

وزارة التعليم العالي

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

## ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

re

### PROJET DE FIN D'ETUDES

#### S U J E T

MISE EN MARCHÉ DU BANC  
DE CONDITIONNEMENT DAIR  
APPAREIL HILTON A-770 .

Proposé par :

M. AIT-ALI

Etudié par :

M. Bengaoua

Dirigé par :

M. AIT-ALI

PROMOTION : Juin 1989



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

### PROJET DE FIN D'ETUDES

#### S U J E T

MISE EN MARCHE DU BANC  
DE CONDITIONNEMENT D'AIR  
APPAREIL HILTON A-770 .

Proposé par :  
M. AIT-ALI

Etudié par :  
M. Bengaoua

Dirigé par :  
M. AIT-ALI

PROMOTION : Juin 1989

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE .  
PROMOTEUR : M. AIT-ALI .  
ELEVE INGENIEUR : M. BENGADUA .

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
دائرة الهندسة الميكانيكية .  
أستاذ : آيت علي  
طالب مهندس : مراد بن قاوة .

ملخص: يتتثل هذا المشروع في تشغيل وحدة تكييف الهواء من طراز هلتن A770 بالإضافة إلى اعداد خمس طرق تجريبية للأعمال التطبيقية ويشتمل العمل المنجز على جزء نظري يتتثل في دراسة الخصائص الترموديناميكية للمخلوط المتتثل في الهواء الجاف ونخار الماء، وجزء تجريبي تحدد خصائص وحدة هلتن لتكييف الهواء .

**RESUME :** Ce projet consiste en la mise en marche du banc d'essai de conditionnement de l'air . Appareil Hilton A770 ainsi que l'élaboration de cinq procédures expérimentales pour travaux pratiques .

Le travail comporte une partie théorique décrivant les caractéristiques psychrométriques de l'air humide , et une partie expérimentale qui permet d'évaluer les performances du banc d'essai de conditionnement de l'air .

Les résultats expérimentaux obtenus concordent avec les quelques résultats fournis par le constructeur .

**Abstract :** This project deals with the experimentation of a Hilton A770 air conditioning system to establish five experimental procedures for laboratory assignments .

The first part of the work describes the theoretical thermodynamic cycle, The second part evaluates the performance of the air conditioning system .

The experimental results obtained agree fairly well with the few results given by the constructor operating manual .

## Dédicaces :

- A mes très chers parents .
- A mes frères et sœurs .
- A toute ma famille .
- A tous mes amis .

## Remerciements:

Je tiens à remercier au terme de ce projet Monsieur Ait-Ali pour son suivi et ses conseils.

Je réitère mes remerciements à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail en particulier Monsieur Abdelkrim Chettoah pour son aide et Monsieur Salah Guerak pour son soutien et son aide si précieuse.

# Table des matières :

page :

## Chapitre I :

1 - Introduction ..	2
1.1 - Généralités.	3
1.2 - Classification des fonctions du conditionnement de l'air .	4
1.3 - Buts du conditionnement de l'air .	5
1.3.1 - Conditionnement de l'air de confort .	5
1.3.2 - Conditionnement de l'air industriel .	6
1.4 - Objet du mémoire .	8

## Chapitre II :

2 - Rappel des propriétés thermodynamiques de l'air .	10.
2.1 - Air sec .	10.
2.2 - Air humide ou air atmosphérique .	11.
2.3 - Loi des gaz parfaits .	12.
2.4 - Application de la loi de Dalton .	13.
2.5 - Grandeurs caractéristiques de l'air humide .	14.
2.5.1 - Humidité absolue .	15.
2.5.2 - Humidité relative .	16.
2.5.3 - Degré de saturation .	17.
2.5.4 - Volume massique . Volume spécifique .	18.
2.5.5 - Chaleur dans l'air humide .	19.

2.5.6 - Enthalpies .	20
2.5.7 - Températures caractéristiques de l'air humide.	23
2.6 - Diagrammes psychrométriques .	25 .

### Chapitre III :

3 - Unité de conditionnement de l'air à recyclage . Appareil Hilton A770 .	29
3.1 - Description du banc d'essai .	31
3.2 - Circuit de réfrigération .	33
3.3 - Spécifications .	37
3.4 - Instruments .	38
3.5 - Systèmes de sécurité .	39

### Chapitre IV :

4.1 - Mise en marche .	41
4.2 - Installation .	43
4.3 - Correction des températures humides observées .	44
4.4 - Etalonnage de l'orifice du conduit .	46
4.5 - Opérations élémentaires de traitement de l'air .	47
4.5.1 - Echauffement de l'air à humidité absolue constante .	47
4.5.2 - Refroidissement de l'air avec déshumidification .	61
4.5.3 - Humidification de l'air par injection de vapeur .	72
4.5.4 - Mélange adiabatique de l'air - Recyclage .	86

Annexe 1: Procédures de travaux pratiques. 95

Annexe 2: Etude du diagramme de l'air humide de Carrier. 106

Bibliographie . 113 .



# CHAPITRE : I

## INTRODUCTION :

## 1. - Introduction :

L'homme qui de tout temps a lutté pour sa survie, s'est créé au fil des temps des conditions d'existence de plus en plus confortables. Il est soucieux de réaliser partout où il se trouve, chez lui ou dans son lieu de travail les conditions d'un confort adéquates pour son repos ou pendant le déroulement de ses travaux.

Depuis longtemps, l'homme a utilisé le feu pour produire de la chaleur nécessaire à son confort, et depuis, l'homme a essayé de vaincre le manque de confort en améliorant les moyens de chauffage. Dès 1844, le docteur John Gorrie, en Floride réalisa une machine permettant de fabriquer de la glace et en même temps de refroidir l'air destiné aux malades fiévreux. C'était là le principe du conditionnement de l'air pour la santé et le confort. Et depuis le début de ce siècle, il s'est créé un grand nombre d'applications du conditionnement de l'air, non seulement pour maintenir des conditions d'habitabilité satisfaisante dans les engins de transports les plus divers tels que les avions ou les sous-marins, mais rendre possible l'établissement d'usines à haut rendement (usines textiles, mécanique de précision...), dans des endroits imposant les conditions les plus défavorables; par exemple des ateliers de matériel électrique ont pu être installés dans des souterrains très humides, à l'état naturel. Mais ce n'est qu'en 1902, que le conditionnement de l'air scientifique a pris naissance sous l'impulsion de Willis H. Carrier.

# 1.1. - Généralités :

Le conditionnement de l'air est défini comme étant l'ensemble des procédés qui, en combinant des opérations élémentaires de traitement de l'air atmosphérique, permet de maintenir les caractéristiques physiques et chimiques de l'air d'une enceinte (ou l'air introduit dans l'enceinte) dans les limites de température, d'humidité relative et de pureté, désirées.

Les caractéristiques de l'air contrôlées sont donc :

- La température sèche,
- L'humidité relative,
- Les mouvements de l'air
- La composition de l'air (teneur en poussières et en bactéries.)

En 1929, l'association américaine des ingénieurs en chauffage et ventilation (ASHVE), définissait déjà le conditionnement de l'air, comme étant le procédé de traitement de l'air assurant la maîtrise simultanée de :

- Sa température
- Son humidité
- Sa pureté
- Sa répartition

Pour être classée « Installation de conditionnement de l'air » une installation de traitement de l'air doit comporter le traitement et le contrôle des paramètres précédemment cités. Lorsqu'une installation ne permet de contrôler qu'une partie de ces caractéristiques, elle sera

désigné de préférence par sa fonction principale, soit :

- Installation de refroidissement,
- Installation de chauffage,
- Installation d'humidification (ou de déshumidification)
- Installation de filtrage ou de dépoussiérage.

On remarquera, que cette distinction n'a rien d'absolu et l'on est parfois amené à parler de conditionnement d'air même si le traitement de l'air est incomplet. D'après cette définition du conditionnement d'air, on voit que celui-ci comporte aussi bien le chauffage (conditionnement d'hiver) que le refroidissement (conditionnement d'été).

En définitive, le conditionnement d'air a pour but de créer un climat artificiel mieux approprié que le climat naturel ambiant à l'utilisation des locaux conditionnés.

- Remarque : parmi les deux paramètres, température et humidité il y'en a très souvent un qui doit faire l'objet d'un contrôle précis, le second paramètre devant simplement être compris entre certaines limites.

## 12 - Classification des fonctions du conditionnement de l'air :

D'une saison à l'autre la température et l'humidité relative de l'air varient dans des plages différentes selon les climats, en conséquence, les fonctions que doivent accomplir les équipements de conditionnement d'air doivent également changer, elles peuvent être ainsi réparties :

- Pendant toute l'année, ces équipements doivent assurer les fonctions de filtrage, circulation et la distribution de l'air traité.

- En hiver, le conditionnement dit d'hiver ; quand les températures sont plus basses que les températures intérieures. Il comporte : chauffage, réglage du degré d'humidité ou humidification, ventilation, purification de l'air. C'est à lui que se rattachent les techniques du chauffage de l'air, de ventilation, ainsi que ceux des besoins calorifiques pour l'humidification. Il importe de remarquer que, dans les locaux pourvus d'un éclairage très intense, une réfrigération artificielle peut parfois être nécessaire, même en hiver, pour maintenir une température acceptable.

- En été, le conditionnement dit d'été ; qui comporte la réfrigération ou refroidissement, la déshumidification, la ventilation et la purification de l'air. Il implique, par analogie avec le précédent, le calcul des apports calorifiques par conduction, par rayonnement solaire, ainsi que par les diverses sources de chaleur telles que les individus eux-mêmes, l'éclairage artificiel, les appareils électriques de toute nature, etc.

### 1.3. - Buts du conditionnement de l'air :

Il est classique de distinguer, le conditionnement de l'air industriel, du conditionnement de confort résidentiel ou de bureau.

En effet, le conditionnement de l'air peut poursuivre deux buts paraissant au premier examen nettement différents, le premier but étant le conditionnement industriel, le second, le conditionnement de confort ;

#### 1.3.1. - Conditionnement Industriel :

On peut rechercher l'établissement, à l'intérieur des bâtiments indus-

triels (Ateliers, Entrepôts, Laboratoires, ...) , des conditions les plus favorables afin de permettre la réalisation des travaux, qui y sont effectués ou bien la conservation des matières ou produits entreposés et qui nécessitent pour leur conservation des conditions bien déterminées (températures, humidité).

Une installation réalisant un tel but est une installation dite de conditionnement Industriel .

Pour ce type de conditionnement, très souvent c'est l'humidité qui doit être maintenue entre certaines limites .

### 1.3.2. Conditionnement d'air de confort :

Il est possible également de rechercher la réalisation à l'intérieur des bâtiments des conditions aussi favorables que possible, au bon fonctionnement de l'organisme humain, ce bon fonctionnement de l'organisme, comme on l'a déjà signalé dans l'introduction, entraîne une sensation de bien-être propice au bon déroulement des travaux entrepris par l'homme, et ceci malgré de mauvaises conditions extérieures ou détérioration des conditions intérieures par des dégagements de chaleur, d'humidité, de poussières, etc..

En effet, l'on peut considérer le conditionnement de l'air sous l'angle de l'établissement du confort physiologique optimum pour l'homme. C'est le problème appelé souvent "climatisation", c'est-à-dire création d'un climat agréable, grâce à une maîtrise du climat qui nous entoure; cette maîtrise implique le contrôle et le maintien de certains facteurs atmosphériques agissant sur le confort, De façon

plus précise, il s'agit de maintenir dans des limites bien définies et par des systèmes appropriés ne créant pas de bruits excessifs les paramètres suivants :

- La température désirée.
- Une humidification acceptable.
- Une limite acceptable aux poussières et bactéries.
- Un niveau acceptable d'odeurs.
- Un mouvement uniforme de l'air.

Une installation réalisant un tel but est une installation dite de conditionnement de confort.

## 1.4. - Objet du mémoire :

Ce projet de fin d'études, consiste en une mise en marche de l'unité de conditionnement d'air ; Appareil HILTON .

Appareil acquis récemment par le laboratoire de thermique du département de génie mécanique, ainsi que l'établissement d'un manuel de travaux pratiques pour le cours de thermodynamique portant sur les caractéristiques de l'air humide .

L'intérêt de ce travail est donc de familiariser les élèves-ingénieurs du département de génie mécanique avec les principes de base du conditionnement de l'air et de la climatisation, qui sont de plus en plus utilisés à travers le monde, aussi bien dans les locaux résidentiels et les bureaux, que dans les magasins et locaux commerciaux, ou bien encore dans les ateliers industriels .

On abordera enfin dans cette étude la partie expérimentale, qui consiste à évaluer les transferts thermiques qui accompagnent les diverses opérations élémentaires de traitement de l'air :

- mélange d'air ou recyclage .
- échauffement .
- refroidissement .
- humidification .
- déshumidification .



# CHAPITRE : II

PARTIE THEORIQUE :

## 2. - Rappel sur les propriétés thermodynamiques de l'air :

### 2.1. - Air sec :

L'air pur sec est un mélange de gaz, dont les plus importants en quantité sont l'oxygène et l'azote. On admet pratiquement que la composition volumétrique habituelle de l'air est ,

Oxygène	21 % ,
Azote	78 % .

Il y a lieu de noter une diminution de l'oxygène ou de la teneur de l'air en oxygène, en particulier depuis les temps modernes, à cause de la pollution atmosphérique, la déforestation massive, etc..

La composition de l'air fut déterminée pour la première fois en 1774 par le chimiste français Lavoisier qui sépara par chauffage et oxydation du mercure les composants de l'air. Il trouva que l'air contenait en volume  $\frac{4}{5}^e$  d'un gaz n'entrant pas dans le maintien de la vie animale et qu'il nomma azote,  $\frac{1}{5}^e$  d'un gaz qui rallumait une bougie dont la mèche ne présentait qu'un point rouge. Ce gaz fut appelé par la suite oxygène.

En réalité, une composition plus détaillée fit apparaître les gaz ci-dessous en pourcentage de volume, contenus dans l'air :

- Oxygène	: 20,99 %
- Azote	: 78,03 %
- Gaz rares (Argon, Néon, Krypton, Xénon)	: 0,94 %

- Gaz carbonique : 0,03 %

La teneur en gaz carbonique  $\text{CO}_2$ , en légère augmentation, dépend du lieu et des conditions atmosphériques.

L'air dont nous venons de voir les constituants est appelé par convention "air pur sec".

Les gaz constituant le mélange (air sec), très éloignés de leur point de liquéfaction (ou de leur point critique) dans les conditions habituellement rencontrées en conditionnement de l'air peuvent être considérés comme parfaits. En conséquence l'hypothèse des gaz parfaits sera faite de façon consistante dans cette étude.

On peut donc appliquer à l'air sec, l'équation des gaz parfaits qui s'écrit pour l'unité de masse, soit 1 kilogramme d'air :

$$p v = R.T$$

avec :  $p$  ; la pression de l'air.

$v$  ; volume spécifique en mètres cubes par kilogramme

$T$  ; la température absolue de l'air en degrés Kelvin (K)

$R$  ; la constante des gaz parfaits égale à  $8314,32 \text{ J/K.kmol}$ .

## 2.2. - Air humide ou air atmosphérique :

L'air atmosphérique n'est jamais exempt de vapeur d'eau, il en contient en suspension, ainsi que des impuretés telles que les bactéries et les poussières.

En effet, l'eau accompagne l'air toujours sous forme de vapeur, très souvent sous ses formes condensées, eau liquide ou glace, conférant à l'air humide des propriétés particulières.

La pression partielle de la vapeur d'eau en suspension dans l'air est très faible dans les cas pratiques que l'on considère.

De plus, cette vapeur d'eau se trouve le plus souvent à l'état de vapeur surchauffée car sa pression partielle est inférieure à la pression de saturation de la vapeur d'eau à la température considérée.

L'air atmosphérique est donc humide et nous admettons que dans toutes les transformations que subira cet air humide, la vapeur d'eau se comportera comme un gaz parfait et qui obéit par conséquent à la relation :  $p v = R T$ .

### 2.3. Loi des gaz parfaits :

Comme l'air et la vapeur d'eau suivent la loi des gaz parfaits :

$$p V^* = r T \quad (1)$$

avec  $V^*$  : le volume massique ( $m^3/kg$ )

$r$  : la constante universelle des gaz parfaits ( $J/kg.K$ )

On a :

• Pour l'air sec :

$$p_a V_a^* = r_a T \quad (2)$$

avec  $p_a$  : pression partielle de l'air sec (Pa).

$V_a^*$  : volume massique de l'air sec ( $m^3/kg$ ).

et une masse volumique :

$$m_a^* = \frac{1}{V_a^*} = \frac{p_a}{r_a T} \quad (3)$$

avec  $r_a = 287,05 J/kg.K$ .

soit  $m_a^* = \frac{p_a}{287,05 \cdot T} \quad (3.1)$

• Pour la vapeur d'eau :

$$p_v V_v^* = r_v T \quad (4)$$

avec  $p_v$  : la pression partielle de la vapeur d'eau (Pa),  
 $V_v^*$  : le volume massique de la vapeur d'eau ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ),

et une masse volumique :

$$m_v^* = \frac{1}{V_v^*} = \frac{p_v}{r_v T} \quad (5)$$

avec  $r_v = 461,51 \text{ J/kg.K}$ .

soit

$$m_v^* = \frac{p_v}{461,51 \cdot T} \quad (5.1)$$

## 2.4. Application de la loi de Dalton :

En considérant l'air humide comme un mélange d'air sec et de vapeur d'eau, on pourra appliquer à ce mélange de gaz parfaits la loi de Dalton. L'application de cette loi conduit à :

$$p = p_a + p_v \quad (6)$$

Formule dans laquelle :

$p$  ; représente la pression totale du mélange ; c'est la pression atmosphérique ( $p = p_{at}$ ).

$p_a$  et  $p_v$  ; représentent respectivement les pressions partielles de l'air sec et de la vapeur d'eau.

La masse volumique de l'air sec est alors, d'après la relation (3.1), et la relation (6) :

$$m_a^* = \frac{p - p_v}{287,05 \cdot T} \quad (7)$$

La masse d'air sec contenue dans un volume  $V$  à la température  $T$

est :

$$m_a = m_a^* \cdot V = \frac{(p - p_v) \cdot V}{287,05 \cdot T} \quad (8)$$

La masse de vapeur d'eau occupant un volume  $V$  à la température  $T$  est :

$$m_v = m_v^* \cdot V = \frac{p_v \cdot V}{461,51 \cdot T} \quad (9)$$

Si l'air est saturé de vapeur d'eau, la pression partielle de la vapeur d'eau est alors la pression maximale (ou tension maximale)  $p_s$ . La masse de vapeur d'eau présente dans le volume d'air  $V$  est alors maximale, on aura donc :

$$m_{v,s} = \frac{p_s \cdot V}{461,51 \cdot T} \quad (10)$$

La pression de saturation  $p_s$  dépend de la température.

Un air humide peut éventuellement renfermer plus d'eau que l'air saturé. Cette eau supplémentaire se présente alors sous forme de gouttelettes (fines) d'eau en suspension, ou de particules de glace également en suspension : brouillard, brume, etc. Un volume  $V$  peut alors, en général renfermer une masse d'air totale  $m$  :

$$m = m_a + m_v + m_e + m_g \quad (11)$$

avec  $m_a$  masse d'air sec,

$m_v$  masse de vapeur d'eau,

$m_e$  masse d'eau (liquide) en suspension,

$m_g$  masse de glace en suspension.

Bien sûr,  $m_e$  et  $m_g$  ne coexistent pas obligatoirement.

## 2.5. Gradeurs caractéristiques de l'air humide :

### 2.5.1. Humidité absolue :

Par définition, l'humidité absolue ou teneur en eau  $\omega$ , est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume  $V$  d'air humide à la masse d'air sec contenue dans ce même volume.

D'après les relations (8) et (9) on a :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{m_v^* V}{m_a^* V} = \frac{m_v^*}{m_a^*} = \frac{287,05}{461,51} \frac{p_v}{p - p_v} \quad (12)$$

avec  $m_v^*$  masse volumique de la vapeur d'eau.

$m_a^*$  masse volumique de l'air sec.

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \quad \left( \frac{\text{kg de vapeur d'eau.}}{\text{kg d'air sec}} \right) \quad (13)$$

La masse de vapeur d'eau contenue dans une masse déterminée d'air humide est généralement rapportée au kilogramme d'air sec, de sorte que l'humidité absolue est généralement évaluée dans la pratique en kilogrammes (d'eau), par kilogramme d'air sec.

L'expérience nous montre que la quantité de vapeur d'eau susceptible d'être contenue dans l'air humide varie avec la température et croît en fonction de celle-ci, cette quantité ne varie d'ailleurs pas proportionnellement avec la température.

La valeur de l'humidité absolue, est liée également à la tension de la vapeur dans le mélange d'air sec - vapeur d'eau.

#### - Remarques :

(1) On préfère rapporter la masse d'eau renfermée dans l'air humide à la masse d'air sec plutôt qu'à la masse d'air humide parce que, dans la pratique et pour les évolutions de l'air au cours de son

traitement, la masse d'eau, donc celle d'air humide, est généralement variable, alors que la masse d'air sec reste constante.

(ii) Si l'air est saturé, à une température supérieure à  $0^{\circ}\text{C}$ , la pression de saturation  $p_s$  correspondant donc à celle de l'eau  $p_{s,e}$  et on aura :

$$\omega_g = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s} = 0,622 \cdot \frac{p_{s,e}}{p - p_{s,e}} \quad (13.1)$$

### 2.5.2. Humidité relative :

Pour définir la proportion de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air, l'on se sert le plus souvent de la notion de degré hygrométrique ou humidité relative.  $e$  ; celle-ci est égale au rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air,  $p_v$  (pression qu'aurait la vapeur d'eau si elle occupait seule tout le volume du mélange), et la pression de saturation  $p_{s,t}$  de cette vapeur d'eau à la température  $t$  :

$$e = \frac{p_v}{p_{s,t}} \quad (14)$$

Ce rapport sans dimensions est exprimé en général par pourcentage.

La vapeur d'eau étant assimilable à un gaz parfait, le rapport des pressions est égal au rapport des masses (ceci n'est en réalité plus valable au dessous de  $0^{\circ}\text{C}$  et au dessus de  $100^{\circ}\text{C}$ ), de sorte que l'on peut écrire :

$$e = \frac{p_v}{p_{s,t}} = \frac{m_v}{m_{s,t}} \quad (15)$$

On peut donc définir l'humidité relative comme étant, la valeur du



rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air à la masse maximale que ce même volume pourrait contenir s'il était saturé à la même température.

### 2.5.3. - Degré de saturation :

Lorsqu'à une température donnée  $t$ , l'air humide contient, la masse maximum de vapeur d'eau qu'il peut contenir par kilogramme d'air sec, on dit qu'il y a saturation et plus communément que l'air est saturé.

Dans ces conditions particulières, la tension de vapeur de l'eau dans l'air est égale à la pression ou tension de vapeur saturante  $p_{s,t}$  de l'eau à la température  $t$ .

Le degré de saturation d'un mélange d'air et de vapeur d'eau est égal, au rapport de l'humidité spécifique de ce mélange  $e$ , à l'humidité spécifique d'un mélange (air + vapeur d'eau), saturé dans les mêmes conditions de température et de pression  $e_{s,t}$  :

$$W = \frac{e}{e_{s,t}} \quad (16)$$

D'après les relations (13) et (13.1) on a :

$$w = \frac{p_v (p - p_s)}{p_s (p - p_v)} \quad (17)$$

et d'après la relation (14) :

$$W = e \cdot \frac{(p - p_s)}{(p - p_v)} \quad (18)$$

On remarque que  $W \approx e$ , si  $p_s$  et  $p_v$  sont petits devant  $p$ , ce

qui est généralement le cas dès que la température de saturation est inférieure à environ 30°C.

Le degré de saturation, rapport de deux grandeurs de même nature, est comme e, un coefficient sans dimensions qui s'exprime souvent en pourcentage.

Pour un air parfaitement sec, on a  $W=0$ , et pour un air saturé,  $W=1$ .

### 2.5.4. \_ Volume massique. Volume spécifique :

#### a) \_ Volume massique :

Le volume massique  $V^*$  est le volume occupé par l'unité de masse d'air humide. Un volume  $V$  renfermant une masse  $m = m_a + m_v$  d'air humide, on a :

$$V^* = \frac{V}{m_a + m_v} = \frac{V}{m_a^* V + m_v^* V} = \frac{1}{m_v^* + m_a^*} \quad (19)$$

En fonction de la pression de vapeur d'eau et de la température  $T$ , la relation (19) devient, d'après les relations (3.1), (5.1) et (6) :

$$V^* = \frac{T}{\frac{(p - p_v)}{286,05} + \frac{p_v}{461,51}} \quad \left( \frac{m^3}{kg \text{ d'air humide}} \right) \quad (20)$$

Cette relation montre que lorsque l'air humide s'enrichit en eau à  $p$  et  $T$  constants,  $p_v$  s'accroît et  $p - p_v$  diminue. Le dénominateur décroît et  $V^*$  croît. L'air humide s'allège en s'enrichissant en eau.

De la relation (20), on déduit de façon simple l'expression de  $V^*$  en fonction de  $T$  et de  $e$ , [relation (13)] pour une pression

atmosphérique donnée  $p_{at} = p$  :

$$V^* = \frac{461,51(0,622 + e) \cdot T}{(1 + e) p} \quad \left( \frac{m^3}{kg \text{ d'air humide}} \right) \quad (21)$$

## b/\_Volume spécifique :

Compte tenu de ce qui a été dit précédemment, on préfère généralement rapporter le volume occupé par l'air humide à l'unité de masse d'air sec, d'où la définition du volume spécifique  $V$  :

volume d'air humide renfermant l'unité de masse d'air sec (spécifique signifie ici, rapporté à l'unité de masse d'air sec) :

$$v = \frac{V}{m_a} = \frac{V^*(m_a + m_v)}{m_a} \quad \left( \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec.}} \right) \quad (22)$$

d'où :

$$v = V^*(1 + e) \quad (22.1)$$

Dans ces conditions, selon la relation (21), on a :

$$v = \frac{461,51(0,622 + e) \cdot T}{p_{at}} \quad \left( \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}} \right) \quad (23)$$

## 2.5.5. Chaleur dans l'air humide :

Par définition la chaleur totale, est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un corps pour l'amener à la température  $t^\circ C$ , la transformation ayant lieu à pression constante.

Dans ces conditions et tenant compte du fait que l'air humide est un mélange, la chaleur totale du mélange (unité d'air humide à  $t^\circ C$ ), sera égale à la somme des chaleurs totales des composants du

mélange, soit :

$$Q = Q_a + \omega Q_v \quad (24)$$

où  $Q_a$  : est la chaleur totale de 1 kilogramme d'air sec à  $t^\circ C$

$Q_v$  : la chaleur totale de 1 kilogramme de vapeur d'eau prise à partir d'eau liquide à  $0^\circ C$ .

$\omega$  : la quantité de vapeur d'eau exprimée en kilogrammes et contenue dans 1 kilogramme d'air sec.

Si les évolutions s'effectuent à pression sensiblement constante ce qui est le cas dans les calculs de conditionnement de l'air, les chaleurs totales  $Q$  se confondent avec les enthalpies  $H$ , de sorte que l'expression précédente, représente également l'expression de l'enthalpie de l'unité de l'air humide :

$$H = H_a + \omega H_v \quad (25)$$

### 2.5.6 - Enthalpies :

L'enthalpie est une fonction thermodynamique de la plus haute importance pour les calculs énergétiques. Rappelons que seules ses variations sont calculables et qu'il convient donc de fixer, conventionnellement, une origine aux différentes enthalpies. L'enthalpie de l'air humide doit tenir compte de l'enthalpie de l'air sec et de l'enthalpie de l'eau qui l'accompagne. On est donc amené à fixer respectivement une origine à l'enthalpie de l'air sec et une origine à l'enthalpie de l'eau.

L'enthalpie doit tenir également compte de la présence éventuelle, dans l'air, de l'eau liquide ou solide en suspension.

On adopte les conventions suivantes :

- enthalpie de l'air sec : on se fixe la valeur 0 pour l'air

sec à  $0^{\circ}\text{C}$ .

— enthalpie de l'eau : on se fixe la valeur 0 pour l'eau liquide à  $0^{\circ}\text{C}$ .

On considère, pour les calculs :

— l'enthalpie massique  $H^*$  pour l'air sec, l'eau ou l'air humide; elle est rapportée à l'unité de masse du corps considéré, et on l'exprime en  $\text{J/Kg}$ , ou plus souvent en  $\text{KJ/Kg}$ .

— l'enthalpie spécifique,  $H_s$ , ou simplement  $H$  pour l'air sec; on l'exprime en  $\text{J/Kg}$  d'air sec, ou en  $\text{KJ/Kg}$  d'air sec, mais aussi en  $\text{Kcal/Kg}$  d'air sec. C'est surtout cette seconde notion d'enthalpie qui sera utilisée.

a / — Enthalpie massique de l'air sec :

L'enthalpie massique de l'air sec est :

$$H_a = \int_0^t c_{p,a} dt \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'air sec}} \right) \quad (26)$$

La chaleur massique, à pression constante de l'air sec  $c_{p,a}$ , est donnée à la température  $t$  par la relation :

$$c_{p,a} = 1,006 + 0,00006t \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}} \right) \quad (27)$$

Toutefois, dans le domaine du conditionnement d'air, les variations de température auxquelles l'air peut être soumis dans un cycle complet de conditionnement d'air étant faibles (en général de  $-10^{\circ}\text{C}$  à  $+50^{\circ}\text{C}$ ), l'on peut considérer  $c_{p,a}$  comme constant entre les valeurs extrême et adopter la valeur moyenne de la chaleur massique à pression constante.

On peut écrire :  $c_{p,a} = 1,006 \quad \left( \text{KJ/Kg} \cdot \text{K} \right) \quad (28)$

On peut alors écrire :

$$H_a = 1,006 \cdot t \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'air sec.}} \right) \quad (29)$$

b/\_ Enthalpie massique de l'eau liquide :

L'enthalpie massique de l'eau est :

$$H_e = \int_0^t c_e dt \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'eau}} \right) \quad (30)$$

On peut adopter la relation suivante en prenant comme valeur moyenne de la capacité thermique massique  $c_e = 4,194 \text{ KJ/Kg d'eau}$

$$H_e = 4,194 t \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'eau}} \right) \quad (31)$$

c/\_ Enthalpie massique de la vapeur d'eau :

Pour passer de l'eau liquide à  $0^\circ\text{C}$  à l'eau à l'état de vapeur à la température  $t$  (sous la pression  $p_v$ ), il faut :

- Fournir de la chaleur à température constante (chaleur latente) pour vaporiser l'eau.

- Fournir de la chaleur à pression constante qui a pour résultat de surchauffer la vapeur (chaleur sensible)

Les expressions donnant l'enthalpie massique de la vapeur d'eau  $H_v$  comportent donc un terme indépendant de la température et un terme (ou une série de termes) fonction de la température :  $H_v = a + bt + \dots$

On peut utiliser la relation linéaire suivante :

$$H_v = 2500,8 + 1,8266 \cdot t \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg de vapeur d'eau}} \right) \quad (32)$$

qui donne des résultats acceptables jusqu'à  $50^\circ\text{C}$  environ.

## d/ - Enthalpie spécifique de l'air humide :

Soit un volume  $V$  renfermant une masse d'air humide  $m = m_a + m_v$  (air ne renfermant ni particules de glace ni gouttelettes d'eau).

L'enthalpie de cette masse est :

$$H_t = m_a \cdot H_a + m_v H_v \quad (\text{KJ}) \quad (33)$$

$$H_t = m_a \left( H_a + \frac{m_v H_v}{m_a} \right) = m_a (H_a + e H_v)$$

L'enthalpie spécifique, rapportée à l'unité de masse d'air sec, est alors :

$$H = \frac{H_t}{m_a} = H_a + e H_v \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'air sec}} \right) \quad (34)$$

D'après les relations (29) et (32), on a alors :

$$H = 1,006 \cdot t + e (2500,8 + 1,8266 t) \quad \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg d'air sec}} \right) \quad (35)$$

### - Remarque :

Dans le cas le plus général d'un air humide renfermant des particules de glace et des gouttelettes d'eau, en plus de la vapeur, l'enthalpie de l'air humide doit tenir compte des enthalpies massiques de la glace et de l'eau liquide, on aura donc :

$$H = H_a + H_v + H_e + H_g;$$

$H_a$ ,  $H_v$ ,  $H_e$  et  $H_g$ , désignent respectivement les enthalpies de l'air sec, (de l'air sans vapeur), de la vapeur, de l'eau liquide et de la glace.

## 2.5.7. - Températures caractéristiques de l'air humide :

La connaissance de la température usuelle repérée avec un thermomètre usuel ne suffit pas à caractériser l'état particulier de l'air humide à l'instant

où nous opérons une mesure.

En effet, il nous faut définir trois températures caractéristiques de cet état particulier et qui sont :

- la température sèche  $t$ ,
- la température humide  $t_h$ ,
- la température de rosée  $t_r$ .

### a/\_ Température sèche $t$ :

La température sèche de l'air humide est la température qui est indiquée par un thermomètre ordinaire, à colonne de mercure, par exemple, et dont l'élément sensible, le bulbe, est parfaitement sec.

Ce thermomètre est placé à l'ombre et soustrait de toute influence de rayonnement (le déplacement relatif du thermomètre par rapport à l'air augmente l'influence de la convection et tend à diminuer l'influence relative du rayonnement).

La mesure de la température sèche se fait donc par une simple lecture de la valeur indiquée par un thermomètre ordinaire.

C'est la température habituelle (au sens habituel du terme), on lui donne parfois le nom de température de bulbe sec.

### b/\_ Température humide $t_h$ :

C'est la température indiquée par un thermomètre ordinaire dont le bulbe a été recouvert d'un manchon de gaze imbibé d'eau distillée (à une température voisine de la température ambiante), et maintenu ainsi humide. Ce thermomètre doit être placé dans un flux d'air dont la vitesse de circulation sur le bulbe soit suffisamment



grande pour, que les échanges de chaleur et de masse soient grands.

L'évaporation de l'eau sur la gaze absorbe de la chaleur, qui est empruntée à l'air environnant, à la gaze et au bulbe du thermomètre. Il en découle un abaissement de la température sur le thermomètre (par rapport au thermomètre sec d'autant plus important que l'air est sec), puis fixation de celle-ci à une valeur minimum  $t_h$  qui est fonction de la température sèche et de la teneur en eau  $w$ . Cette température indiquée lorsque le régime est établi est celle de l'air saturé, c'est la température humide de l'air considéré. On l'appelle parfois température de bulbe humide.

### c/\_ Température de rosée $t_r$ :

Si l'on refroidit, par un moyen quelconque, une surface  $S$  placée dans un air humide dont l'humidité spécifique est constante, on atteint une température  $t_r$ , pour laquelle la phase condensée, l'eau, apparaît sur la surface froide. On dit que l'on a atteint le point de rosée (ou le point de givre si la phase condensée est de la glace).

La température  $t_r$  est la température de rosée (ou de givre) de l'air humide.

Si la température  $t_s$  de la surface est telle que :

$t_s > t_r$  : il n'y a aucun dépôt de phase condensée,

$t_s \leq t_r$  : il y a condensation ou givrage sur la surface  $S$ .

## 26\_ Diagrammes de l'air humide ou diagrammes psychrométriques :

Les opérations de traitement que l'on fait subir au cours d'un cycle de conditionnement se traduisant graphiquement sur ces diagrammes d'une part l'examen du graphe et le relevé des caractéristiques de l'air humide aux différents points du cycle permettant, d'autre part d'établir le bilan thermique de l'installation de conditionnement d'air.

Ces diagrammes permettent donc, de représenter clairement les caractéristiques de l'air humide et de calculer les évolutions de l'état de l'air lors de son conditionnement et en fonction des traitements qu'on fait subir.

Dans tous les diagrammes psychrométriques, appelés également diagrammes de l'air humide, les différentes grandeurs caractéristiques de l'air humide, sont rapportées à la quantité de cet air humide qui contient 1 kilogramme d'air sec; c'est cette manière de calculer qui, adoptée dès 1911 par Carrier, s'est ensuite généralisée, car elle seule permet de se ramener à une quantité indépendante du chauffage et du refroidissement simple. En effet, le volume de l'air sec ou humide varie avec la température, alors que la masse de l'air sec est invariable.

Il existe de nombreux diagrammes psychrométriques qui diffèrent simplement par le choix des grandeurs caractéristiques, retenues comme coordonnées du diagramme. Citons par exemple les diagrammes de : Carrier, Mollier, Honeywell, Ventil, Ramzine, Hön, etc.

### - Remarque 1 :

Tous les diagrammes sont établis pour une pression de 760 mm Hg

( 1 atmosphère ou 1013,25 mbars ) . Des corrections sont donc nécessaires si on les utilise à une pression  $p$  différente de 1013,25 mbars. Dans ce cas, les valeurs de  $H$ ,  $w$  et  $t$  demeurent inchangées, mais les humidités relatives  $e$  doivent être multipliées par  $p/760$  et les volumes massiques par  $760/p$ .

En pratique l'importance de la correction étant liée à l'écart entre la pression effective et la pression pour laquelle le diagramme a été établi, l'emploi d'un diagramme construit pour une pression moyenne voisine des pressions usuelles peut permettre, dans les applications courantes, de se dispenser de toute correction.

### - Remarque 2 :

Le diagramme psychrométrique de Carrier qui donne la température en fonction de l'humidité absolue ou teneur en eau est le plus couramment employé dans le monde, c'est ce diagramme qui a été utilisé dans la partie expérimentale de cette étude.

Une description de ce diagramme est présentée dans l'annexe

### II .

# CHAPITRE : III

DESCRIPTION  
DU BANC D'ESSAI :

### 3. - Unité de conditionnement de l'air à recyclage. Appareil de HILTON A770:

A l'exception de la fonction de filtrage de l'air, l'unité pédagogique de conditionnement de l'air avec recyclage, appareil de Hilton A770, a été spécialement conçue et équipée pour mettre en évidence, démontrer et évaluer les transferts thermiques qui accompagnent les diverses opérations élémentaires de traitement de l'air humide :

- mélange d'air (recyclage).
- échauffement
- refroidissement
- humidification
- déshumidification

L'unité de conditionnement d'air est montée sur un chariot mobile, à quatre roulettes, qui supporte l'unité de réfrigération à condenseur à air ainsi que le bac de l'humidificateur.

L'air à traiter, et dont on veut déterminer les caractéristiques psychrométriques entre à l'intérieur de la canalisation ou conduit et passe respectivement à travers :

- un orifice d'entrée d'air (suivi d'un manomètre à tube incliné),
- un mélangeur d'air (où se mélangent air neuf et air de recyclage),
- un préchauffeur,
- une rampe d'injection de vapeur d'eau reliée à l'humidificateur,

- un évaporateur (élément de refroidissement de l'air),  
déshumidificateur avec un évacuateur de l'eau condensée,
- un réchauffeur,
- un ventilateur axial avec vitesse de rotation variable,
- un orifice du conduit avec manomètre différentiel à tube incliné.
- un registre, permettant de contrôler la quantité de l'air à évacuer à l'extérieur de l'appareil (toute quantité d'air non évacuée, sera recyclée et mélangée à l'air frais qui entre à l'intérieur de l'appareil).

La figure 1, représente le schéma général de l'unité de conditionnement de l'air à recyclage.

Tous les interrupteurs de commande des différents éléments qui constituent le banc d'essai, ainsi que les instruments de mesure sont montés sur la console de commande située à une hauteur convenable.

La disposition de ces interrupteurs et instruments de mesure est représentée par la figure 2.

L'appareil permet de mesurer les paramètres suivants :

- Les caractéristiques psychrométriques de l'air avant et après les différentes opérations de traitement (à partir des mesures des températures de bulbe sec et de bulbe humide).
- Les caractéristiques psychrométriques des flux d'air avant et après recyclage ou mélange.
- Les transferts thermiques qui s'effectuent entre l'air et les

- Tous les débits massiques de l'air à l'intérieur de l'appareil.
- Les pressions et les températures du fluide frigorigène utilisé aux points caractéristiques du circuit frigorifique.
- Le débit massique du fluide frigorigène (fréon 12).
- Le débit de l'eau condensée au niveau de l'évaporateur.

Ces paramètres mesurés, combinés avec l'utilisation des diagrammes de l'air humide ainsi que des tables thermodynamiques du fréon 12, permettent, la mise en évidence et l'évaluation de toutes les transformations que subit l'air humide au cours des principales opérations élémentaires de son traitement, que l'on retrouve dans un banc de conditionnement de l'air.

Le processus de recyclage de l'air est particulièrement intéressant, puisqu'il permet de représenter les variations des caractéristiques psychrométriques (en particulier les températures et les humidités), de deux flux d'air après mélange.

### 3.1. Description du banc d'essai :

Le banc de conditionnement de l'air à recyclage se compose des éléments suivants :

- La canalisation d'air : cette canalisation à l'intérieur de laquelle passe l'air à traiter, est construite en matière plastique renforcée par des fibres de verre.

Une face de la canalisation est réalisée en plexiglas transparent, de façon à permettre l'observation des éléments à travers lesquels passe successivement l'air, pendant les essais.

- Les éléments électriques de réchauffage de l'air :

- Préchauffeur : le préchauffeur est constitué de deux éléments tubulaires à ailettes (tubes métalliques ailetés, à l'intérieur desquels sont placés des résistances électriques), ces éléments sont disposés verticalement dans une section droite de la canalisation.

- Réchauffeur : identique au préchauffeur.

- L'humidificateur : c'est un humidificateur à vaporisation, qui consiste en un bac fermé dans lequel on fait bouillir de l'eau. L'apport de chaleur s'effectue par un chauffage électrique, réalisé par trois éléments indépendants, à résistances immergées.

Un tube en verre relié à l'humidificateur, indique le niveau d'eau à l'intérieur du bac, la régulation de ce niveau d'eau est automatique grâce à un robinet à flotteur.

L'humidificateur est relié à la rampe d'injection de vapeur d'eau située à l'intérieur de la canalisation, par l'intermédiaire d'un tuyau spécial.

- Élément de refroidissement à détente directe :

Cet élément de refroidissement et de déshumidification est l'évaporateur



d'une machine frigorifique, dont le serpentin est constitué d'un seul circuit de tubes disposés horizontalement à travers une section droite de la canalisation d'air. Sur ces tubes sont montées des ailettes en aluminium.

Un plateau, en dessous du serpentin, possède un tuyau pour permettre l'évacuation de l'eau condensée sur l'évaporateur.

- Le ventilateur : c'est un ventilateur axial, avec vitesse de rotation variable, le réglage de cette vitesse de rotation est possible grâce au rhéostat situé sur la console de commande.

## 32. Circuit de réfrigération :

- Fluide frigorigène : le fluide frigorigène utilisé dans le circuit de réfrigération est le fréon 12 (dichlorodifluorométhane  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ).

- Compresseur : c'est un moto-compresseur hermétique, mono-étage, qui aspire les vapeurs froides en provenance de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées, créant ainsi une dépression dans l'évaporateur et une compression dans le condenseur. Le fluide frigorigène subit une compression, qui a pour effet d'élever la pression et la température du fluide refoulé.

- Evaporateur : échangeur de chaleur, dans lequel, le mélange liquide-vapeur détendu se vaporise totalement par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur

saturante du fluide, la pression étant maintenue constante pendant toute l'évaporation. Cet évaporateur constitue l'élément de réfrigération de l'air.

- Condenseur : c'est un condenseur à air, à circulation forcée.

Les vapeurs comprimées et à température élevée pénètrent dans le condenseur où, après avoir été désurchauffées jusqu'à la température correspondant à la tension de vapeur saturante des vapeurs refoulées elles sont condensées à température constante.

- Vanne de détente : 'étranglement calibré' à commande thermostatique et équilibrage externe, la vanne de détente commande la vitesse d'écoulement du fluide frigorigène à l'intérieur de l'évaporateur. Cette vanne est pré-réglée pour fonctionner avec une surchauffe de 3 à 5 K.

- Réservoir du fluide frigorigène : ce réservoir permet de compenser les variations de demande du détendeur, et doit dans certains cas, contenir tout le contenu de l'installation frigorifique.

- Filtre déshydrateur : dont le rôle est d'absorber l'humidité résiduelle qui reste dans le circuit ou qui aurait pu être introduite avec le réfrigérant ou avec l'huile. Cette humidité est la cause de la formation de glace au niveau du détendeur.

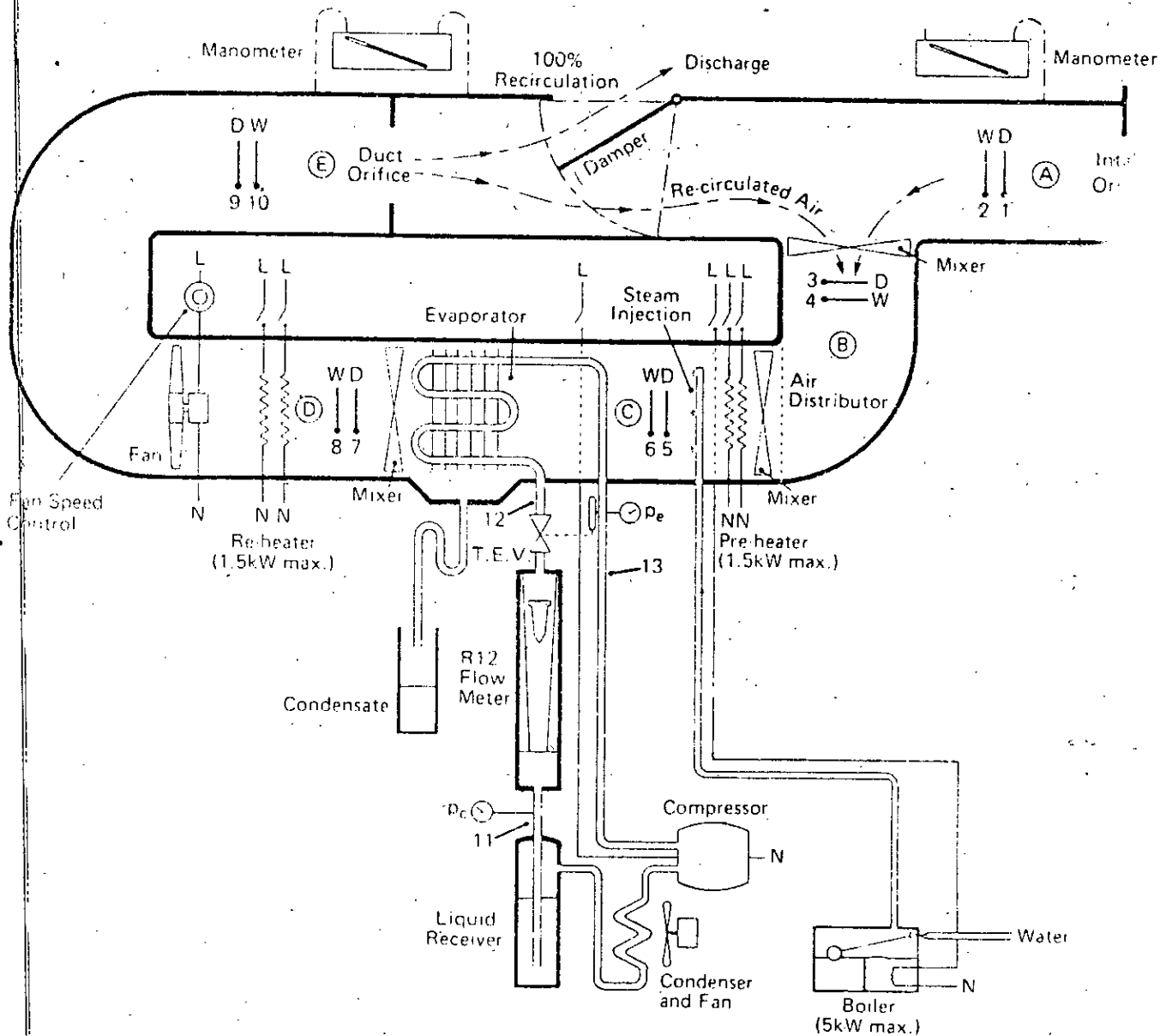


Figure 1 : Schéma général de l'unité de conditionnement de l'air avec recyclage.

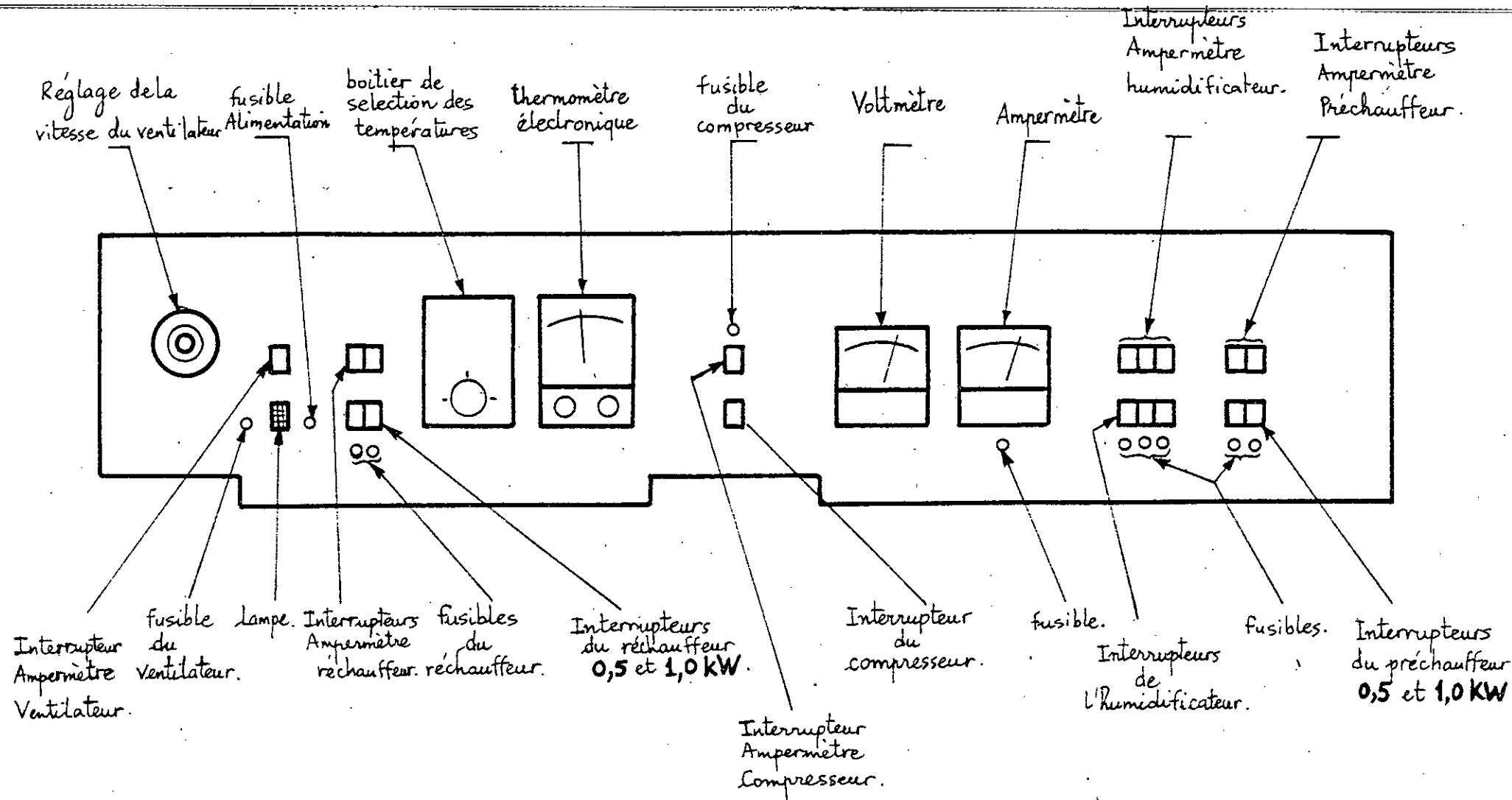


Fig:2 Disposition des interrupteurs et instruments.

### 3.3. Spécifications :

- Débit d'air :  $0,13 \text{ m}^3/\text{s}$  (max).
- Préchauffeur : deux éléments électriques de réchauffage de l'air respectivement de  $0,5$  et  $1,0 \text{ kW}$  sous une tension nominale de  $220 \text{ V}$ .
- Élément de refroidissement : élément à détente directe, c'est l'évaporateur du circuit de réfrigération.
- Réchauffeur : identique au préchauffeur.
- Ventilateur : c'est un ventilateur axial à vitesse de rotation variable, entraîné par un moteur électrique directement fixé à l'arbre du ventilateur, alimenté sous  $220/240 \text{ V}$  à  $50 \text{ Hz}$ . La vitesse de rotation maximale est de  $2800$  tours par minute. Le facteur de puissance est environ égal à  $1$ .
- Humidificateur : fonctionne à la pression atmosphérique avec trois éléments électriques immergés, dont les puissances de chauffage sont respectivement :
  - un élément :  $1,0 \text{ kW}$
  - deux éléments :  $2,0 \text{ kW}$  chacun.
- Circuit de réfrigération :
  - fluide frigorigène utilisé est le fréon  $12$ .
  - condenseur à air à circulation forcé.
  - compresseur totalement hermétique de vitesse de rotation de  $2700$  à  $3000$  tours par minute, suivant la charge et de cylindrée  $21 \text{ cm}^3/\text{tour}$  avec un facteur de puissance  $\approx 0,9$ .

### 3.4. Instruments :

- **Manomètres** : les pressions de l'air à l'intérieur de la canalisation sont mesurées à l'aide de deux manomètres à tubes inclinés, étalonnés en millimètres d'eau. Un premier manomètre permet de mesurer la pression statique relative de l'air à l'entrée de la canalisation, le second, la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit.

Ces deux manomètres doivent être remis à zéro avant de mettre le banc d'essai en marche.

- **Amperemètre** : permet de mesurer l'intensité du courant électrique qui traverse chacun des éléments de l'installation (réchauffeurs d'air, ventilateur, compresseur).

- **Voltmètre** : la tension aux bornes des éléments traversés par le courant électrique est mesurée à l'aide du voltmètre.

- **Thermomètres** : le banc d'essai est équipé d'un thermomètre électronique permettant de mesurer 13 températures à l'aide de thermocouples, aux points caractéristiques de l'installation (10 températures de l'air, à l'intérieur de la canalisation et 3 températures du fluide frigorigène dans le circuit de réfrigération).

Les températures sèches et humides sont mesurées par l'intermédiaire des thermocouples à bulbe humide et à bulbe sec.

Les thermo-couples à bulbe humide sont munis de petits réservoirs qui doivent être remplis d'eau distillée de l'extérieur de l'appareil.

### 3.5\_ Systèmes de sécurité :

- **Electriques** : tous les éléments électriques ; préchauffeur, réchauffeur, humidificateur et compresseur, sont protégés séparément à l'aide de fusibles.

- **Thermostats** : au niveau des réchauffeurs de l'air, (préchauffeur et réchauffeur), ces thermostats permettent de couper le courant électrique de tous les éléments de l'installation à l'exception du ventilateur qui continue de fonctionner, et ceci afin d'éviter une surchauffe de l'air.

- **Préssostat** : préssostat combiné haute et basse pression, coupe le compresseur et arrête donc l'installation de réfrigération, quand la pression du fluide frigorigène dans le condenseur dépasse la pression normale de condensation. De même pour la basse pression du circuit où il peut se produire un bouchage, une fuite ou le givrage de l'évaporateur.

# CHAPITRE IV

---

## PARTIE EXPERIMENTALE :

---



## 4 - Partie expérimentale :

### 4.1. - Mise en marche :

- Régler le niveau des deux manomètres à colonnes inclinées à l'aide du niveau à bulle dont ils sont munis.
- Mettre à zéro les deux manomètres
- Ouvrir le robinet d'alimentation en eau de l'humidificateur et vérifier que le niveau de l'eau dans le tube indicateur de niveau se stabilise à une hauteur convenable, qui correspond à une quantité d'eau dans le bac de l'humidificateur pour laquelle tous les éléments de chauffage sont immergés (cette hauteur est environ 120 mm à partir du fond du bac).
- Tourner au maximum le rhéostat de réglage de la vitesse du ventilateur dans le sens des aiguilles d'une montre, la vitesse de rotation du ventilateur sera par la suite, lors des essais choisie et réglée à la valeur désirée.
- Brancher l'alimentation électrique de l'installation par l'intermédiaire du câble fourni.
- Mettre l'appareil sous tension en positionnant l'interrupteur principal (situé en bas à gauche de l'appareil), sur la position "ON".

Dès que l'appareil sera mis sous tension, les éléments suivants se mettent en marche immédiatement :

- .. le ventilateur

- .. la lampe témoin située sur la console de commande près du ventilateur.
- .. le voltmètre indique la d.d.p dans le circuit électrique de l'appareil
- .. le thermomètre électronique.

- Ventilateur : la vitesse de rotation du ventilateur est variable et peut être réglée à la valeur que l'on choisit à l'aide du rhéostat de réglage. Le ventilateur fonctionne constamment afin d'éviter une surchauffe éventuelle de l'air à l'intérieur de la canalisation.

- Registre : le registre permet de régler les débits d'air évacué et à recycler, il peut être fermé complètement afin d'éviter tout recyclage, une vis de blocage est placée sur ce registre pour éviter un recyclage total de 100% ce qui entrainerait dans le cas des essais de réchauffage de l'air d'atteindre des températures excessives.

- Arrêt : on arrête le banc d'essai en ouvrant l'interrupteur principale (position OFF).

- Remettre le registre à sa position donnant un recyclage nul.
- On arrête tous les éléments constituant le banc d'essai : (préchauffeur, réchauffeur, ventilateur, compresseur).
- Tourner au maximum le rhéostat de réglage de la vitesse de rotation du ventilateur.

## 4.2.- Installation :

L'unité de conditionnement de l'air à recyclage fournit un maximum de 6 kW de chaleur sensible et 4 kW de chaleur latente (vapeur d'eau), et permet d'atteindre un débit d'air de 0,13 m<sup>3</sup>/s .

Pour le bon fonctionnement de l'appareil, il est préférable que les conditions de l'air à l'entrée de la canalisation soient constantes pour cela l'appareil doit être placé dans une salle de dimensions raisonnables .

### a / - Alimentation électrique :

L'appareil doit recevoir une tension de 380V à une fréquence de 50Hz . , l'alimentation électrique de l'appareil comporte, trois phases, un neutre et une mise à terre par sécurité .

L'appareil nécessite une puissance électrique de 10 kW (3.3 kW environ par phase) . Environ 90% de la charge électrique est résistive, le reste sera utilisé pour l'entraînement du ventilateur et le compresseur .

### b / - Alimentation en eau :

L'humidificateur nécessite une alimentation en eau devant assurer un débit maximum de 10 l/heure avec une charge minimum de 2 m .

### 4.3. - Correction des températures humides observées :

Les températures humide représentées sur le diagramme psychrométrique correspondent à des températures indiquées par des thermomètres humides placés dans un écoulement d'air ayant une vitesse supérieure ou égale à 3,5 m/s.

Aux vitesses d'écoulement de l'air autour du bulbe humide d'un thermomètre, en particulier si l'humidité relative est basse, la température humide observée sera supérieure à la température indiquée dans le diagramme psychrométrique.

La vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur de la canalisation de l'unité de conditionnement de l'air à recyclage Hilton, est généralement comprise entre 1 et 2 m/s (les températures humides correspondant à cette vitesse ne peuvent pas être reportées directement sur le diagramme psychrométrique).

Il devient donc nécessaire de convertir la valeur de la température humide observée à la température du diagramme psychrométrique correspondante,

L'abaque de la page suivante (page 45) permet d'apporter les corrections nécessaires, dans cet abaque la température humide observée est désignée par  $t_{screen}$ , et la température humide représentée sur le diagramme psychrométrique est désignée par  $t_{sling}$ .

- Remarque : le thermomètre à bulbe humide placé à l'entrée de la canalisation (orifice d'entrée), qui indique la température  $t_2$ , permet de mesurer des températures humides identiques à celles

Abaque de correction des valeurs des températures  
de bulbe humide observées ( $t_{screen}$ ) :

indication :

$t_{screen}$  : température de bulbe humide observée.  
 $t_{sling}$  : température de bulbe humide représentée sur le diagramme psychrométrique..

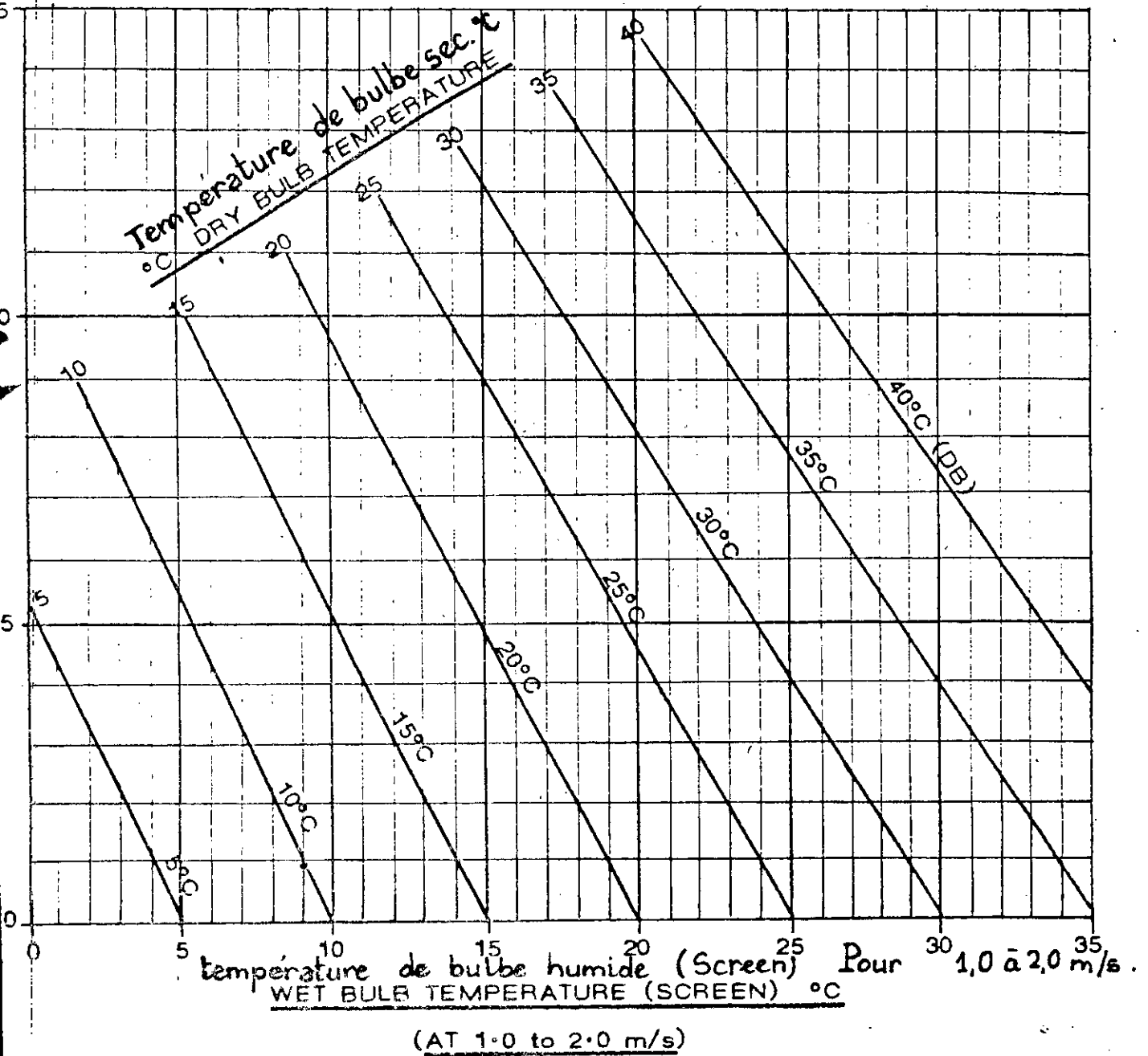


Fig. 3.

représentées sur le diagramme psychrométrique. En effet la vitesse de l'écoulement au niveau de l'orifice d'entrée est supérieure à 4m/s du fait de la présence de l'orifice qui présente une section plus petite que la section de la canalisation. Aucune correction, ne sera donc apportée aux températures  $t_2$

#### 4.4. Etalonnage de l'orifice du conduit:

L'orifice du conduit peut être étalonné à partir de l'orifice d'entrée de l'air à condition de positionner le registre de manière à avoir un recyclage de l'air nul.

Dans ces conditions le débit de l'air à travers les deux orifices sera le même.

Pour l'orifice d'entrée on a,

$$\dot{m} = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{v_A}} \quad (\text{kg/s})$$

où  $z$ : représente la pression statique relative de l'air en mm de  $H_2O$ .

$v_A$ : représente le volume spécifique de l'air au niveau de l'orifice en  $m^3/kg$ .

Dans le cas où le volume spécifique de l'air est le même au niveau de l'orifice d'entrée et de l'orifice du conduit, la constante d'étalonnage de l'orifice du conduit sera donnée par l'expression:

$$k = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{y}}$$

et donc, pour l'orifice du conduit on aura:

$$\dot{m} = 0,073 \sqrt{\frac{y}{v_E}} \quad (\text{kg/s})$$

## 4.5. Opérations élémentaires de traitement de l'air :

### 4.5.1. Echauffement de l'air à humidité absolue constante :

L'air passe sur le préchauffeur électrique de l'unité de conditionnement de l'air. L'apport de chaleur est purement sensible, l'échauffement de l'air a lieu sans apport de vapeur d'eau.

#### - Procédure :

- On met en marche le banc d'essai en suivant les étapes indiquées précédemment.
- Positionner le registre de façon à ne permettre aucun recyclage de l'air.
- Appuyer sur l'interrupteur du préchauffeur, qui correspond à une puissance de chauffage de 0,5 kW.
- Relever les données suivantes :
  - .. températures de bulbe sec et de bulbe humide, de l'air à l'intérieur de la canalisation (de  $t_1$  à  $t_{10}$ ).
  - .. pression statique de l'air à l'entrée de la canalisation et la pression différentielle au niveau du conduit ou orifice du conduit.
  - .. intensité du courant électrique qui traverse le préchauffeur.

- .. la différence de potentiel aux bornes du préchauffeur.
- Refaire le même essai, en sélectionnant les puissances de chauffage de 1,0 kW et 1,5 kW.

**- Résultats des essais :**

Les résultats de tous les essais sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

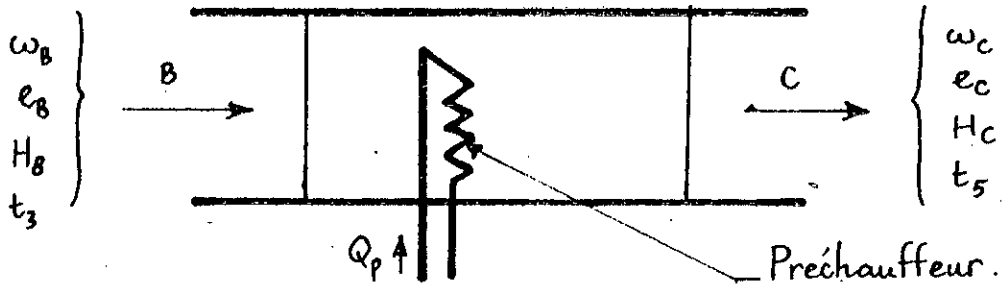
Position	température humide observée	température sèche humide corrigée	unité	préchauffage 1,5 kW		préchauffage 1,0 kW		Préchauffage 0,5 kW		
				recyclage = 0		recyclage = 0		recyclage = 0		
A	Entrée canalisation	$t_2$	$t_1$ / $t_2$	°C	12	19	15	18	15	18
B	Après mélange	$t_4$	$t_3$ / $t_4$	°C	12,2	19	15,2	18	15,2	18
C	Après préchauffeur	$t_6$	$t_5$ / $t_6$	°C	16,8	29	18	24	16,5	21
D	Après évaporateur	$t_8$	$t_7$ / $t_8$	°C	17	29	18	24	16,5	21
E	Après réchauffeur	$t_{10}$	$t_9$ / $t_{10}$	°C	18	29	18,4	24,2	17	21
	Pression statique de l'air à l'entrée	Z	mm H <sub>2</sub> O		2,9		2,9		2,9	
	Pression différentielle de l'air orifice du conduit	Y	mm H <sub>2</sub> O		3,2		3,2		3,2	
	tension préchauffeur	E	V		242		245		245	
	Intensité du courant préchauffeur (0,5kW)	I <sub>p</sub>	A		2,2		-		2,2	
	Intensité du courant préchauffeur (1,0KW)	I <sub>p</sub>	A		4,2		4,2		-	

- Remarque : au passage sur la surface chauffante, l'air absorbe une quantité de chaleur (sensible) cédée par cette surface, ainsi la température de l'air augmente.



## - Calculs :

On considère la figure ci-dessous qui représente schématiquement le dispositif d'échauffement de l'air à teneur en eau constante :



Pendant le temps  $\tau$ , et en régime permanent :

- Il entre en B de l'air humide, d'humidité absolue  $w_A$ , d'humidité relative  $e_B$ , d'enthalpie spécifique  $H_B$  et qui contient une masse  $m_{a,B}$  d'air sec.

- On apporte une quantité de chaleur  $Q_p$  par l'intermédiaire du préchauffeur.

- Il en sort en C de l'air humide à humidité absolue  $w_C$ , à humidité relative  $e_C$ , d'enthalpie spécifique  $H_C$  et qui contient une masse d'air sec  $m_{a,C}$ .

- Le bilan massique de l'air sec :

$$+ m_{a,B} - m_{a,C} = 0$$

d'où :  $m_{a,B} = m_{a,C} = m_a$  (Kg d'air sec). (1)

- Le bilan massique de la vapeur d'eau :

$$m_{a,B} \cdot w_B - m_{a,C} \cdot w_C = 0$$

d'où :  $m_{a,B} \cdot w_B = m_{a,C} \cdot w_C$

et en substituant dans la relation (1) ci-dessus on aura :

$$\omega_B = \omega_C = \omega \quad \left( \frac{\text{kg de vapeur d'eau}}{\text{kg d'air sec}} \right)$$

Ainsi l'humidité absolue ou teneur en eau est inchangée au cours de cette évolution de chauffage.

- Le bilan énergétique :

$$m_{a,B} H_B + Q_p - m_{a,C} H_C = 0$$

avec :  $m_{a,B} = m_{a,C} = m_a$

d'où  $Q_p = m_a (H_C - H_B)$  (kJ)

- Puissance électrique fournie par le préchauffeur :

Cette quantité est donnée par la relation :

$$Q_p = E I_p$$

avec  $E$  : la différence de potentiel aux bornes du préchauffeur.  
 $I_p$  : intensité du courant électrique qui traverse le préchauffeur.

a/- Puissance de chauffage du préchauffeur : 0,5 kW.

- Calcul du débit d'air :

Les températures sèches et humides de l'air au point B de la canalisation sont données par :

$$t_3 = 18^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 14,92^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme psychrométrique de l'air humide, on relève le volume spécifique correspondant à l'état de l'air au point B,

on a :  $v_B = v_A = 0,837 \text{ m}^3/\text{kg}$

Le débit massique de l'air à l'intérieur de la canalisation est donné par la relation :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{v_B}} \quad (\text{kg/s})$$

où  $z$  : représente la pression statique relative de l'air à l'entrée de la canalisation (en mm d'eau).

On obtient alors :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{2,9}{0,837}} = 0,141 \text{ kg/s}.$$

On relève sur le diagramme psychrométrique, les valeurs de l'humidité relative  $e$ , de l'humidité absolue  $w$  et de l'enthalpie  $H$ , aux points B et C. On obtient le tableau suivant, dans lequel sont regroupées toutes ces caractéristiques :

Position	$e$ %	$w$ (kg/kg d'air <sub>sec</sub> )	$H$ (kJ/kg d'air <sub>sec</sub> )
Avant le préchauffage	72	0,0093	41,5
Après le préchauffage	58	0,0093	45

— Puissance électrique fournie par le préchauffeur :

La puissance électrique fournie par le préchauffeur est donnée par la relation suivante :

$$Q_p = E I_p.$$

avec les valeurs de  $E$  et de  $I_p$  tirées du tableau précédent, on obtient :

$$Q_p = 245 \times 2,2 = 539 \text{ W}.$$

$$Q_p = 0,539 \text{ kW}.$$

- Changement d'enthalpie de l'air :

Les valeurs des grandeurs caractéristiques de l'air aux points B et C, nous permettent de déterminer la quantité de chaleur absorbée par l'air lors de son passage sur le préchauffeur et par conséquent le changement d'enthalpie de cet air qui est donné par la relation :

$$\Delta H = \dot{m}_a (H_C - H_B).$$

En tenant compte des valeurs des enthalpies  $H_C$  et  $H_B$  ainsi que le débit massique de l'air qui passe à l'intérieur de la canalisation, on aura :

$$\Delta H = 0,141 (45 - 41,5) = 0,494 \text{ kW}.$$

$$\Delta H = 0,494 \text{ kW}.$$

On remarque une différence entre les valeurs de la puissance électrique fournie par le préchauffeur et la quantité de chaleur absorbée par l'air ou son augmentation d'enthalpie lors de son passage sur le préchauffeur, cette différence est donnée par :

$$Q_p - \Delta H = 0,539 - 0,494 = 0,045 \text{ kW}.$$

Cette différence est due d'une part aux erreurs des mesures effectuées, et d'autre part, aux déperditions calorifiques de l'installation.

- Evolution dans le diagramme de l'air humide :

Le point figuratif de cet échauffement de l'air se déplace sur une ligne à humidité absolue constante, donc sur une parallèle

à l'axe des abscisses, l'évolution est représentée sur le schéma 1.

### - Conclusion :

L'apport de chaleur se traduit par un échauffement de l'air, cet apport est purement sensible et la quantité de chaleur latente de l'air ne varie pas, par conséquent la chaleur totale de l'air augmente d'une quantité égale à l'augmentation de la chaleur sensible.

La température de rosée de l'air au cours de l'évolution d'échauffement reste constante, la température de bulbe humide croît et l'humidité relative diminue.

b/- Puissance de chauffage : 1,0 kW.

- Calcul du débit d'air :

Les températures sèches et humides de l'air au point B de la canalisation sont données par :

$$t_3 = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 14,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme psychrométrique, on relève la valeur du volume spécifique de l'air au point B défini par les températures  $t_3$  et  $t_4$  ci-dessus :

$$v_A = v_B = 0,837 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Le débit massique de l'air à l'intérieur de la canalisation est donné par la relation :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{v_B}} \quad (\text{kg/s})$$

On obtient alors compte-tenu des valeurs de  $z$  et  $v_B$  :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{2,9}{0,837}} = 0,141 \text{ kg/s}$$

On relève sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité relative, de l'humidité absolue  $w$  et de l'enthalpie  $H$ , aux points B et C de la canalisation d'air. On obtient le tableau suivant :

Position	$e \%$	$w$ (kg/kg d'air sec)	$H$ (kJ/kg d'air sec)
Avant préchauffage	72	0,0093	41,5
Après préchauffage	50	0,0093	48,5

On procède exactement de la même façon que précédemment, et on aboutit aux mêmes étapes et à la même conclusion.

- Quantité de chaleur cédée par le préchauffeur :

$$Q_p = E \cdot I_p$$

soit

$$Q_p = 245 \times 4,2 = 1029 \text{ W}$$

$$= 1,029 \text{ kW}$$

- Changement de l'enthalpie de l'air :

La variation de l'enthalpie de l'air s'écrit :

$$\Delta H = \dot{m}_a (H_c - H_B)$$

$$\Delta H = 0,141 (48,5 - 41,5) = 0,987 \text{ kW}$$

Soit une différence de :

$$Q_p - \Delta H = 1,029 - 0,987 = 0,042 \text{ kW}$$

- Evolution dans le diagramme psychrométrique :

L'évolution de l'état de l'air correspondant à cet essai est représentée sur le diagramme 2.

c/- Puissance de chauffage : 1,5 kW

- Calcul du débit d'air :

Les températures sèches et humide de l'air au point B de la canalisation sont données par :

$$t_3 = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 11,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme psychrométrique on relève la valeur du volume spécifique de l'air correspondant au point B défini par les températures  $t_3$  et  $t_4$  ci-dessus :

$$v_B = v_A = 0,835 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Le débit massique de l'air est donné par la relation :

$$m_a = 0,757 \sqrt{\frac{z}{v_B}} \quad (\text{kg/s})$$

on obtient alors compte tenu des valeurs de  $z$  et  $v_B$  :

$$m_a = 0,757 \sqrt{\frac{2,9}{0,835}} = 0,141 \text{ kg/s}$$

On relève sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité absolue  $w$ , de l'humidité relative  $e$  et de l'enthalpie de l'air, aux points B et C, on obtient le tableau suivant :

Position	$e$ %	$w$ (kg/kg d'air sec)	$H$ (kJ/kg d'air sec)
Avant préchauffage	38	0,0053	32,5
Après préchauffage	22	0,0053	43

- Quantité de chaleur cédée par le préchauffeur :

$$Q_p = E \cdot I_p$$

$$Q_p = 242 \times (4,2 + 2,2) = 1,549 \text{ kW}$$

- Variation d'enthalpie de l'air :

$$\Delta H = m_a (H_C - H_B)$$

$$\Delta H = 0,141 (43 - 32,5) = 1,481 \text{ kW}$$

Soit une différence de :



$$Q_p - \Delta H = 1,549 - 1,481 = 0,068 \text{ kW}$$

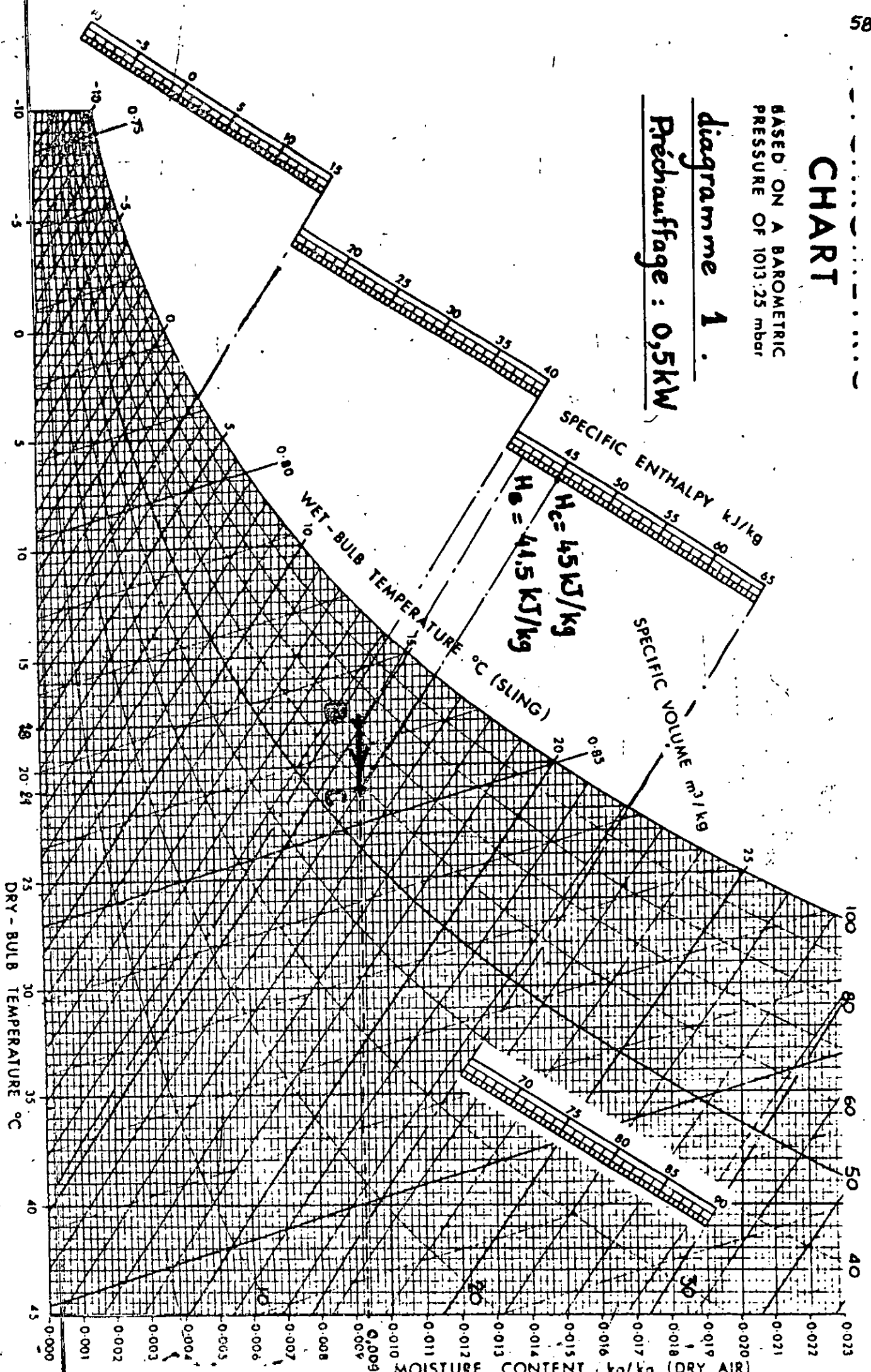
- Evolution dans le diagramme psychrométrique.  
Cette évolution est représentée sur le diagramme 3.

# CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

diagramme 1

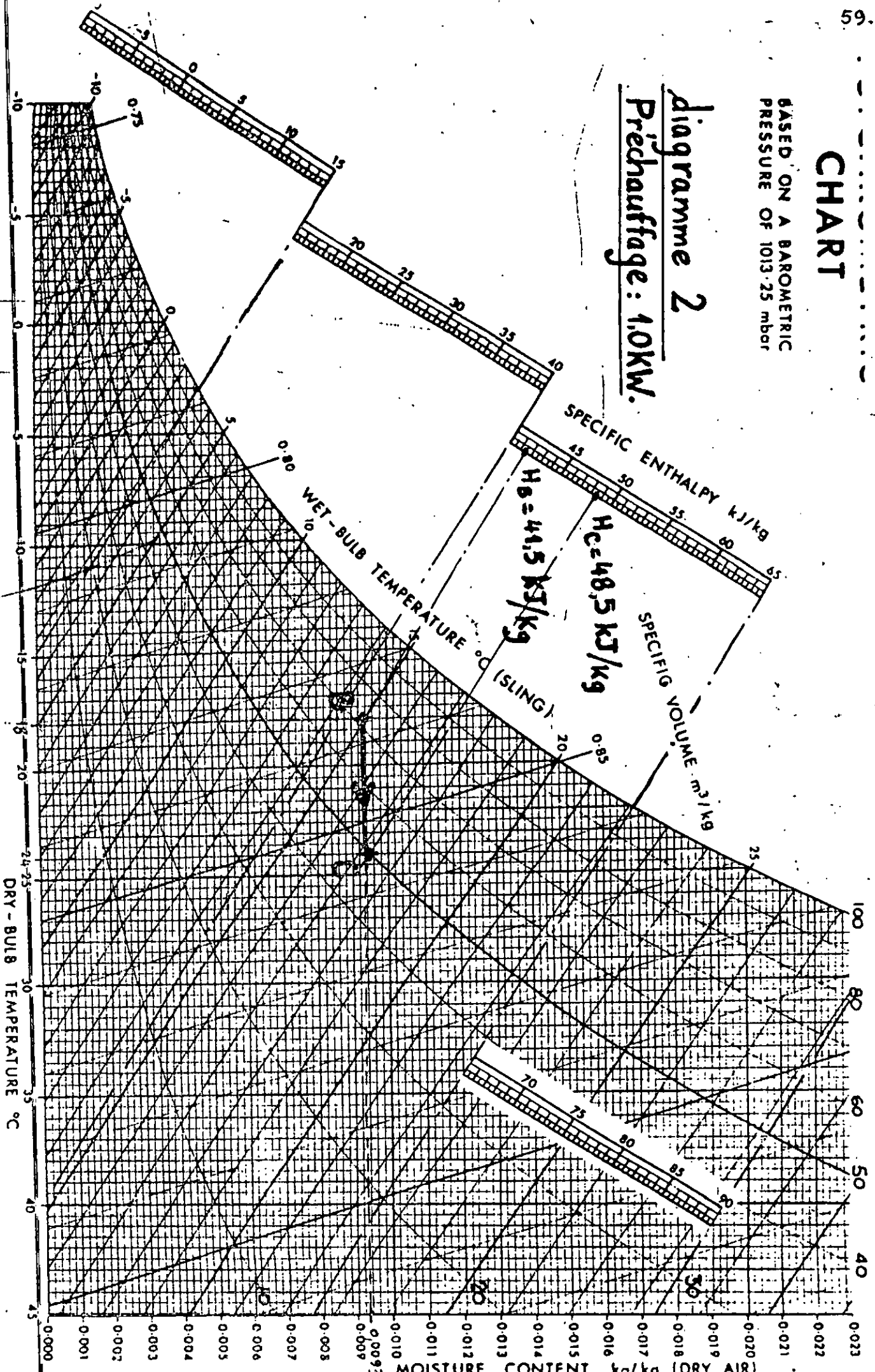
Préchauffage : 0,5KW



# CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

diagramme 2  
Prechauffage: 10KW.



DRY - BULB TEMPERATURE °C

MOISTURE CONTENT g/kg (DRY AIR)

SPECIFIC ENTHALPY kJ/kg

SPECIFIC VOLUME m³/kg

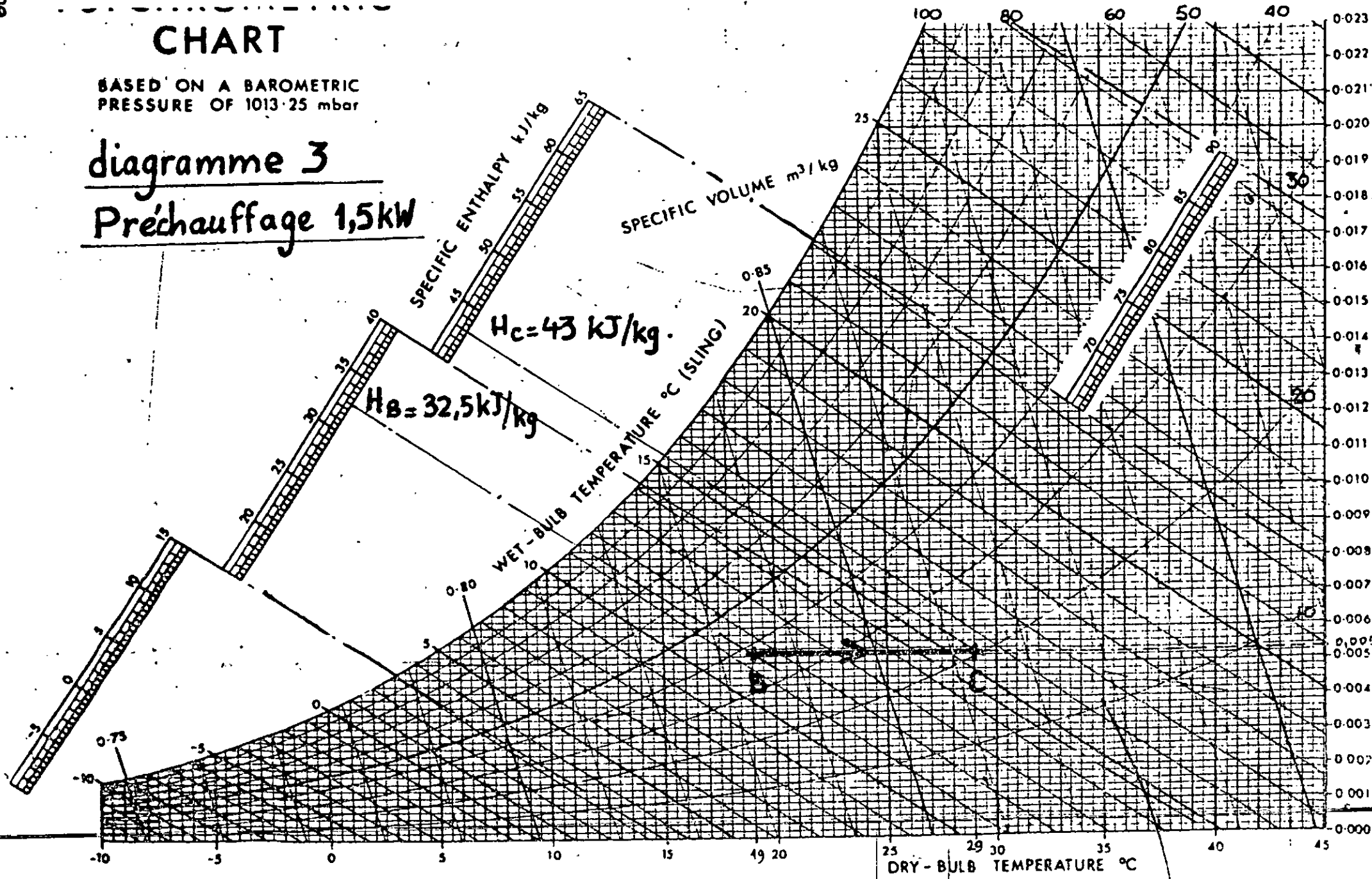
WET-BULB TEMPERATURE °C (SLING)

# CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

## diagramme 3

### Préchauffage 1,5kW



$H_c = 43 \text{ kJ/kg}$

$H_b = 32,5 \text{ kJ/kg}$

WET-BULB TEMPERATURE °C (SLING)

SPECIFIC ENTHALPY kJ/kg

SPECIFIC VOLUME m³/kg

DRY-BULB TEMPERATURE °C

0-023  
0-022  
0-021  
0-020  
0-019  
0-018  
0-017  
0-016  
0-015  
0-014  
0-013  
0-012  
0-011  
0-010  
0-009  
0-008  
0-007  
0-006  
0-005  
0-004  
0-003  
0-002  
0-001  
0-000

## 4.5.2 - Refroidissement de l'air avec déshumidification :

C'est une des transformations les plus importantes en conditionnement d'air puisqu'il s'agit généralement de refroidir de l'air mais également d'abaisser sa richesse en eau. Pour effectuer cette opération, on met l'air en contact avec une surface solide, qui est dans notre cas l'évaporateur du circuit de réfrigération, la température de cette surface est inférieure à la température de rosée de l'air à refroidir.

### - Procédure :

- Mettre en marche le banc d'essai
- Fermer complètement le registre de façon à ne permettre aucun recyclage de l'air.
- Mettre en marche l'unité de réfrigération en appuyant sur l'interrupteur du compresseur, permettant ainsi la circulation du fluide frigorigène (fréon 12).
- Préparer le récipient à liquide pour récupérer l'eau condensée sur l'évaporateur.
- Une fois la stabilité atteinte, on relève les données suivantes :
  - .. les températures de bulbe sec et de bulbe humide de l'air aux différents points à l'intérieur de la canalisation.
  - .. la pression de l'air à l'entrée de la canalisation

- .. la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit d'air .
- .. le débit du fluide frigorigène (fréon 12) à l'aide du débit-mètre .
- .. les températures  $t_{11}$ ,  $t_{12}$  et  $t_{13}$  du fréon 12 respectivement avant et après la vanne de détente et à la sortie de l'évaporateur .
- .. les pression  $P_c$  et  $P_e$  respectivement pression du fréon 12 au condenseur et à l'évaporateur (pressions relatives).
- .. l'intensité du courant électrique qui traverse le compresseur ainsi que la tension à ses bornes .
- ... le débit d'eau condensée à l'évaporateur .

## \_ Résultats :

Les résultats obtenus sont regroupés dans les tableaux de valeurs suivants :

Position		température humide observée	température humide sèche corrigée	unité	refroidissement avec déshumidification recyclage = 0		
A	Entrée canalisation		$t_1$ $t_2$	°C	14	18 14	
B	Après mélange	$t_4$	$t_3$ $t_4$	°C	14	18 13,6	
C	Après préchauffeur	$t_6$	$t_5$ $t_6$	°C	14	18 13,6	
D	Après évaporateur	$t_8$	$t_7$ $t_8$	°C	9	10 8,9	
E	Après réchauffeur	$t_{10}$	$t_9$ $t_{10}$	°C	10	11 9,9	

température fréon 12 avant vanne de détente	$t_{11}$	°C	35,5
température fréon 12 après vanne de détente	$t_{12}$	°C	- 2
température fréon 12 à la sortie de l'évaporateur	$t_{13}$	°C	4
Pression absolue du fréon 12 au condenseur	$P_c$	bar	9,5
Pression absolue du fréon 12 à l'évaporateur	$P_e$	bar	2,9
Débit massique du fréon 12	$m_r$	kg/h	48,6
Pression de l'air à l'entrée de la canalisation	Z	mm H <sub>2</sub> O	3,0
Pression différentielle de l'air au niveau de l'orifice du conduit	Y	mm H <sub>2</sub> O	3,2
Intensité du courant qui traverse le compresseur	$I_c$	A	5,6
Tension aux bornes du compresseur	E	V	240
température de l'eau condensée à l'évaporateur	$t_e$	°C	17
Débit massique de l'eau condensée	$m_e$	kg/s	0,00011.

- Remarque : les manomètres, d'aspiration et de refoulement du fluide frigorigène, mesurent des pressions relatives, et on doit donc ajouter aux pressions lues sur ces manomètres 1 atm; on a :

$$P_{\text{absolue}} = P_{\text{relative}} + 1 \text{ atm.}$$

## - Calculs :

### - Calcul du débit d'air :

Les températures de bulbe sec et de bulbe humide de l'air au point C sont données par :

$$t_5 = 18^\circ\text{C}$$

$$t_6 = 13,6^\circ\text{C}$$

On relève sur le diagramme psychrométrique de l'air la valeur du volume spécifique correspondant à l'air humide défini par les températures ci-dessus ; on trouve ;

$$v = 0,835 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Le débit massique de l'air à l'intérieur de la canalisation est donné par la relation :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{v}} \quad (\text{kg/s}).$$

où

$z$  : représente la pression statique de l'air à l'entrée de la canalisation, (en mm d'eau).

On obtient alors :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{3,0}{0,835}} = 0,143 \text{ kg/s}.$$

On relève sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité absolue  $w$ , de l'humidité relative  $e$  et de l'enthalpie de l'air aux points C et D respectivement avant et après l'évaporateur.

On obtient le tableau de valeurs suivant :



Position	e %	$\omega$ (kg/kg d'air sec)	H (kJ/kg d'air sec)
Avant l'évaporateur	60	0,0078	38
Après l'évaporateur	88	0,0067	27

Considérons la figure de la page suivante ;

Pendant un temps  $\tau$ , et en régime permanent :

- Il entre en C de l'air dont l'humidité absolue est  $\omega_c$ , l'humidité relative  $e_c$ , l'enthalpie spécifique  $H_c$  et qui contient une masse  $m_{a,c}$  d'air sec ;

- Il sort en D de l'air dont l'humidité absolue est  $\omega_D$ , l'humidité relative  $e_D$ , l'enthalpie spécifique  $H_D$  et qui contient ( $m_{a,D}$ ) une masse  $m_{a,D}$  d'air sec .

- Il sort en P une masse d'eau liquide  $m_e$  d'enthalpie massique  $H_e$  .

- On extrait une quantité de chaleur  $Q_f$  par l'intermédiaire de l'évaporateur .

- Le bilan massique de l'air sec :

$$+ m_{a,c} - m_{a,D} = 0$$

d'où :  $m_{a,c} = m_{a,D} = m_a$  (kg d'air sec)

- Le bilan massique de l'eau :

$$+ m_{a,c} \omega_c - m_e - m_{a,D} \omega_D = 0 \quad (\text{kg d'eau})$$

d'où :  $m_e = m_a (\omega_c - \omega_D)$  (kg d'eau)

L'humidité spécifique décroît puisque  $(\omega_c - \omega_D) > 0$  et  $\omega_c > \omega_D$  .

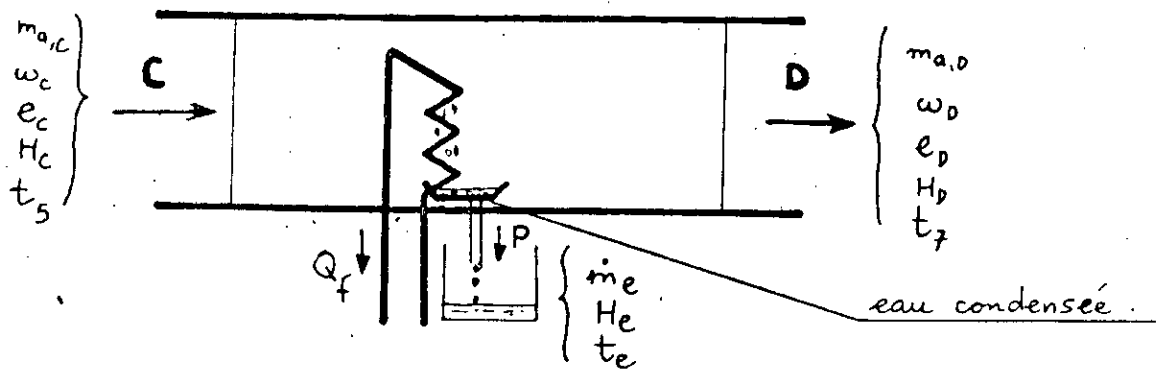


figure représentant schématiquement le dispositif de refroidissement de l'air avec déshumidification.

- Le bilan énergétique :

$$m_{a,c} H_c - m_e H_e - Q_f - m_{a,D} \cdot H_D = 0.$$

$$Q_f = m_a (H_c - H_D) - m_e H_e \quad (\text{KJ}).$$

- Variation de l'enthalpie de l'air :

La variation de l'enthalpie de l'air est donnée par la relation :

$$\Delta H_a = \dot{m}_a (H_D - H_c) + \dot{m}_e H_e.$$

avec :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a (\omega_c - \omega_D).$$

$$\dot{m}_e = 0,143 (0,0078 - 0,0067) = 0,000157 \text{ kg/s}.$$

L'enthalpie de l'eau condensée est :

$$H_e = 71,34 \text{ kJ/kg}.$$

C'est l'enthalpie de l'eau saturée à  $17^\circ\text{C}$ , obtenue à partir du graphe représentant les variations de l'enthalpie de saturation de l'eau en fonction de la température (graphe page 112).

la variation de l'enthalpie de l'air devient alors :

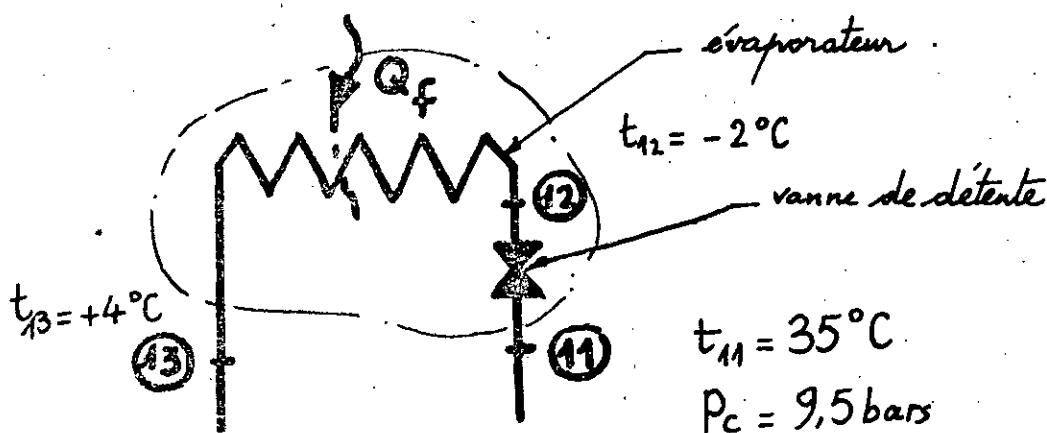
$$\Delta H_a = 0,143 (38 - 27) + 0,000157 \times 71,34 = 1,584 \text{ kW}.$$

- Circuit de réfrigération :

Considérons le système constitué par l'évaporateur du circuit de réfrigération. Les trois températures  $t_{11}$ ,  $t_{12}$  et  $t_{13}$  respectivement  $t_1$  avant la vanne de détente, température après la vanne de détente et la température à la sortie de l'évaporateur sont mesurables.

Les pressions  $P_c$  et  $P_e$  respectivement pression au condenseur et pression à l'évaporateur sont connues.

Connaissant ces paramètres on peut représenter les trois points 11, 12 et 13 du cycle de réfrigération (diagramme 4').



A partir des données indiquées ci-dessus et l'utilisation des tables thermodynamiques du fréon 12 (ou bien utilisation du diagramme P-h du fréon 12), on aura les enthalpies du fluide frigorigène aux points 11, 12 et 13. Sachant que la détente est isenthalpique, on aura :

$$h_{11} = h_{12} = 70 \text{ kJ/kg.}$$

et  $h_{13} = 191 \text{ kJ/kg.}$

La quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur s'écrit :

$$Q_f = \dot{m}_r (h_{13} - h_{12}) = \frac{48,6}{3600} (191 - 70) \text{ KW.}$$

$$Q_f = 1,634 \text{ KW.}$$

On remarque une différence entre les valeurs de la variation de l'enthalpie de l'air et la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur  $Q_f$ .

Cette différence est égale à :

$$Q_f - \Delta H_a = 1,634 - 1,584 = 0,05 \text{ kJ. (environ 3%).}$$

On remarque aussi une seconde différence entre la valeur du débit d'eau condensée à l'évaporateur, et celle de la diminution de la teneur en eau (par déshumidification) :

$$\text{Soit : } m_a(w_c - w_D) - 0,00011 = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s.}$$

Cette différence est due principalement au fait que l'écoulement de l'eau condensée sur les surfaces des ailettes de l'évaporateur, n'est pas régulier.

— Puissance absorbée par le compresseur :

Le compresseur de l'unité de réfrigération absorbe une puissance électrique donnée par la relation :

$$P = EI_c \cos \varphi.$$

avec

$E$  : différence de potentiel aux bornes du compresseur

$I_c$  : Intensité du courant électrique qui traverse le compresseur.

$\cos \varphi$  : facteur de puissance égal à 0,9.

donc :

$$P = 240 \times 5,6 \times 0,9 = 1209,6 \text{ W.}$$

$$\text{soit : } P = 1,2096 \text{ kW.}$$

— Coefficient de performance du circuit de réfrigération :

Le coefficient de performance est donné par l'expression :

$$\text{C.O.P.} = \frac{\text{Effet frigorifique}}{\text{Puissance absorbée}}$$

$$C.O.P = \frac{Q_f}{P}$$

d'où :

$$C.O.P = \frac{1,634}{1,2096} = 1,35$$

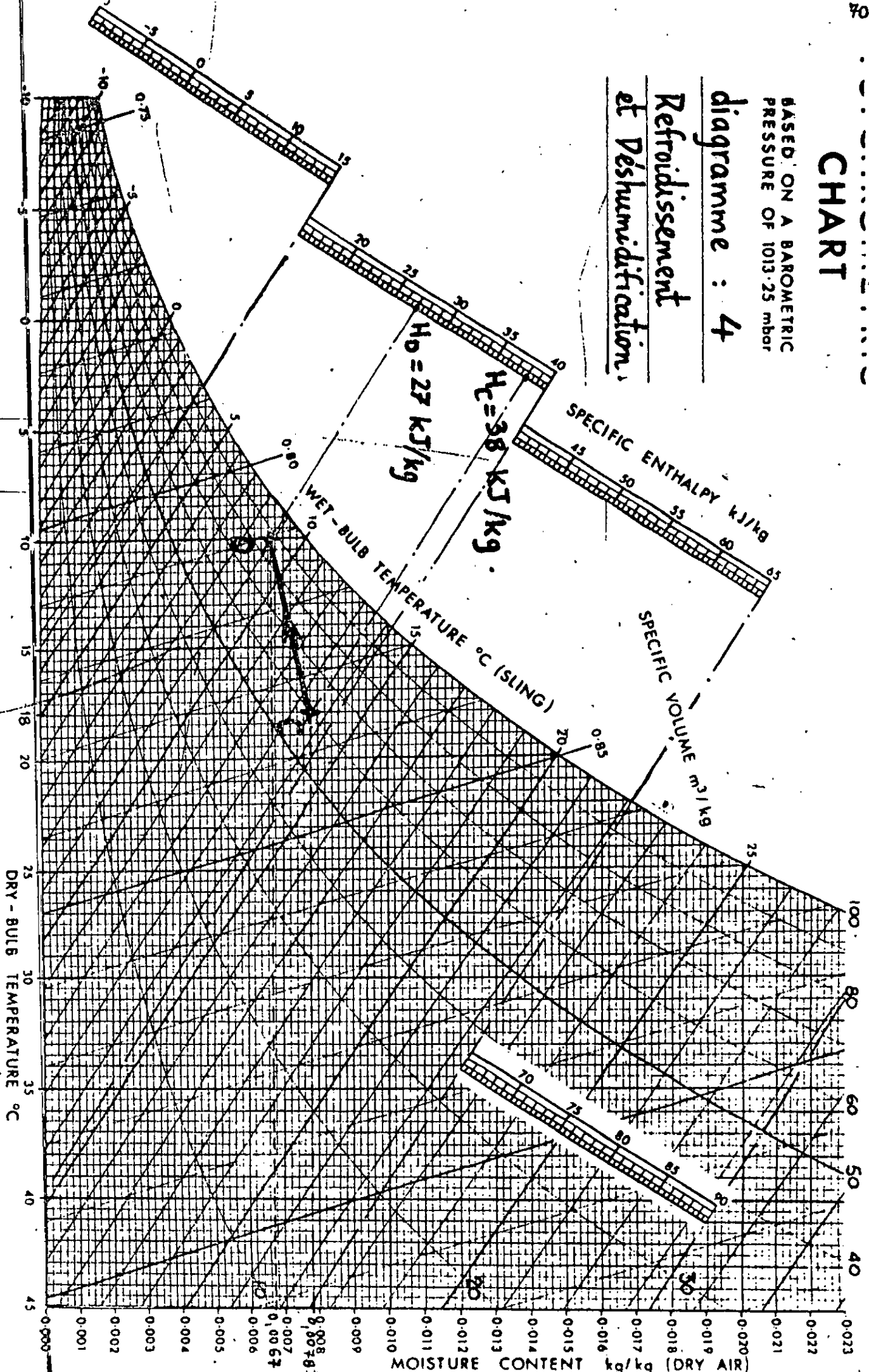
$$\underline{C.O.P = 1,35}$$

# CHART

BASED ON A BAROMETRIC  
PRESSURE OF 1013.25 mbar

diagramme : 4

Réfrigérissement  
et Déshumidification



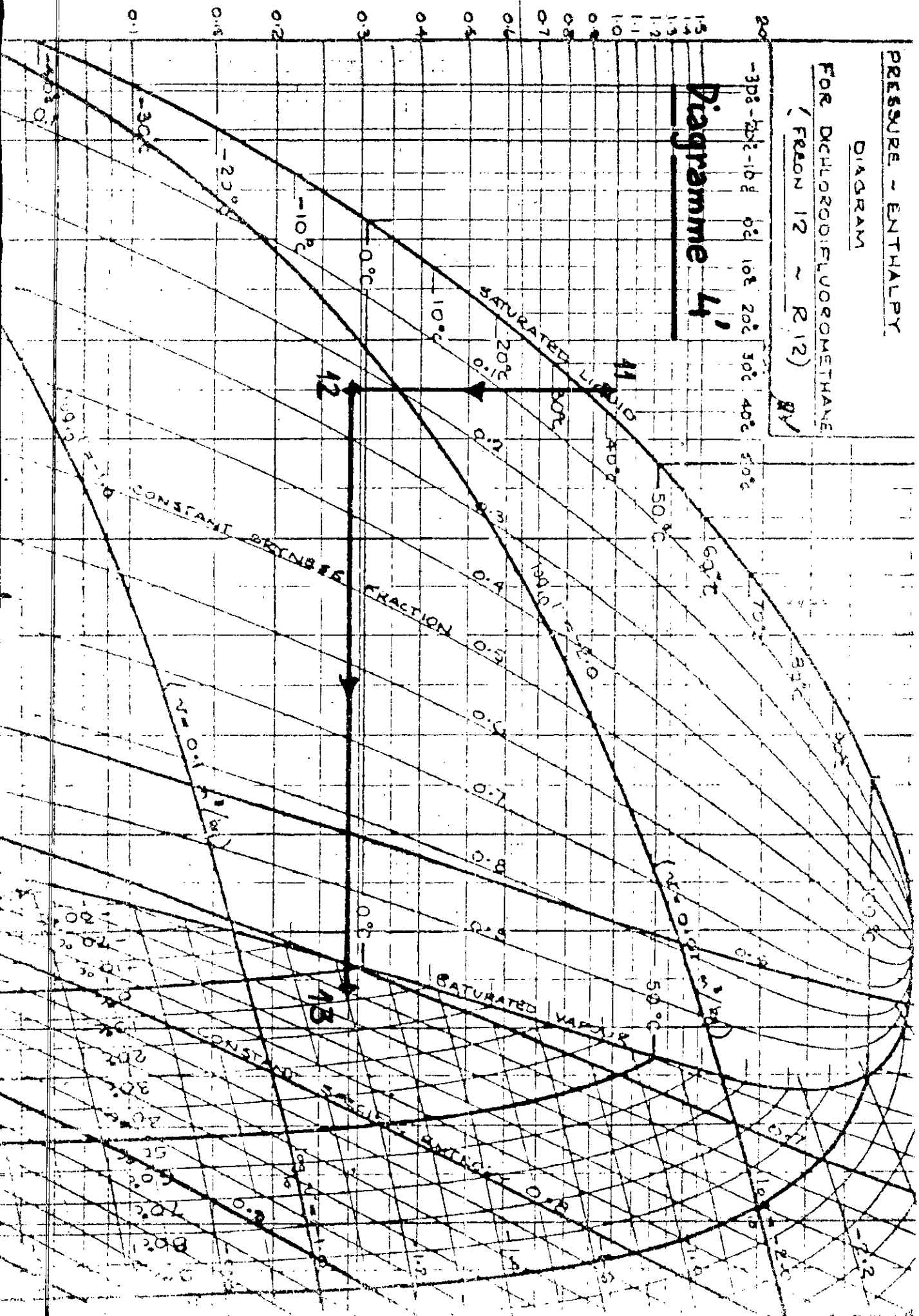
ABS PRESSURE MPa or  $\frac{N}{cm^2}$

PRESSURE - ENTHALPY

DIAGRAM

FOR DICHLOROFLUOROMETHANE  
(FREON 12 - R12) RV

Diagramme 4'





### 4.5.3. Humidification de l'air par injection de vapeur d'eau :

On peut être amené, dans un certain nombre de cas, à humidifier l'air à traiter :

- en hiver, car l'humidité spécifique de l'air extérieur est basse; cette nécessité d'humidifier l'air en hiver est absolument courante en climatisation.
- en conditionnement d'air industriel, par exemple: industrie textile, hopitaux, etc;
- en été, dans les pays arides, pour refroidir un air chaud et sec par vaporisation directe d'eau dans cet air, etc.

#### - Procédure :

- Mettre en marche le banc d'essai.
- Positionner le registre de réglage de façon à ne permettre aucun recyclage de l'air.
- Appuyer sur l'interrupteur de l'humidificateur qui correspond à une puissance de chauffage de 2,0 kW.
- Relever les paramètres suivants :
  - .. les températures de bulbe sec et de bulbe humide de l'air aux points caractéristiques à l'intérieur de la canalisation.
  - .. la pression statique de l'air à l'entrée de la canalisation
  - .. la pression différentielle de l'air au niveau de l'orifice du conduit.
  - .. l'intensité du courant électrique traversant l'humidificateur.

- .. la tension aux bornes de l'humidificateur.
- Refaire le même essai en considérant des puissances de chauffage de l'humidificateur de 4,0 kW et de 1,0 kW.

### - Résultats des essais :

Les résultats de tous les essais sont donnés dans le tableau suivant :

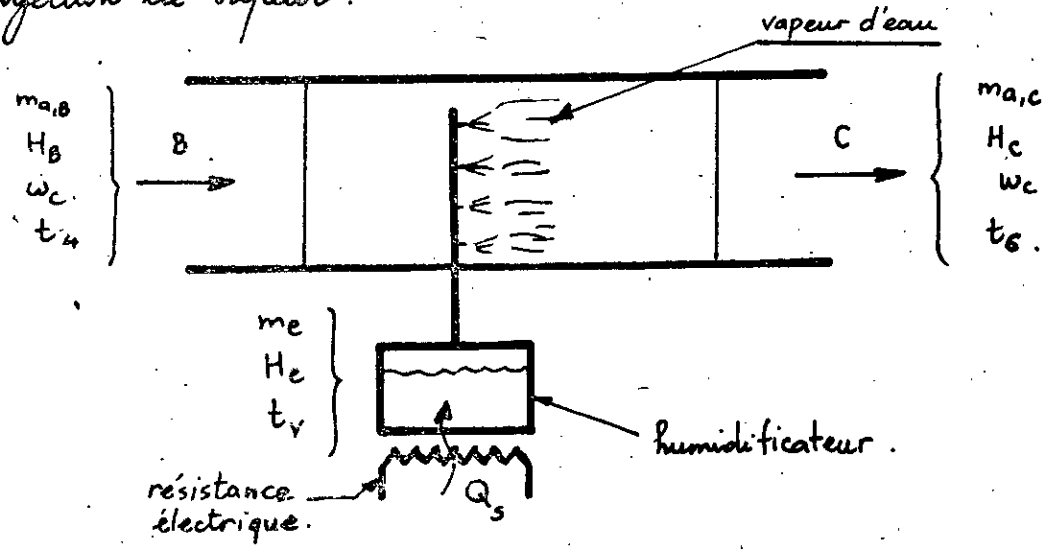
Position	température humide observée	température humide corrigée	température sèche	unité	humidification 4,0 kW			humidification 2,0 kW			humidification 1,0 kW		
					recyclage = 0			recyclage = 0			recyclage = 0		
A	Entrée canalisation	t <sub>2</sub>	t <sub>1</sub> t <sub>2</sub>	°C	17	20	17	16,5	20	16,5	17	21	17
B	Après mélange	t <sub>4</sub>	t <sub>3</sub> t <sub>4</sub>	°C	17	20	16,7	17	20	16,7	17	21	16,62
C	Après préchauffeur et injection de vapeur	t <sub>6</sub>	t <sub>5</sub> t <sub>6</sub>	°C	24	24	24	21	22	20,9	19	22	18,72
D	Après évaporateur	t <sub>8</sub>	t <sub>7</sub> t <sub>8</sub>	°C	24	24	24	21	22	20,9	19	22,5	18,67
E	Après réchauffeur	t <sub>10</sub>	t <sub>9</sub> t <sub>10</sub>	°C	24	24	24	21	23	20,82	19	23	18,63
Pression statique de l'air à l'entrée					Z	mm H <sub>2</sub> O	2,9	2,9	2,9				
Pression différentielle de l'air orifice du conduit					Y	mm H <sub>2</sub> O	3,2	3,2	3,1				
tension humidificateur					E	V	236	235	250				
Intensité du courant humidificateur (2,0 kW)					I <sub>s</sub>	A	8,6	8,6	-				
Intensité du courant humidificateur (2,0 kW)					I <sub>s</sub>	A	8,6	-	-				
Intensité du courant humidificateur (1,0 kW)					I <sub>s</sub>	A	-	-	4,0				

- Remarque : quand on doit procéder à un test ou essai avec injection de vapeur, on doit fermer les trois interrupteurs

de l'humidificateur pour accélérer le processus de vaporisation de l'eau. Dès que la vapeur d'eau commence à sortir de la rampe d'injection on sélectionne le ou les interrupteurs donnant la puissance électrique désirée.

- Calculs :

La figure ci-dessous représente schématiquement le dispositif d'humidification par injection de vapeur :



Pendant le temps  $\tau$ , et en régime permanent. On a :

- Le bilan massique de l'air sec :

$$+ m_{a,b} - m_{a,c} = 0$$

d'où :  $m_{a,b} = m_{a,c} = m_a$  (kg d'air sec).

- Le bilan massique de l'eau :

On fournit au système une masse  $m_v$  de vapeur d'eau :

$$+ m_{a,b} \cdot \omega_a + m_v - m_{a,c} \cdot \omega_c = 0 \quad (\text{kg d'eau}).$$

d'où :  $m_v = m_a (\omega_c - \omega_B)$  (kg d'eau).

- Le bilan énergétique :

La vapeur d'eau est injectée sous la pression atmosphérique à la température  $t_v = 100^\circ\text{C}$ , et avec l'enthalpie  $H_v$ ; on a :

$$m_{a,B} H_B + m_v H_v - m_{a,C} H_C = 0 \quad (\text{kJ}).$$

$$m_v H_v = m_a (H_C - H_B) \quad (\text{kJ}).$$

mais on a :

$$m_v = m_a (\omega_C - \omega_B)$$

donc :

$$(\omega_C - \omega_B) H_v = H_C - H_B \quad (\text{kJ/kg d'air sec}).$$

a) Humidificateur à 2,0 kW :

- Calcul du débit d'air :

L'air, au point B est caractérisé par les températures sèche et humide données par :

$$t_3 = 20^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 16,7^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme psychrométrique, on relève la valeur du volume spécifique de l'air au point B défini par les températures  $t_3$  et  $t_4$  ci-dessus ; on obtient :

$$v_A \approx v_B = 0,844 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Le débit massique de l'air à l'intérieur de la canalisation est donné par la relation :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{Z}{v_B}} \quad (\text{kg/s}).$$

On obtient alors, compte tenu des valeurs de  $Z$  et  $v_B$  :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{2,9}{0,844}} = 0,140 \text{ kg/s.}$$

On relève sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité relative  $e$ , de l'humidité absolue et de l'enthalpie de l'air aux points B et C, de la canalisation, on obtient le tableau suivant :

Position	$e$ - %	$w$ (kg/kg d'air sec)	$H$ (KJ/kg d'air sec)
Avant injection de vapeur	72	0,0104	46,5
Après injection de vapeur	82	0,0150	60

- Puissance électrique fournie à l'humidificateur :

La puissance électrique absorbée par l'humidificateur est donnée par la relation :

$$Q_s = E \cdot I_s$$

$$Q_s = 235 \times 8,6 = 2021 \text{ W} \\ = 2,021 \text{ kW.}$$

- Changement d'enthalpie de l'air :

Les valeurs des grandeurs caractéristiques de l'air aux points B et C nous permettent de déterminer le changement d'enthalpie de l'air après son passage à travers la rampe d'injection de vapeur d'eau, ce changement est donné par la relation :

$$\Delta H = m_a (H_C - H_B).$$

En tenant compte des valeurs des enthalpies  $H_C$  et  $H_B$  et du débit d'air, on aura :

$$\Delta H = 0,140 (60 - 46,5) = 1,890 \text{ kW.}$$

On remarque une différence entre la puissance électrique fournie à l'humidificateur et le changement d'enthalpie de l'air égale à :

$$Q_s - \Delta H = 2,021 - 1,890 = 0,131 \text{ kW}$$

Cette différence de 0,131 kW est due essentiellement aux pertes de chaleur au niveau de l'humidificateur.

- Augmentation de la teneur en eau de l'air :

La masse de vapeur fournie par l'humidificateur est donnée par la relation :

$$m_v = m_a (w_c - w_b)$$

Compte-tenu des valeurs des humidités absolues de l'air aux points B et C et du débit massique de l'air, on obtient :

$$m_v = 0,140 (0,0140 - 0,0104) = 6,44 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Débit d'eau vaporisée à l'humidificateur :

Ce débit est donné par la relation :

$$m_e = \frac{Q_s}{(H_v - H_e)}$$

où :  $Q_s$  représente la puissance de chauffage de l'humidificateur  
 $H_v$  est l'enthalpie de la vapeur d'eau à la température  
 $t_v = 100^\circ\text{C}$ ,

$H_e$  est l'enthalpie de l'eau (enthalpie massique).

avec :  $H_v = 2675,8 \text{ kJ/kg d'eau}$

En supposant que la vapeur d'eau est obtenue par vaporisation de l'eau à  $20^\circ\text{C}$ , on aura alors :

$$H_e = 83,90 \text{ kJ/kg d'eau}$$

on obtient alors :

$$m_e = \frac{Q_s}{(H_v - H_e)}$$

$$= \frac{2,021}{(2675,8) - 83,90} = 7,797 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

On remarquera là aussi une différence entre les valeurs de l'accroissement de la teneur en eau de l'air due à l'injection de vapeur et le débit d'eau vaporisée à l'humidificateur.

Ceci étant dû aux pertes de chaleur, de la rampe d'injection de la vapeur, vers l'air à l'intérieur de la canalisation sous forme de chaleur sensible.

- Evolution dans le diagramme de l'air humide :

L'évolution de l'humidification de l'air par injection de vapeur d'eau est représentée dans le diagramme 5.

De ce diagramme on remarque que :

- l'humidité relative croît.
- l'humidité absolue augmente.
- l'humidification de l'air par injection de vapeur d'eau s'effectue à température de bulbe sec de l'air à peu près constante (l'accroissement de cette température est relativement petit.)

b/- Humidificateur à 1,0 kW :

- Calcul du débit d'air :

L'air au point B est caractérisé par les températures sèches et humides données par :

$$t_3 = 21^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 16,62^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme de l'air humide, on relève la valeur du volume spécifique de l'air au point B défini par les températures  $t_3$  et  $t_4$  ci-dessus ; on a :

$$v_A \approx v_B = 0,846 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Le débit massique de l'air est donc :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{Z}{v_B}} \quad (\text{kg/s})$$

soit :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{2,9}{0,846}} = 0,140 \text{ kg/s}$$

On relève sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité relative  $e$ , de l'humidité absolue et de l'enthalpie de l'air aux points B et C de la canalisation, on obtient le tableau suivant :

Position	$e$ %	$w$ (kg/kg d'air) sec	$H$ (kJ/kg d'air) sec
Avant l'injection de vapeur	63	0,010	46,5
Après l'injection de vapeur	72	0,012	52,6

- Puissance électrique fournie à l'humidificateur :

$$Q_s = E \cdot I_g$$

$$= 250 \times 4,0 = 1000 \text{ W}$$



$$Q_s = 1,0 \text{ kW}$$

- Changement d'enthalpie de l'air :

L'augmentation de l'enthalpie de l'air après son passage à travers la rampe d'injection de vapeur d'eau est donnée par la relation :

$$\Delta H = \dot{m}_a (H_c - H_B)$$

Soit :

$$\Delta H = 0,140 (52,6 - 46,5) = 0,854 \text{ kW}$$

Soit une différence de :

$$Q_s - \Delta H = 1,0 - 0,854 = 0,146 \text{ kW}$$

- Augmentation de la teneur en eau de l'air :

La masse de vapeur fournie par l'humidificateur est donnée par la relation :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (w_c - w_B)$$

Soit :

$$\dot{m}_v = 0,140 (0,012 - 0,010) = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Débit d'eau vaporisé à l'humidificateur :

Ce débit est donné par la relation :

$$\dot{m}_e = \frac{Q_s}{(H_v - H_e)}$$

avec :  $H_v = 2675,8 \text{ kJ/Kg d'eau}$

$H_e = 83,90 \text{ kJ/Kg d'eau}$

d'où :

$$\dot{m}_e = \frac{1,0}{2675,8 - 83,90} = 3,858 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Evolution dans le diagramme de l'air humide :  
 Cette évolution est représentée sur le diagramme 6.

C/- Humidificateur à 4,0kW :

D'après les valeurs obtenues des températures de bulbe sec et de bulbe humide après humidification, l'on constate que pour la puissance de chauffage de l'humidificateur de 4,0kW, on obtient un air saturé ( $e = 100\%$ ).

Les températures de l'air de bulbe sec et de bulbe humide sont respectivement :

$$t_3 = 20^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 16,7^\circ\text{C}$$

le volume spécifique de l'air correspondant à ces deux températures est obtenu du diagramme psychrométrique, on a :

$$V_A = V_B = 0,844 \text{ m}^3/\text{kg}$$

le débit massique de l'air est donc :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{2,9}{0,844}} = 0,140 \text{ kg/s}$$

les enthalpies spécifiques de l'air aux points B et C sont respectivement :

$$H_B = 46,5 \text{ kJ/kg}$$

$$H_C = 72,5 \text{ kJ/kg}$$

la puissance électrique fournie à l'humidificateur est :

$$Q_s = E \cdot I_s$$

$$= 236 \times (8,6 + 8,6) = 4059,2 \text{ W}$$

$$Q_s = 4,059 \text{ kW}$$

l'augmentation d'enthalpie de l'air est donnée par la relation :

$$\begin{aligned} \Delta H &= \dot{m}_a (H_c - H_B) \\ &= 0,140 (72,5 - 46,5) = 3,640 \text{ kW} \end{aligned}$$

Soit une différence :

$$Q_s - \Delta H = 4,059 - 3,640 = 0,419 \text{ kW}$$

l'augmentation de la teneur en eau de l'air au passage à travers la rampe d'injection de vapeur est donnée par :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (\omega_c - \omega_B)$$

du diagramme psychrométrique on a les valeurs de  $\omega_c$  et  $\omega_B$  :

$$\omega_c = 0,019 \text{ kg/kg d'air sec}$$

$$\omega_B = 0,0104 \text{ kg/kg d'air sec}$$

d'où l'on obtient :

$$\dot{m}_v = 0,140 (0,019 - 0,0104) = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Et le débit d'eau vaporisée à l'humidificateur est donné par :

$$\begin{aligned} \dot{m}_e &= \frac{Q_s}{(H_v - H_e)} \\ &= \frac{4,059}{2675,8 - 83,90} = 1,566 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

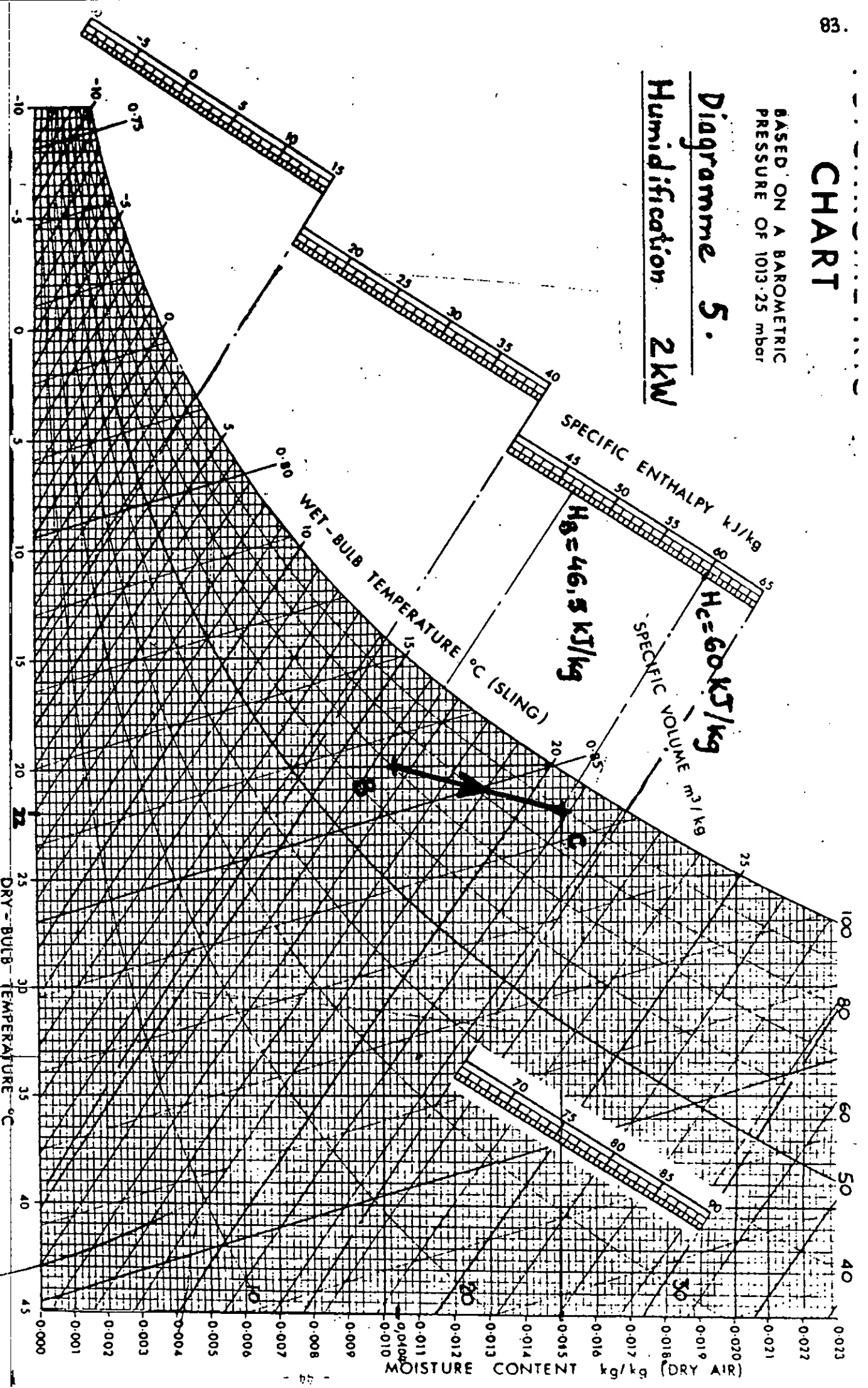
- Evolution dans le diagramme humide :

L'évolution de l'air humide au cours de cette humidification est représentée sur le diagramme 7. Le point C est situé sur la courbe de saturation, l'air en C est donc saturé ;  $e_c = 100\%$ .

# CHART

BASED ON A BAROMETRIC  
PRESSURE OF 1013.25 mbar

Diagramme 5.  
Humidification 2KW

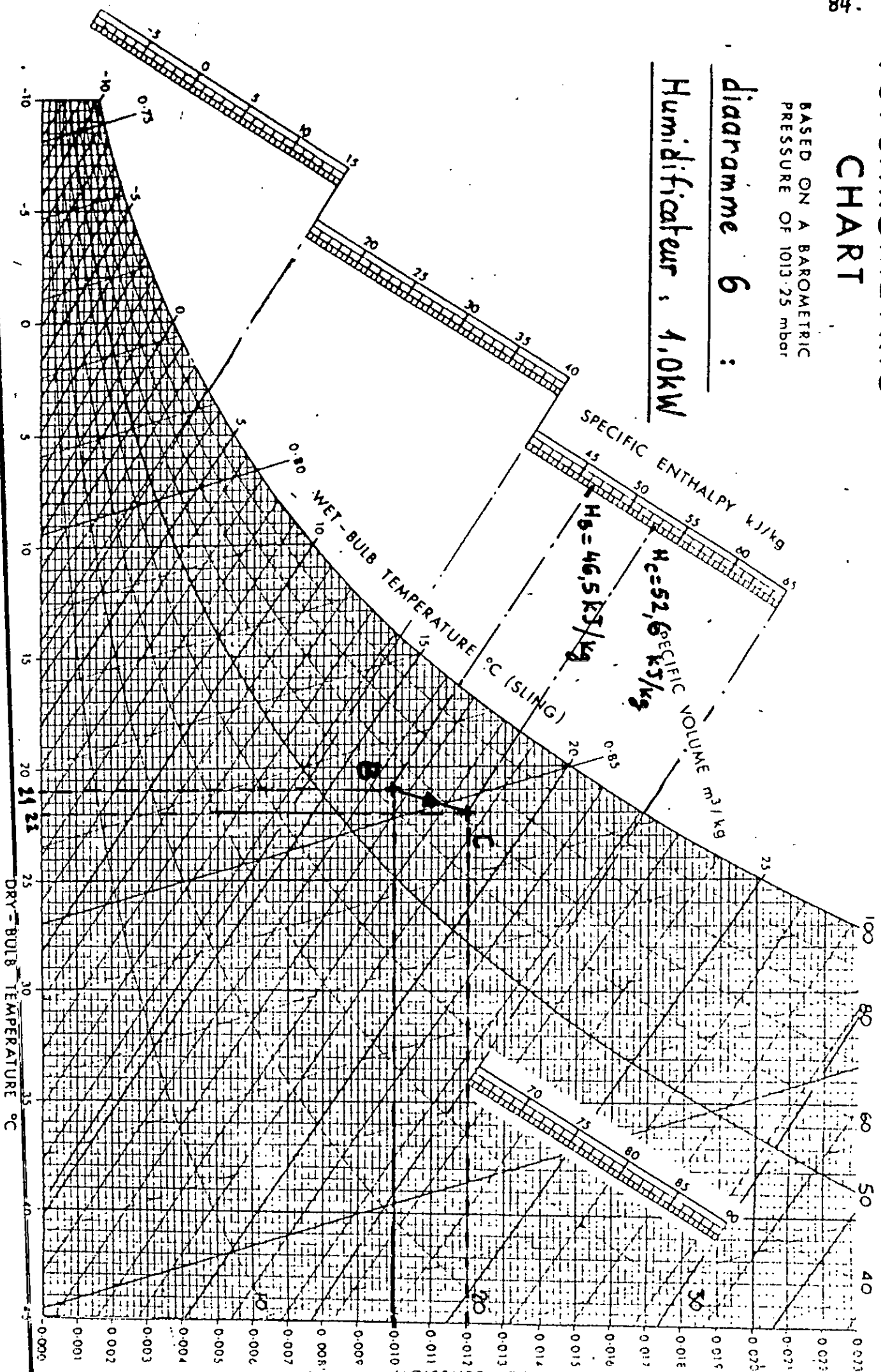


# CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

## Diagramme 6 :

### Humidificateur : 1,0kW

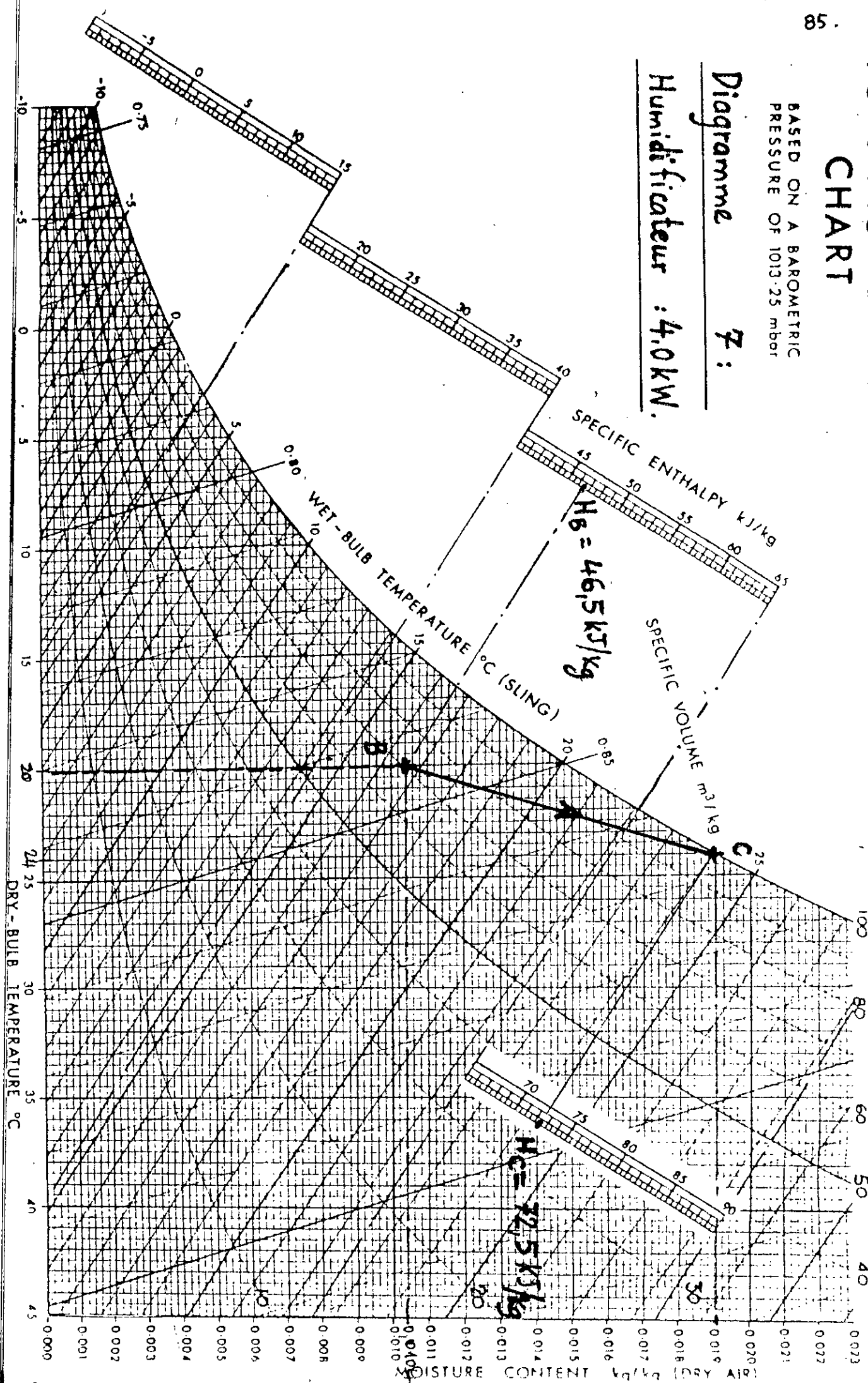


# CHART

BASED ON A BAROMETRIC  
PRESSURE OF 1013.25 mbar

Diagramme **7** :

Humidificateur : **4.0kW.**



## 454 - Mélange adiabatique de deux airs de caractéristiques différentes ; - Recyclage :

Les mélanges d'air sont courants en technique climatique et en conditionnement de l'air ; mélange air neuf - air recyclé, mélange air chaud - air froid, etc. On effectue ces mélanges au moyen de boîtes mélangeuses ou boîtes à mélange, équipées de registre de réglage des débits d'air à mélanger.

On considérera dans cette partie un essai de recyclage avec un taux de 33% donné par une position intermédiaire du registre en utilisant

### - Procédure :

- On met en marche le banc d'essai.
- Positionner le registre de réglage pour permettre un recyclage de l'air avec un taux de 33%.
- 
- Attendre l'établissement d'un régime permanent.
- Relever les paramètres suivants :
  - les températures de bulbe humide et de bulbe sec de l'air aux points caractéristiques de la canalisation.
  - la pression statique de l'air à l'entrée de la canalisation et la pression différentielle de l'air au niveau de l'orifice du conduit.

- .. l'intensité du courant électrique qui traverse l'élément de réchauffage de l'air
- .. la tension aux bornes du réchauffeur d'air
- .. la pression statique à l'entrée de la canalisation et la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit.

### - Résultats :

On obtient les résultats suivants qui sont regroupés dans le tableau de valeurs ci-dessous ; On n'a indiqué que les températures qui nous intéressent :

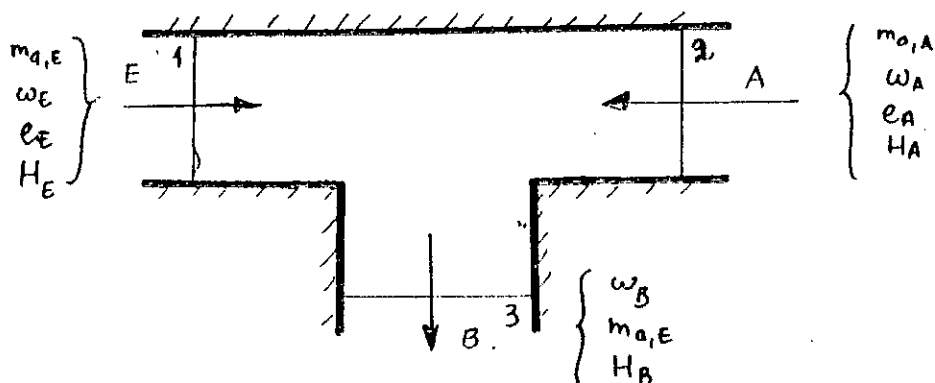
Position		température		unité	recyclage 33%	
		humide observée	humide sèche corrigée			
A	Entrée canalisation	$t_2$	$t_1$ $t_2$	°C	14	20 14
B	Après mélange	$t_4$	$t_3$ $t_4$	°C	17,60	22,7 17,10
C	Après préchauffeur	$t_6$	$t_5$ $t_6$	°C		
D	Après évaporateur	$t_8$	$t_7$ $t_8$	°C		
E	Après réchauffeur	$t_{10}$	$t_9$ $t_{10}$	°C	22,3	28,3 21,8
Pression statique à l'entrée canalisation		Z		mm H <sub>2</sub> O	1,6	
Pression différentielle de l'air orifice du conduit		Y		mm H <sub>2</sub> O	4,15	



tension	$E$	$V$	245
Intensité du courant	$I_p$	$A$	2,2

La détermination des caractéristiques psychrométriques du mélange peut être faite en considérant les équations de masse et d'énergie avec l'utilisation du diagramme de l'air humide.

- Calculs :



Par le canal 1 de la figure ci-dessus et pendant le temps  $t$ , il entre en régime permanent dans le système une masse d'air humide d'humidité spécifique  $w_E$  et d'enthalpie spécifique  $H_E$ ; soit  $m_{a,E}$  la masse d'air sec que renferme cet air entrant. Pendant le même temps  $t$ , il entre également dans le système, en 2, une masse d'air humide de propriétés différentes, d'humidité spécifique  $w_A$  et d'enthalpie spécifique  $H_A$ ; soit  $m_{a,A}$  la masse d'air sec que renferme cet air. Il sort enfin en B, pendant le même temps  $t$ , un air humide résultant du mélange adiabatique des airs entrants; il renferme une masse  $m_{a,B}$  d'air sec, son humidité spécifique est  $w_B$  et son enthalpie spécifique

$H_B$ . On a pendant le temps  $t$  :

- le bilan massique de l'air sec :

$$+ m_{a,A} + m_{a,E} - m_{a,B} = 0 \quad (\text{kg d'air sec})$$

- le bilan massique de l'eau :

$$+ m_{a,E} \cdot \omega_E + m_{a,A} \omega_A - m_{a,B} \cdot \omega_B = 0 \quad (\text{kg d'eau})$$

- le bilan énergétique :

$$+ m_{a,E} H_E + m_{a,A} \cdot H_A - m_{a,B} \cdot H_B = 0 \quad (\text{kJ})$$

En éliminant  $m_{a,B}$  des relations ci-dessus, on tire :

$$\frac{m_{a,E}}{m_{a,A}} = \frac{H_E - H_B}{H_B - H_A}$$

et de la même manière :

$$\frac{m_{a,E}}{m_{a,A}} = \frac{\omega_E - \omega_B}{\omega_B - \omega_A}$$

L'égalité des relations obtenues montre que dans un système de coordonnées  $(\omega; H)$  les points A, E et B sont alignés.

- Détermination du débit massique de l'air :

Connaissant l'état de l'air en A, on peut déterminer le volume spécifique en ce point, d'après le diagramme psychrométrique on aura :

$$v_A = 0,840 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Le débit massique de l'air à l'intérieur de la canalisation 2 (voir figure) est donné par :

$$m_a = 0,0757 \sqrt{\frac{z}{v_A}}$$

$$\dot{m}_a = 0,0757 \sqrt{\frac{1,6}{0,840}} = 0,104 \text{ kg/s.}$$

Connaissant les deux températures, à bulbe humide et à bulbe sec de l'air au point E, on relève sur le diagramme psychrométrique la valeur du volume spécifique correspondant à l'état de l'air en ce point, on trouve :

$$v_E = 0,872 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Le débit massique de l'air à travers l'orifice du conduit est donné par la relation :

$$\dot{m} = 0,073 \sqrt{\frac{\gamma}{v_E}}$$

avec  $\gamma$  : la pression différentielle de l'air au niveau de l'orifice du conduit d'air.

$v_E$  : le volume spécifique de l'air au point E de la canalisation.

alors :

$$\dot{m} = 0,073 \sqrt{\frac{4,15}{0,872}} = 0,159 \text{ kg/s.}$$

Le débit massique de l'air recyclé est donc :

$$\dot{m}_E = \dot{m} - \dot{m}_a$$

soit :

$$\dot{m}_E = 0,159 - 0,104 \quad (\text{kg/s})$$

$$\dot{m}_E = 0,055 \text{ kg/s.}$$

En supposant un écoulement adiabatique de l'air à l'intérieur de la canalisation, l'expression du bilan énergétique en régime

permanent s'écrit :

$$\dot{m}_B H_B = \dot{m}_A H_A + \dot{m}_E H_E$$

d'où

$$H_B = \frac{\dot{m}_A H_A + \dot{m}_E H_E}{\dot{m}_B}$$

$$H_B = \frac{0,104 \times H_A + 0,055 \times H_E}{0,159}$$

Les valeurs des enthalpies de l'air (enthalpies spécifiques) aux points A et E sont relevées sur le diagramme psychrométrique, car on connaît les températures sèches et humides de l'air aux points considérés.

on a :

$$H_A = 39 \text{ kJ/kg}$$

$$H_E = 63,2 \text{ kJ/kg}$$

d'où :

$$H_B = \frac{0,104 \times 39 + 0,055 \times 63,2}{0,159} = 47,4 \text{ kJ/kg}$$

$$H_B = 47,4 \text{ kJ/kg}$$

L'expression du bilan massique s'écrit :

$$\dot{m}_B \omega_B = \dot{m}_A \omega_A + \dot{m}_E \omega_E$$

Sur le diagramme psychrométrique, on relève les valeurs des humidités absolues de l'air aux points A et E, on trouve :

$$\omega_A = 0,0076 \text{ kg/kg d'air sec}$$

$$\omega_E = 0,0137 \text{ kg/kg d'air sec}$$

on a

$$\dot{m}_B \omega_B = \dot{m}_A \omega_A + \dot{m}_E \omega_E$$

$$\omega_B = \frac{\dot{m}_A \omega_A + \dot{m}_E \omega_E}{\dot{m}_B}$$

$$\frac{\omega_E - \omega_B}{H_E - H_B} = \frac{\omega_B - \omega_A}{H_B - H_A}$$

A, B et E, on voit facilement que :

le diagramme B permet de représenter l'alignement des trois points sont assez précis.

On remarque que ces deux points très proches l'un de l'autre, ce qui implique que les résultats des températures obtenus par le son et humide du mélange résultant.

de l'air déterminé à l'aide des mesures des températures sèche déterminé par le calcul, alors que le point B représente l'état Le point B représente l'état de l'air résultant du recyclage, lors du mélange de deux airs de caractéristiques différentes On représente sur le diagramme B, l'évolution de l'état de l'air - Evolution sur le diagramme de l'air humide :

A partir des valeurs de l'enthalpie spécifique et de l'humidité absolue  $\omega_B$  de l'air, calculées ci-dessus, on pourra représenter sur le diagramme psychrométrique le point B qui définit l'état de l'air résultant, puis comparer la position de ce point par rapport à celle du point B' qui représente l'état de l'air déterminé à partir des températures sèche et humide mesurées.

$$\omega_B = 0,0097 \text{ kg/kg d'air sec.}$$

$$\omega_B = \frac{0,159}{0,104 \times 0,0076 + 0,055 \times 0,0137}$$

Le rapport des débits d'air sec qui participent au mélange est égale au rapport des longueurs respectives des segments E-B et B-A.

$$\frac{m_{a,A}}{m_{a,E}} = \frac{\overline{E-B}}{\overline{B-A}}$$

on a :

$$\begin{aligned} \frac{\text{distance } \overline{E-B}}{\text{distance } \overline{A-B}} &= \frac{m_A}{m_E} \\ &= \frac{0,104}{0,055} \\ &= \underline{\underline{1,89 : 1}} \end{aligned}$$

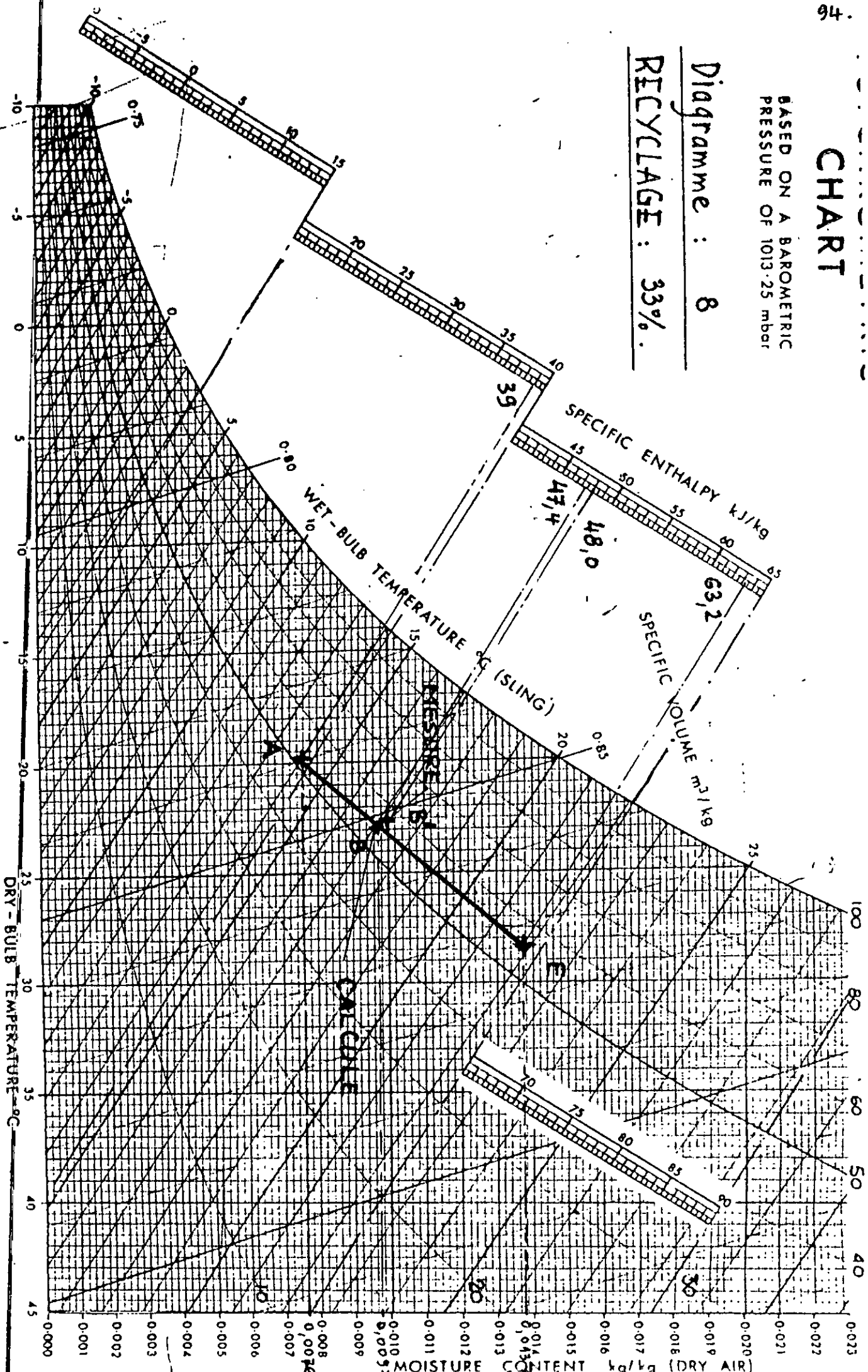

---

# CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

Diagramme : 8

RECYCLAGE : 33%.



ANNEXE : I



## - Manipulation 1 :

- Echauffement de l'air à humidité absolue constante :  
Utilisation du préchauffeur . Pas de recyclage .

Préchauffage ( B-C ) :

- Procédure :

- Le banc d'essai étant mis en marche en suivant les étapes indiquées au chapitre **IV**.
- Positionner le registre de réglage de façon à ne permettre aucun recyclage de l'air .
- Sélectionner la puissance de chauffage de 0,5 kW , en appuyant sur l'interrupteur du préchauffeur correspondant à cette puissance .
- Attendre l'établissement d'un régime permanent .
- Relever les valeurs des températures sèches et humides aux points caractéristiques de la canalisation d'air , en particulier avant et après le préchauffeur .
- Relever la pression statique à l'entrée de la canalisation et la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit .
- Relever l'intensité du courant électrique qui traverse le préchauffeur , ainsi que la tension à ses bornes .
- Refaire le même essai en choisissant des puissances de chauffage de 1,0 kW et 1,5 kW .

- Travail demandé :

- Compléter le tableau de valeurs
- Utiliser le diagramme psychrométrique pour déterminer, à partir des résultats expérimentaux les caractéristiques psychrométriques de l'air humide avant et après le préchauffeur.
- Établir le bilan massique de l'air humide et le bilan énergétique.
- Calculer la puissance fournie par le préchauffeur :  $Q_p = E \cdot I_p$ .
- Représenter l'évolution dans le diagramme de l'air humide.
- Commenter et expliquer les résultats obtenus.

## – Manipulation 2 :

- Humidification de l'air par injection de vapeur d'eau :  
Utilisation de la rampe d'injection de vapeur, pas de recyclage.

Injection de vapeur (B-C) :

### – Procédure :

- Le banc d'essai étant mis en marche.
- S'assurer que le registre est complètement fermé, et qu'il n'y a par conséquent aucun recyclage d'air.
- Sélectionner un taux d'injection de la vapeur correspondant à une puissance de chauffage de l'humidificateur de 2,0 kW. Pour ce faire, appuyer sur les 3 (trois) interrupteurs de l'humidification en même temps pour accélérer le processus de vaporisation de l'eau. Dès que de la vapeur d'eau sort

de la rampe d'injection, rétablir le taux de vapeur d'eau sélectionné en appuyant sur l'interrupteur correspondant.

- . Relever les températures sèches et humides à l'aide du thermomètre électronique.
- . Relever les valeurs de la pression statique à l'entrée de la canalisation et la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit.
- . Relever les valeurs de l'intensité du courant électrique qui traverse l'humidificateur, ainsi que la tension à ses bornes.
- . Refaire le même essai en choisissant une puissance de chauffage de l'humidificateur de 1,0 kW, 3,0 kW et 5,0 kW.

- Travail demandé :

- . Compléter le tableau de valeurs
- . Utiliser le diagramme psychrométrique pour déterminer à partir des valeurs expérimentales, les caractéristiques de l'air, avant et après humidification.
- . Etablir les bilans massiques de l'air sec et de la vapeur d'eau ainsi que le bilan énergétique.
- . Calculer la puissance électrique fournie à l'humidificateur  

$$Q_s = EI_s$$
- . Evaluer le débit d'eau vaporisée dans l'humidificateur.
- . Représenter l'évolution dans le diagramme psychrométrique.
- . Commenter et expliquer les résultats obtenus.

## Manipulation 3 :

- Refroidissement de l'air avec déshumidification :
- Utilisation de l'évaporateur du circuit de réfrigération.
- Pas de recyclage.

Refroidissement et déshumidification (C-D):

### Procédure :

- Mettre en marche le banc d'essai
- Le registre est complètement fermé, il n'y a aucun recyclage de l'air.
- Mettre en marche le circuit de réfrigération en appuyant sur l'interrupteur du compresseur, permettant ainsi la circulation du fluide frigorigène.
- Préparer le récipient à liquide, pour récupérer l'eau condensée sur l'évaporateur.
- Une fois la stabilité atteinte, on relève le débit du fluide frigorigène (freon 12) à l'aide du débitmètre des freon 12 (débit massique).
- Relève les températures  $t_{11}$ ,  $t_{12}$  et  $t_{13}$  du freon 12 respectivement, avant et après la vanne de détente et la température à la sortie de l'évaporateur.
- Relève les valeurs des pressions  $P_c$  et  $P_e$  du fluide frigorigène au condenseur et à l'évaporateur.
- Relève les températures sèche et humide de l'air aux

points caractéristiques de la canalisation.

- Relever les valeurs de la pression statique de l'air à l'entrée et la pression différentielle au niveau de l'orifice du conduit.
- Relever l'intensité du courant électrique et la tension aux bornes du compresseur du circuit frigorifique.

- Travail demandé :

- Compléter le tableau de valeurs.
- Utiliser le diagramme psychrométrique, et déterminer les caractéristiques de l'air avant et après l'évaporateur, à l'aide des résultats expérimentaux.
- Déterminer le débit d'eau condensée à l'évaporateur.
- Étudier le cycle frigorifique du circuit de réfrigération.
- Calculer le coefficient de performance, C.O.P de la machine frigorifique.
- Déterminer le rendement volumétrique du compresseur.
- Représenter l'évolution de refroidissement de l'air, avec déshumidification dans le diagramme psychrométrique.
- Commenter les résultats obtenus.

- Manipulation 4 :

- Échauffement de l'air à humidité absolue constante ;  
Utilisation du réchauffeur et du ventilateur. Pas de recyclage.

## Réchauffage et ventilation (D-E):

### - Procédure :

- Le banc d'essai étant en marche, on positionne le registre de façon à ne permettre aucun recyclage de l'air.
- Sélectionner la puissance du réchauffeur de 0,5 kW en appuyant sur l'interrupteur du réchauffeur correspondant à cette puissance de chauffage.
- Régler la vitesse de rotation du ventilateur au maximum (en tournant le rhéostat de réglage de la vitesse de rotation du ventilateur dans le sens des aiguilles d'une montre).
- Relever les valeurs des températures sèches et humides de l'air aux points caractéristiques de la canalisation.
- Relever les pressions de l'air à l'entrée de la canalisation et au niveau de l'orifice du conduit.
- Relever l'intensité du courant électrique qui traverse le ventilateur et le réchauffeur, ainsi que la tension aux bornes du réchauffeur.

### - Travail demandé :

- Compléter le tableau de valeurs
- Déterminer les caractéristiques de l'air humide à l'intérieur de la canalisation en utilisant le diagramme psychrométrique de l'air, et les résultats expérimentaux obtenus.
- Etablir un bilan énergétique de l'air, en calculant

- les puissances de chauffage du réchauffeur :  $Q_r = E \cdot I_r$
- et la puissance électrique consommée par le ventilateur :  
 $P_f = E I_f$ .

- Représenter l'évolution dans le diagramme de l'air humide.
- Commenter les résultats obtenus.

## Manipulation 5 :

- Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes ; Recyclage :  
Utilisation du préchauffage . Recyclage de 50% et 33%.

### Procédure :

- Procéder de la même façon que pour la manipulation 1 en suivant exactement les mêmes étapes, sauf que le registre doit être positionner de telle manière qu'on ait un recyclage de 50%.
- Refaire le même essai avec un taux de recyclage de 33%
- Relever les valeurs des températures sèches et humides de l'air à l'intérieur de la canalisation d'air
- Relever les valeurs des pressions de l'air à l'entrée de la canalisation et au niveau de l'orifice du conduit.
- Relever les valeurs de l'intensité et de la tension du courant électrique du préchauffeur.

Travail demandé :

- Compléter le tableau de valeurs
- Utiliser le diagramme psychrométrique de l'air, afin de déterminer, à l'aide des résultats expérimentaux, les caractéristiques de l'air à l'intérieur de la canalisation.
- Etablir les bilans massiques de l'air sec et de la vapeur d'eau, et le bilan énergétique.
- Représenter l'évolution dans le diagramme de l'air humide, et commenter les résultats obtenus.



OBSERVATION SHEET

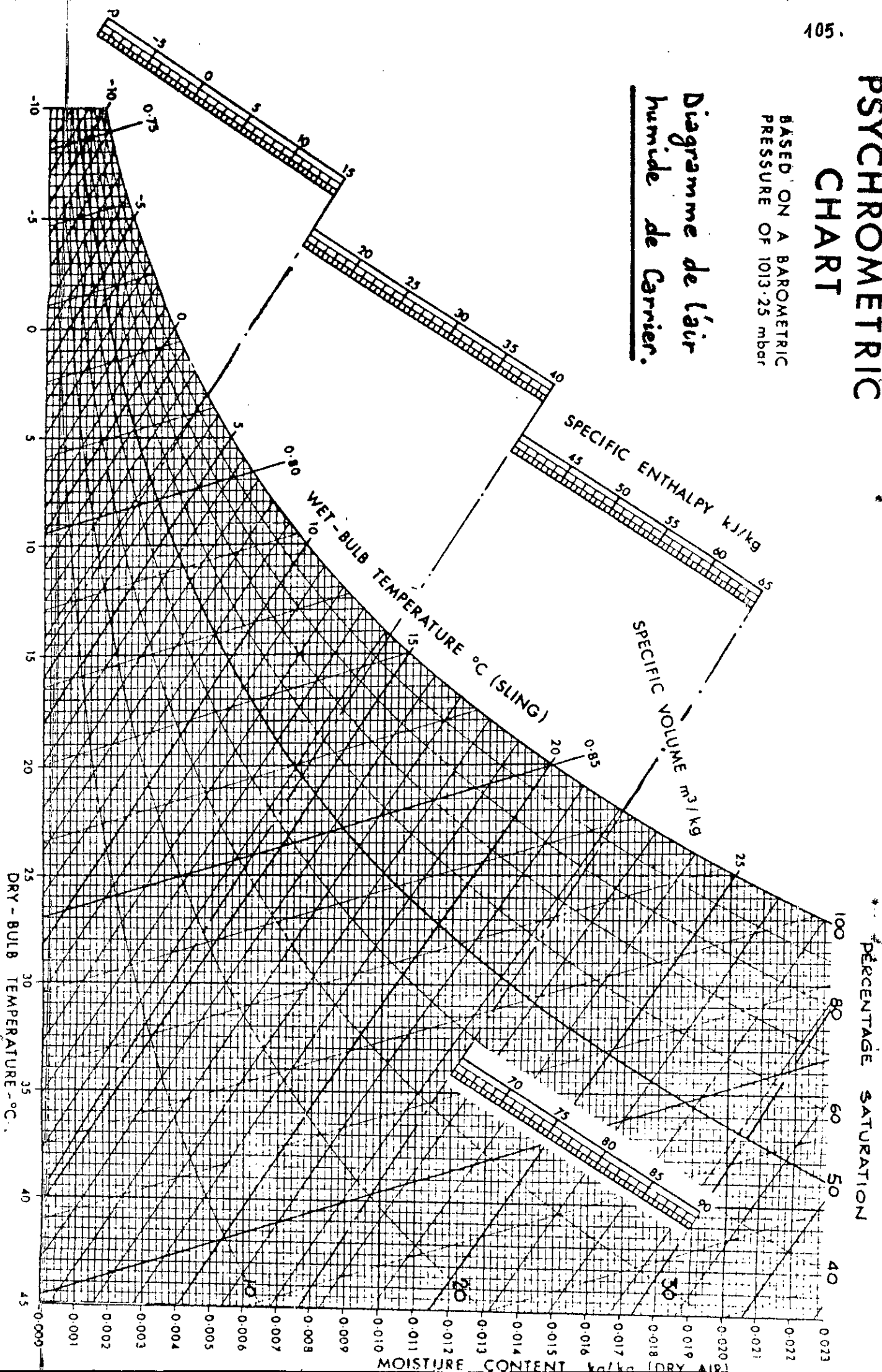
TEST REFERENCE									
STATION		AS OBSERVED (Screen)	WET BULB (String)	UNIT					
			DRY BULB						
A	Intake		t <sub>1</sub> t <sub>2</sub>	°C					
B	After Mixing	t <sub>4</sub>	t <sub>3</sub> t <sub>4</sub>	°C					
C	After Preheating and/or Steam Injection	t <sub>6</sub>	t <sub>5</sub> t <sub>6</sub>	°C					
D	After Cooling/ Dehumidification	t <sub>8</sub>	t <sub>7</sub> t <sub>8</sub>	°C					
E	After Reheating	t <sub>10</sub>	t <sub>9</sub> t <sub>10</sub>	°C					
	R12 Temp. before expansion valve	t <sub>11</sub>		°C					
	R12 Temp. after expansion valve	t <sub>12</sub>		°C					
	R12 Temperature leaving evaporator	t <sub>13</sub>		°C					
	R12 Pressure - Condenser	p <sub>c</sub>		bar g					
	R12 Pressure - Evaporator	p <sub>e</sub>		bar g					
	R12 Flow Rate	ṁ <sub>r</sub>		kg/h					
	Orifice Differential (Intake)	Z		mm H <sub>2</sub> O					
	Orifice Differential (In Duct)	Y		mm H <sub>2</sub> O					
	Voltage	E		V					
	Pre-heater Current (0.5kW nom.)	I <sub>p</sub>		A					
	Pre-heater Current (1.0kW nom.)	I <sub>p</sub>		A					
	Boiler Current (2.0kW)	I <sub>s</sub>		A					
	Boiler Current (2.0kW)	I <sub>s</sub>		A					
	Boiler Current (1.0kW)	I <sub>s</sub>		A					
	Compressor Unit Current	I <sub>c</sub>		A					
	Re-heater Current (0.5kW)	I <sub>r</sub>		A					
	Re-heater Current (1.0kW)	I <sub>r</sub>		A					
	Fan Current	I <sub>f</sub>		A					
	Condensate Temperature	t <sub>w</sub>		°C					
	Condensate Rate	ṁ <sub>w</sub>		kg/s					

Tableau de valeurs

# PSYCHROMETRIC CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 1013.25 mbar

*Diagramme de l'air humide de Carrier.*



DRY - BULB TEMPERATURE - °C.

MOISTURE CONTENT kg/kg (DRY AIR)

PÉRCENTAGE SATURATION

WET-BULB TEMPERATURE °C (SLING)

SPECIFIC ENTHALPY kJ/kg

SPECIFIC VOLUME m³/kg

# ANNEXE : II

ETUDE DU  
DIAGRAMME  
PSYCHROMETRIQUE  
DE CARRIER .

## A1. - Etude du diagramme de l'air humide de CARRIER :

Le diagramme de l'air de Carrier est tracé en prenant pour coordonnées la température sèche  $t$  (pour les abscisses) et la teneur en eau  $w$  (pour les ordonnées). Il est établi pour une pression atmosphérique normale de 1013,25 mbars. Toutes les caractéristiques de l'air humide  $t, t_h, t_r, w, H, e, v$  peuvent être repérées sur le diagramme pour un état donné de l'air humide.

Le diagramme est divisé en deux zones par la courbe de saturation  $e = 100\%$ , d'allure parabolique, au dessous de cette courbe se trouve la zone de l'air humide, au dessus la zone de brouillard.

Plusieurs familles de droites et de faisceaux de courbes quadrillent la zone de l'air humide, l'allure de toutes ces courbes est indiquée sur le diagramme joint à cette annexe.

Le diagramme utilisé en conditionnement d'air est valable en général pour les températures de  $-10^\circ\text{C}$  à  $+50^\circ\text{C}$ .

### A1.1. - Zones du diagramme :

#### a/ - Zone de l'air humide :

- Les isothermes sèches  $t$  sont des perpendiculaires à l'axe des abscisses limitées à la courbe de saturation  $e = 100\%$ .

- Une première famille de droites inclinées représente les isothermes humide ;  $t_h$ .

- Une seconde famille de droites plus inclinées que les précédentes donne la valeur des isochores  $v = C^{te}$ .
- Un faisceau de courbes à allure parabolique matriculé de 10% à 90% (la courbe matriculée 100% est la courbe de saturation) donne les humidités relatives constantes.
- Une famille de parallèles à l'axe des abscisses donne la valeur des Isohydres,  $\omega = C^{te}$ .

### b/\_ Zone du brouillard :

— Quatre échelles (généralement) donnent la valeur de l'enthalpie  $H$  de l'air (saturé) en fonction de la température  $t$ , ces échelles sont inclinées et tracés au dessus de la ligne  $e = 100\%$ .

— Remarque : On a extérieurement du diagramme :

— Perpendiculairement à l'axe des abscisses du diagramme une échelle donnant la tension partielle  $p_v$  de la vapeur d'eau en  $Kg/cm^2$  (ou une autre unité de pression), absolus.

— Une échelle dite (« facteur de chaleur sensible »), qui est utilisée pour tracer certaines opérations en conditionnement d'air, et dont l'origine est située dans la zone de vapeur humide au point  $26,7^\circ C$ ,  $50\%$ .

Le facteur de chaleur sensible, est le rapport de la variation d'enthalpie sensible (ou chaleur sensible) à la variation d'enthalpie totale :

$$\text{facteur de chaleur sensible} = \frac{\Delta H_{\text{sensible}}}{\Delta H_{\text{totale}}}$$

## A1.2. — Détermination des grandeurs caractéristiques d'un point "A" d'un air humide :

Lorsqu'on connaît deux caractéristiques d'un air humide A (par exemple  $t_A$  et  $t_{rA}$ , ou  $t_A$  et  $e_A$ , ou  $e_A$  et  $t_{hA}$ , etc.), on peut localiser son point représentatif A sur le diagramme, ce qui permet d'obtenir toutes les autres caractéristiques.

Pour le point A (voir figure a-1), on a :

— Température de bulbe sec :  $t_A$ .

Abaisser de A une perpendiculaire sur l'axe des abscisses et lire la valeur de  $t$  sur cet axe.

— Température de bulbe humide :  $t_{hA}$ .

Suivre l'isotherme de bulbe humide passant par A et lire la température  $t_{hA}$  sur la courbe de saturation  $e=100\%$ . On note que l'isotherme  $t_{hA}$  coupe la courbe de saturation, en  $A_1$  et que, par ce point, passe la verticale correspondant précisément à la température  $t_{hA}$ .

— Température de rosée :  $t_{rA}$ .

En menant de A, l'isohyde  $AA_3$  parallèle à l'axe des abscisses passant par A, on coupe la courbe de saturation pour l'humidité absolue  $w_A$ , donc la température de rosée de l'air humide A.

— Teneur en eau :  $w_A$ .

En prolongeant vers la droite la parallèle menée par A, nous lirons la teneur en eau de l'air humide sur l'échelle verticale du diagramme, échelle des humidités absolues.

— Humidité relative :  $e_A$ .

La valeur de l'humidité relative en A, nous est donnée par lecture directe du matricule de la courbe à humidité relative constante passant par A, ou par interpolation des valeurs de deux courbes à degré hygrométrique constant encadrant A.

- Enthalpie de l'air ;  $H_A$ .

Mener par A une droite qu'on prolongera au-delà de la ligne de saturation  $e = 100\%$ , jusqu'à son intersection avec l'échelle des enthalpies située dans la région du brouillard.

- Volume spécifique :  $v_A$ .

Mener par A une parallèle au faisceau des droites à volume spécifique constant et lire la valeur de  $v_A$  par interpolation entre les valeurs de  $v$ .

- Pression partielle de la vapeur d'eau :  $p_{vA}$ .

En prolongeant vers la droite la parallèle à l'axe des abscisses menée par A, nous lisons la valeur de la pression partielle de la vapeur d'eau sur l'échelle des pressions  $p_v$ , verticale tracée à droite de l'échelle des humidités absolues constantes.

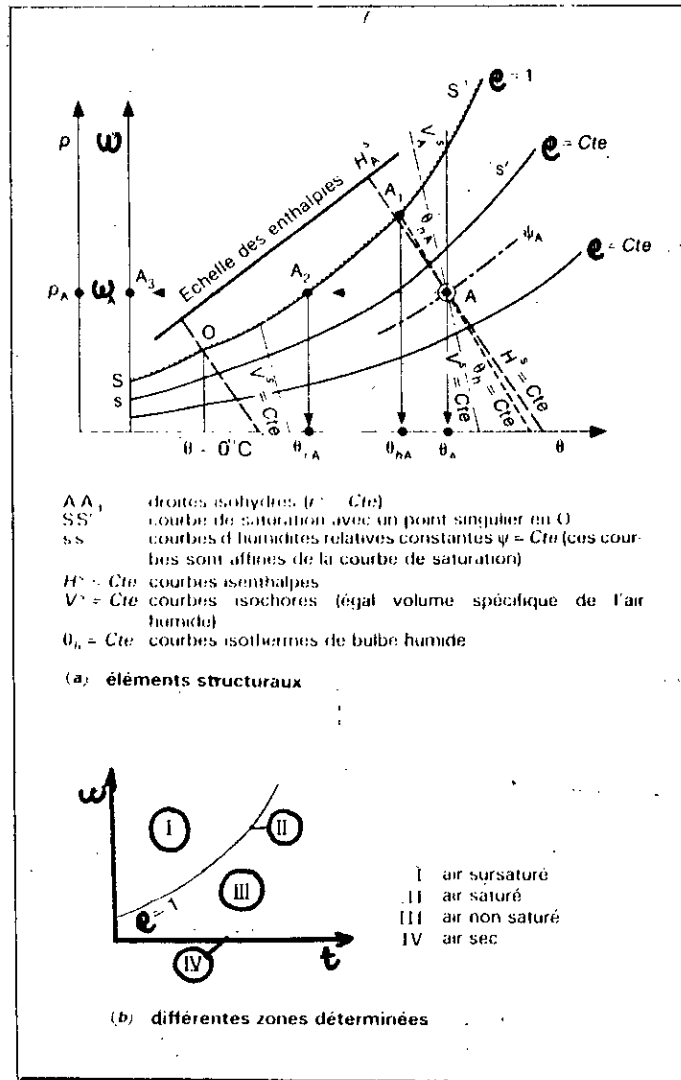
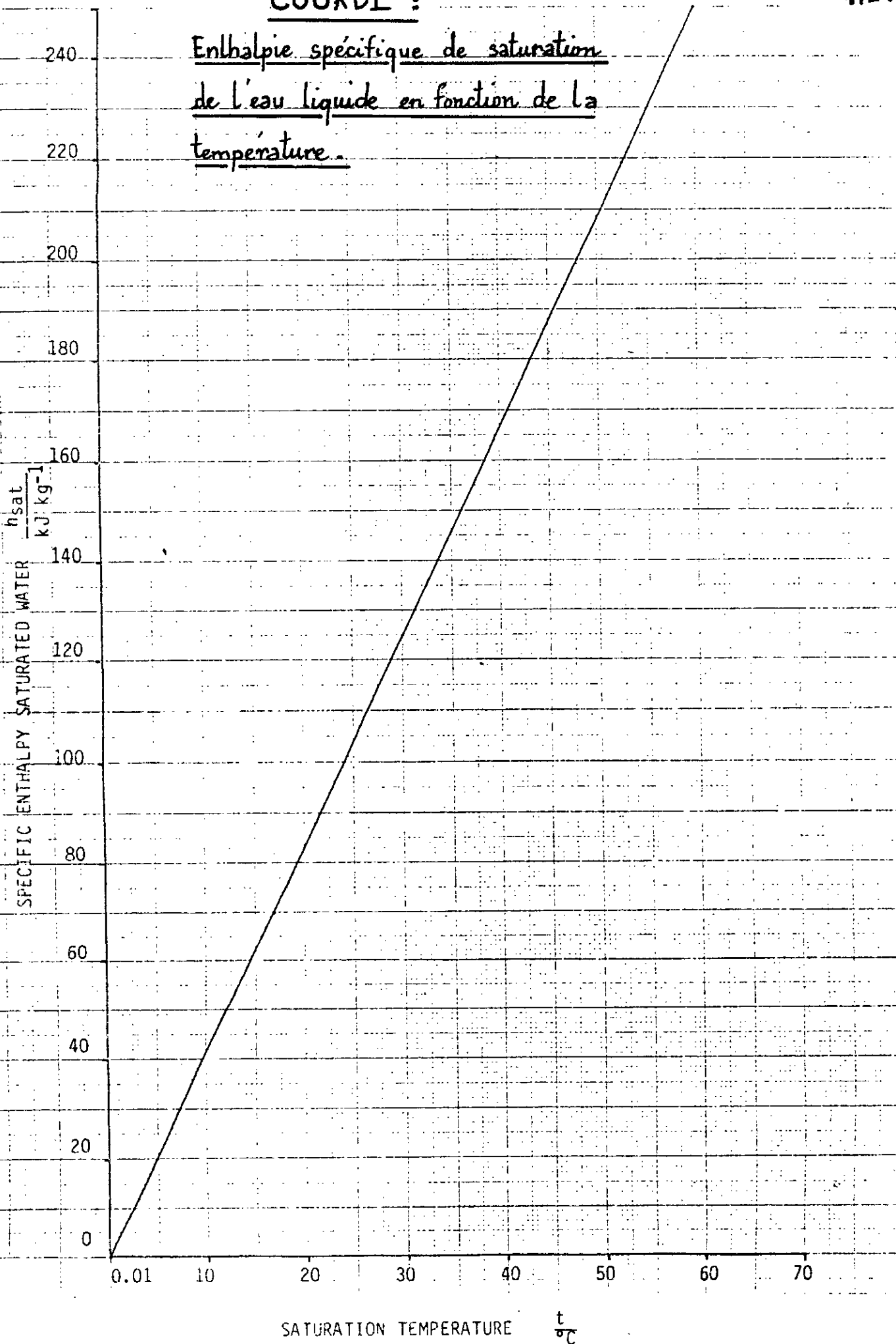


figure A-1 : Diagramme de l'air humide  
ou diagramme psychrométrique  
de Carrier.



# COURBE :

Enthalpie spécifique de saturation  
de l'eau liquide en fonction de la  
température.



# BIBLIOGRAPHIE :

- 1- / Le conditionnement de l'air .  
A. JUDET.
- 2- / La climatisation et les pompes  
à chaleur .  
Y. GUENAND.
- 3- / Principles of refrigeration  
ROY . DOSSAT.
- 4- / Installations frigorifiques.  
Tomes 1 et 2 .  
P.J. RAPIN.
- 5- / Thermodynamique technique.  
Tome 2-b .  
BAILLY .
- 6- / Refrigeration and air conditioning.  
JORDAN & PRIESTER .

