

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

2/79

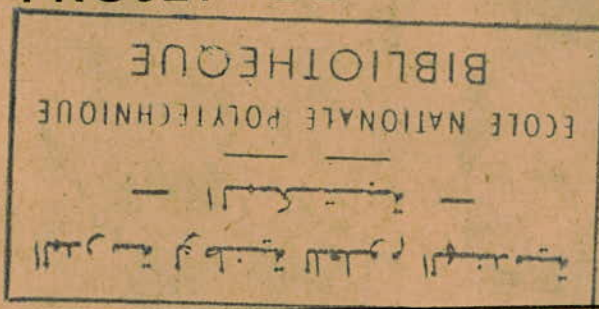
2EX

UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie Chimique

PROJET DE FIN D'ETUDES



Sujet : Conception et Mise au point d'un  
Appareil de réfrigération en circuit fermé.

Proposé par :

Etudié par :

Mr. R. Delbouys

Mr. M.K. Bouamoud.



Année Universitaire : 78-79





-DEDICACE-

Je dédie cet travail:

A TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS.

### REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier:

M. R. DELBOUYS pour m'avoir guidé tout au long de cette étude;

M. S.E. CHITOUR pour l'amabilité avec laquelle il a bien voulu assurer la présidence du jury.

M. Mes : NEZZAL - GROCHOWSKI - DJELLAS et TASSART pour avoir accepté d'en faire partie .

J'adresse également mes remerciements les plus vifs à :  
M.M.: ZAOUI - KHETIB - SANHAIJ - MOUSSA - MOUNIR - KELLOUCH  
GUETTALA et BILEKTAR respectivement responsable du matériel  
de Génie Chimique à l'E.N.P.A menuisier de l'Ecole, tourneur  
de L'Ecole, soudeur au Département de Mécanique, responsable  
du tirage au Département du Génie Chimique, étudiant à l'I.N.A  
et les deux derniers à l'Ecole d'Architectes.

-----oooOooo-----



MEMBRES DU JURY

Président:

M<sup>r</sup> S.E. CHITOUR

Docteur es-Sciences - Maître de conférences à l'E.N.P.A.  
et Chef du département de Génie Chimique.

Examineurs:

Mme NEZEAL G, Docteur-Ingénieur, chargée de cours à  
l'E.N.P.A

Mme DJELLAS T, Assistante à l'E.N.P.A

Mr GROCONSKI J, Maître de Conférences à l'E.N.P.A

Mr TASSART M, Maître-Assistant à l'E.N.P.A

Mr DELECUYS R, Maître de Conférences à l'E.N.P.A

-----ooOoo-----

## INTRODUCTION

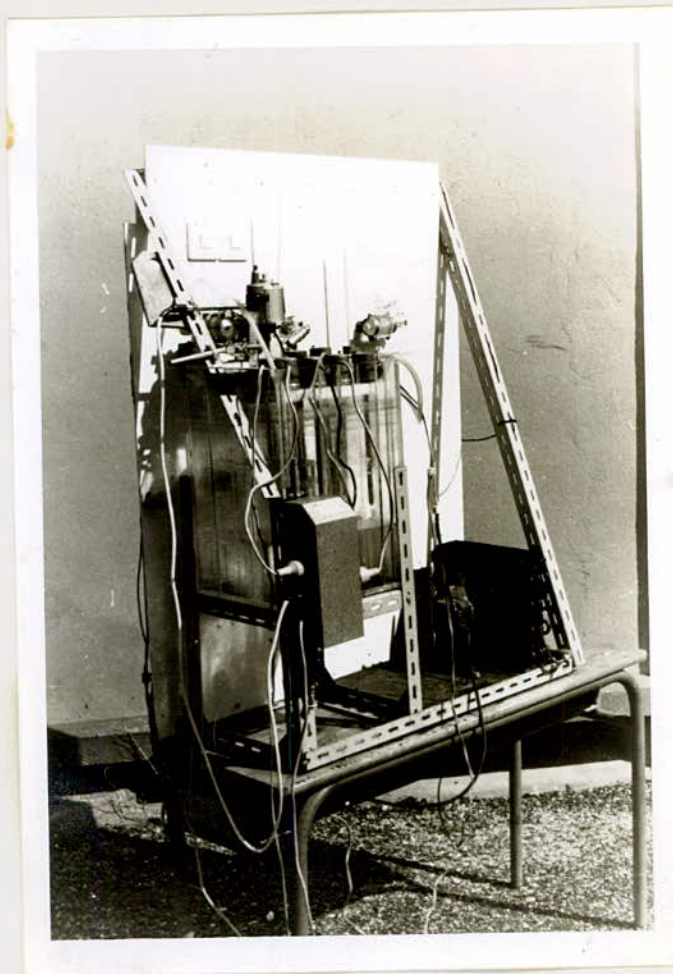
Le hall du Département de Génie chimique de l'Ecole Nationale Polytechnique groupe un certain nombre d'installations qui sont presque toutes tributaires de l'alimentation en eau de ville. En cas de coupure de celle-ci, les expérimentateurs doivent arrêter leurs appareils, faute de quoi de graves incidents peuvent surgir.

[Une solution à ce problème est] indispensable. Elle réside dans la réalisation d'un appareillage annexe, soit pour chaque installation en particulier, soit pour l'ensemble] du hall de Génie Chimique; [cet appareillage doit permettre le refroidissement de l'eau en circuit fermé.

Notre projet a consisté:

- 1) dans la mise au point et l'expérimentation d'un appareillage de réfrigération en circuit fermé par évacuation de chaleur sensible; on utilise l'air ambiant comme source froide
- 2) dans la remise en état et dans l'expérimentation d'une tour de réfrigération atmosphérique installée en Mai 1976 par un de nos prédécesseurs.





APPAREIL DE REFROIDISSEMENT

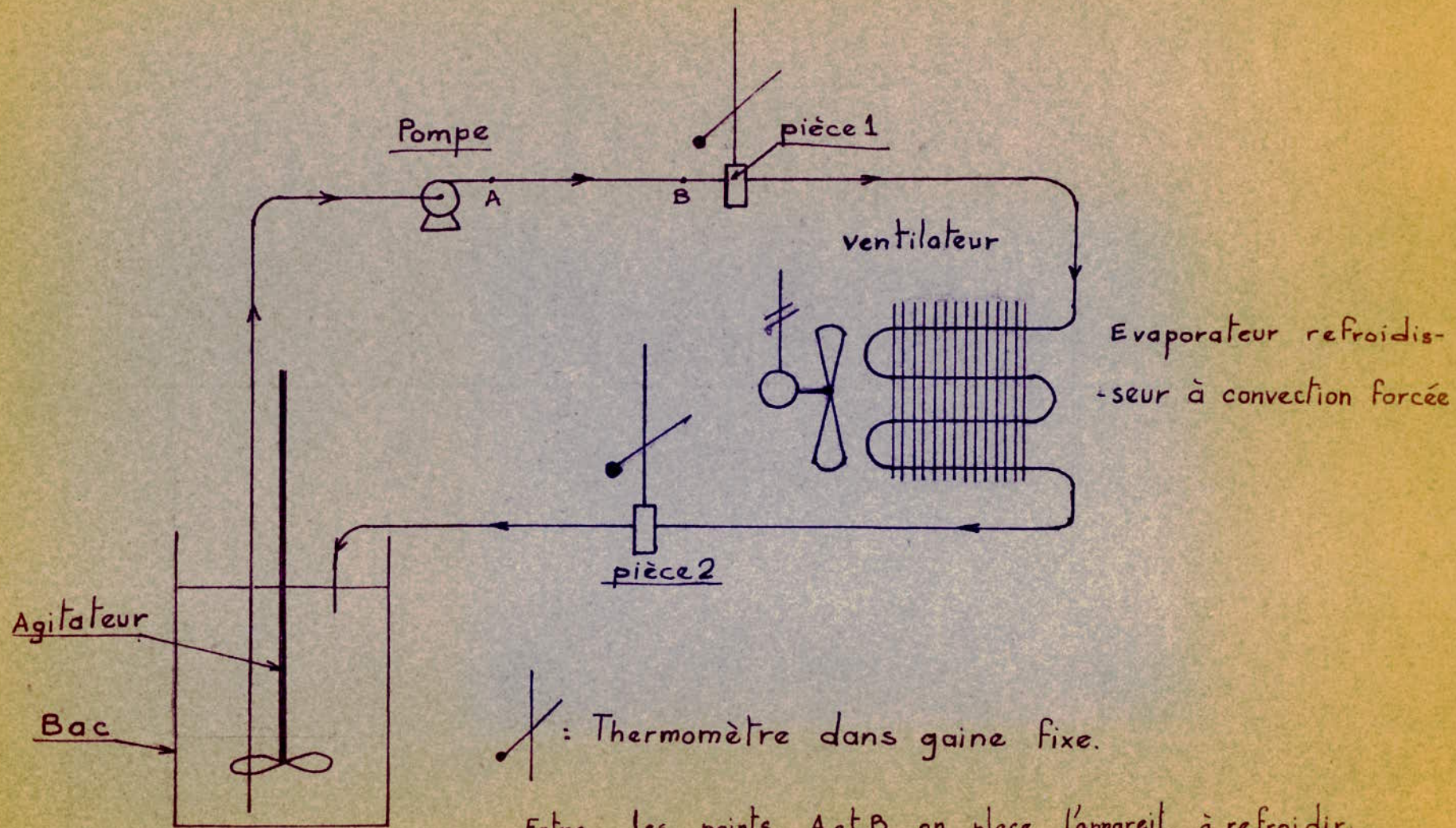


Schéma de l'installation de réfrigération.



α

- Première Partie -

Le Système de Réfrigération de l'eau avec

le condenseur à ailettes.

1) Description de l'appareillage.

Les éléments de l'appareil que nous utilisons sont :  
Un bac, un échangeur de chaleur, une pompe, un ventilateur, des résistances chauffantes, un agitateur, un thermomètre à contact, quatre thermomètres et deux pièces en plexiglass.

\* L'échangeur de chaleur.

L'échangeur de chaleur n'est autre qu'un condenseur de groupe frigorifique.

Il est constitué d'un certain nombre  $n$  de tubes ailetés, faisant  $N$  rangs en épaisseur ( $N < 6$ ) pour conserver une section frontale compatible avec les dimensions du ventilateur assurant la circulation de l'air.

Cet échangeur est bien défini; il a:

Ses tubes en cuivre:

$D_{ext} = 8 \text{ mm.}$

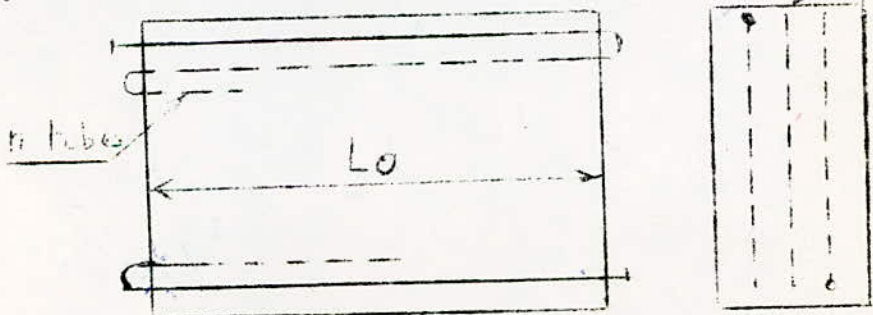
$D_{int} = 5,6 \text{ mm.}$

Ses ailettes de longueur  $L = 27 \text{ cm.}$   
                  largeur  $l = 9 \text{ cm.}$   
                  épaisseur  $e = 0,8 \text{ mm.}$

La longueur de faisceau  $L_a = 28 \text{ cm.}$

Un nombre de tubes en hauteur  $n = 27$  N rangs

Un nombre de rangs en épaisseur  $N = 3.$



Dans les conditions de disposition du schéma ci-dessus, la surface d'échange de chaleur  $A$  aurait pour valeur, si le tube utilisé présente par mètre une surface  $A_u \cdot \text{m}^2/\text{m}$ .

$A = A_u \cdot L_a \cdot N \cdot n \cdot \text{m}^2$

Pour déterminer la surface totale d'échange  $A_t$ , il faut tenir compte:

- de la surface du tube offerte à l'échange calorifique.
- du double de la surface libre des ailettes, celles-ci offrant à l'air, leur deux surfaces latérales.

- Remarque -  
il faut tenir compte de la surface des ailettes latérales. Cette surface n'est pas négligeable.

*α*

-REMARQUE-

En toute rigueur, à la surface ainsi calculée, il faudrait ajouter la surface des coudes de jonction des tubes. Ceux-ci n'étant pas intéressés par le flux d'air et leur surface étant faible, l'erreur de calcul est elle-même faible.

- Calcul -

Entraxe des tubes  $a = 3$  cm  
d'où la longueur d'un coude est égale à  $3,14 \cdot a$   
comme  $D_{ext} = 0,8$  cm

la surface d'un coude est  $s = 3,14 a \cdot 3,14 \cdot D_{ext}$   
 $s = (3,14)^2 \cdot 3 \cdot 0,8 \text{ cm}^2$   
 $s = 23,687 \text{ cm}^2$   
 $s = 23,69 \text{ cm}^2$

Le nombre de coude est de: 26  
La surface totale des coudes est  $A_c = 26s$

$A_c = 26 \cdot 23,69 \text{ cm}^2$   
 $A_c = 615,94 \text{ cm}^2$

\* coudes de jonction.

\*Ventilateur et calandre -

Le ventilateur est à hélice aspirante, distant de l'échangeur de 2 cm et est logé dans une calandre en bois formant chambre de dépression et qui servant de guide aux filets d'air, permettra de faire passer la totalité du volume brassé sur l'échangeur.

L'avantage de l'utilisation de l'hélice aspirante est l'élimination des aspirations parasites -

Il fonctionne sous une tension de 220 Volts.

Sur le couvercle du moteur électrique on peut lire l'écriture Italienne suivante:

TAYLOR ELECTRIC ITALIANA  
Caronno Pertusella Italia .  
Motor Per Ventilatore Air -Over ;  
Hz 50 - 1300 Giri 1550 -Hz 60 .  
Termic Protetto  
A norme C E I Nema V D E .

" Moteur pour ventilateur à air aspiré  
50 Hz - 1300 tr/ mn  
60 Hz - 1550 tr/ mn  
Protection thermique.

\* Pompes -

Les premières expériences ont débuté avec une pompe de circulation immergée centrifuge, de marque TOWNSON et MERCEN L<sup>TD</sup>, sans presse étoupe; elle est particulièrement étudiée pour la circulation de l'eau, des fluides thermostatés dans les dispositifs de bain-marie, et le refoulement des liquides purs ou légèrement pollués ne dépassant pas 180°C. Equipée d'un moteur asynchrone



monophasé 200/ 20 Volts de 66Watts silencieux et sans entretien (sur la plaquette apposée sur la pompe on peut lire: -Supply A.C

-Intensité maximum  $I=0,3$  A .

La puissance maximum est donc  $220 \cdot 0,3 = 66$  W)

Elle trouve facilement sa place ,grâce à son faible encombrement ,dans n'importe quelle cuve. Toutes les pièces en contact avec le liquide sont en acier inoxydable .

#### Matériaux de construction ①

Les matériaux utilisés dans la construction sont codés:

-La première lettre indique la matière utilisée pour le corps extérieur de la pompe et le corps de presse étoupe. La deuxième lettre indique les matières utilisées pour les pièces internes de la pompe.

Lettre	Matériaux
A	Acier allié AISI Série 300 ou 400
C	Acier 11-13% Cr

Par la suite ; on a reçu une pompe de circulation à débit réglable de type PC 150 qui est livrée avec un moteur dont la tension est de 220 Volts. Celle-ci peut sans inconvénient marcher à sec et n'étant pas auto-amorçante, il est nécessaire de procéder à son amorçage pour la première mise en service. ②

Pour le réglage de débit: desserrer le bouton de blocage-1 et tourner le bouton étoile-2 fixé sur l'excentrique dans le sens désiré pour augmenter ou diminuer le débit, bloquer à nouveau avant de le lâcher. Une fois réglé le débit reste stable si les conditions extérieures ne changent pas.

#### -ATTENTION-

S'assurer que l'écrou-4 existe et bien serré.  
(Voir schéma de la pompe)

#### -ENTRETIEN-

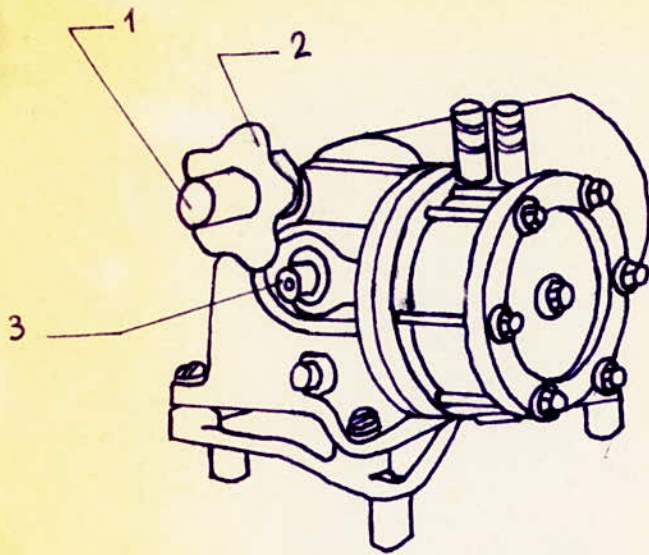
La pompe étant entièrement en P.T.F.F. "Téflon" elle permet de véhiculer tous les produits corrosifs et peut être rincée avec tout solvant ou liquide de votre choix.

Seules les particules solides en suspension dans le liquide peuvent altérer la lèvre du piston et faire chuter le débit .

Si après une longue période d'arrêt on constate une fuite de liquide au niveau de l'axe central il suffit de resserrer légèrement l'écrou freiné pour supprimer cette fuite.

Cette opération peut être aussi nécessaire dans des conditions de fonctionnement à basse température.

Avec des liquides purs cette pompe peut fonctionner pendant des mois en continu sans aucune révision.



Pompe type P.C 150

- Schéma de la pompe  
à  
débit réglable-



\* Bac et eau -

Nous avons fabriqué le bac réservoir d'eau chaude avec du plexiglass de récupération. Les dimensions ont été choisies de telle sorte à éviter les chutes. (h=46,5cm ; ep=1cm ; de base carrée {32 . 32} cm<sup>2</sup> )

Le collage se fait de la façon suivante, on positionne les côtés du bac perpendiculairement les uns aux autres dans leur positions définitives et à l'aide d'une seringue (5cc) on injecte du chloroforme de façon à mouiller la surface de contact des plaques, 10 minutes après les deux plaques deviennent solidaires.

Nous avons disposé ce bac sur un bâti, la cornière sur-relevée au dessus de la table d'expériences de façon à permettre d'une part une vidange facile de récipient par un robinet situé au fond, d'autre part un refoulement d'air du ventilateur facile.

On a utilisé l'eau distillée qui répond à tous les critères essentiels garantissant la bonne conservation de l'appareil de réfrigération:

- ne pas être incrustantes
- ne pas être corrosive
- et ne pas contenir de micro-organismes susceptibles de proliférer aux endroits exposés à la lumière.

\* Résistances chauffantes-

A l'aide d'une planche en bois reposant sur les côtés du bac, nous avons placé huit résistances chauffantes de puissance différentes et qui plongent dans l'eau.

nombre	puissance <sub>w</sub>	tension <sub>v</sub>
1	175	110
2	220	110
1	200	220
1	350	110
1	500	110
2	500	220

\* Agitateur à hélice-

Quelques essais préalables ont mis en évidence la nécessité d'installer un agitateur pour homogénéiser l'eau du bac; Le système d'agitation est du type agitateur rotatif. (Son encombrement est réduit et les courants provoqués dans les liquides de faible ou moyenne viscosité en font l'agitateur idéal pour les capacités en travail en continu ou discontinu.

L'agitateur est de marque GALLENKAMP, fonctionne sous la tension 220/240V et est de même matériaux que la pompe.



\* Pièces en plexiglass-

Il nous fallait mesurer les températures de l'eau en amont et en aval du condenseur, Pour cela, nous avons utilisé deux pièces en plexiglass, dont l'une possède un robinet qui a pour rôle de faire varier le débit d'eau, toutes deux servent à mesurer les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur par l'intermédiaire de deux thermomètres (0-100°C).

Les thermomètres à mercure en verre sont plongés dans une gaine en plexiglass contenant du mercure.

\* Thermomètre à contact. (3)

(voir les schémas aux pages suivantes)

Principe de fonctionnement.

Les thermomètres à contact comportent deux échelles identiques, placées l'une au-dessus de l'autre. L'échelle inférieure permet la lecture de la température à la façon d'un thermomètre classique. L'échelle supérieure est destinée au réglage de la température de régulation. Elle comporte une vis micrométrique munie à sa partie supérieure d'une tête aimantée en forme d'ancre double. En regard de cette tête, un aimant enrobé dans un chapeau en bakélite vient coiffer la partie supérieure du thermomètre. En faisant tourner cet aimant, on entraîne par influence la vis micrométrique dans le sens désiré. Celle-ci porte un écrou qui peut ainsi être déplacé verticalement le long de l'échelle supérieure. A cet écrou est fixé un fil de tungstène dont l'autre extré-

mité plonge dans le capillaire inférieur. Lors d'une élévation de température, la colonne de mercure vient toucher le fil de tungstène, établissant ainsi un contact électrique sur la graduation choisie par l'utilisateur. En pratique, la longueur du fil de contact est prévue de façon à ce que l'extrémité du fil et le niveau supérieur de l'écrou mobile soient en regard de la même graduation sur leur échelle respective. On peut de la sorte, en agissant sur l'aimant tournant, régler très facilement la position de l'index mobile sur la température souhaitée.

Le raccordement électrique du thermomètre se fait grâce à deux bornes placées dans la tête en bakélite du thermomètre.

\* Pour nos expériences, on a utilisé un thermomètre à contact droit tout verre.

\* Bloc d'alimentation et de régulation de température.

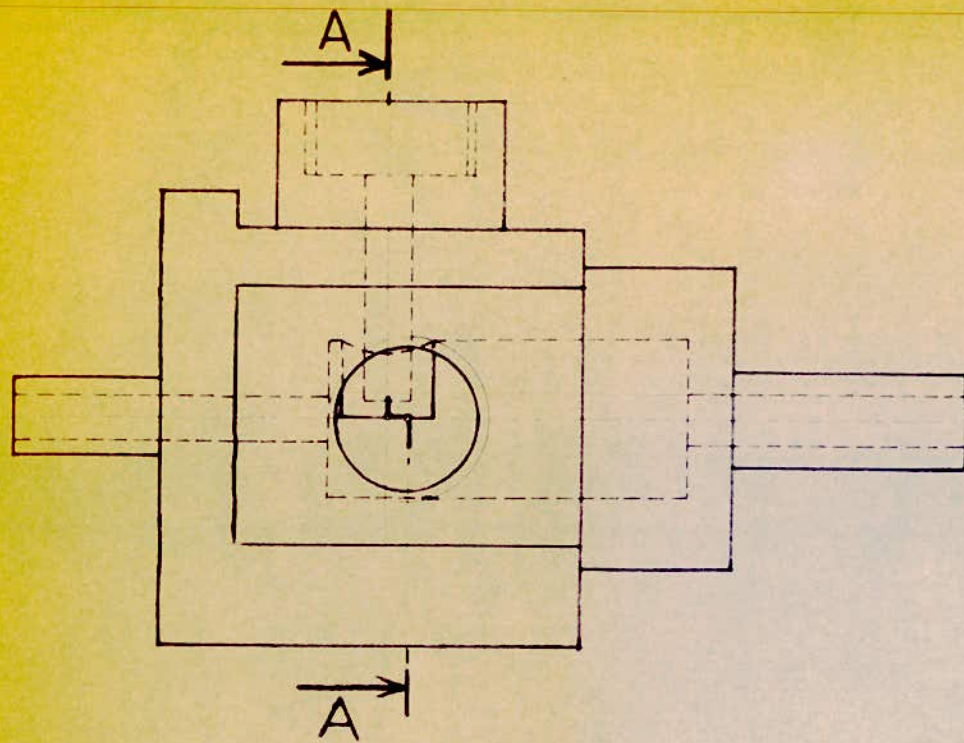
Il comprend quatre (-4-) prises de courant, un interrupteur de mise en fonctionnement et un voyant lumineux.

La première prise est réservée pour la fixation du thermomètre à contact

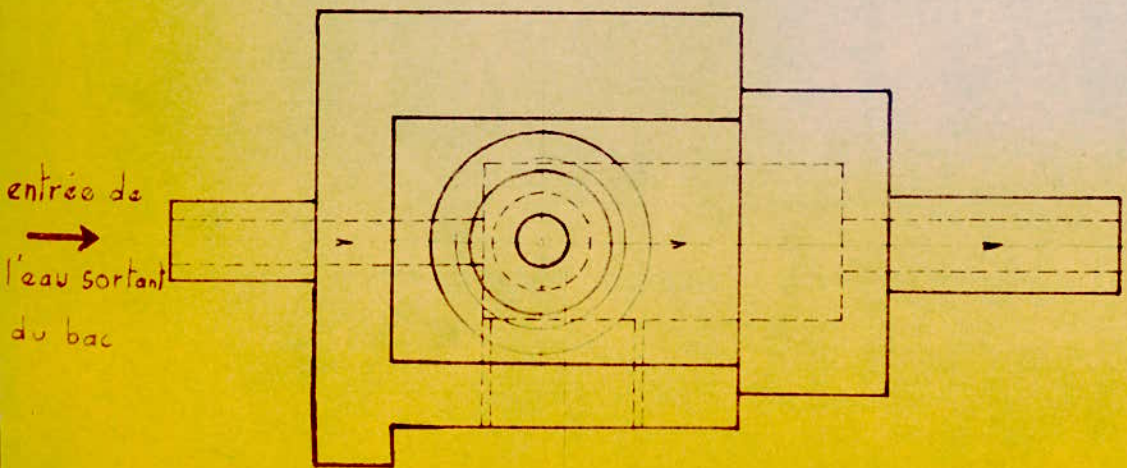
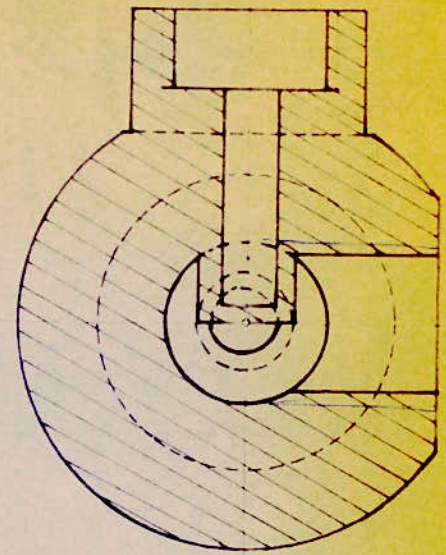
La seconde pour le chauffage régulateur.

La troisième pour le chauffage en continu. et la dernière pour l'agitateur.





Coupe A-A

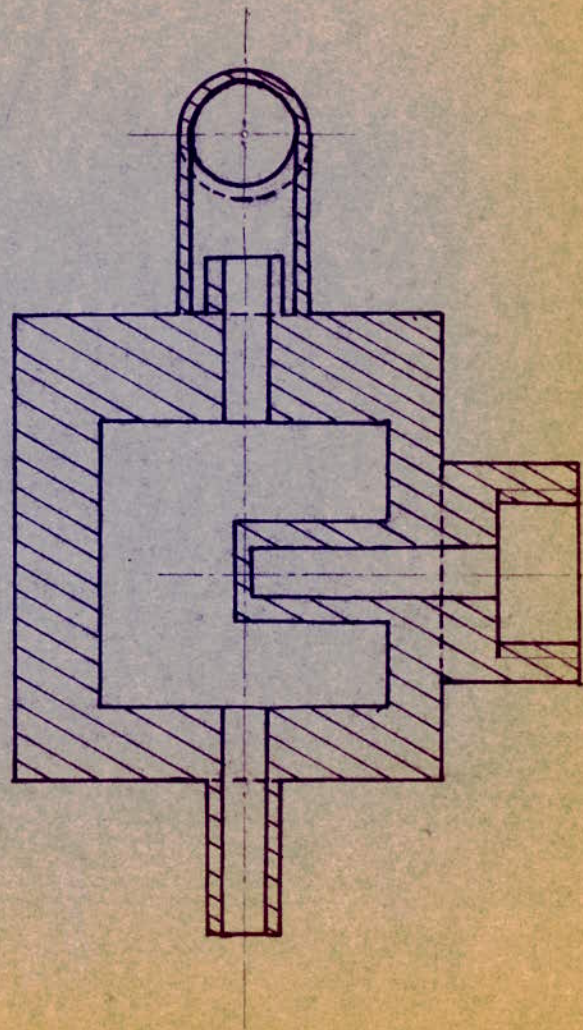
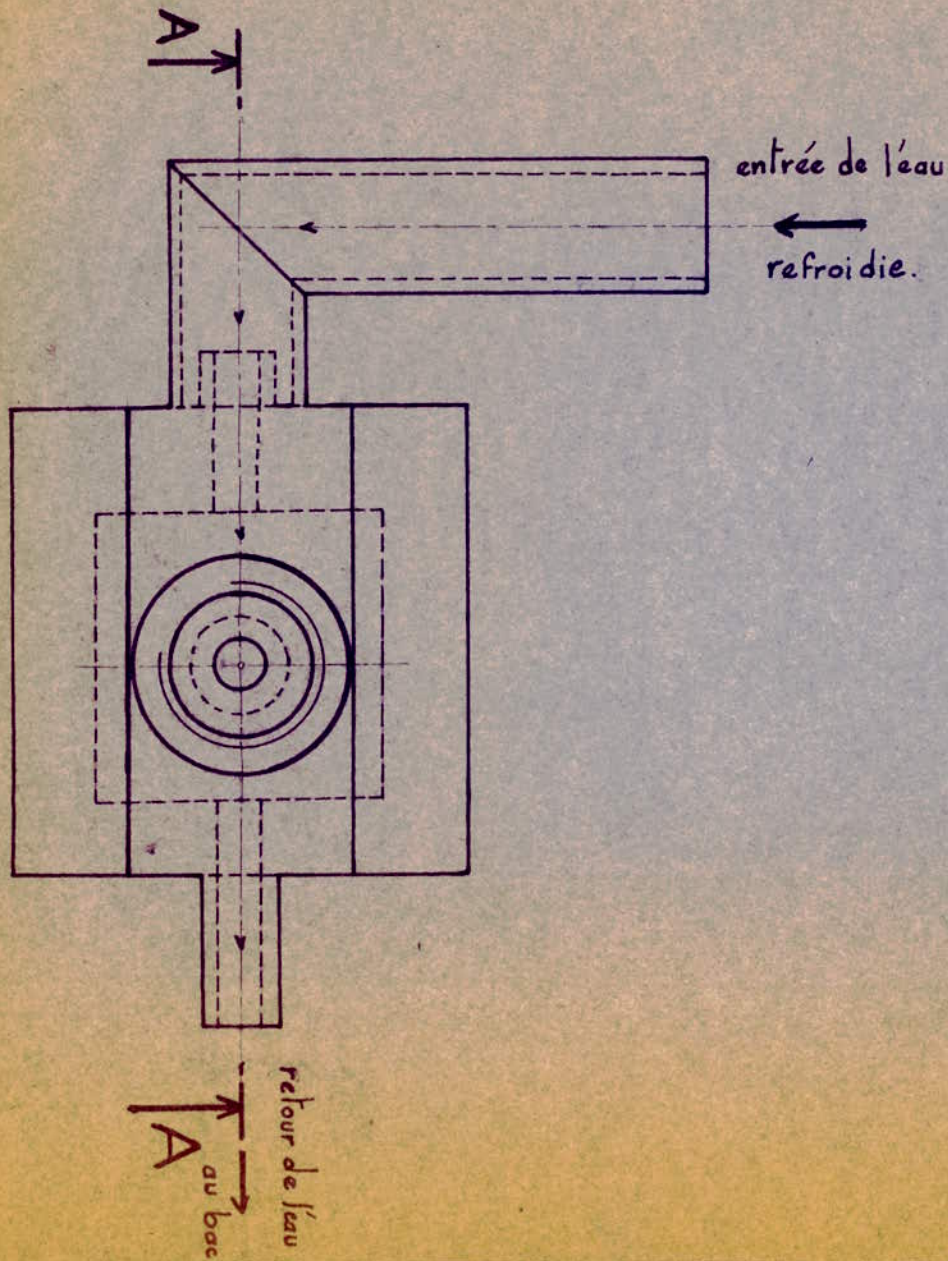


entrée de  
l'eau sortant  
du bac

Sortie de l'eau  
allant à l'échangeur

PIECE N°1 Echelle 1





Coupe AA

PIECE N°2	Echelle 1
-----------	-----------



Q

## 2) Mode opératoire:

- a) Début de la manipulation: - régime transitoire de chauffage
- Régler le thermomètre à contact à la température voulue.
  - Déclencher le commutateur du bloc de contrôle automatique de la température (la lampe rouge s'allume et l'agitateur commence à tourner).
  - Activer la chauffe en mettant toutes les résistances en service. Quand le voyant lumineux s'éteint, débrancher comme suit les résistances supérieures:

Consigne	Résistances
35°C	1200W
45°C	1700W
50°C	1900W
55°C	2250W

et les laisser toutes pour la température du bac à 60°C.

- b) Mise en service du système de réfrigération:

- Appuyer sur les deux commutateurs fixés dans la planche mettant en marche respectivement la pompe et le ventilateur.
- Déclencher un chronomètre et attendre la stabilisation des températures pendant 15 mn environ.
- Inscrire les températures lues sur des thermomètres placés à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

à 15 cm devant l'échangeur et un quatrième fixé dans la calandre couvrant le ventilateur.

- On chronomètre les temps lorsque toutes les températures sont relevées pendant lesquelles le voyant est éteint et éclairé.

- \* On arrête la pompe et le ventilateur. Lorsque cette opération est faite on peut passer à une autre série d'expériences.

### REMARQUE:

- On ne doit oublier d'ajouter deux (2) litres d'eau distillée dans le bac avant chaque manipulation.

Il faut éviter de prendre la température de la salle au fur et à mesure que la manipulation avance.

Il faut éviter de prélever la température du bac à l'aide d'un thermomètre quand le voyant lumineux est éteint.

Il faut éviter et de ne pas avoir une température d'eau chaude supérieure à 60°C faute de quoi le bac se déforme.

- \* On peut arrêter le ventilateur seulement et attendre de nouveau la stabilisation de température dans la pièce N°2, une fois cette température est relevée, on passe à une autre expérience.

α

### 3) ETUDE DES PERTES DE CHARGES (L)

Les deux (2) fluides qui traversent l'appareils'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil.

La dualité transfert de chaleur - pertes de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression.

Elle est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à un (1) Kg/cm<sup>2</sup> pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement des pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme d<sub>i</sub>.

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^5}$$

avec:

f: coefficient de friction, sans dimension; fonction du nombre de Reynolds.

G: vitesse massique, en g/cm<sup>2</sup> (ML<sup>-2</sup>T<sup>-1</sup>);

ρ: masse volumique moyenne du liquide ou du gaz (ML<sup>-3</sup>), mesurée à la température calorifique;

ΔP: perte de charge (ML<sup>-1</sup>T<sup>-2</sup>).

La valeur du coefficient de friction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes :

- Régime laminaire: (Re < 2100)  $f = \frac{32}{Re}$

- Régime turbulent: (Re > 2100)  $f = 0,00280 + 0,250 Re^{-0,32}$  pour les tubes lisses d'échangeurs.

$f = 0,0070 + 0,528 Re^{-0,42}$  pour les tubes rugueux I.P.S.

lestubes rugueux I.P.S.

Pour tenir compte de la non-isothermicité de l'écoulement de l'écoulement qui provoque les mêmes déviations qu'en tran transfert de chaleur, Sieder et Tate proposent de corriger l'équation isotherme (ΔP = f G<sup>2</sup> L) par le facteur introduit au dénominateur:

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^5 \mu^{0,14}}$$

... : ...



où:  $\phi_t = (\mu/\rho_t)^{0,25}$  en régime laminaire  
 $\phi_t = (\nu/\rho_t)^{0,14}$  en régime turbulent.

-Echangeurs à faisceau:

Les tubes du faisceau sont lisses. Appelons  $n_t$  le nombre de passes, côté tubes,  $l$  la longueur des tubes,  $N_t$  le nombre total de tubes du faisceau et  $G$  le débit massique du fluide.

Dans chaque passe, la vitesse massique et le nombre de Reynolds sont définis par:

$$G_t = \frac{4 \cdot G \cdot n_t}{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}$$

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \quad (\text{identique en transfert de chaleur})$$

et la distance parcourue par le fluide à l'intérieur des tubes est:

$$L = n_t \cdot l$$

Ces valeurs, portées dans l'équation  $\Delta P = f \frac{G^2 L}{d_i^5 \rho}$

permettent le calcul de  $\Delta P$ . Mais il est nécessaire d'ajouter à cette valeur les pertes de charge dues aux circulations du fluide dans les boîtes de distribution et de retour.

On a l'habitude d'exprimer ces pertes de charges additionnelles en termes  $(u^2/2g)$  qui représentent une hauteur de liquide. Pour convertir ces termes en pression, afin de pouvoir additionner au  $\Delta P$  de l'équation de Fanning, il suffit de les multiplier par la masse volumique du fluide:

$$\frac{\rho u^2}{2} = \frac{G^2}{2f} \quad (\text{dimensions } M L^{-1} T^{-2})$$

Dans le cas d'un faisceau d'échangeurs, Kern propose de compter quatre (4) termes  $(u^2/2g)$  par passe; La perte de charge totale rencontrée par le fluide à l'intérieur des tubes s'écrira donc:

$$\Delta P_t = \frac{f_t \cdot G^2 \cdot n_t \cdot l}{d_i^5 \rho_t} + \frac{4 \cdot n_t \cdot G^2}{2 \rho_t}$$

$$\text{soit: } \Delta P_t = \frac{n_t \cdot G^2}{\rho_t} \left( \frac{f_t \cdot l}{d_i^5 \rho_t} + 2 \right)$$

On peut dire encore que la perte de charge secondaire est équivalente à une longueur droite de tuyauterie égale à  $2(d_i / f_t)$  par passe.



- Calcul de la perte de charge -

$$\Delta P = \frac{n_t \cdot G_t^2}{\rho} \left( \frac{f \cdot l}{d_i \phi_t} + 2 \right)$$

On calcule le Re avec un débit  $Q_v = 1261/h$ ,

$$Re = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_i \cdot \mu}$$

à 40°C  $\mu = 0,7 \text{ cP} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ daP}$ .

$$G = 126 / 3600 \text{ (kg/s)}$$

$$d_i = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{d'où } Re = \frac{4 \cdot 126}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 126 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 3,6 \cdot 6 \cdot 0,7} = 10610$$

$Re = 10610 > 2100$  le régime est turbulent.

Connaissant le Re on calcule le coefficient de friction  $f$ , tout en utilisant la relation pour les tubes lisses;

$$f = 0,00280 + 0,250 Re^{-0,32}$$

$$f = 0,00280 + 0,250 \cdot 10610^{-0,32}$$

on obtient :  $f = 0,0157$

$G_t = \frac{G}{a_t}$  : est la vitesse massique côté tube,

$a_t$  est la section de passage;

$$G_t = \frac{126}{3600} \cdot \frac{1}{3,14 \cdot \left(\frac{6 \cdot 10^{-3}}{4}\right)^2} = \frac{4 \cdot 126}{3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-4}}$$

tout calcul fait  $G_t = 1238, \text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$n_t = 27$  tubes

$l = 0,27 \text{ m}$

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

on peut calculer ainsi  $\Delta P$ :

$$\Delta P = \frac{27 \cdot (1238)^2}{1000} \cdot \left( \frac{0,0157 \cdot 0,27}{6 \cdot 10^{-3}} + 2 \right)$$

on obtient :  $\Delta P = 111700 \text{ Pa}$

1 bar =  $10^5$  Pascal.



α

\*Calcul de la puissance de pompage .

Soit  $P_p$  : la puissance de pompage

$$P_p = \Delta P \cdot Q_v$$

$$\Delta P = 111700 \text{ Pa}$$

$$Q_v = 126 \cdot 10^{-3} / 3600 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_p = \frac{111700 \cdot 126 \cdot 10^{-3}}{3600} = 3,9 \text{ watts}$$

$$\underline{P_p = 4 \text{ watts}}$$

A cette puissance, il faut ajouter environ 2 watts pour les pertes de charge, ce qui fait au total 6 watts.

Cette puissance est minime et permet d'utiliser des pompes de très faibles dimensions .

2

4) DIFFERENCE DE TEMPERATURE MOYENNE (5)

Les températures des fluides ; dans un échangeur de chaleur, ne sont pas en général constantes, mais elles varient d'un point à un autre à mesure que la chaleur s'écoule du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid. Même dans le cas d'une résistance constante, le fluide de chaleur varie tout au long du passage du fluide dans l'échangeur car sa valeur, dans une section donnée, dépend de la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid. Les figures 1, 2, 3 et 4 montrent l'évolution des températures des deux (2) fluides dans un échangeur constitué par un tube et un corps (Fig.5).

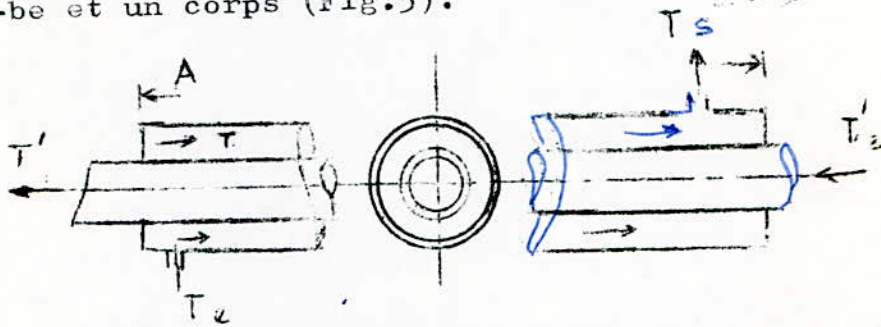


Fig.5: Schéma d'un échangeur de chaleur à contre courant composé d'un tube à l'intérieur d'un autre .

Les distances entre les lignes en trait plein sont proportionnelles aux différences de températures T entre les deux (2) fluides.

-La figure 1 montre le cas d'une vapeur qui se condense à température constante tandis que l'autre fluide est réchauffé.

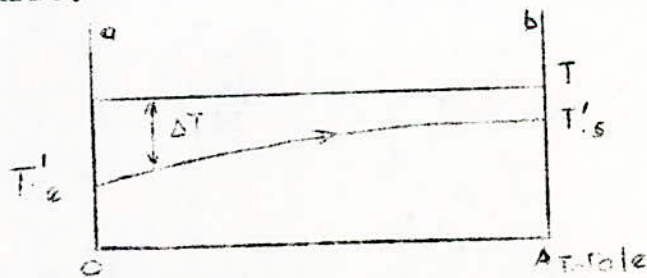


Fig. 1 : distribution des températures dans un condenseur à un seul passage.



$\alpha$

-La figure 2 est relative au cas où un liquide est évaporé à température constante pendant que la chaleur s'écoule à partir d'un fluide plus chaud dont la température décroît lors du passage à travers l'échangeur.

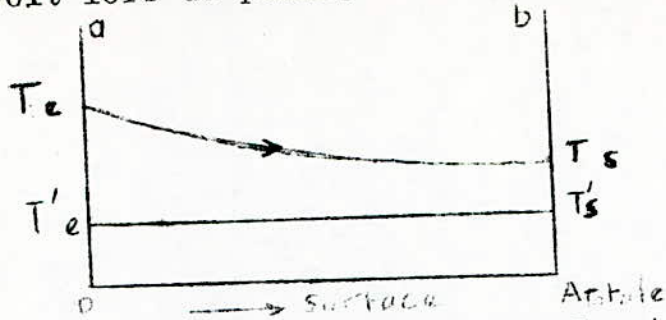


Fig.2: distribution des températures dans un évaporateur à un seul passage.

Dans ces deux (2) cas la direction de l'écoulement de chacun des fluides a peu d'importance et le milieu à température constante peut même être au repos.

-La figure 3 représente les conditions dans un échangeur à écoulement parallèle et la figure 4 correspond à un échangeur à contre courant.

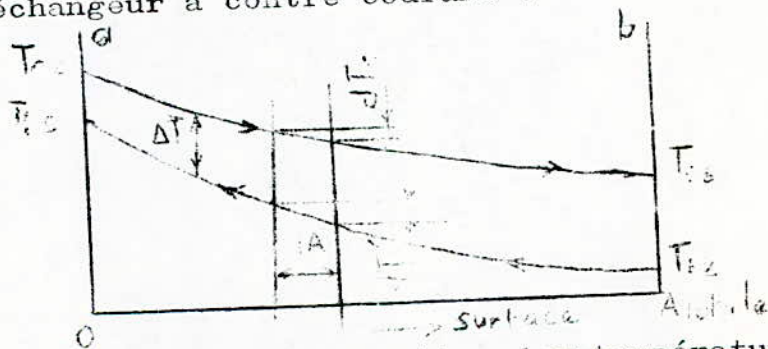


Fig.3: distribution des températures dans un échangeur de chaleur à écoulement parallèle avec un seul passage.

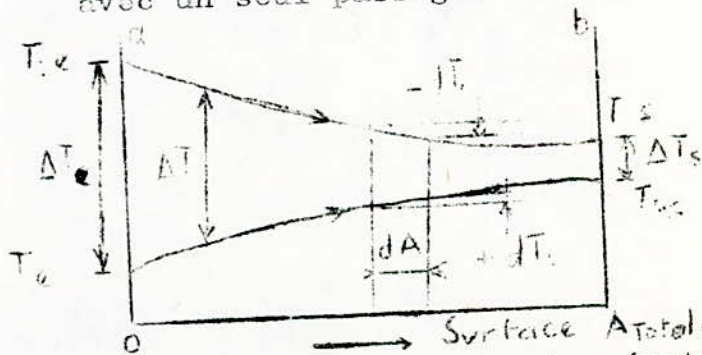


Fig.4: distribution des températures dans un échangeur de chaleur à contre courant avec un seul passage.

α

Dans ces deux (2) derniers cas il n'y a pas de changement de phase. L'examen de la figure 3 montre que, quelle que soit la longueur de l'échangeur, la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du fluide le plus chaud. Pour un échangeur à contre-courant, par contre, la température finale du fluide le plus froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout au long de la traversée de l'échangeur. Un avantage supplémentaire de la disposition à contre-courant est que, pour un flux de chaleur, donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un écoulement parallèle.

Pour déterminer le flux de chaleur dans n'importe quel cas qui viennent d'être cités, on doit intégrer l'équation:

$$d\phi = U \cdot H \cdot dA \cdot \Delta T \quad (1)$$

Sur toute la surface d'échange de chaleur. Si la conductance globale par unité de surface  $H$  est constante, si on néglige les variations d'énergies cinétiques et si le corps de l'échangeur est isolé, on peut intégrer facilement l'équation (1) pour un écoulement parallèle ou à contre-courant. Le bilan énergétique appliqué à la surface  $dA$  donne:

$$d\phi = -m_c c_{pc} dT_c = +m_f c_{pf} dT_f = H dA (T_c - T_f) \quad (-2-)$$

où:  $m$  est le débit de fluide en  $\text{kg}_m/\text{h}$ .

$c_p$  la chaleur spécifique à pression constante en  $\text{kcal./kg}_m \text{ } ^\circ\text{C}$ .

et  $T$  la température moyenne des fluides en  $^\circ\text{C}$ .

Les indices  $c$  et  $f$  se rapportent respectivement au fluide chaud et au fluide froid, dans le troisième terme le signe + s'applique à un écoulement parallèle et de même sens et le signe - à un écoulement à contre-courant.

Si la chaleur spécifique des fluides est indépendante de la température, on peut écrire le bilan thermique à partir de l'entrée et jusqu'à une section transversale quelconque de l'échangeur, soit

$$-C_c (T_c - T_{ce}) = C_f (T_f - T_{fe}) \quad (-3-)$$

e: entrée.

où

$C_c = m_c c_{pc}$ , capacité calorifique horaire du fluide le plus chaud en  $\text{kcal./h } ^\circ\text{C}$ .

$C_f = m_f c_{pf}$ , capacité calorifique horaire du fluide le plus froid en  $\text{kcal./h } ^\circ\text{C}$ .



La résolution de l'équation 3 donne;

$$T = T_e - \frac{C_f}{C_c}(T' - T'_e)$$

Ce qui conduit à :

$$T_c - T'_c = -(1 + C_f/C_c)T'_c + (C_f/C_c)T'_e + T_e \quad (-4-)$$

En substituant l'équation (-4-) pour  $(T_c - T'_c)$  dans l'équation (-2-) on obtient après quelques regroupements.

$$\frac{-dT_c}{-(1 + (C_f/C_c))T'_c + (C_f/C_c)T'_e + T_e} = \frac{H_c dA}{C_f} \quad (-5-)$$

L'intégration de l'équation (-5-) sur toute la longueur de l'échangeur (c.à.d de  $A=0$  à  $A=A_{totale}$ ) donne :

$$\text{Ln} \left\{ \frac{-(1 + (C_f/C_c))T'_s + (C_f/C_c)T'_e + T_e}{-(1 + (C_f/C_c))T'_e + (C_f/C_c)T'_e + T_e} \right\} = \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) H_c A \quad (-6-)$$

On peut simplifier l'équation (-6-) et écrire,

$$\text{Ln} \left\{ \frac{(1 + (C_f/C_c))(T'_e - T'_s) + T_e - T'_e}{T_e - T'_e} \right\} = \left( \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) H_c A \quad (-7-)$$

A partir de l'équation (-3-) on obtient pour toute la longueur de l'échangeur,

$$\frac{C_f}{C_c} = - \frac{(T_s - T'_e)}{(T'_s - T'_e)} \quad (-8-)$$

équation qui peut être utilisée pour éliminer les capacités calorifiques horaires dans l'équation (-7-); soit après quelques regroupements:

$$\text{Ln} \left\{ \frac{(T_s - T'_s)}{(T'_e - T'_e)} \right\} = ((T_s - T'_s) - (T_e - T'_e)) \frac{H_c A}{\phi} \quad (-9-)$$

puisque  $\phi = C_f(T'_s - T'_e) = C_c(T_e - T'_s)$ .

En posant  $T - T' = \Delta T$ , on peut écrire l'équation (-9-) sous la forme suivante:

$$\phi = H_c A \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\text{Ln} \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (-10-)$$



où les indices: a et b se rapportent aux extrémités de l'échangeur (voir fig 3 et 4)

f, froid, c chaud, e entrée, et s sortie.

\* En général il est pratique d'utiliser une différence de température effective  $\Delta T_{m'}$  pour l'échangeur entier définie de la façon suivante:

$$\phi = H . A . \Delta T_{m'} \quad (-11-)$$

En comparant les équations (-10-) et (-11-), on trouve pour l'écoulement parallèle et de même sens ou à contre-courant,

$$\Delta T_{m'} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (-12-)$$

qui désigne la moyenne logarithmique de la différence de température globale.

Cette différence de température s'applique également lorsque la température de l'un des fluides est constante, comme le montrent les figures (-1-) et (-2-). Lorsque dans un écoulement à contre-courant  $m_c c_{pc} = m_f c_{pf}$ , la différence de température est constante et  $\Delta T_{m'} = \Delta T_a = \Delta T_b$ .

L'utilisation de la moyenne logarithmique de la température est tout simplement une approximation, car en général H n'est pas constant.

\*\* Dans un projet d'études, toutefois on calcule la conductance globale pour une section moyenne, pratiquement à mi-chemin entre les extrémités, et on la considère comme une constante. Si H varie d'une façon importante, on doit effectuer une intégration numérique de l'équation (-1-) en plusieurs étapes.

Si la différence de température  $\Delta T_a$  n'est pas supérieure de 50% à  $\Delta T_b$ , la moyenne arithmétique de la différence de température ne s'écarterait pas de la moyenne logarithmique de la différence de température globale de 1% et peut être utilisée pour simplifier les calculs.



5) - INTERPRETATION

DES

RESULTATS OBTENUS -

I- Mesure des températures :

Comme nous l'avons dit dans la description de l'appareillage, les températures de l'eau en amont et en aval de l'échangeur sont mesurées à l'aide de thermomètre en verre placés dans les doigts de gant en plexiglass.

Ce système nous a été imposé par la pression relativement forte de l'eau dans les pièces (de l'ordre de 1 bar relatif). Sous l'effet de cette pression les thermomètres liés par un bouchon en caoutchouc aux pièces en plexiglass ne tenaient pas.

L'utilisation de doigts de gant en plexiglass "soudés" aux pièces 1 et 2 par du chloroforme nous a donné entièrement satisfaction, quant à la tenue mécanique, mais a introduit une résistance thermique supplémentaire que nous avons tenté d'évaluer de deux (-2-) façons différentes.

a) Approche théorique.

La théorie des ailettes ( voir F. KREITH page:52) nous donne dans le cadre d'une première approximation la température lue  $T_1$  en fonction de la température vraie  $T_v$  (température de l'eau) de  $T_p$ : température de la paroi de la pièce en plexiglass et de  $m$ : coefficient qui a la dimension inverse d'une longueur donné par la formule suivante:

$$m = \sqrt{\frac{h P}{\lambda A}}$$

$h$ : coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi du doigt de gant et le courant d'eau.

$P$ : périmètre d'une section du doigt de gant, soit:

$$P = 3,14 \cdot d_e \quad d_e: \text{diamètre extérieur du doigt de gant.}$$

$\lambda$ : coefficient de conductibilité thermique.

$A$ : aire de la couronne d'une section transversale du doigt de gant.

$$\text{La formule est : } T_1 = T_v + (T_p - T_v) e^{-mL}$$

$L$ : étant la longueur du doigt de gant plongeant dans le fluide et vaut 1 cm.

$$\lambda = 5 \cdot 10^{-4} \text{ cal/cm.s.}^\circ\text{C} \quad (\text{valeur donnée par ALGER-PLASTIC})$$

$$d_e = 1,2 \text{ cm} \quad \text{et} \quad d_i = 0,7 \text{ cm.}$$

$$A = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4} = 74,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$P = \pi \cdot d_e = 12 \cdot \pi \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

Il est difficile de calculer  $h$  car nous ne connaissons pas la vitesse de l'eau au voisinage du doigt de gant.

*α*

Prenons à titre d'exemple  $h = 5000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$  (c'est la valeur du coefficient de transfert de chaleur que nous trouverons plus loin dans le calcul du  $h$  à l'intérieur de l'échangeur).

Supposons que le thermomètre indique  $T_1 = 30\text{°C}$  et que la température de paroi  $T_p = 20\text{°C}$  (c'est une valeur non mesurée et donc mal connue).

$$\text{Dans ces conditions } m = 110/\text{mètre} \text{ et } T_v = \frac{T_1 - T_p e^{-mL}}{1 - e^{-mL}} = 34,4\text{°C}$$

L'écart entre les  $T_1$  et  $T_p$  est notable et est connu avec une très mauvaise précision ( $h$  peut varier du simple au double et  $T_p$  est estimée; on prend une valeur intermédiaire entre la température de la pièce et  $T_1$ , c'est pourquoi nous avons eu recours à une méthode expérimentale pour avoir la valeur vraie de la température de l'eau.

b) Méthode expérimentale.

Le robinet que nous avons monté sur la pièce 1 permet de faire un prélèvement de l'eau chaude à l'endroit même où la température de cette eau est mesurée; ainsi nous avons pu établir une correspondance entre  $T_1$  et  $T_v$  (tableau n°6) et tracer une courbe appelée courbe d'étalonnage (C).

Cette courbe est une droite, nous avons supposé qu'elle était valable pour la pièce n°2.

A l'aide de cette droite nous avons pu transformer les températures lues en températures vraies. Pour être tout à fait rigoureux, il aurait fallu établir une courbe d'étalonnage pour chaque valeur du débit et pour chaque valeur de la température de la salle.

II- Résultats bruts :

Les tableaux 1, 2, 3, 4 et 5 portent les résultats bruts que nous avons obtenu.

Chaque tableau correspond à un débit d'eau  $Q_v$  donné.

De gauche à droite, on peut lire:

$T_e$ : température d'entrée lue de l'eau dans l'échangeur,

$T_s$ : " de sortie lue de l'eau

$T'_e$ : " d'entrée de l'air dans l'échangeur,

$T'_s$ : " de sortie de l'air.

La température de consigne du thermomètre à contact

La température mesurée de l'eau du bac.

La puissance des résistances fonctionnant en continu.

La durée de l'extinction du voyant du bloc de régulation.

La puissance des résistances déclenchées par le thermo-contact.

La durée d'allumage du voyant lumineux.

La température de la salle.



La notation S V indique l'absence de ventilateur. et la notation A V indique la présence du ventilateur.

III- Résultats élaborés :

Ils sont portés sur les tableaux 7,8,9,10 et 11.  
 $T_e$  représente la température vraie d'entrée de l'eau; elle établie à partir de la température lue et la courbe d'étalonnage il en est de même pour  $T_s$ .

$\Delta T' = T_e - T_a$ ;  $T_a$  étant la température ambiante (de la salle).

$P_f$  est la puissance frigorifique, c'est à dire la quantité de chaleur sensible évacuée par l'échangeur:

$$P_f = G \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)$$

G étant le débit massique d'eau en kg/s

$C_p$  étant la chaleur massique de l'eau; soit 4180 J/kg.

$P_f$  fonction de  $\Delta T'$  est représentée par la figure 1.

On constate:

- l'ordre de grandeur de  $P_f$  allant de 100 à 2500 watt

- pour un débit d'eau donné, par un écart de température  $\Delta T'$  donné,  $P_f$  est sensiblement trois (3) fois plus fort avec le ventilateur que sans ventilateur; le renouvellement de l'air entre les ailettes permet donc de tripler l'évacuation des calories.

- par un débit donné,  $P_f$  croit linéairement avec  $\Delta T'$ ; ce résultat est normal. Dans le cas du refroidissement par chaleur sensible, le potentiel moteur est l'écart de température entre le fluide chaud et le fluide froid.

Sur la figure 2, nous avons représenté les variations de  $P_f$  en fonction de  $Q_v$  à  $\Delta T'$  constant.

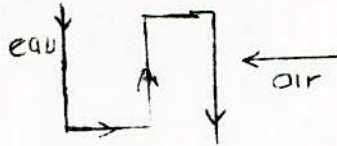
$P_f$  croit avec  $Q_v$  ce qui est normal aussi, mais l'absence de points entre 73,81/h et 1261/h nous fait douter de la forme exacte de la courbe entre ces deux (2) points.

Sur la figure 3, nous avons représenté les variations de  $T'$  en fonction de  $Q_v$  par trois (3) puissances frigorifiques données nous verrons plus loin l'utilité de ces courbes.

IV- Détermination du coefficient de transfert de chaleur global H.

Nous avons vu dans la partie théorique comment calculer H dans le cas d'échangeurs à courant parallèle et à contre courant, en fait l'échangeur utilisé est à la fois à courant croisé et parallèle; l'air circule perpendiculairement aux

tubes qui sont situés dans trois (3) plans différents selon le schéma suivant:



Nous avons l'eau de telle sorte que l'échange soit probablement à contre courant.

dans ces conditions, selon VERON, on peut assimiler l'échange à un échange méthodique (c'est à dire à courant parallèle et de sens contraire).

Soit dans le cas du fonctionnement avec ventilateur, nous avons pris pour  $\Delta T_a = T_e - T'_s$

et pour  $\Delta T_b = T_s - T'_e$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\text{Log} \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

Dans le cas du fonctionnement sans ventilateur, nous ne connaissons pas la température finale de l'air; c'est pourquoi nous avons pris comme écart de température  $\Delta T_2$

avec  $\Delta T_2 = \frac{T_e + T_s}{2} - T_a$

valeur qui serait voisine de  $\Delta T_{ml}$ .

$\phi'$  est le rapport  $\phi/A$ : A étant l'aire des ailettes (2,92m<sup>2</sup>) ajoutée à celle de la surface extérieure du tube de cuivre (0,18m<sup>2</sup>) soit au total 3,10m<sup>2</sup>; remarquons que la présence des ailettes revient à multiplier par seize (16) la surface d'échange avec l'air.

$\phi'$  fonction de  $\Delta T_{ml}$  ou  $\Delta T_2$  est représenté sur la figure 4

La pente de ces courbes qui sont des droites est tout simplement le coefficient H.

Nous avons groupés les valeurs de H sur le tableau suivant

$Q_v$	S.V	L.V
l/h	kcal/m <sup>2</sup> h°C	kcal/m <sup>2</sup> h°C
38	5,1	15,9
40,2	6,6	16,4
61,2	7,6	28,6
73,8	9,6	28,8
126	12,0	30,7





V- Détermination des trois résistances thermiques qui entrent en jeu : a) Calcul de h du côté eau

A titre d'exemple nous nous plaçons dans le cas suivant : on soit T (température moyenne de l'eau) = 40°C  
le Nusselt pour l'eau en régime turbulent a pour formule:

$$Nu = 0,02 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{h \cdot d_i}{\lambda}$$

Re = 10610 (voir page 14)

$\mu = 0,7 \cdot 10^{-3}$  daB

$d_i = 0,6$  cm

$\lambda_{eau} = 0,541$  kcal/m h °C

le Prandlt a pour formule  $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

$$Pr = \frac{0,663 \cdot 10^{-3} \cdot 3600}{0,541} = 4,41$$

$Pr^{0,4} = 1,81$  ;  $Re^{0,8} = 1662$

tout calcul fait  $Nu = 60,2$

connaissant le Nusselt on peut avoir la valeur de h

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i} = \frac{0,541 \cdot 60,2}{0,6 \cdot 10^{-3}} = 5430 \text{ kcal/m}^2 \text{ H } ^\circ\text{C}$$

$$\underline{h = 5430 \text{ kcal/m}^2 \text{ H } ^\circ\text{C}}$$

b) Résistance thermique par conduction par rapport au cuivre .

Le coefficient global d'échange de chaleur h calculé par rapport à la surface extérieur apour formule:

$$H = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i h} + \frac{r_e}{\lambda_{cui}} \text{Log} \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h'}} \quad (1)$$

$r_e = 0,4$  cm ;  $r_i = 0,3$  cm ;  $\lambda_{cui} = 331$  kcal/m H °C

H = 520 kcal/ m<sup>2</sup> H °C (calculé et ramené à la surface extérieure du tube)

$$\frac{r_e}{r_i h} = 2,5 \cdot 10^{-4}$$

α

$r_e \text{ Log } \frac{r_e}{r_i} = 0,035 \cdot 10^{-4}$  valeur négligeable devant la résistance du côté eau calculée précédemment.

De la relation (1)<sub>2</sub> on tire  $h' = 600$  kcal par heure, par degré C et par m<sup>2</sup> de surface extérieure du tube. Ramenée à la surface d'échange totale au côté air,  $c_{a,0}$  coefficient de transfert de chaleur est de 35 kcal/m<sup>2</sup>h°C; ce résultat est conforme aux valeurs habituellement admises dans le cas de la convection forcée. (7)

VI UTILISATION DE NOTRE APPAREILLAGE DANS LE CAS DE LA MANIPULATION DE DISTILLATION DISCONTINUE EAU-ALCOOL

Il a suffi de brancher entre les points A et B du circuit (voir schéma de l'installation de réfrigération) l'appareil à refroidir qui est un distillateur discontinu eau-alcool.

Les résultats obtenus sont consignés sur le tableau n° 13 ( les 2 colonnes les plus à droite portent les températures corrigées de l'eau) et représenté sur la figure 5.

On constate que 30 minutes sont nécessaires pour atteindre le régime permanent; la puissance frigorifique est de 295 kcal/h ou de 340 watts.

La température ambiante était de 19,5°C; l'échangeur assure une température de sortie de 22,5°C: c'est une valeur voisine de celle de l'eau du robinet, elle est largement suffisante pour condenser les vapeurs d'alcool

VII DETERMINATION DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR POUR UNE CHARGE THERMIQUE DONNEE

Les caractéristiques de l'échangeur étant connues, nous pouvons nous poser le problème suivant: Soit une puissance thermique  $P_f$  à évacuer d'un appareil et soit  $T_M$  la température maximale admissible à l'entrée de cet appareil. Peut-on trouver des conditions opératoires convenables pour le fonctionnement de l'échangeur?

A titre d'exemple, prenons :

$P_f = 1000$  watts,  $T_M = 30^\circ\text{C}$ , supposons  $T_a = 20^\circ\text{C}$  (rap-

pelons que  $T_a$  est la température de l'air ambiant au moment de la manipulation.)

On doit avoir  $T_s$  inférieure ou égale à  $T_M$ .

La courbe  $P_f = 1000$  watts de la figure 3 traduit la relation qui existe entre  $\Delta T'$  et  $Q_v$





De plus, le bilan thermique pour l'échangeur s'écrit:

$$\begin{aligned}
 P_f &= f C_p Q_v (T_e - T_s) \\
 &= f C_p Q_v [(T_e - T_a) - (T_s - T_a)] \\
 &= f C_p Q_v [\Delta T' - (T_s - T_a)]
 \end{aligned}$$

$$\text{D'où } \Delta T' = T_s - T_a + \frac{P_f}{f C_p Q_v}$$

Dans cette expression, la valeur maximum de  $T_s - T_a$  est connue ainsi que  $P_f$ . Donc  $\Delta T'$  est représentée en fonction de  $Q_v$  par une hyperbole équilatère d'asymptote horizontale  $T_s - T_a$  (nommée  $\mathcal{K}$  sur la figure 3).

L'intersection de  $\mathcal{K}$  et de la courbe  $P_f = 1000 \text{ w}$  donne

$$Q_v \text{ maximum} = 711/\text{h} \text{ et } \Delta T' = 17,5^\circ\text{C}.$$

On déduit de cette dernière valeur,

$$T_e = \Delta T' + T_a = 37,5^\circ\text{C}$$

### VIII CONCLUSIONS PRATIQUES

Dans le cadre du travail qui nous a été proposé, nous avons réussi à mettre au point un dispositif de réfrigération avec un maximum d'appareils récupérés.

Moyennant l'utilisation d'une pompe de 1501/h, nous pouvons évacuer une puissance thermique de l'ordre du Kw, ce qui est largement suffisant pour les appareils du type colonne à distiller de laboratoire.

Il y a lieu cependant de prêter attention à la nature de la vapeur à condenser: dans le cas de l'acétone par exemple, la température fournie à la sortie de l'échangeur à ailettes doit être inférieure de  $20^\circ\text{C}$  au moins à la température de condensation de la vapeur, soit  $36^\circ\text{C}$  au maximum; cette condition peut être difficile à réaliser si la température ambiante est élevée; dans ce cas particulier, il faudrait envisager de placer en aval du système, un échangeur refroidi par un fluide frigorigène pour abaisser la température de sortie de l'eau.

L'encombrement de l'appareil est réduit (40x50x60 cm) et peut être placé sur une table proche de l'appareil à refroidir

L'énergie totale consommée (pompe + ventilateur) est réduite (de l'ordre de 150w)

De plus, ce travail a permis de mettre au point une manipulation pour le module de PEN 108; cette manipulation met bien en évidence l'effet de la convection forcée sur l'échange de chaleur.

*α*

Améliorations possibles

Il serait intéressant de pouvoir utiliser des condenseurs à ailettes de diamètre plus grand; ceci diminuerait les pertes de charge et permettrait donc de faire circuler un débit plus grand sans affecter beaucoup le coefficient d'échange global (la résistance thermique prépondérante est située du côté air)



Etude d'un système de réfrigération en circuit fermé  
par enlèvement de chaleur sensible

I BUT

Le but de cette manipulation est de déterminer les caractéristiques essentielles d'un système de réfrigération et de voir si un tel système est susceptible de remplacer le refroidissement par l'eau du robinet.

II DESCRIPTION DE L'APPAREILLAGE

L'appareillage se compose essentiellement

- d'un bac en plexiglass contenant de l'eau distillée
- d'un condenseur récupéré sur une machine à glace réformée
- d'un ventilateur de cette machine à glace; le ventilateur aspire l'air de la pièce à travers les ailettes du condenseur
- d'un agitateur
- d'une pompe à débit réglable qui aspire l'eau du bac et la fait circuler dans le condenseur
- de résistances chauffantes de différentes puissances; certaines fonctionnent en continu; d'autres sont commandées par le bloc de régulation
- d'un bloc de régulation associé à un thermocontact plongeant dans le bac.

III MODE OPERATOIRE

Nous proposons le mode opératoire suivant:

- Noter à intervalles réguliers la température de la salle
- 1) Fixer la température de référence du thermocontact à 30°C
- 2) Brancher toutes les résistances jusqu'à extinction du voyant lumineux
- 3) Mettre en route pompe et agitateur.
- 4) Débrancher un certain de résistances qui fonctionnent en continu; pour cela, on procédera par tâtonnements: il faut arriver à ce que le voyant lumineux s'allume et s'éteigne à intervalles réguliers.
- 5) Noter les températures des thermomètres placés dans les doigts de gant situés en amont et en aval du condenseur. Pour avoir une idée de l'erreur commise dans cette mesure des températures, recueillir de l'eau sortant du bac avec le robinet qui est tout proche d'un doigt de gant et mesurer rapidement la température de cette eau.
- 6) Noter sur une période de 10 minutes la durée de l'allumage du voyant lumineux; cette mesure doit donner une idée de la puissance de chauffe mise en jeu.
- 7) Mesurer le débit d'eau circulant dans le condenseur en chronométrant le temps de remplissage d'une éprouvette de 1 litre.

Ces opérations concernaient l'étude du refroidissement sans ventilateur.



### Etude du refroidissement avec ventilateur

Reprendre les opérations précédentes à partir de l'opération n° 4; au préalable, on mettra en service le ventilateur; on notera de plus la température du thermomètre plongeant dans la veine de gaz issu du ventilateur.

Recommencer toute la série de manipulations pour des températures de condense de 35°C, 40°C, 45°C, 50°C. Pour une température donnée, on travaillera alternativement sans ventilateur et avec ventilateur.

### IV EXPLOITATION DES RESULTATS

1) Calculer le flux de chaleur  $Q$  évacué dans le condenseur pour chaque cas et représenter les variations de ce flux en fonction de  $\Delta T$  différence entre  $T_e$  température de l'eau entrant dans le condenseur et  $T_a$  température de l'air ambiant.

2) Calculer par la relation de Newton le coefficient de transfert de chaleur global  $H$  entre l'eau (fluide chaud et l'air de la pièce (fluide froid). On prendra comme écart de température  $\Delta T_m$  différence moyenne logarithmique des températures de l'eau et de l'air en amont et en aval du condenseur dans le cas du fonctionnement avec ventilateur.

Dans le cas du fonctionnement sans ventilateur, on prendra la différence entre la température moyenne de l'eau et la température ambiante.

Tracer la courbe  $Q/S$  en fonction de cet écart de température.  $S$  est la surface d'échange du condenseur du côté air (c'est la surface des ailettes que l'on déterminera augmentée de la surface extérieure du tube dans lequel circule l'eau.) Les diamètres intérieur et extérieur du tube de cuivre sont respectivement 4 et 6 mm.

3) Calculer le nombre de Reynolds relatif à l'écoulement de l'eau dans le tube de cuivre; à partir de cette valeur et des formules données dans le cours, déterminer le coefficient de transfert de chaleur du côté eau.

4) Déterminer la résistance thermique du tube de cuivre.

5) A partir de  $H$  et des valeurs précédentes, déterminer le coefficient de chaleur du côté air

6) A l'aide d'un bilan thermique, calculer le débit d'air produit par le ventilateur; en déduire la vitesse de l'air passant entre les ailettes.

Que concluez-vous quant aux performances d'une telle installation?



$$Q_v = 38 \text{ l/h.}$$

	Eau		Air (ventilateur)		T° de l'eau dans le bac		Voyant éteint		Voyant allumé		T° de la salle
	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	Fixée	mesurée	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	
SV	25	23	—	—	25	27,5	0	60	1000	7	15,5
AV	25	20	15,5	17,5	25	27,5	200	31	1200	20	
SV	29	27	—	—	30	31	0	52	1000	8	15,5
AV	29	21	15,5	19	30	31	200	18	1200	25	
SV	33	28,5	—	—	35	36	0	42	1000	9	16
AV	33	22	15,5	20	35	36	200	14	1200	27	
SV	37	32,5	—	—	40	40	0	31	1000	11	16
AV	37	23,5	16	21	40	40	700	25	1700	13	
SV	41	35	—	—	45	45	0	26	1000	14	16
AV	42	24,5	16	22,5	45	45	700	20	1700	18	
SV	46	38	—	—	50	50	0	16	1000	14	16
AV	46	27	16	23	50	50	1050	34	2050	12	
SV	50	38,5	—	—	55	55	0	16	1000	18	16
AV	50	27,5	16	24	55	55	1250	40	2250	10	
SV	55	41	—	—	60	59,5	200	21	1200	18	16
AV	55	29	16	25	60	59,5	1250	20	2250	23	

Tableau n°I



$$Q_v = 40,2 \text{ l/h.}$$

	Eau		Air (ventilateur)		T° de l'eau dans le bac		Voyant éteint		Voyant allumé		T° de la salle
	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	fixée	mesuré	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	
SV	22,5	22	—	—	25	26,5	0	60	1000	10	14
AV	23,5	18	14,0	16,5	25	26,5	200	20	1200	16	
SV	27	25	—	—	<del>20</del>	31	0	44	1000	11	14,5
AV	27,5	20	14,5	18,5	30	31	200	17	1200	37	
SV	32	27,5	—	—	35	36	0	42	1000	14	15
AV	32	22	15	20	35	36	700	56	1700	16	
SV	35,5	31,5	—	—	40	41	0	31	1000	15	15
AV	35,5	23,5	15	21	40	41	700	30	1700	20	
SV	41	34,5	—	—	45	46	0	25	1000	16	15
AV	41	25	15	22	45	46	1050	40	2050	15	
SV	46	36,5	—	—	50	50	0	20	1000	17	16
AV	46	26,5	16	24	50	50	1050	20	2050	18	
SV	51	41	—	—	55	55	0	22	1000	22	16
AV	51	29	16	24,5	55	55	1250	18	2250	12	
SV	56,5	43	—	—	60	60	200	25	1200	16	16
AV	56,5	30,5	16	26	60	60	1450	15	2450	17	

Tableau n°II



$$Q_v = 61,2 \text{ l/h.}$$

	Eau		Air (ventilateur)		T° de l'eau dans le bac		Voyant éteint		Voyant allumé		T° de la salle
	T <sub>e</sub> °	T <sub>s</sub> °	T <sub>e</sub> °	T <sub>s</sub> °	fixée	mesuré	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	
SV	24	23,5	—	—	25	26	0	269	1000	31	16
AV	24	19	16	18	25	26	200	215	1200	85	
SV	27,5	25,5	—	—	30	30,5	0	50	1000	7	16,5
AV	27,5	21	16,5	20	30	30,5	200	17	1200	19	
SV	33	31	—	—	35	34	0	48	1000	12	17
AV	33,5	24	17	21	35	34	200	12	1200	34	
SV	37	33,5	—	—	40	38,5	0	30,4	1000	12	17,5
AV	37,5	25,5	17,5	23	40	38,5	500	38	1500	17	
SV	41	35,5	—	—	45	43	0	36	1000	13	18
AV	41	26	18	24	45	43	700	24	1700	17	
SV	46	41,5	—	—	50	49	0	21	1000	14	18
AV	46,5	27,5	18,5	25	50	49	1050	10	2050	48	
SV	52	43,5	—	—	55	55	0	17	1000	16	18
AV	52	28	18,5	26	55	55	1100	34	2100	12	
SV	57	44	—	—	60	60	0	14	1000	19	18
AV	57	29	18,5	26,5	60	60	1450	17	2450	10	

Tableau n° III



$$Q_v = 73,8 \text{ l/h.}$$

	Eau		Air (ventilateur)		T° de l'eau dans le bac		Voyant éteint		Voyant allumé		T° de la salle
	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	fixée	mesurée	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	
SV	25	23	—	—	25	26,5	0	274	1000	26	16,5
AV	25	20	16,5	19	25	26,5	200	270	1200	90	
SV	29	27	—	—	30	31	0	256	1000	44	16,5
AV	29	22	16,5	20,5	30	31	200	140	1200	176	
SV	34	30	—	—	35	36	0	256	1000	59	16,5
AV	34	23	16,5	21	35	36	700	281	1700	35	
SV	37,5	33	—	—	40	39,5	0	230	1000	70	17,5
AV	37,5	25	17,5	23	40	39,5	700	207	1700	93	
SV	43	38	—	—	45	45	0	206	1000	99	17
AV	43	27	17	24	45	45	1050	259	2050	41	
SV	48	40	—	—	50	50	0	185	1000	115	17,5
AV	48	28	17,5	25,5	50	50	1050	178	2050	28	
SV	51	43	—	—	55	54	0	153	1000	147	18
AV	51	29	18	26	55	54	1250	293	2250	7	
SV	56	45	—	—	60	59,5	200	190	1200	110	18
AV	56	30	18	27,5	60	59,5	1450	40	2450	310	

Tableau n° IV



$$Q_v = 126 \text{ l/h.}$$

	Eau		Air (ventilateur)		T° de l'eau dans le bac		Voyant éteint		Voyant allumé		T° de la salle
	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	T° <sub>e</sub>	T° <sub>s</sub>	Fixé	mesuré	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	P <sub>(w)</sub>	t <sub>(s)</sub>	
SV	25	23	—	—	25	27	0	100	1000	10	15
AV	25	20	15	17,5	25	27	200	22	1200	15	
SV	29	27	—	—	30	31	0	47	1000	12	15
AV	29	23	15	20	30	31	200	13	1200	40	
SV	33	30	—	—	35	36	0	47	1000	15	15,5
AV	33	25,5	15,5	21,5	35	36	700	23	1700	17	
SV	37,5	34	—	—	40	41	0	32	1000	15	14
AV	37,5	28	14	23	40	41	700	10	1700	45	
SV	42	37	—	—	45	45,5	0	25	1000	19	14
AV	42	30	14	24	45	45,5	1050	22	2050	26	
SV	46	40,5	—	—	50	50,5	0	21	1000	25	14
AV	46	32,5	14	25	50	50,5	1250	12	2250	20	
SV	51	44	—	—	55	55,5	0	30	1000	20	14
AV	51	36	14	27	55	55,5	1450	7	2450	27	
SV	55	46	—	—	60	59,5	0	10	1000	45	14
AV	55	38	14	30	60	59,5	← Voyant toujours allumé avec 2450 Watts. →				

Tableau n° V

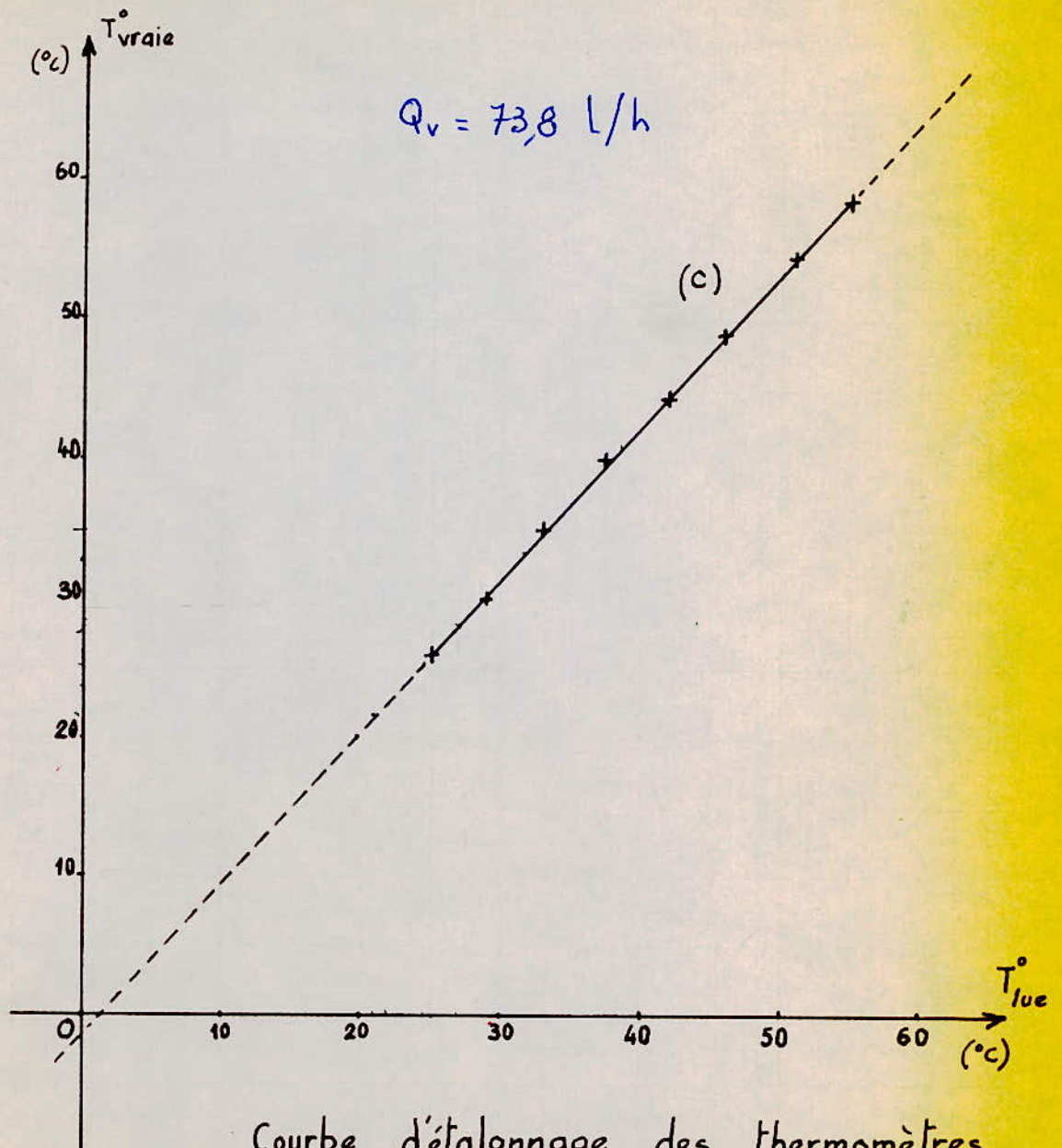


$T_{(lue)}^{\circ} \text{ } ^{\circ}\text{C}$	$T_{(vraie)}^{\circ} \text{ } ^{\circ}\text{C}$
25	26
29	30
33	35
37,5	40
42	44
46	49
51	54,5
55	58,5

-- Etalonnage des  
thermomètres placés dans  
les doigts de gant. —

Tableau n<sup>o</sup> VI





Courbe d'étalonnage des thermomètres  
placés dans les doigts de gant. —



$$\Delta T' = T_e - T_a$$

$$P_F = G C_p (T_e - T_s)$$

	$Q_v = 38 \text{ l/h}$				$Q_v = 40,2 \text{ l/h}$			
	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T'$ (°C)	$P_F$ (W)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T'$ (°C)	$P_F$ (W)
SV	26	23,5	10,5	110	23	22,5	9	23
AV	26	20,5	10,5	240	24	18,5	10	270
SV	30,5	28	15	110	28	26	13,5	93
AV	30,5	21,5	15	400	28,5	20,5	14	360
SV	34,5	29,5	18,5	220	33,5	28,5	18,5	230
AV	34,5	22,5	18,5	530	33,5	22,5	18,5	510
SV	39	34	23	220	37,5	33	22,5	210
AV	39	24	23	660	37,5	24	22,5	630
SV	43,5	37	27,5	295	43,5	36,5	28,5	330
AV	44,5	25,5	28,5	840	43,5	26	28,5	820
SV	48,5	40	32,5	375	48,5	38,5	32,5	470
AV	48,5	28	32,5	900	48,5	27,5	32,5	980
SV	53	40,5	37	550	54	43,5	38	490
AV	53	28,5	37	1080	54	30	38	1120
SV	58,5	43,5	42,5	660	60	45,5	44	680
AV	58,5	30,5	42,5	1240	60	32	44	1300

Tableau: VII

Tableau VII



$Q_v = 61,2 \text{ l/h}$				
	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T'$ (°C)	$P_F$ (W)
SV	25	24	9	70
AV	25	19,5	9	290
SV	28,5	26,5	12	140
AV	28,5	21,5	12	370
SV	34,5	32,5	17,5	140
AV	35,5	24,5	18,5	580
SV	39	35,5	21,5	250
AV	39,5	26,5	22	680
SV	43,5	37,5	26,5	420
AV	43,5	27	26,5	870
SV	48,5	44	30,5	320
AV	49,5	28,5	31	1100
SV	55,5	46	37,5	670
AV	55,5	29	37,5	1400
SV	61	46,5	43	1030
AV	61	30,5	43	1550

Tableau: **K**

$Q_v = 73,8 \text{ l/h}$				
	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T'$ (°C)	$P_F$ (W)
	26	23,5	9,5	215
	26	20,5	9,5	470
	30,5	28	14	215
	30,5	22,5	14	690
	36	31,5	19,5	390
	36	23,5	19,5	1070
	39,5	34,5	22	430
	39,5	26	22	1160
	46	40	29	510
	46	28	29	1540
	51	42	33,5	770
	51	29	33,5	1880
	54	45,5	36	730
	54	30,5	36	2010
	59,5	47,5	41,5	1030
	59,5	31,5	41,5	2400

Tableau: **X**



$$Q_v = 126 \text{ l/h.}$$

	$T_e$ °C	$T_s$ °C	$\Delta T'$ °C	$P_F$ W
SV	26	23,5	9	366
AV	26	20,5	11	804
SV	30,5	28	15,5	366
AV	30,5	23,5	15,5	1020
SV	34,5	31,5	19	440
AV	34,5	26,5	19	1170
SV	39,5	36	25,5	510
AV	39,5	29	25,5	1540
SV	44,5	39	30,5	805
AV	44,5	31,5	30,5	1900
SV	48,5	42,5	34,5	880
AV	48,5	33	34,5	2270
SV	54	46,5	40	1100
AV	54	38	40	2340
SV	58,5	48,5	44,5	1460
AV	58,5	40	44,5	2700

Tableau: **XI**



2

$P_F$  (w)

$P_F = F(\Delta T')$

Légende:

- ⊗ ——— 126 L/h
- ⊙ ——— 73,8 L/h
- ——— 61,2 L/h
- x ——— 40,2 L/h
- + ——— 38 L/h

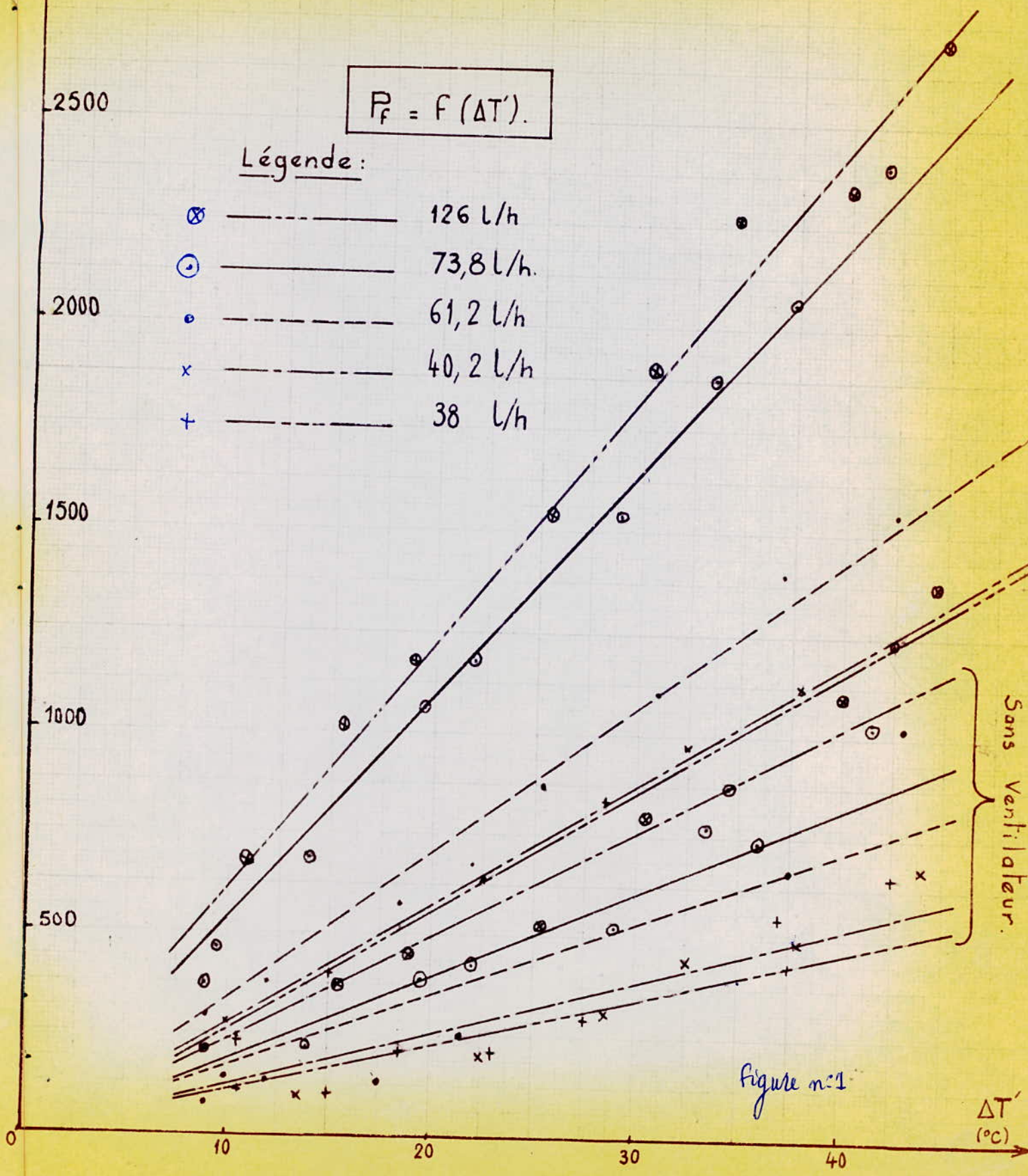


Figure n°1

$\Delta T'$   
(°C)

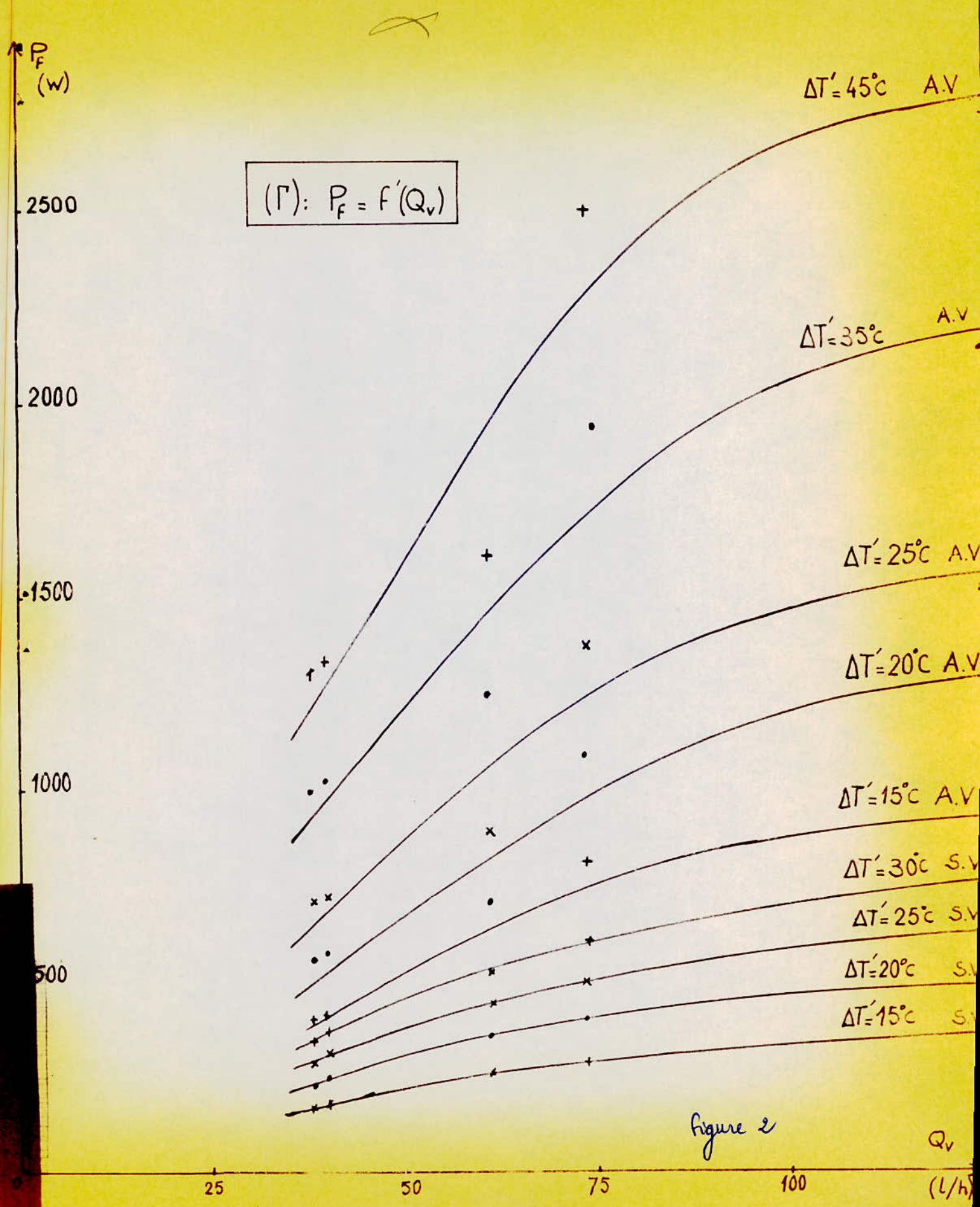


Figure 2



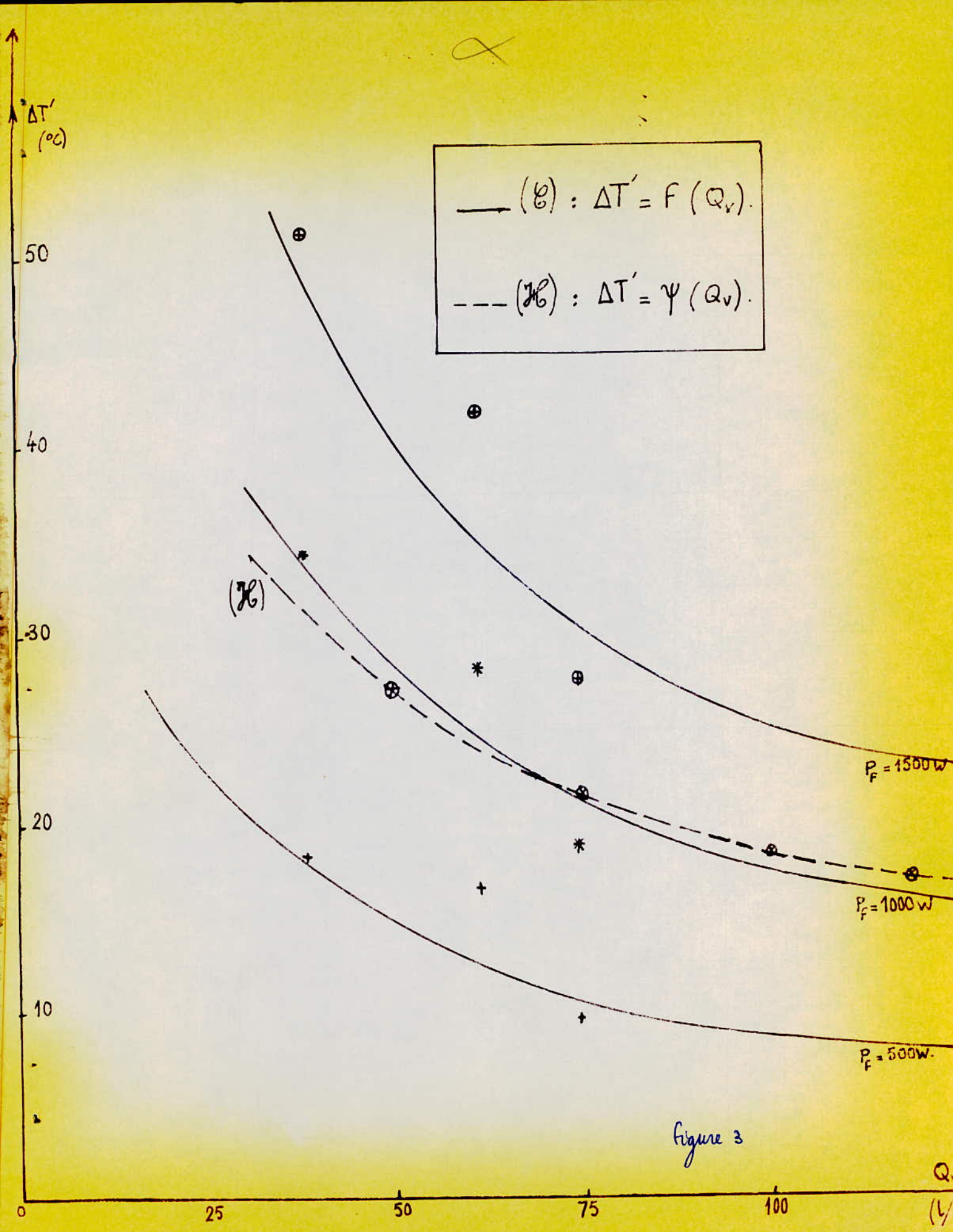




Tableau: XII

$Q_v = 38 \text{ L/h}$		$Q_v = 40,2 \text{ L/h}$		$Q_v = 61,2 \text{ L/h}$		$Q_v = 73,8 \text{ L/h}$		$Q_v = 126 \text{ L/h}$	
$\phi'$ (kcal/h·°C)	$(\Delta T_2)$ °C	$\phi'$	$(\Delta T_2)$	$\phi'$	$(\Delta T_2)$	$\phi'$	$(\Delta T_2)$	$\phi'$	$(\Delta T_2)$
30,6	9,2	6,5	8,7	19,7	8,5	59,4	8,2	101	9,7
30,6	13,7	25,8	12,5	39,3	11	59,4	12,7	101	14,2
61,3	16	64,6	16	39,3	16,5	107	17,2	122	17,5
61,3	20,5	58,2	20,2	69,0	19,7	119	19,5	141	23,7
79,6	24,2	90,5	25	118	22,5	142	26	223	27,7
104	28,2	129	27,5	88,6	28,2	214	29	243	31,5
153	30,7	136	32,5	187	32,7	202	31,7	304	36,2
184	35	187	36,7	285	35,7	285	35,5	405	39,5
67,4	6,6	71	5,9	108	3,2	131	5,4	223	6,9
110	8,4	104	7,8	138	6,6	190	7,8	283	9,5
147	10,3	142	10,2	217	10,6	297	10,5	325	12
165	12,3	110	12,4	255	12,4	321	12	426	15,7
233	14,9	227	15,7	325	13,6	427	15,9	527	19
251	18	272	17,2	414	16,2	522	17,6	629	21,2
300	19,6	310	20,8	522	19,1	558	19,2	649	25,5
340	22,7	362	23,9	582	21,3	665	23,2	749	27,3
$\phi'$	$\Delta T_{m1}$	$\phi'$	$\Delta T_{m1}$	$\phi'$	$\Delta T_{m1}$	$\phi'$	$\Delta T_{m1}$	$\phi'$	$\Delta T_{m1}$

sans Ventilateur

Avec Ventilateur



$$\phi' = \frac{\phi}{A}$$

(kcal/m<sup>2</sup>H)

∞

légende.

- 126 L/h
- 73,8 L/h
- - - 60,2 L/h
- 40,2 L/h
- - - 38 L/h

$$\phi' = \frac{\phi}{A} = F(\Delta T_{ml})$$

Avec Ventilateur

$$\phi' = \frac{\phi}{A} = F'(\Delta T)$$

sans Ventilateur

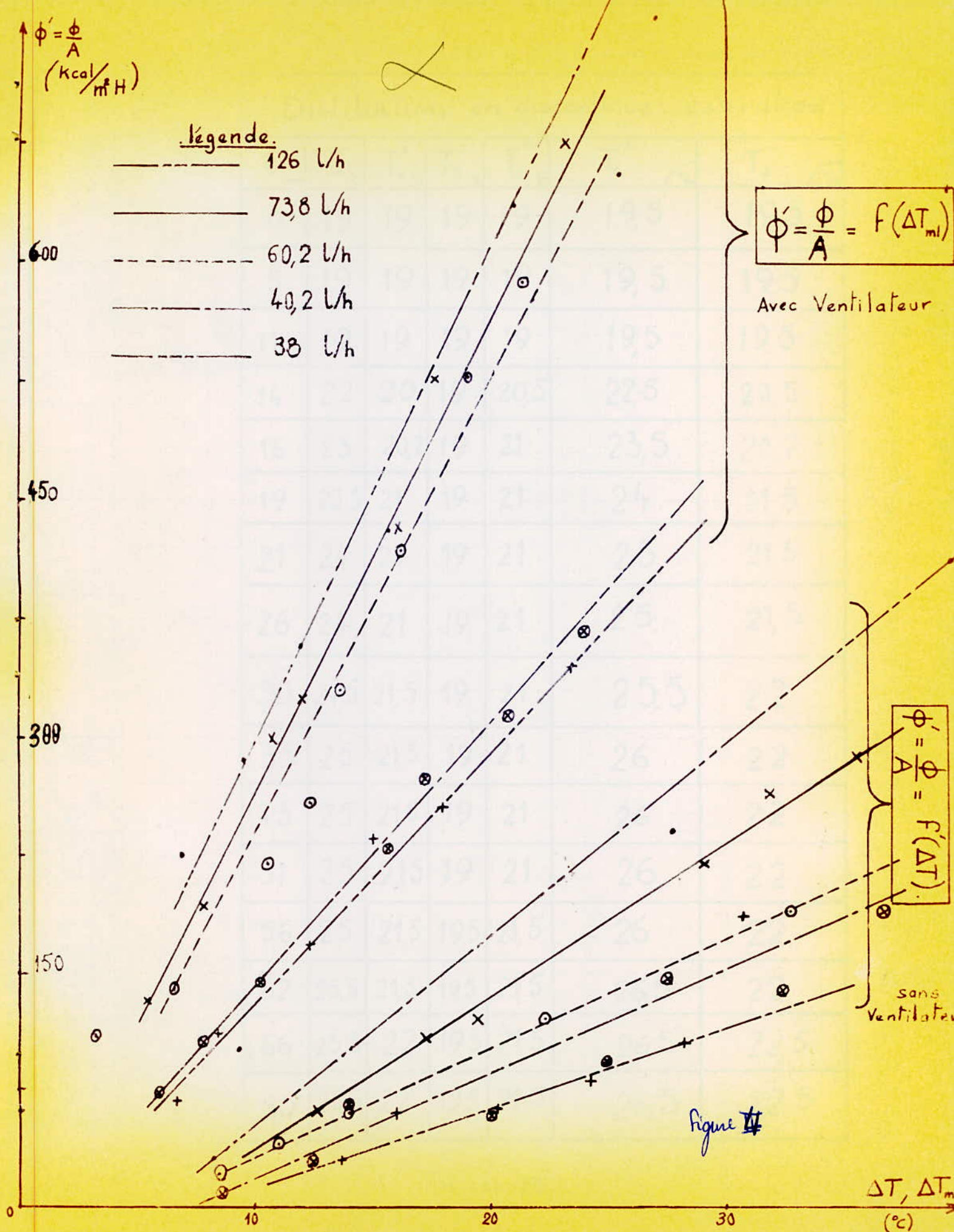


Figure 4

$\Delta T, \Delta T_m$   
(°C)

$T_e$  et  $T_s$   
[°C]

débit = 73,8 l/h

distillation en discontinue:

eau + alcool

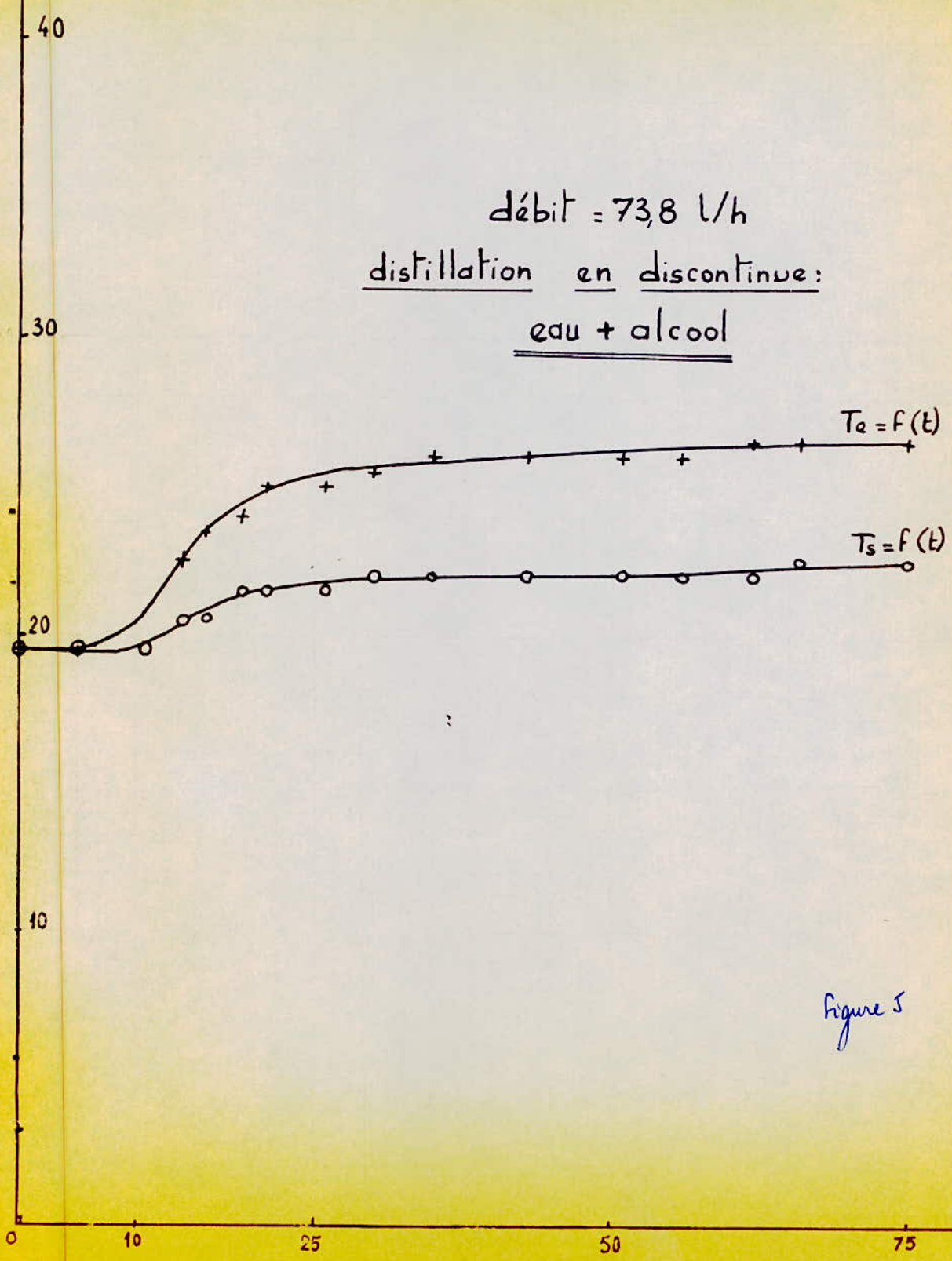


Figure 5

t  
[min]



# I - Les réfrigérants d'eau atmosphériques- (8)

## -Principe -Choix - Applications -

Partout où l'on emploie des machines thermiques, il est nécessaire d'évacuer de la chaleur dégradée qui ne peut pas être utilisée.

Le moyen généralement employé est une circulation d'eau qui se charge par échauffement, des calories dont on doit se débarrasser.

-Lorsque l'eau est en quantité suffisante, eau de puits, de rivière, de mer elle est utilisée en circuit ouvert.

Lorsque cette eau fait défaut, que son débit est insuffisant, ou qu'elle est trop coûteuse, on adopte le refroidissement en circuit fermé. L'eau circule toujours dans des machines à refroidir mais évacue ses calories dans un réfrigérant d'eau atmosphérique.

Les réfrigérants d'eau peuvent être du type ouvert constitués par de tuyères à réfrigération d'eau, ou de gradins superposés sur laquelle ruisselle l'eau Ou du type fermé, à ventilation naturelle par cheminée, ou artificielle par ventilateur.

On peut également refroidir l'eau par stagnation dans un bassin de grande surface (Étang par exemple), ou la prise et le retour sont aussi éloignés que possible pour réaliser la surface maximum de refroidissement. Dans ce dernier cas, outre l'inconvénient d'une grande surface occupée  $10m^2$  par  $m^3/h$  d'eau en circulation, le refroidissement est toujours faible en raison de la présence permanente de brouillards au dessus de la nappe liquide, ce qui limite l'emploi d'un bassin de refroidissement aux installations de petite capacité, dans lesquelles on ne cherche pas une basse température d'eau froide.

L'ensemble machine thermique et réfrigérant d'eau se met en équilibre et la température de l'eau refroidie ne dépend que du dimensionnement du réfrigérant et des conditions atmosphériques (température et humidité de l'air ambiant).

Il est possible de construire des réfrigérants pouvant donner des températures d'eau refroidie jusqu'à une température voisine ou même inférieure à la température de l'air ambiant.

Tous les types de réfrigérants étant basés sur le même principe, il est possible d'obtenir, avec chaque type d'appareil, les températures les plus basses et les plus voisines de la limite de réfrigération. Cependant, plus on descend l'échelle des températures plus le réfrigérant doit avoir des dimensions importantes, ces dimensions varient, en outre avec les débits d'eau mis en jeu et les types d'appareils envisagés.



## I - Economiseurs d'eau - ⑨

Un dispositif économiseur d'eau consiste à utiliser un condenseur à eau classique alimenté par de l'eau recyclée mais refroidie entre chaque entrée au condenseur sur un refroidisseur d'eau atmosphérique appelé quelquefois tour de refroidissement d'eau. La consommation d'eau est également limitée à l'appoint d'eau évaporée pour son autorefroidissement plus les pertes signalées lors de l'étude des condenseurs atmosphériques.

Le circuit général est celui représenté par la fig. 1.

### Eléments constitutifs.

#### - Faisceau refroidisseur-1-

L'efficacité d'un refroidisseur d'eau est d'autant plus grande que le contact de l'eau à refroidir et de l'air de refroidissement se fait sur une grande surface et pour une épaisseur de film d'eau la plus faible possible. Ce faisceau peut être constitué soit par des lamelles en bois traité; afin de résister à l'action du ruissellement continu de l'eau l'eau ou par un ensemble de lamelles métalliques ondulées et traitées également contre la corrosion et l'oxydation-- Soit par un corps de remplissage alvéolaire constitué par un matériau plastique (polystyrène) imputrescible et inoxydable.

L'eau chaude arrive à la partie supérieure et est répartie sur les éléments du faisceau refroidisseur par des gouttelettes de distribution-2- ou à l'aide de rampes de pulvérisation.

#### - Ventilation-

L'air de refroidissement circule soit horizontalement et perpendiculaire au flux d'eau (fig. 1), soit verticalement et à contre-courant du film d'eau ruisselant sur le faisceau refroidisseur (fig. 2). Cette circulation est assurée par un ou plusieurs ventilateurs hélicoides, hélico-centrifuges ou centrifuges-6- qui peuvent être placés sur le trajet de l'air avant ou après le faisceau refroidisseur.

Si le ventilateur est disposé après le faisceau de refroidissement, il est impératif de placer entre les deux éléments un arrête-goutte efficace afin d'éviter l'érosion et la corrosion des pâles du ventilateur par des gouttelettes d'eau que pourrait entraîner le flux d'air. Cet arrête-gouttes doit être également imputrescible et inoxydable.

#### -- Carrosserie et bac de récupération d'eau -

Ces deux éléments doivent être également protégés contre la corrosion et l'oxydation. Ils sont exécutés soit en tôle d'acier galvanisé au mieux en polyester armé de fibre de verre. L'eau refroidie-3- est reprise à la partie inférieure dans le bac réservoir par la pompe-5- de circulation qui la refoule au condenseur-7-. L'appoint d'eau est réalisé par l'intermédiaire d'un robinet à flotteur-4-.



Ces refroidisseurs d'eau doivent être placés à l'extérieur des bâtiments et de préférence à la partie supérieure sur les toits en terrasses, de toutes façon dans un endroit bien aéré. Cette sujétion implique la mise en place dans le bac de récupération d'eau refroidie d'un dispositif antigel sous la forme d'une résistance chauffante et d'un thermostat (dans les pays froids).

EFFICACITE

L'efficacité d'un refroidisseur d'eau dépend des conditions atmosphériques et est évidemment variable avec celles-ci suivant la saison. Elle s'exprime par :

$$E = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_h}$$

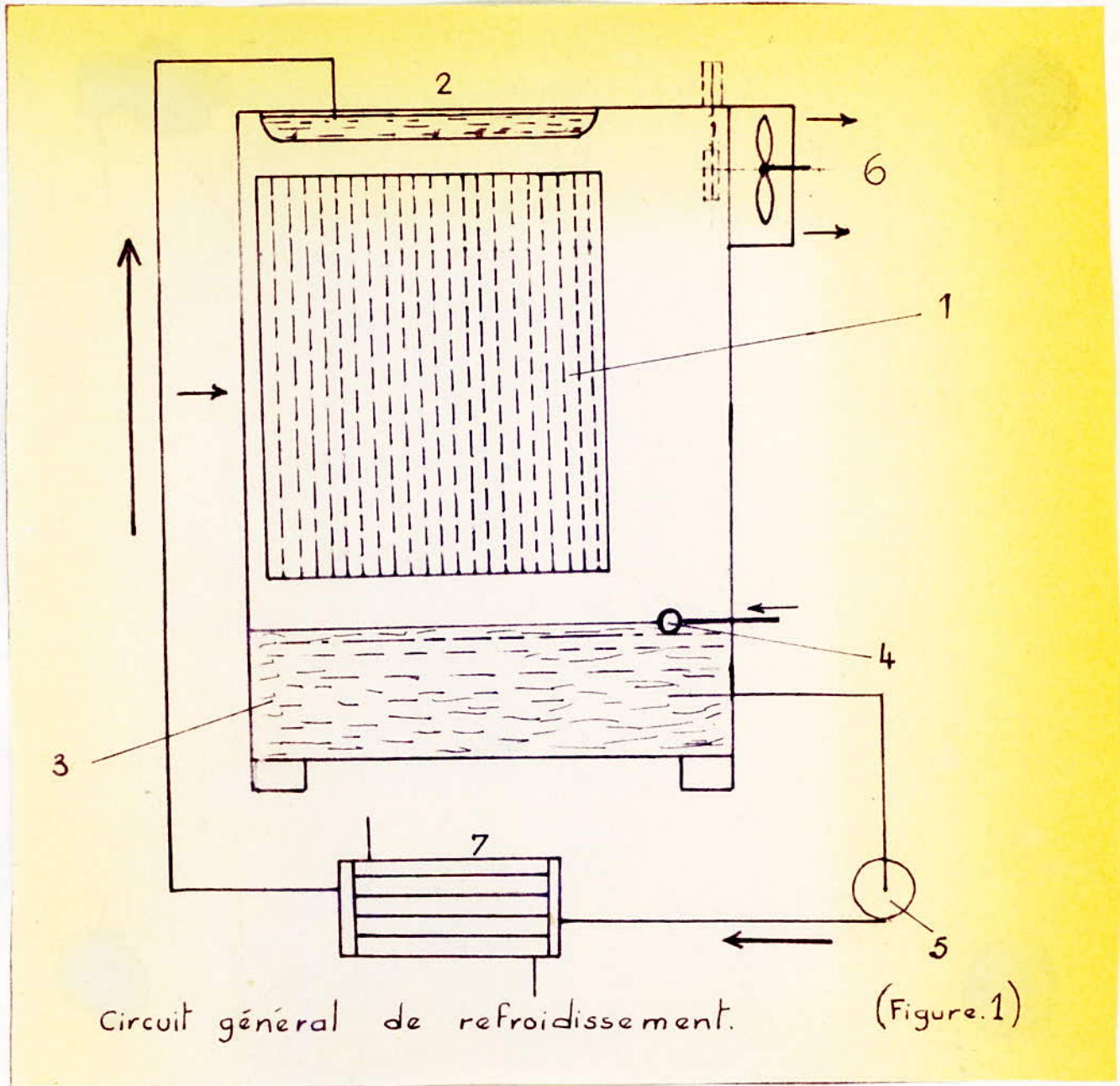
formule dans laquelle nous avons :

$T_e$  : température d'entrée d'eau

$T_s$  : température de l'eau refroidie

$T_h$  : température humide de l'air entrant

L'efficacité varie entre 40 % et 90 %.



Circuit général de refroidissement.

(Figure.1)

-Circuit général de refroidissement-



### M-Principaux types de réfrigérants atmosphériques:

Il existe un nombre important de types de réfrigérants et le choix définitif par l'utilisateur, en est souvent rendu difficile.

#### 1) Bassin à ciel ouvert.

Ce type de réfrigérant est le plus simple, mais toutefois nécessite des étendues considérables pour obtenir un refroidissement acceptable.

#### 2) Réfrigérant à gradins.

Cet appareil est constitué d'empilage de lattes de bois sur lesquelles l'eau est répartie en gouttes. Il est protégé sur son porteur extérieur par des jalousies réduisant autant que possible les projections extérieures de gouttelettes.

Le réfrigérant à gradins est relativement encombrant. En dehors de sa surface occupée propre, il demande un espace libre périphérique ne faisant pas obstacle à la libre circulation de l'air avoisinant. Il a comme avantage principal d'être extrêmement simple, rustique et d'un prix de revient réduit; il ne nécessite pratiquement aucun entretien. Il a par contre comme inconvénient de donner des résultats variés avec le vent.

#### 3) Réfrigérant à tirage forcé.

Dans cet appareil l'appel d'air est réalisé artificiellement au moyen de ventilateurs. Ce réfrigérant conduit à des encombrements très sensiblement réduits par rapport au réfrigérant à gradins (les surfaces de base peuvent être réduites de moitié ou même quelquefois plus, en particulier dans les appareils de caractéristiques très poussées).

#### -Surfaces de ruissellement:

Les matériaux employés pour la réalisation des surfaces de ruissellement comprennent le bois, l'amiante-ciment et les matériaux plastiques.

Les variétés de bois les mieux appropriés pour une bonne tenue en lieux humides sont: le sapin, l'épicéa, le pin d'Orégon, le séquoia et le redwood, de texture assez dense.

Types de ruissellement:

Dans le domaine des surfaces d'échange entre air et eau; deux de ruissellement se distinguent:

1) Ruissellement à Film Pur:

L'échange peut s'effectuer grâce à des surfaces planes ou ondulées, le long desquelles l'eau à refroidir ruisselle sous forme d'un film pur, adhérent à ces surfaces. La figure B4 montre les surfaces de ruissellement par film pur, constituées par des plaques planes verticales. L'air traverse verticalement de bas en haut le réseau de plaques pendant que l'eau tombe par gravité à la surface de ces dernières. Les surfaces de contact entre air et eau sont ainsi nettement définies.

Par l'absence de création de gouttes ce type de ruissellement nécessite une distribution d'eau très homogène sur les surfaces d'échange. En raison des vides peu importants ménagés entre deux surfaces voisines; les risques de bouchages par dépôt de tartre ou d'algues sont à craindre.

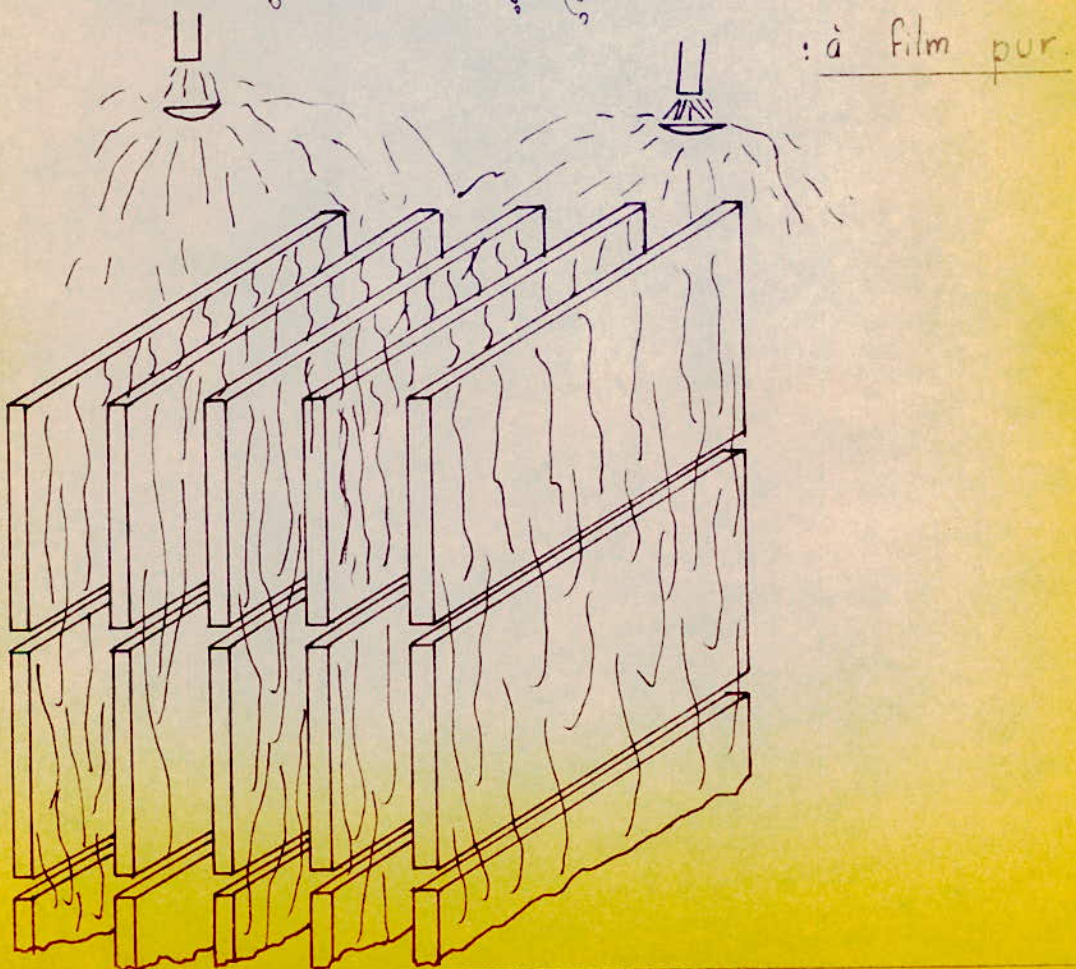
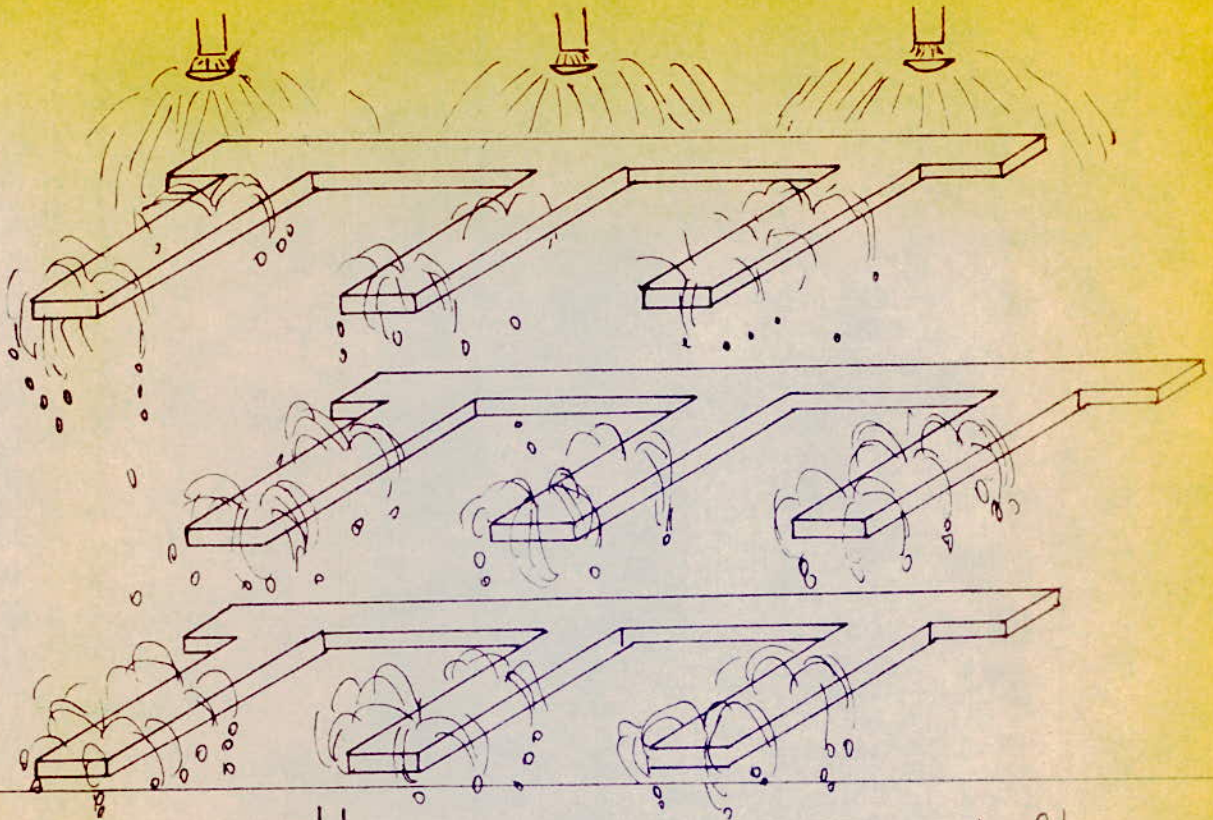
2) Ruissellement à Gouttes:

L'échange peut également s'effectuer par l'intermédiaire de surfaces assurant un éclatement de l'eau en fines gouttelettes, appelé Effet Splash.

La figure B 5 montre un ensemble de dispersion à Effet Splash, l'air circulant horizontalement, obliquement ou verticalement, pendant que l'eau tombe par gravité d'un plancher de lattage à un autre en subissant un véritable éclatement. Les gouttelettes ainsi créées augmentent artificiellement les surfaces de contact entre air et eau. En outre, la vitesse relative élevée de ces gouttelettes par rapport au courant d'air augmente considérablement le coefficient d'échange. La disposition plus aérée de ces lattages permet alors à l'air de circuler dans des directions horizontales, verticales, ou obliques. On peut ainsi placer les surfaces d'échange non seulement au dessus des entrées d'air, mais encore sur toutes leur hauteur jusqu'au niveau du plan d'eau dans le bassin. La disposition aérée de ces lattages les met à l'abri de tout bouchage des circuits d'eau et d'air par dépôt d'algues ou de tartre. Grâce à la création d'un grand nombre de gouttelettes la répartition est très vite assurée de façon homogène.



# Ruissellements: à gouttes





#### IV- REFRIGERANT CHOISI :

##### 1)-Type de réfrigérant:

Etant donné, le faible débit d'eau de circulation (inférieur à 100 m<sup>3</sup>/heure), l'entretien à peu près nul qui est dû à l'absence de toute pièce mécanique en mouvement, le prix de revient réduit, le réfrigérant à gradin a été choisi.

##### 2)-Matériau employé pour la construction du réfrigérant:

###### a-Surface de ruissellement:

Le matériau employé pour la construction est le bois : sapin. On remarque que cette variété répond bien aux impératifs indiqués dans III. Comme les surfaces, assurant l'éclatement en fines gouttelettes, ont une épaisseur inférieure à 20 mm, elles ont été imprégnées au moyen d'un produit anti-moisissure qui est le sulfate de cuivre.

###### b-Type de ruissellement:

Le type de ruissellement adopté est la dispersion à EFFET SPLASH, car une disposition aérée des lattages les met à l'abri de tout bouchage des circuits d'air et d'eau par dépôt d'algues ou de tartre. Il faut toutefois que l'eau est très vite assurée de façon homogène et cela grâce à la création d'un grand nombre de gouttelettes.





-Tour de refroidissement-

### V CIRCUIT FERME

Le schéma du circuit fermé apparaît sur la page suivante.

#### I- Description:

En plus du réfrigérant à gradins, le circuit fermé comprend un système de distribution d'eau chaude (en haut de la tour). L'eau froide, qui est récupérée en bas de la tour dans un bac B, et renvoyée par une pompe P à travers les échangeurs de la colonne ou ceux du réacteur d'où elle revient chaude au système de distribution.

Il faut noter toutefois que sur la tuyauerie emmenant l'eau chaude au système de distribution, une dérivation a été prévue sert maintenant à refouler l'eau chaude sortante des échangeurs du réacteur.

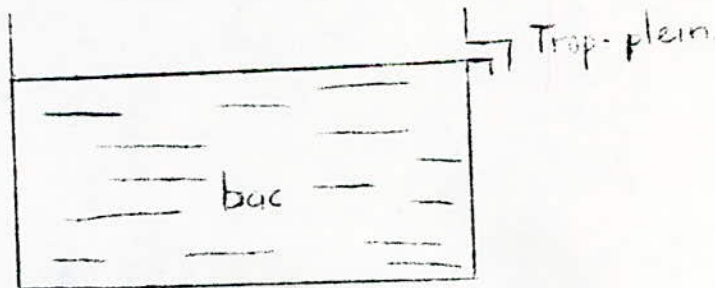
#### a) Distribution d'eau:

La distribution d'eau s'effectue au moyen d'un arrosoir en cuivre de 320 mm de diamètre. Des trous de 0,75 mm de rayon percé sur ce dernier permettent la pulvérisation d'eau de circulation.

#### b) Récupération d'eau refroidie:

La récupération se fait dans un bac en acier (tôle noire) de 1 m<sup>2</sup> de surface de base et 0,65 m de hauteur. Ce bac est muni de 8 oreilles dont 4 assurent sa fixation et les 4 autres permettent de fixer le réfrigérant au bac.

Pour éviter des fuites intempestives d'eau par dessus le bac il y a lieu de prévoir un système de trop plein fait de la façon suivante: un tuyau vertical est soudé sur une paroi latérale du bac et évacue ainsi l'eau dès que son niveau atteint celui du trop plein.

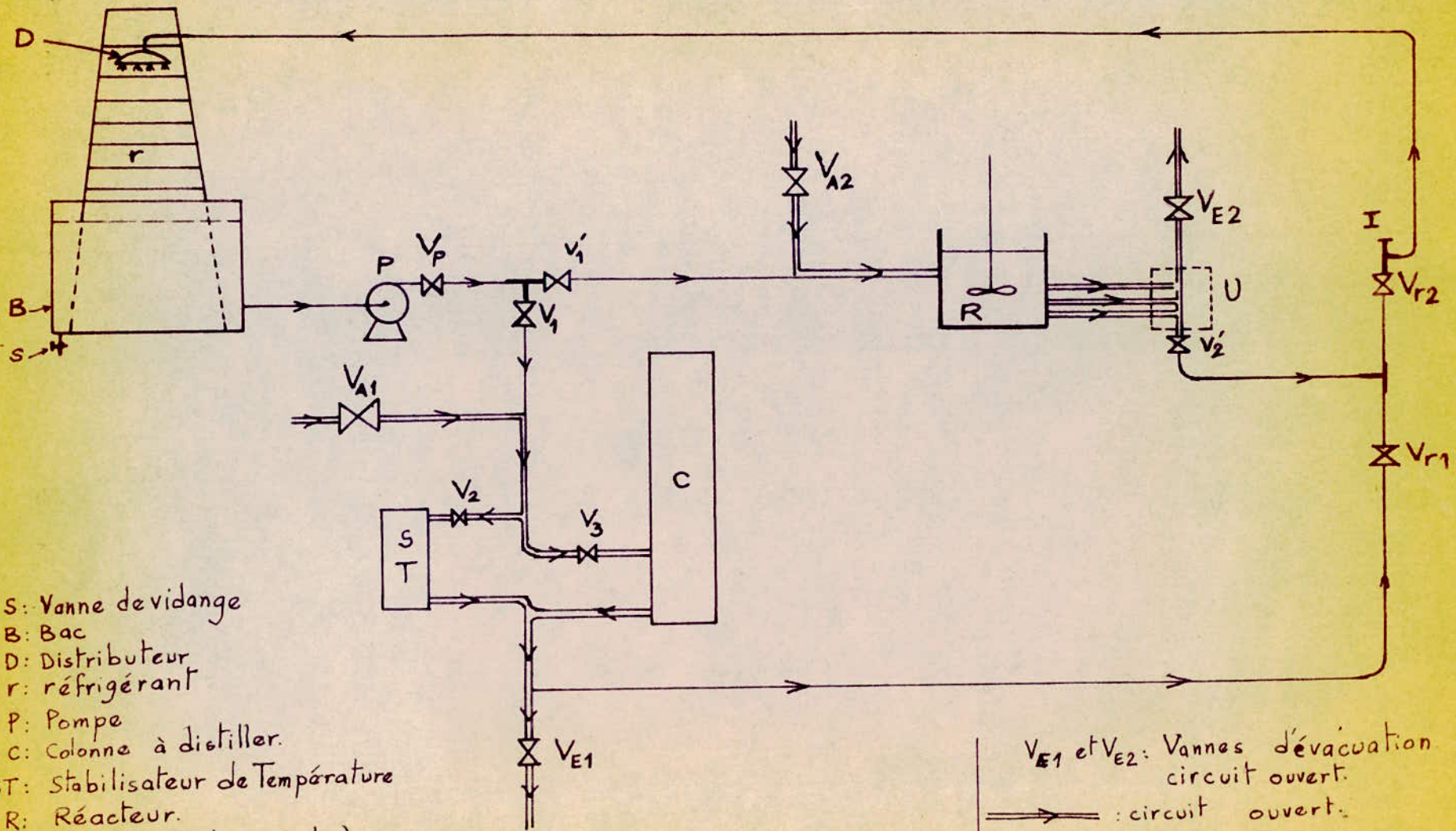


#### c) Pompe:

C'est une pompe centrifuge du type GUINARD-EMA-4. Elle a un débit maximum de l'ordre de 2 m<sup>3</sup>/H.

ATTENTION: il ne faut jamais faire fonctionner la pompe sans liquide.





- S: Vanne de vidange
- B: Bac
- D: Distributeur
- r: réfrigérant
- P: Pompe
- C: Colonne à distiller.
- ST: Stabilisateur de Température
- R: Réacteur.
- U: Boîte en bois (relai).
- I: Bouchon d'arrêt.
- $V_{A1}$  et  $V_{A2}$ : Vannes d'alimentation en eau. (circuit ouvert).

$V_{E1}$  et  $V_{E2}$ : Vannes d'évacuation en circuit ouvert.

==> : circuit ouvert.

-> : circuit fermé.

- Schéma du système de Réfrigération -

1<sup>er</sup> mode opératoire:

Avant de mettre en marche il faut vérifier le niveau d'eau dans le bac. Deux (2) possibilités peuvent se présenter /  
a) - le niveau d'eau est inférieur au niveau d'aspiration de la pompe : 15 cm environ  
dans ce cas il est nécessaire de rajouter de l'eau dans le bac jusqu'à dépasser le niveau d'aspiration afin d'éviter que la pompe fonctionne sans liquide.  
Pour rajouter l'eau on procède de la façon suivante:

COLONNE:

-I reste en place.

-Fermer  $V_{E1}$  (vanne d'évacuation en circuit ouvert),  $v_1$  et  $v_2$ :

-Ouvrir dans l'ordre suivant les vannes  $v_2, v_3, v_{r1}, v_{r2}$  puis  $V_{A1}$  (vanne contrôlant la quantité d'eau à rajouter).

REACTEUR:

-I reste en place.

Fermer  $V_{E2}$  (vanne d'évacuation en circuit ouvert)  $v_1$  et  $v_{r1}$ .

-Ouvrir dans l'ordre suivant: les vannes  $v_2$  et  $v_{r2}$  puis  $V_{A2}$  (vanne contrôlant la quantité d'eau à rajouter).

b) - Le niveau d'eau est supérieur au niveau d'aspiration de la pompe, On peut travailler en circuit fermé comme suit:

COLONNE:

-I reste en place.

-Fermer  $V_{A1}, V_{E1}$  (vanne du circuit ouvert),  $v_1$  et  $v_2$ .

-Ouvrir  $v_1, v_2, v_3, v_{r1}, v_{r2}, v_2, v_p$  (vannes du circuit fermé).

REACTEUR:

-I reste en place.

-Fermer  $V_{A2}, V_{E2}$  (vanne du circuit ouvert),  $v_1$  et  $v_{r1}$ .

-Ouvrir  $v_1, v_2, v_{r2}$  et  $v_p$  (vannes du circuit fermé).

III - MISE EN MARCHÉ



### III-ENTRETIEN:

Par suite de l'absence de toute pièce mécanique en mouvement l'entretien se résume à la vérification périodique des surfaces d'éclatement et de l'état du système de distribution d'eau. On nettoiera les trous qui ont pu être obstrués, partiellement ou totalement par des boues ou des impuretés disséminées véhiculées par le circuit d'eau. Les poussières apportées par l'air se déposent sous forme de boues au fond du bassin, il y aura lieu d'évacuer ces dernières en vidant le bassin périodiquement. Il faut noter toutefois que l'eau à la sortie du bassin passe à travers un filtre ce qui réduit considérablement la quantité d'impuretés véhiculées par le circuit d'eau.

### IV-ETUDE EXPERIMENTALE:

Les essais de réfrigérants atmosphériques représentent une opération très délicate en raison du grand nombre de paramètres en jeu et de l'instabilité des conditions d'ambiance. Il sera indispensable de répéter l'ensemble de mesure un grand nombre de fois et de prendre des valeurs moyennes. Cette remarque est surtout valable pour les réfrigérants à tirage naturel qui sont particulièrement sensibles à différents facteurs atmosphériques plus ou moins impondérables, tels que la force et la direction du vent, la présence ou l'absence du soleil au sommet de la cheminée etc...

#### a)-Mesure du débit d'eau:

La mesure du débit d'eau de circulation nécessite les opérations suivantes:

- enlever l'arrosoir
- mettre le circuit fermé en marche
- mesurer le temps qu'il faut pour remplir un ballon, de volume bien déterminé, placé sous l'arrivée d'eau chaude.
- remettre l'arrosoir en place.

#### b)-Mesure de températures:

Les mesures des températures d'eau froide et d'eau chaude sont effectuées au moyen de thermomètres à colonne de mercure mis en contact direct avec l'eau.

#### c)- Mesure de la perte d'eau:

La perte d'eau est quantité variable: elle dépend de plusieurs facteurs dont le plus important est le vent. Pour pouvoir la déterminer au cours d'un essai d'une durée déterminée: on notera respectivement le niveau initial et final de l'eau du bac et la différence entre ces derniers nous permettra de reconnaître la perte d'eau.

#### d)-Calcul de la puissance calorifique:

La puissance calorifique  $Q$  (en Kcal/h) caractérise la capacité de réfrigération du réfrigérant atmosphérique. C'est le produit du débit d'eau  $G$  (en kg/h) par la chute de la température entre l'eau chaude et l'eau froide  $T$  (en °C) et par la chaleur spécifique de l'eau  $C$  ( $C=1$  Kcal/kg °C).

$$Q = G \cdot C \cdot \Delta T$$



IX- Résultats expérimentaux et conclusions -

Ils sont portés sur le tableau 15; ils ont été recueillis pendant les journées du 22 et du 27 mars 1979.

Prendons la troisième colonne du tableau ;

A 17 heures, l'eau sortant du condenseur de la grande colonne de distillation était à 17°C ( température mesurée directement au distributeur.

L'eau du bac était à 14,5°C.

La température ambiante était 4°C

Les pertes d'eau dans le bac étaient de 7,51/heure.

Au même instant les relevés météorologiques de l' I.N.A. donnaient ; température sèche de l'air 16,4° C et température humide de l'air 11,5°C .

La pression atmosphérique était de 65 mmHg.

Le débit d'eau en circulation était de 970 l/h.

Nous pouvons déduire de ces résultats :  
le pourcentage d'humidité de l'air à la station de l'I.N.A.  
en consultant un diagramme psychrométrique.

La puissance thermique fournie par la colonne:

$$\phi = 970 \cdot (17 - 14,5) = 2425 \text{ kcal/h}$$

L'écart relativement important des températures sèches à l'I.N.A. et sur place nous fait douter de la validité de la température humide; pour pouvoir correctement interpréter les résultats, il sera absolument nécessaire de mesurer la température humide sur place.

Nous pouvons tirer seulement des conclusions qualitatives pour cette tour de refroidissement installée par un de nos prédécesseurs: elle est très largement dimensionnée pour faire face au besoin d'eau froide de la colonne et certainement du réacteur; de plus le volume d'eau important stocké au bas de la tour doit permettre de faire face à des pointes momentanées.

Pour que le système soit tout à fait au point, il resterait:

-à doubler actuellement en service par une autre pour faire face aux pannes.

-à renforcer le système de filtration de l'eau.

-à prévoir une alimentation automatique du bac de stockage et un système d'alerte quand le niveau d'eau devient trop bas.



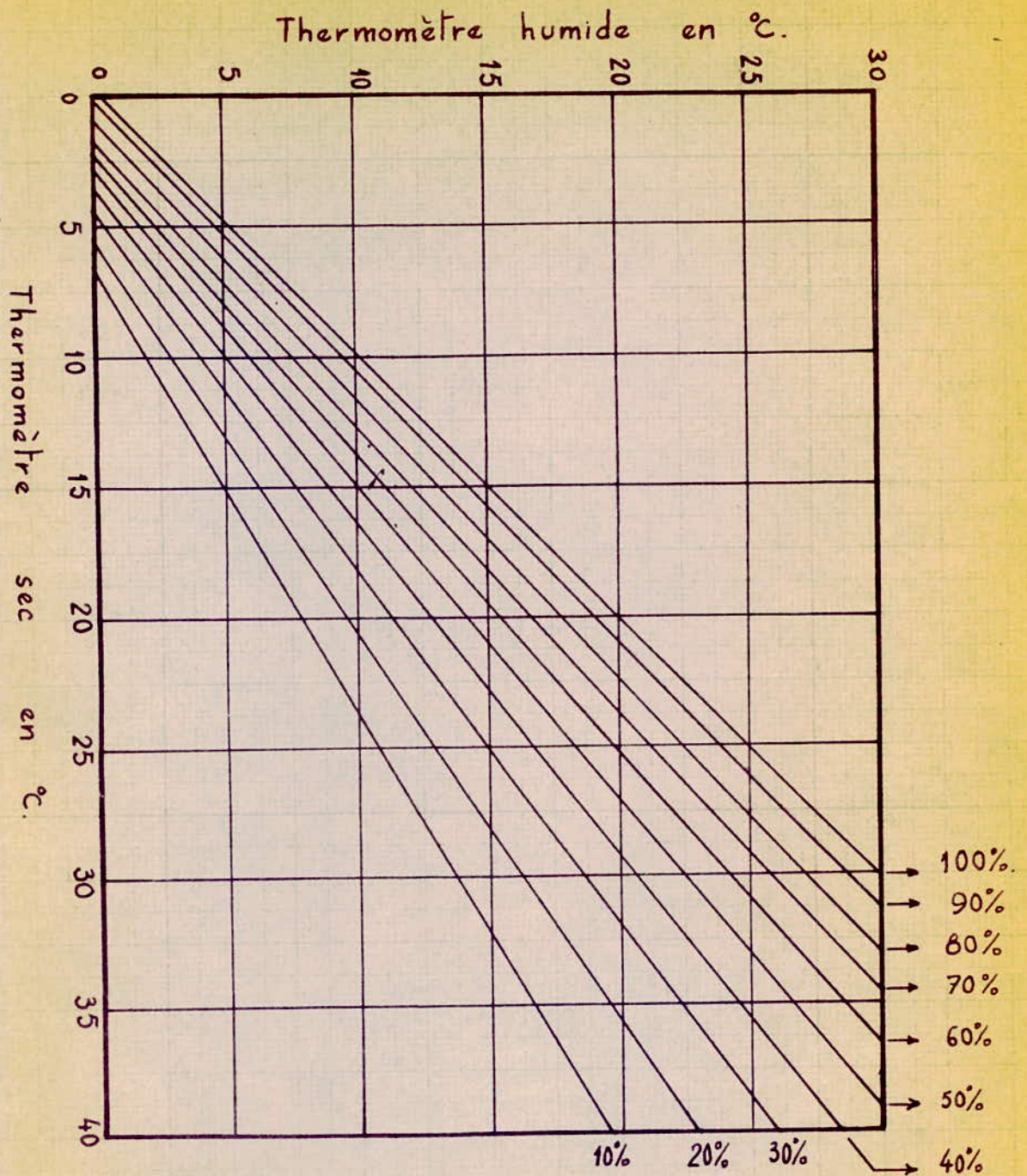
22/03/79

Le 27.03.79

t (H)	8 <sup>h</sup>	12	17	12
T <sub>s</sub> si sortie (°C)	15	16	17	24,5
T <sub>e</sub> a. entrée (°C)	14	14	14,5	23
T <sub>a</sub> (°C)	13,5	13,5	14	20
Pertes L/h	10	7,5	7,5	9,5
T <sub>humide</sub> (°C)	7	10,4	11,5	14,4
T <sub>sèche</sub> (°C)	8	13,5	16,4	16,5
Pression (mmHg)	762,10	764,25	765	/
ε%	83%	69%	52%	80%
<del>Q</del> (kcal/L)	970	1940	2490	1650
Q <sub>v</sub> =	970 L/h		1100 L/h	

Tableau: XIV





Courbes indiquant l'humidité relative en fonction des températures du thermomètre sec et du thermomètre humide du psychromètre.

$P = 1$  atmosphère.

Figure 6



## CONCLUSION GENERALE

Dans une première partie, nous avons construit au moindre coût et dans une optique de récupération, un système simple de réfrigération.

Nous avons établi un ensemble de résultats permettant de connaître les caractéristiques essentielles de cet échangeur à chaleur sensible.

Dans une deuxième partie, nous avons remis en état une tour de réfrigération construite il y a 3 ans et nous avons montré qu'elle répondait aux "besoins" de froid de la colonne de distillation.

Nous avons eu le souci constant de faire du "solide" et de laisser le matériel en bon état, d'économiser de l'eau, substance si précieuse pour l'humanité, d'aider à la bonne marche des TP si souvent interrompus par manque d'eau, de préparer une expérimentation claire pour nos collègues étudiants.

Puissions-nous avoir réussi, même modestement, dans cette direction.

# TABLE DES MATIERES

## Introduction

### Première Partie

<u>Système de réfrigération avec le condenseur à ailettes</u>	3
1) Description de l'appareillage.....	3
2) Mode opératoire.....	11
3) Etude des pertes de charge.....	12
4) Différence de température moyenne.....	16
5) Interprétation des résultats.....	21
I Mesure des températures.....	21
II Résultats bruts.....	22
III Résultats élaborés.....	23
IV Détermination du coefficient de transfert global.....	23
V Détermination des 3 résistances thermiques	25
VI Utilisation de notre appareillage dans le cas de la manipulation de distillation....	26
VII Détermination des conditions de fonctionnement de l'échangeur pour une charge thermique donnée.....	27
VIII Conclusions pratiques.....	27
6) Rédaction d'un polycopié de TP.....	29

### Deuxième partie

<u>Les réfrigérations d'eau atmosphériques</u> .....	31
I Principe. Choix. Applications.....	31
II Economiseurs d'eau.....	32
III Principaux types de réfrigérants atmosphériques	35
IV Réfrigérant choisi.....	37
V Circuit fermé.....	38
VI Mode opératoire.....	39
VII Entretien.....	40
VIII Etude expérimentale.....	40
IX Résultats expérimentaux et conclusions.....	41

Conclusion générale



- BIBLIOGRAPHIE -

- 1-) P. Whuithier t.2 "Le pétrole - Raffinage et Génie Chimique"  
Publications de l'Institut français du pétrole 1965  
Editions Technip Paris page 1455
- 2-) notice de la pompe ASTI.
- 3-) Documentation 1965/66  
Appareil de labo de la Société Plan et Compagnie  
page 63
- 4-) Même référence que 1  
page 1084 à 1086
- 5-) F. Kreith: Transmission de la chaleur et Thermodynamique  
Masson et C<sup>ie</sup> Editeurs 1967  
page 514 à 517
- 6-) Cours de transfert de chaleur  
page 14
- 7-) Même référence que 5
- 8-) Technique de l'ingénieur Mécanique et chaleur 1949 B 350
- 9-) Installations Frigorifiques P.J Rappin t2  
PYC Edition page 127 à 129

-----oooOooo-----





