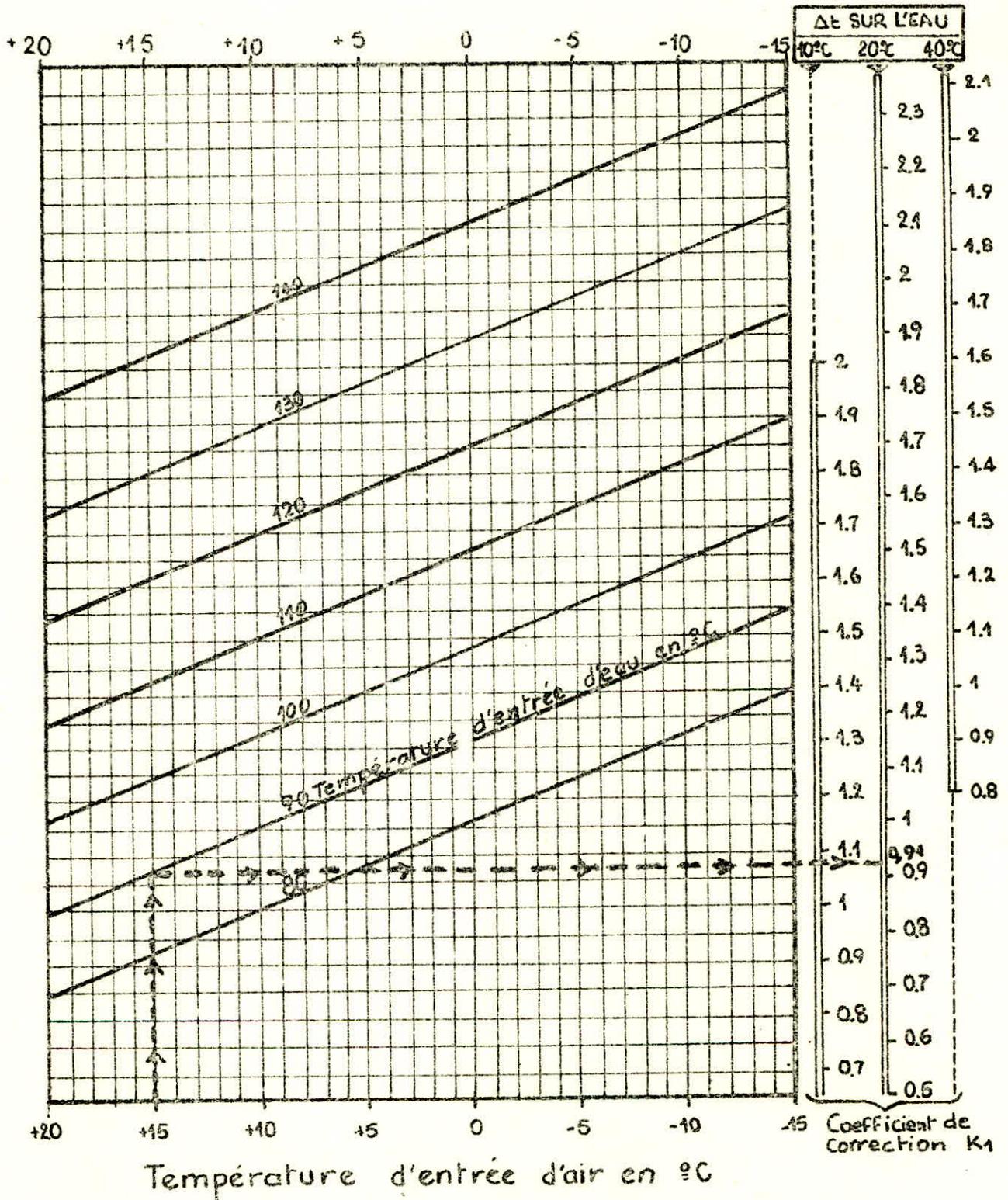


Diagramme 4.1.2. b

d'entrée de l'eau de 90°C, une température d'entrée de l'air dans la batterie de 15°C et une différence de température (90-70) de 20°C de l'eau à l'entrée et la sortie de la batterie.

$$\text{Ainsi } \left. \begin{array}{l} K_1 = 0,91 \\ Q_t = 63320 \text{ Kcal/h} \end{array} \right\} \longrightarrow Q_{tc} = \frac{63320}{0,91}$$

$$Q_{tc} = 70.000 \text{ Kcal/H}$$

$$m_s = 14.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

En reportant ces deux dernières valeurs sur le diagramme (412a), cela nous permet de choisir un caisson d'air "UNIVAIR" 10-20 dont la batterie de chauffe est à un rang et est capable de fournir jusqu'à 80000 Kcal/h.

413 Type de la batterie:

Le fluide chauffant traversant la batterie nous permet de choisir cette dernière. En effet pour de l'eau chauffée jusqu'à une température inférieure ou égale à 120°C il conviendrait de prendre une batterie en cuivre-aluminium du type WR 1.

414 Choix du ventilateur:

Nous devons déterminer la vitesse de rotation du ventilateur et la puissance électrique du moteur qui fait tourner ce ventilateur. Cela s'effectue au moyen des courbes caractéristiques des ventilateurs, propre à ce modèle 10-20, du diagramme (414) en fonction du débit d'air désiré et de la pression statique (ΔP) nécessaire. Cette dernière correspond à la somme de la pression (P_1) sur les gaines de reprise et de soufflage, et de la perte de charge (P_2) dans l'appareil.

4141 Pression P_1 :

Pour les charges thermiques nous avons pris les mêmes pertes de charge que celles dans le projet de l'ECA, c'est à dire

.../...

SPÉCIFICATIONS DES BATTERIES-PERTES DE CHARGE SUR L'AIR

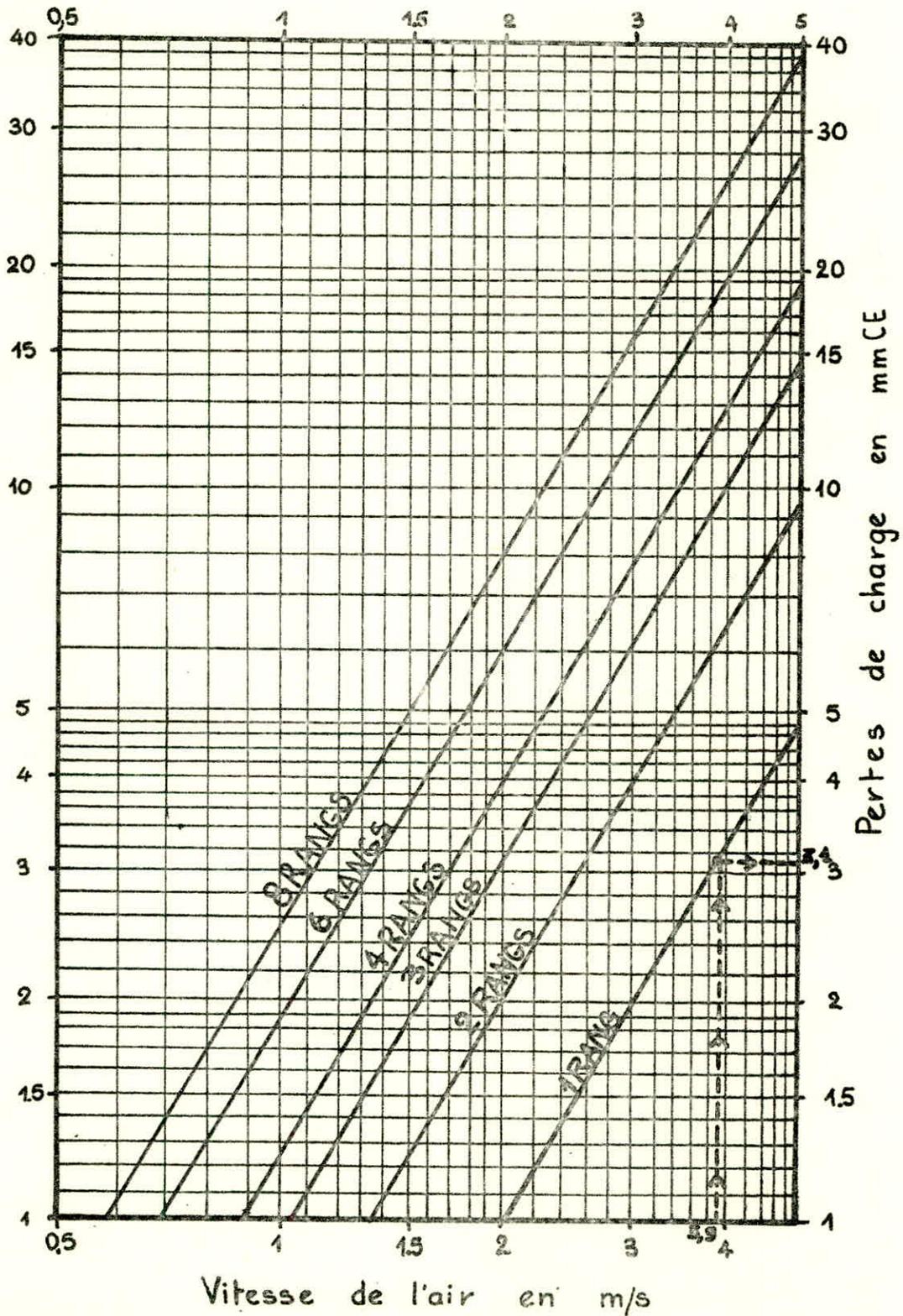


Diagramme 4.1.4.2 a

que nous avons pris $\underline{\underline{P_1 = 32 \text{ mmCE}}}$ comme perte de charge tenant compte du réseau de gaines de soufflage et de reprise.

4142 Perte de charge P_2 :

Cette perte de charge (P_2) est la somme des pertes de charge sur l'air à travers la batterie de chauffe et des pertes de charge sur l'air à travers les filtres.

a°) Pertes de charge sur l'air à travers la batterie:

Pour cela déterminons la vitesse frontale (V_f) de l'air, à travers la batterie, en la lisant sur le diagramme (414a) connaissant le débit d'air traité (m^3/s):

le diagramme donne $\underline{\underline{V_f = 3,9 \text{ m/s}}}$

Sachant que notre Univair 10-20 est à un rang, en nous référant au diagramme (4142a) nous lisons une perte de charge de: $\underline{\underline{3,1 \text{ mmCE}}}$.

b°) Pertes de charge sur l'air à travers les filtres:

Avant toute chose nous tenons à rappeler que nous sommes proposer d'utiliser des filtres régénérables. Or nous savons, toujours d'après les catalogues, que ce type d'appareil V 10-20 utilise 6 filtres en "V" métalliques de surface filtrante: $\underline{\underline{S_f = 1,8 \text{ m}^2}}$. De plus nous savons que la vitesse frontale (V_{af}), de l'air à travers les filtres, est obtenue en divisant le débit en m^3/s par la section frontale.

Ainsi

$$V_{af} = \frac{14000}{3600} \times \frac{1}{1,8} = \underline{\underline{2,16 \text{ m/s}}}$$

En reportant cette valeur sur le diagramme (4142b) et ce, en ne négligeant pas le fait que nos filtres doivent être régénérés quand leur surface frontale contient environ 500 g/m² de poussière.

D'où des pertes de charge de: $\underline{\underline{7,5 \text{ mmCE}}}$.

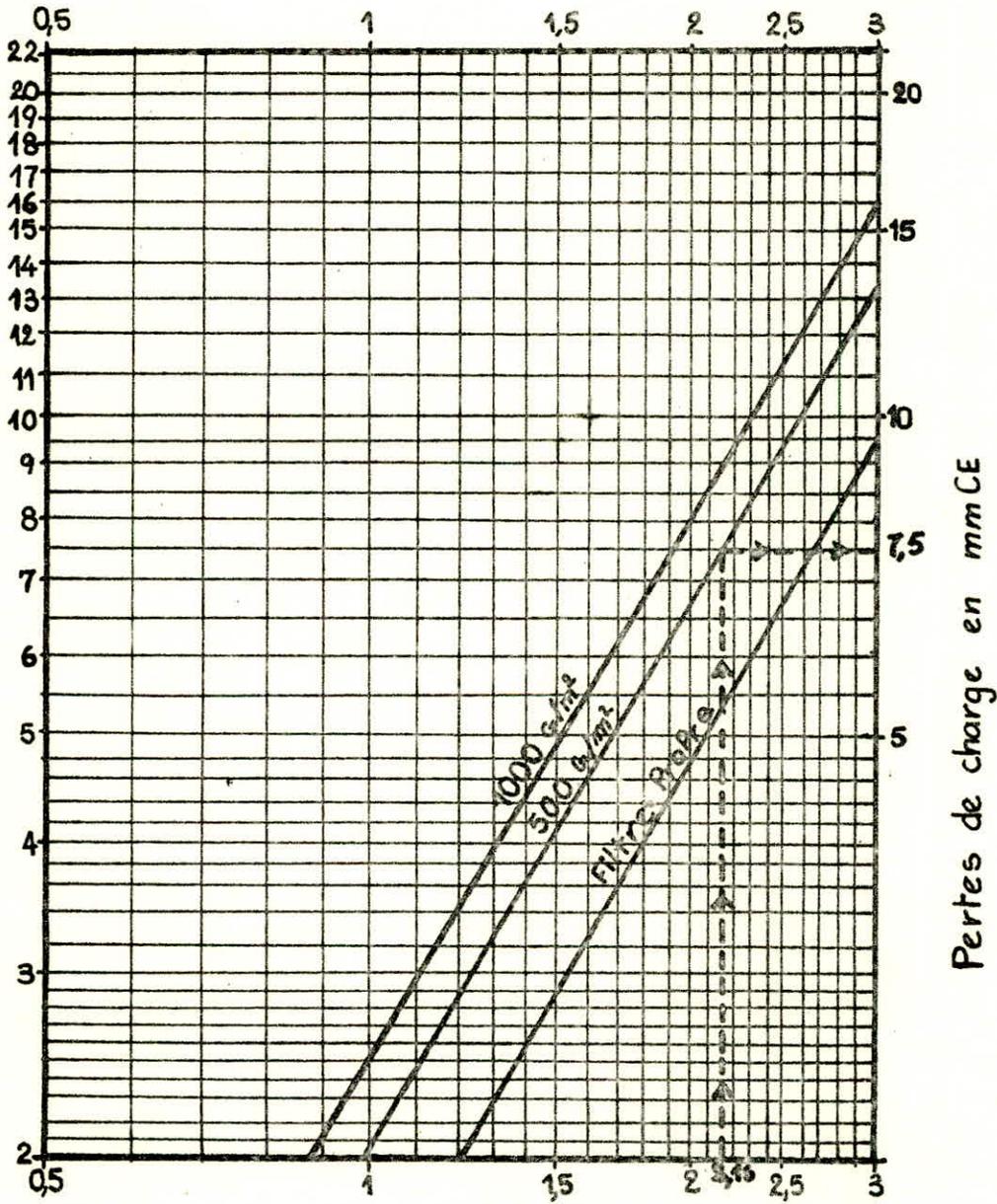
Et ainsi $P_2 = 3,1 + 7,5 = \underline{\underline{10,6 \text{ mmCE}}}$.

Valeur que nous devons prendre en considération, mais dans notre cas, nous avons dit précédemment que, nous prenons les mêmes pertes que celles de l'ECA. C'est pourquoi nous allons adopter: $\underline{\underline{P_2 = 12 \text{ mmCE}}}$

SPECIFICATIONS DES FILTRES

PERTES DE CHARGE SUR L'AIR

Vitesse de l'air en m/s



Débit d'air sur
une cellule de
500x500

Diagramme 4.1.4.2 b

D'où il sort un total de pertes de charge de:

$$\Delta P = P_1 + P_3 = 32 + 12 = 44 \text{ mmCE}$$
$$ms = 14000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Ces deux valeurs reportées sur le diagramme(414a) nous donnent pour le ventilateur une vitesse de rotation($V_r=1200 \text{ tr/mn}$) et pour le moteur une puissance de($P_m= 5,5 \text{ Kw}$);.

$V_r = 1200 \text{ tr/mn}$
$P_m = 5,5 \text{ Kw}$

Ce choix d'appareil V 10-20 avec une $V_r = 1200 \text{ tr/mn}$ et $P_m = 5,5 \text{ Kw}$, n'est valable que quand l'appareil joue le rôle de réchauffeur. Mais en été quand il s'agit de ventiler nous devons calculer la vitesse réduite(V_{re}) du ventilateur et la nouvelle puissance (P_{me}) du moteur. Et à partir de V_r et V_{re} nous faisons le choix du diamètre de la deuxième poulie devant servir en été, car il ne faut pas omettre que la transmission entre ventilateur et moteur a lieu par courroies.

Pour cela nous allons déterminer les nouvelles pertes de charge, c'est à dire la nouvelle pression statique($\Delta P'$) nécessaire. La gaine de reprise étant fermée, $\Delta P'$ va correspondre à la perte de charge sur la gaine d'air neuf, augmentée des pertes de charge sur la gaine de soufflage et dans l'appareil.

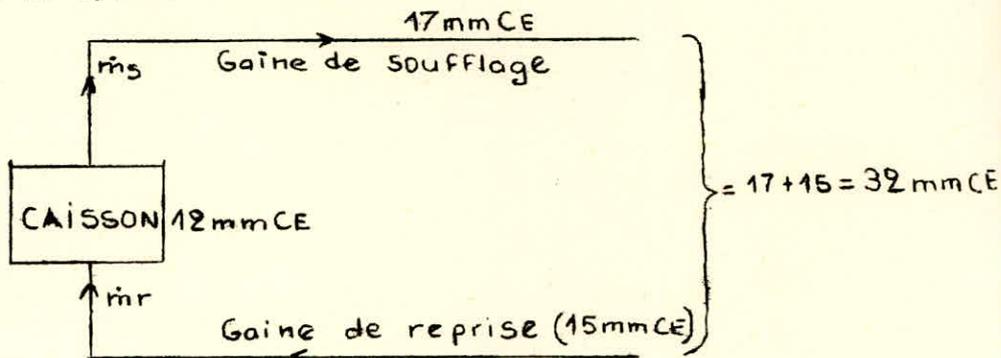
4143 Pertes de charge sur la gaine d'air neuf:

En été nous savons que nous n'utilisons que de l'air neuf donc, la gaine de reprise étant fermée sa perte de charge va être remplacée par celle sur la gaine d'air neuf que nous prendrons égale à environ 2 mmCE.

4144 Pertes de charge sur la gaine de soufflage:

Nous tenons à rappeler que les pertes de charge dans tout le circuit d'air, sont proportionnelles au carré du rapport d'air neuf et d'air de soufflage ($\frac{m'_{sn}}{ms}$)² sauf dans les filtres où le régime est laminaire elles sont proportionnelles au rapport des débits.

Soit le système suivant:



En hiver nous utilisons $m's = 14000 \text{ m}^3/\text{h}$

En été " " $m's = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

Ces débits d'air sont soufflés dans les cas extrêmes. Ce qui nous permettra de calculer les nouvelles pertes de charge ($\Delta P'_s$) sur la gaine de soufflage;

$$\Delta P'_s = \Delta P_s \left(\frac{m's}{m's} \right)^2 = 17 \left(\frac{6000}{14000} \right)^2 = \underline{3,12 \text{ mmCE}}$$

4145 Pertes de charge dans l'appareil:

Nous savons, qu'en hiver, les pertes dans l'appareil étaient de 12 mmCE; à ce sujet prenons 8,5 mmCE à travers les filtres et 3,5 mmCE comme pertes à travers la batterie.

a°) Pertes de charge à travers la batterie:

Nous avons, précédemment, dit que les nouvelles pertes à travers la batterie étaient proportionnelles au carré du rapport $\left(\frac{m's}{m's} \right)$

$$\Delta P_b = 3,5 \left(\frac{6000}{14000} \right)^2 = \underline{0,64 \text{ mmCE}}$$

b°) Pertes de charge à travers les filtres:

Pour ce dernier cas de pertes, elles sont proportionnelles au rapport $m's/m's$.

$$\Delta P_f = 8,5 \left(\frac{6000}{14000} \right) = \underline{3,64 \text{ mmCE}}$$

Ainsi il sort $\Delta P' = 2 + 3,12 + 0,64 + 3,64$

$$\Delta P' = 9,4 \text{ mmCE}$$

avec $m's = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$

.../...

Ces deux dernières valeurs reportées sur le diagramme 414 nous donnent:

$$\underline{V_{re} = 500 \text{ tr/mn.}}$$

$$\underline{P_{ne} = 0,55 \text{ Kw.}}$$

Le rapport(R) des deux vitesses Vr et Vre nous permet de déterminer le diamètre(D) de la poulie utilisée en été sachant que celui de la poulie utilisée en hiver est D₀.

$$R = \frac{V_r}{V_{re}} = \frac{1200}{500} = \frac{D}{D_0} = 2,4$$

Ainsi nous aurons

$$\underline{D = 2,4 D_0}$$

En définitif nous choisissons:

- 1 AERORECHAUFFEUR WESPER V 10-20
- 1 BATTERIE DE CHAUFFE Cu-Al WR 1 à un rang.
- 6 FILTRES METALLIQUES, de SURFACE FILTRANTE 1,8 m², en "V".
- 1 VENTILATEUR muni d'une POULIE de diamètre D₀.
Vr = 1200 tr/mn.
permettant de donner P_{in} = 5,5 Kw.
- 1 POULIE de diamètre D = 2,4 D₀, qui montée sur le moteur
permet de donner Vre = 500 tr/mn.
Pne = 0,55 Kw.

42 LES APPAREILS DE REGULATION.

Comme nous l'avons déjà dit le choix de ces appareils se fait suivant la précision, la sensibilité ou la vitesse de réponse...etc, de chaque appareil. Et dans certains cas le choix d'un appareil est fonction de celui d'un autre appareil.

.../...

421 Le régulateur (centrale de régulation).

Le choix de ce régulateur se fait selon ses caractéristiques et son application. Nous trouvons que, pour notre cas de régulation dans la gamme "BILLMAN & GYR", le régulateur RVF 10 est en mesure de remplir les conditions exigées par le fait qu'il présente les avantages suivants à savoir:

- Son circuit électronique est hautement perfectionné et n'exploite pas seulement la déviation (valeur mesurée/valeur de consigne) mais il exploite aussi automatiquement la vitesse de modification de cette déviation. Ce régulateur convient donc aussi bien pour des systèmes à boucle courte que pour des systèmes à boucle longue tel que régulation d'ambiance.

- C'est un régulateur à action P.I qui accorde automatiquement le temps de réglage, la bande proportionnelle et le mode de fonctionnement de l'asservissement sur le comportement du parcours de régulation.

- C'est un régulateur pouvant assurer le contrôle de la température; de l'humidité ou de la pression, de la température de soufflage, de la température ambiante (notre cas) ou de la température de départ d'une installation à boucle courte ou longue.

- C'est un régulateur muni d'un potentiomètre de valeur de consigne, dont la sensibilité en % de la plage de réglage est:

- . Pour la régulation thermique de $\pm 1\%$
- . " " " d'humidité de $\pm 2\%$
- . " " " de pression de $\pm 3\%$

- Et enfin de compte c'est un appareil, des plus simples, qui ne possède pas de réglage mais seulement un interrupteur de service qui permet d'interrompre son fonctionnement pour la durée des quelconques (réparation et contrôle du fonctionnement des appareils de réglage...etc).

Le seul inconvénient que présente ce type de régulateur dans notre cas, c'est qu'il ne peut régler la température d'ambiance en agissant directement sur deux servo-moteurs (celui des registres et celui de la vanne). C'est pourquoi nous sommes amenés à lui adjoindre un "Relais de positionnement à distance RYC 10".

L'association du RVF 10 et du RYC 10 permet d'accomplir une fonction bien déterminée, à savoir réglage de la température ambiante par commande des servo-moteurs, c'est à dire que le RYC 10 permet le positionnement d'un volet d'air en fonction de la température extérieure.

422 Les Sondes.

Du choix du régulateur va découler celui des sondes, c'est à dire que pour ce type de régulateur il est préférable d'utiliser la sonde extérieure QAC 4 et la sonde d'ambiance QAA 11n.

4221 Sonde QAC 4.

C'est un modèle très simple choisi par le fait qu'il résiste très bien à la corrosion. Il mesure la température superficielle du mur sur lequel il est placé et la température de l'air dans des proportions respectives de 35% et 65%. L'écart entre ces deux températures est généralement assez faible, mais la mesure de la température du mur permet de mieux faire intervenir l'inertie thermique du bâtiment.

4222 Sonde QAA 11n

C'est un modèle, pour montage mural avec une gamme de 5 à 35°C, qui fait parti de l'équipement par un RVF 10. Cette sonde permet la régulation de la température d'ambiance pour les installations de chauffage statique et de climatisation.

Ces deux modèles de sondes QAC 4 et QAA 11n ont un mode de fonctionnement basé sur le principe qui fait que: c'est la valeur de l'élément de mesure qui varie avec la température modifiant ainsi le signal destiné au régulateur.

423 Les Servo-moteurs.

La série "SQ", des servo-moteurs, se prête à des usages pratiquement illimités pour toutes les fonctions de régulation et de commande dans les domaines de chauffage, de la ventilation et de la climatisation, en raison même de leur construction, de leur équipement électrique et de la possibilité d'incorporer des contacts auxiliaires des potentiomètres...etc.

4231 Servo-moteur des registres d'air.

Son choix est fonction du relais RYC 10 et du temps de réponse du potentiomètre au signal transmis par le régulateur. Ce temps de réponse est le temps de rotation du système obstruant l'une ou l'autre des voies d'air. Ce temps doit être choisi par le projecteur, dans notre cas nous avons pris 120 secondes.

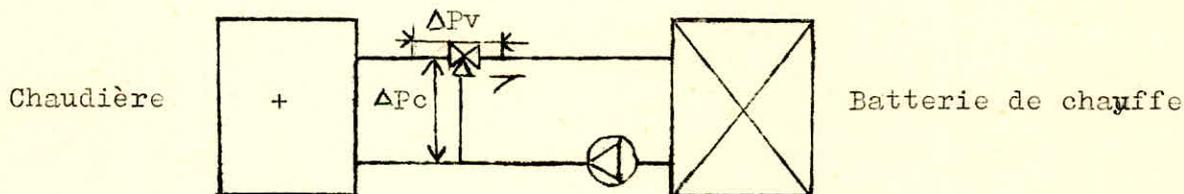
Ainsi le servo SQE 3nK muni d'un potentiomètre ASZ 3 dans la série 02, répond très bien aux conditions de choix.

4232 Servo-moteur de vanne.

Le choix de ce dernier dépend de celui de la vanne sur laquelle il va être installé.

a°) Choix de la vanne.

En principe cette vanne doit avoir une perte de charge (ΔP_v), au débit maximum d'eau (m_{eau}), qui soit égale ou supérieure à la perte de charge de la chaudière et de la conduite (ΔP_c) au débit maximum d'eau m_{eau} (se référer à la figure suivante).



Et ainsi à partir de ΔP_v et du diamètre de la vanne (que nous calculerons par la suite) nous pourrons faire notre choix .

Mais comme nous ne pouvons avoir exactement ces pertes ΔP_c , nous allons procéder d'une autre manière dans le choix. Cela consiste à prendre en considération le métal constituant le corps de la vanne et le nombre de voies la constituant.

Nous savons que nous devons utiliser une vanne mélangeuse, donc à trois voies dont le corps doit être relié à la conduite de préférence par brides. D'autre part nous savons que le fluide, servant au chauffage de l'air, à savoir l'eau, est chauffé à 90° ($95^\circ C$ maximum).

Or comme la fonte peut être utilisée pour des températures allant jusqu'à 120°C, nous pourrions donc, choisir une vanne à trois voies dont le corps à brides est en fonte. Pour cela la vanne du type X1f répond très bien aux conditions précédentes.

Ce type de vanne est notorisable avec les servo- moteurs suivants:

SQD2 \varnothing 25 à 40

SQE3 \varnothing 50 à 100

Ainsi il nous manque, pour notre choix définitif, le diamètre de la vanne qui est le même que celui de la conduite d'eau.

Pour cela soit:

$$\left. \begin{array}{l} Q_t = 63320 \text{ Kcal/h} \\ t_1/t_2 = 90/70 \end{array} \right\} \longrightarrow \frac{Q_t}{t_1 - t_2} = \dot{m}_{\text{eau}}$$

Or $\dot{m}_{\text{eau}} = V_{\text{eau}} \times A$

Où V_{eau} est la vitesse de l'eau en m/s.

A est la section de la conduite en m^2 .

Si nous prenons une vitesse moyenne de l'eau de; 1,5 m/s et sachant que $A = \frac{\pi d^2}{4}$ où (d) est le diamètre de la conduite, nous trouvons: $d = 27 \text{ mm}$. Comme dans le cas des vannes les diamètres sont normalisés à 15; 20; 25; 32...etc, nous allons donc adopter:

$d = 25 \text{ mm}$

Cette dernière valeur nous permettra d'opter pour un servo capable de donner une réponse en 133". D'où une vanne notorisable:

SQD 2 X 1f 25

Tout cela étant fait essayons de faire une récapitulation, dans ce qui suivra, de tout le matériel choisi que ce soit en chauffage ou en régulation.

.../...

TABLEAU RECAPITULATIF DU MATERIEL CHOISI

Des catalogues WESPER.

1	AERORECHAUFFEUR	V 10-20
1	BATTERIE DE CHAUFFE A 1 RANG Cu-Al	WR 1
6	FILTRES METALLIQUES en V SURFACE FILTRANTE	1,8 m ²
1	VENTILATEUR et 1 MOTEUR muni de deux poulies:	
	- L'une de Diamètre D ₀ permettant de donner en hiver:	Vr = 1200 tr/mn Pm = 5,5 Kw
	- L'autre de diamètre D = 2,4 D ₀ donnant en été	Vre = 500 tr/mn Pne = 0,55 Kw

Des catalogues BILLMAN & GYR.

1	REGULATEUR VARIOGYR	RVF 10
1	RELAIS DE POSITIONNEMENT	RYC 10
1	SONDE D'AIR NEUF	QAC 4
1	SONDE D'AMBIANCE	QAA 11n
1	VANNE MOTORISABLE	SQD 2 X1f25
1	SERVO-MOTEUR DE VOLERS	SQE 3 nK

- II CHAPITRE V -

COMPARAISON ET ETUDE ECONOMIQUE
DES DEUX SOLUTIONS

=====

Maintenant que nous avons présenté les deux solutions nous allons procéder à une analyse qualitative. De même nous établirons les coûts d'exploitation. Dans tout ce qui suit nous appelons solution n° 1 la solution arrêtée par l'entreprise de conditionnement d'air et solution n° 2 la solution que nous avons arrêtée lors de notre étude.

5.1. ANALYSE QUALITATIVE

Nous avons déjà vu, que pour la solution n° 1, le débit d'air neuf est constant et il est calculé pour un renouvellement suffisant pour (200) deux cents personnes.

Supposons qu'il n'y ait pas de passage de train prévue à un certain moment de la journée. Dans le hall de la gare, il n'y a pas de voyageurs. Il n'y aura que les employés, si la température extérieure est de 5° C, le local sera insuffisamment chauffé et les employés de la gare seront dans l'obligation de procéder manuellement à la fermeture des volets d'air neuf et de réouvrir ces mêmes volets dès que l'occupation du local devient plus importante.

Donc pour assurer le confort thermique dans les conditions citées ci-dessus, la solution n° 1 exige des commandes manuelles qui ne sont pas toujours agréables à faire et dans ce cas précis quelle est l'utilité de la régulation.

Par contre la solution n° 2 n'exige pas ces manipulations tout en assurant le confort voulu. En effet les volets d'air sont commandés par un servo-moteur lui même relié à la centrale de régulation qui reçoit l'information sur le confort par l'intermédiaire de la sonde d'ambiance.

5.2. HYPOTHESES DE CALCUL

Pour le coût d'investissement en équipement, nous considérons qu'il est sensiblement le même pour les deux solutions car si pour la solution n° 2, nous utilisons des équipements supplémentaires (qui sont d'un coût minime par rapport au coût global de l'installation) il ne faut pas perdre de vue que nous avons la possibilité d'opter pour une chaudière de capacité calorifique moindre et autres équipements.

Ainsi le coût des équipements supplémentaires est compensé par les économies réalisées sur certains équipements.

Pour les coûts d'exploitation, nous regrettons de ne pouvoir faire une étude détaillée. En effet, nous ne connaissons pas les durées d'exploitation pour ces situations données. Ainsi nous nous limiterons à faire le calcul pour des coûts horaires d'exploitation pour des situations bien définies.

Nous espérons quand même que cette étude montrera tout l'intérêt d'une régulation bien adaptée à l'installation de chauffage.

5.3. CHAUFFAGE

Pour la saison de chauffe, nous allons exprimer les besoins calorifiques pour les deux solutions.

5.3.1. Solution n° 1

Nous gardons la même notation que précédemment. Nous avons dit que le débit d'air neuf \dot{m}_n est constant :

$$\dot{m}_n = 200 \times 20 \times 1,2 = 4.800 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_n = 4.800 \text{ kg/h}$$

$$\underline{Q_t = Q_{se} - Q_p + \dot{m}_n (h_i - h_e)}$$

a- $N_p = 200$ personnes

- $T_{ex} = 5^\circ\text{C}$

$$Q_t = 55.000 + 4.800 (9,71 - 3,86) - 98,8 \times 200$$

$$Q_t = 63.320 \text{ Kcal/h}$$

- $T_{ex} = 10^\circ\text{C}$

$$Q_t = 36.670 + 4.800 (9,71 - 5,57) - 98,8 \times 200$$

$$Q_t = 36.780 \text{ Kcal/h}$$

- $T_{ex} = 15^\circ\text{C}$

$$Q_t = 18.330 + 4.800 (9,71 - 7,75) - 98,8 \times 200$$

$$Q_t = 7.980 \text{ Kcal/h}$$

b- Np = 100

- Tex = 5°C

$$Q_t = 55.000 + 4.800 \times 5,85 - 98,8 \times 100$$

$$Q_t = 73.200 \text{ Kcal/h}$$

- Tex = 10°C

$$Q_t = 36.670 + 4.800 \times 4,14 - 98,8 \times 100$$

$$Q_t = 46.620 \text{ Kcal/h}$$

- Tex = 15°C

$$Q_t = 18.330 + 4.800 \times 1,96 - 98,8 \times 100$$

$$Q_t = 17.860 \text{ Kcal/h}$$

c- Np = 20 personnes

- Tex = 5°C

$$Q_t = 55.000 + 4.800 \times 5,85 - 98,8 \times 20$$

$$Q_t = 81.100 \text{ Kcal/h}$$

- Tex = 10°C

$$Q_t = 36.670 + 4.800 \times 4,14 - 98,8 \times 20$$

$$Q_t = 54.570 \text{ Kcal/h}$$

- Tex = 15°C

$$Q_t = 18.330 + 4.800 \times 1,96 - 98,8 \times 20$$

$$Q_t = 25.760 \text{ Kcal/h}$$

5.3.2. Solution n° 2

Nous allons récapituler les résultats

a- Np = 200 personnes

tex	5°	10°	15°
Qt	63.320	36.780	7.280

b- Np = 100 personnes

Tex	5°	10°	15°
Qt	59.160	36.730	13.150

c- Np = 20 personnes

Tex	5°	10°	15°
Qt	55.830	36.680	1730

Nous considérons que les consommations électriques en hiver sont les mêmes. En comparant les besoins calorifiques des deux solutions, nous constatons que les dépenses en Kcal sont plus importantes pour la première solution tant que le nombre d'occupants reste inférieur à 200.

Pour un nombre de personnes supérieur à 200, les besoins calorifiques de la 1ère solution sont moindres mais le confort n'est pas assuré car le taux d'air renouvelé est insuffisant et il reste très inférieur au minimum nécessaire. Pour une occupation du local par 300 personnes, la solution n° 1 n'assurera que 14,4 m³/h/pers; ce qui est très insuffisant pour assurer le confort.

L'économie que réalise la solution n° 2 est importante lorsque le hall est peu ou pas occupé, et d'ailleurs c'est cette situation qui prévaut le plus.

Le hall n'est occupé que lors des passages de train et cette situation ne dure que peu de temps.

Donc en conclusion de cette étude nous pouvons dire que la solution n° 2 permet une économie non négligeable tout en assurant le confort.

5.4. Ventilation (Eté)

Dès que le chauffage est coupé, nous procédons à une ventilation pendant toute la saison chaude que nous estimons à 6 mois à raison de vingt quatre heures (24h) par jour.

Pour la solution n° 1, le ventilateur consomme la même puissance qu'en hiver donc les moteurs consomment une puissance totale de $2 \times 2,5 = 5 \text{ Kw}$

Donc la puissance consommée durant les 6 mois sera :

$$5 \times 30 \times 6 \times 24 = 21.600 \text{ KH.}$$

Par contre pour la solution n° 2, le couple à fournir par le ventilateur sera plus faible et donc le moteur consommera une puissance moindre et que nous avons déterminé égale à $0,55 \text{ Kw}$

Pour la période de fonctionnement nous aurons une consommation électrique totale de :

$$0,55 \times 30 \times 6 \times 24 = 2.376 \text{ KWH.}$$

Donc pendant les six mois de ventilation, nous faisons une économie de :

$$21.600 - 2.376 = 19.224 \text{ KWH.}$$

c'est de loin l'économie la plus importante que l'on réalise.

En conclusion de ce chapitre, nous pouvons affirmer sans risque de nous tromper que la solution n° 2 présente beaucoup plus d'avantages.

Le confort est mieux assuré sans pour cela nécessiter des interventions humaines et une économie appréciable est réalisée par rapport à la solution n° 1.

- 117 -

- II ONCLUSION -

oOo --- oOo

L'équation de la puissance calorifique peut s'écrire alors

$$Q_t = Q_{se} - X N_p + n N_p (h_i - h_e)$$

$$Q_t = Q_{se} + N_p [n(h_i - h_e) - 100]$$

Comme Q_{se} dépend seulement des conditions extérieures pour une température ambiante constante, et que n et X sont constants, la puissance calorifique sera une fonction du nombre de personnes dans la salle, pour une température extérieure constante, d'où $h_e = \text{cst.}$

$$Q_t = f(N_p)$$

Nous remarquons que cette fonction est une droite de la forme $y = ax + b$

$$Q_t = N_p (n(h_i - h_e) + X) + Q_{se}$$

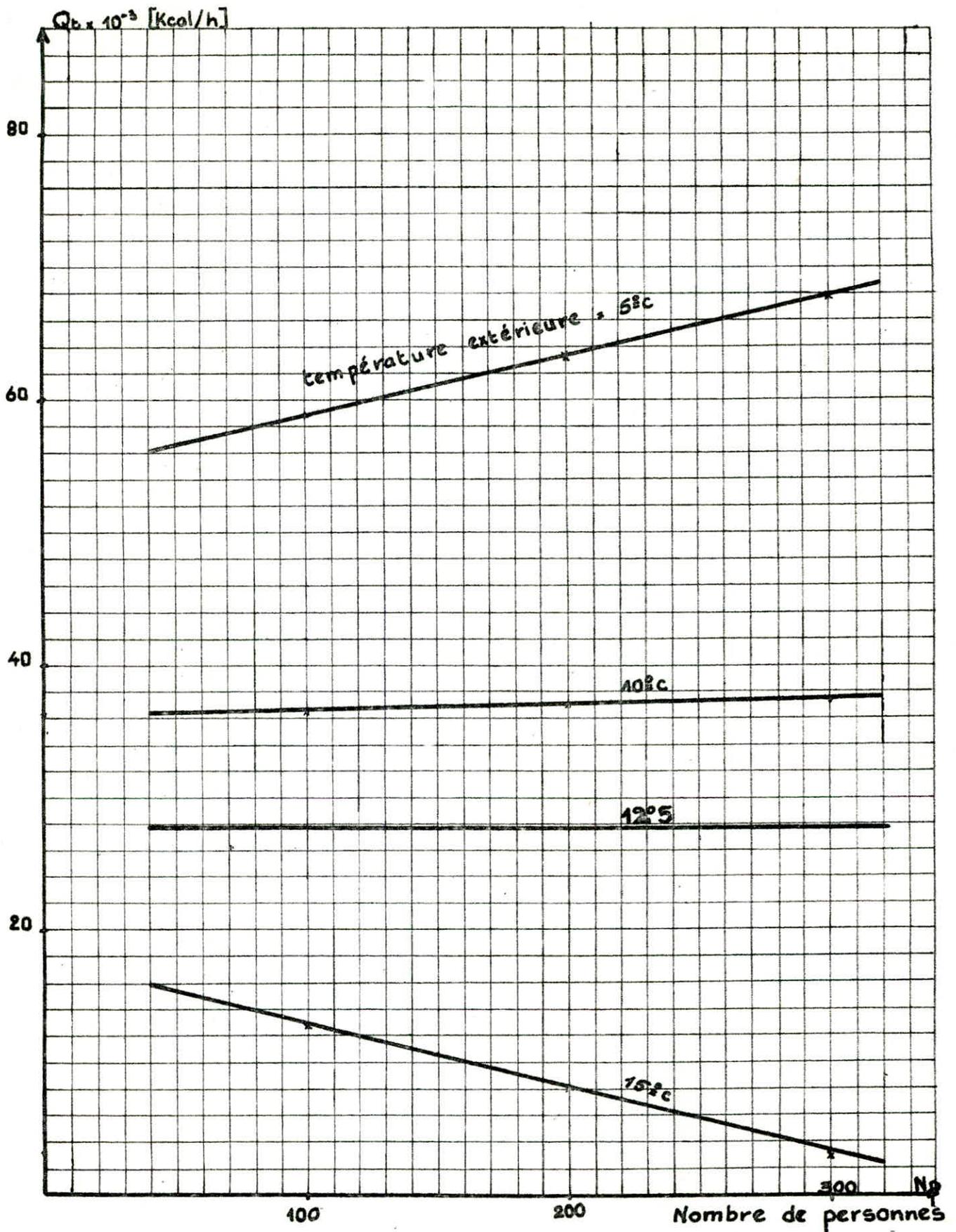
comme le justifie le graphe de la page 120, tracé d'après les résultats obtenus au chapitre III.

Tableau des valeurs

N_p		100	200	300
5°	Q_t	55100	63320	67480
10°	Q_t	36.730	36.780	36.840
15°	Q_t	13.150	7.980	2.800

Discussion

Prenons le cas où la température extérieure est égale à 5° C, nous remarquons que la pente de la courbe est très faible. Ainsi lorsque le nombre de personnes est de 300, on doit fournir une puissance calorifique de Q_t 67.480 Kcal/h avec un débit d'air neuf de $m_n = n \times 300$ pour avoir la température ambiante égale à 20°C.



Graphe : 5.1.

Si le nombre de personnes diminue à 100, la puissance calorifique nécessaire sera : $Q_t = 59.160$ et le débit d'air neuf = $m_n = n \times 100$

Supposons que nous éliminons le servo-moteur qui agit sur la vanne de mélange.

La température de l'eau restera égale = $90/70$, tant que la température extérieure est voisine de 5°C .
donc la puissance calorifique que fournira le caisson d'air sera supérieure à la puissance désirée. Cette différence sera égale à $67.480 - 59.160 = 8.320$ Kcal/h et par conséquent la température intérieure augmentera mais très peu car cette différence est faible.

Calcul approximatif de cette température

Nous savons que pour chauffer la salle de 5° à 20°C il faut 67.500 Kcal/h

donc: T

Pour faire varier la température de 1°C il faut $\frac{67500}{20-15}$ soit, 4500 Kcal/h et ce en supposant que la puissance calorifique est proportionnelle à la variation de température.

Donc notre différence de chaleur augmentera la température ambiante de $2^\circ\text{C} \Rightarrow T_i = 22^\circ\text{C}$.

Cette température est supportable, surtout dans une salle de gare ferroviaire où le temps de passage des occupants est très court.

Ce calcul se vérifie encore mieux, lorsque la température extérieure est de 10°C .

Ainsi entre 5° et 10°C , qui est l'intervalle des températures à Alger, en hiver, la pente des courbes va en diminuant. De même nous pourrions déterminer la température extérieure pour laquelle la puissance calorifique est indépendante du nombre de personnes. C'est à dire que

$$\frac{\partial Q_t}{\partial N_p} = 0$$

Cette equation est vérifiée lorsque $Q_p = Q_v$

$$m \cdot n (h_i - h_e) = X N_p$$

$$\text{Comme } mn = nN_p \Rightarrow \begin{cases} n \cdot N_p (h_i - h_e) = X N_p \\ n \cdot (h_i - h_e) = X \end{cases}$$

$$h_e = h_i - \frac{X}{n} \quad \text{or} \quad \begin{aligned} X &= 98,8 \text{ Kcal/h} \\ n &= 24 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

$$h_e = 9,71 - 4,12 = 5,6$$

$$\begin{aligned} X &= 98,8 \text{ Kcal/h} \\ n &= 24 \text{ kg/h} \\ X/n &= 4,12 \text{ Kcal/kg} \end{aligned}$$

$h_e = 5,6 \text{ Kcal/kg}$

D'après le diagramme d'humidité et sachant que l'humidité absolue est constante pendant une journée, nous avons les calculs suivants :

$$\text{Si la Température} = 5^\circ, \varphi = 80\% \rightarrow x = \underline{4,3 \text{ g/kg}}$$

$$T_e = 12,5^\circ \text{ Pour } \begin{cases} h_e = 5,6 \text{ Kcal/kg} \\ x_e = 4,3 \text{ g/kg} \end{cases}$$

$$Q_t = Q_{se}(12,5) = Q_{se}(5) \times \frac{20-12,5}{20-5} = \frac{55.000}{2} = 27.500 \text{ Kcal/h}$$

En conclusion, nous pouvons simplifier le système de régulation, en supprimant la vanne motorisée.

Il serait prématuré de considérer que cette étude présente une solution parfaite, solution qui est l'aboutissement de calculs théoriques, car l'expérience joue un rôle prépondérant dans ce projet, où les phénomènes mis en jeu, tels le transfert de chaleur, les pertes de charge etc... présentent un aspect assez complexe.

Cependant en considérant que les hypothèses qui ont servi de bases au calcul ne sont pas loin de la réalité, on peut à juste titre estimer que la solution obtenue est acceptable. Néanmoins il est certain qu'une amélioration est possible.

Nous espérons avoir apporté notre modeste contribution, malgré certaines difficultés d'ordre matériel, pour la résolution d'un tel problème et nous espérons surtout avoir bien défini les avantages que peut présenter un système de régulation bien adapté.

