

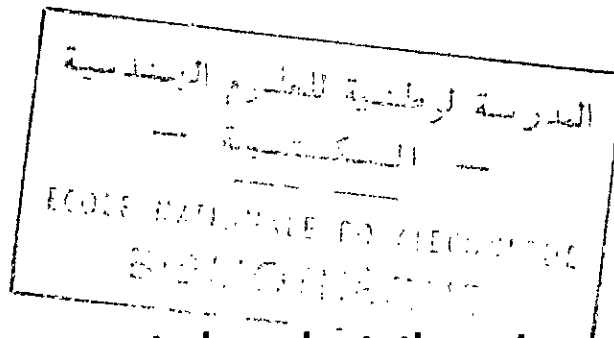
4/77

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES



**Developpement du volant thermique
Eau - Glace**

Journalier

Proposé par :

G. D'ALBON

Docteur ingénieur

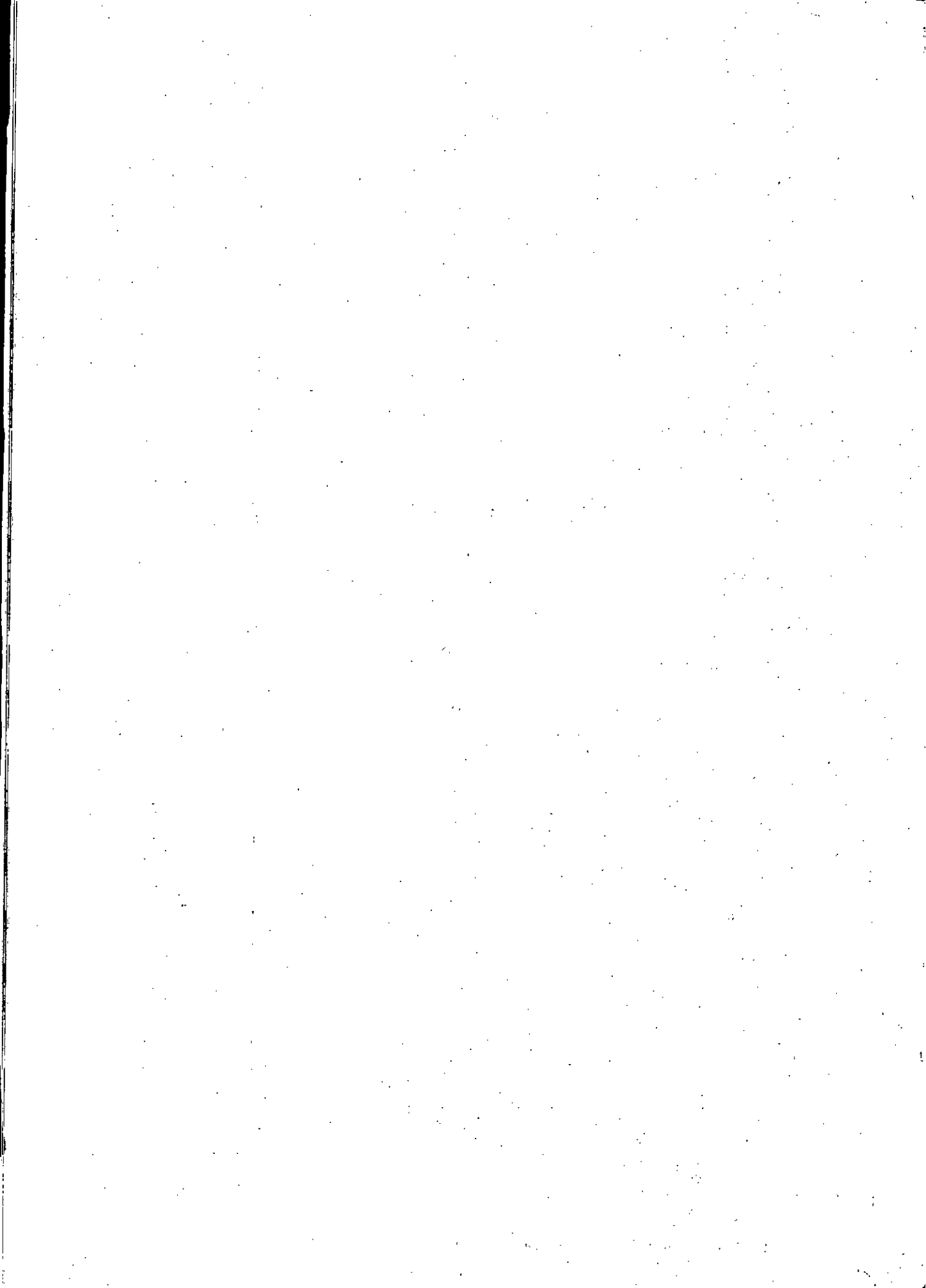
Etudié par :

Y. BATAOUCHE

Abdelkrim SNP

D. BOUBECHTOULA

Promotion 1^{er} semestre 76 - 77

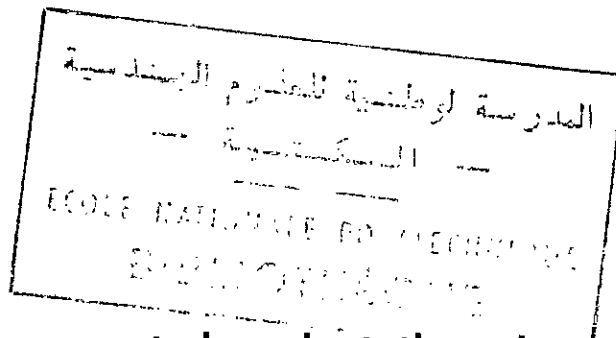


UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES



**Developpement du volant thermique
Eau - Glace**

Journalier

Proposé par :

G. D'ALBON

Docteur ingénieur

Etudié par :

Y. BATAOUCHE

Abdelkrim SNP

D. BOUBECHTOULA

Promotion 1^{er} semestre 76 - 77

DEDICACE

[/-) NOS PARENTS

Y. BATAOUCHE

ABDELKRIM SNP

D. BOUBECHTOULA

REMERCIEMENTS

Nous remercions MM. G. D'ALBON et Y. BOUSSARD pour leurs précieux conseils et suggestions dans l'élaboration de ce projet. Que tous les professeurs qui ont contribué à notre formation ainsi que tous ceux qui y ont collaboré de près ou de loin, trouvent ici notre profonde gratitude.

Y. BATAUCHE

ABDELKRIM SNP

D. BOUECHTOULA

P R E F A C E

L'étude précédente intitulée

"VOLANT THERMIQUE JOURNALIER REALISE PAR UNE
RESERVE D'EAU ET DE GLACE" (Promotion 76)

peut être encore développée.

Nous pensons que la conception de cette installation peut être améliorée dans une large mesure ; néanmoins, le principe est le même et les résultats auxquels nous aboutirons seront à la faveur du nouveau type d'installation.

Nous titrons donc notre étude :

"DEVELOPPEMENT DU VOLANT THERMIQUE JOURNALIER
EAU - GLACE"

S O M M A I R E

INTRODUCTION

RAPPELS :DEFINITION DES PARAMETRES

CHAPITRE I . PRESENTATION DU VOLANT THERMIQUE JOURNALIER

I.1-Présentation d'ensemble

I.2-Mode de formation de la glace

I.3-Champs thermiques à l'intérieur du réservoir

I.4-Circulation du fluide à l'intérieur du réservoir

CHAPITRE II. ESTIMATIONS PRELIMINAIRE

II.1-Choix des intervalles de températures

II.2-Détermination du nombre a optimum.Nombre de sachets à glace Volume et forme du réservoir

II.3-Calcul des débits.Choix de l'évaporateur et des pompes.

II.4-Isolation

CHAPITRE III.CARACTERISTIQUES FINALES DU VOLANT THERMIQUE

III.1-Données de base

III.2-Application au dimensionnement définitif des éléments du volant

III.3-Régulation

III.4-Fiche technique du volant adopté.Dessin d'ensemble

CHAPITRE IV . ETUDE ECONOMIQUE SOMMAIRE ET CONCLUSION GENERALE

IV.1-Estimation préliminaire du coût global

IV .2-Estimation détaillée

IV.3-Cout global d'investissement

IV.4-Etude économique

Conclusion générale

INTRODUCTION

Le volant thermique journalier est un réservoir d'eau froide et de glace qui emmagasinera le froid supplémentaire que produira le groupe frigorifique lorsque la consommation de froid de l'installation sera inférieure à la production et qui restituera du froid lorsque la consommation deviendra supérieure à production du groupe.

la

Telle est la définition du volant thermique journalier énoncée dans l'étude précédente.

Cette étude était basée sur un volant constitué d'une réserve d'eau dans laquelle la glace se formait de façon uniforme autour des tubes de l'évaporateur placé à l'intérieur du réservoir.

Malgré les résultats théoriques significatifs auxquels nos collègues sont arrivés, ils ont formulé des réserves importantes quant à la conclusion sur le caractère économique appréciable que peut présenter un tel volant.

Ces réserves portaient sur :

- Les hypothèses faites dans leurs calculs : celles-ci doivent être réalistes.
- La répartition des températures et la circulation de l'eau à l'intérieur du réservoir.
- La forme adéquate de l'évaporateur.
- La vitesse de fusion de la couche de glace en fonction de son épaisseur et de la température de sortie de l'eau du réservoir.

↳ L'influence de chacune d'entre-elles sera analysée dans notre étude.

Celle-ci portera sur un volant thermique journalier qui sera constitué d'une réserve d'eau additionnée d'antigel dans laquelle sont immergés un évaporateur et des sachets remplis d'eau qui se transformera en glace.

Cette proposition, par rapport à l'ancienne présente deux avantages certains :

- les tubes de l'évaporateur ne subiront plus de contraintes dues à la formation des couches de glace alentour

- les échanges de chaleur fréon 12 - mélange eau + antigel seront meilleurs que dans le cas précédent.

Dans notre étude, nous ferons beaucoup de simplifications motivées par le désir de pousser aussi loin que possible les résultats théoriques obtenus. Les approximations, imposées par les nécessités de calcul ou celles délibérément acceptées, ont sans doute peu d'importance par rapport aux erreurs qui résultent de ce que nous ne connaissons pas les caractéristiques réelles du volant.

Quoi qu'il en soit, nous pensons que la lecture de ce document montrera qu'il est possible maintenant de construire des modèles idéalisés afin de déterminer, après chaque étude théorique, quels en seront les effets mesurables.

RAPPELS

DEFINITION DES PARAMETRES

01-Courbe de charge journalière : fig 01

Elle représente la variation de la charge frigorifique pendant la journée de base de climatisation pour une région climatique donnée.

01-1-Puissance frigorifique P de l'installation classique

C'est la charge frigorifique maximale de l'installation. Elle nous donne la puissance frigorifique du groupe à utiliser pour des températures données à l'évaporateur et au condenseur.

01-2-Consommation frigorifique journalière Q de l'installation

Elle est égale à la quantité de frigories nécessaires à la climatisation d'une construction pour la journée de base.

Sur la figure 01 elle est représentée par l'aire hachurée par des traits verticaux. Elle est égale à :

$$Q = \int_0^{24} P(t) dZ = \bar{P} \cdot Z$$

où \bar{P} désigne la puissance frigorifique moyenne de fonctionnement du groupe pendant la durée de climatisation exprimée en heures.

01-3-Puissance frigorifique moyenne du groupe avec volant thermique journalier

C'est le rapport de la climatisation journalière Q sur 24h

$$\bar{P}' = Q/24$$

01-4-Quantité Q' de froid à stocker dans le volant

$$Q' = \bar{P}' (24 - Z) = Q(1 - Z/24)$$

Elle est représentée par l'aire hachurée en traits horizontaux sur la figure 01.

02-Courbe des températures pour une journée de base

On prendra la température moyenne T_m figure 02 (relative à DAR-EL-BEIDA).

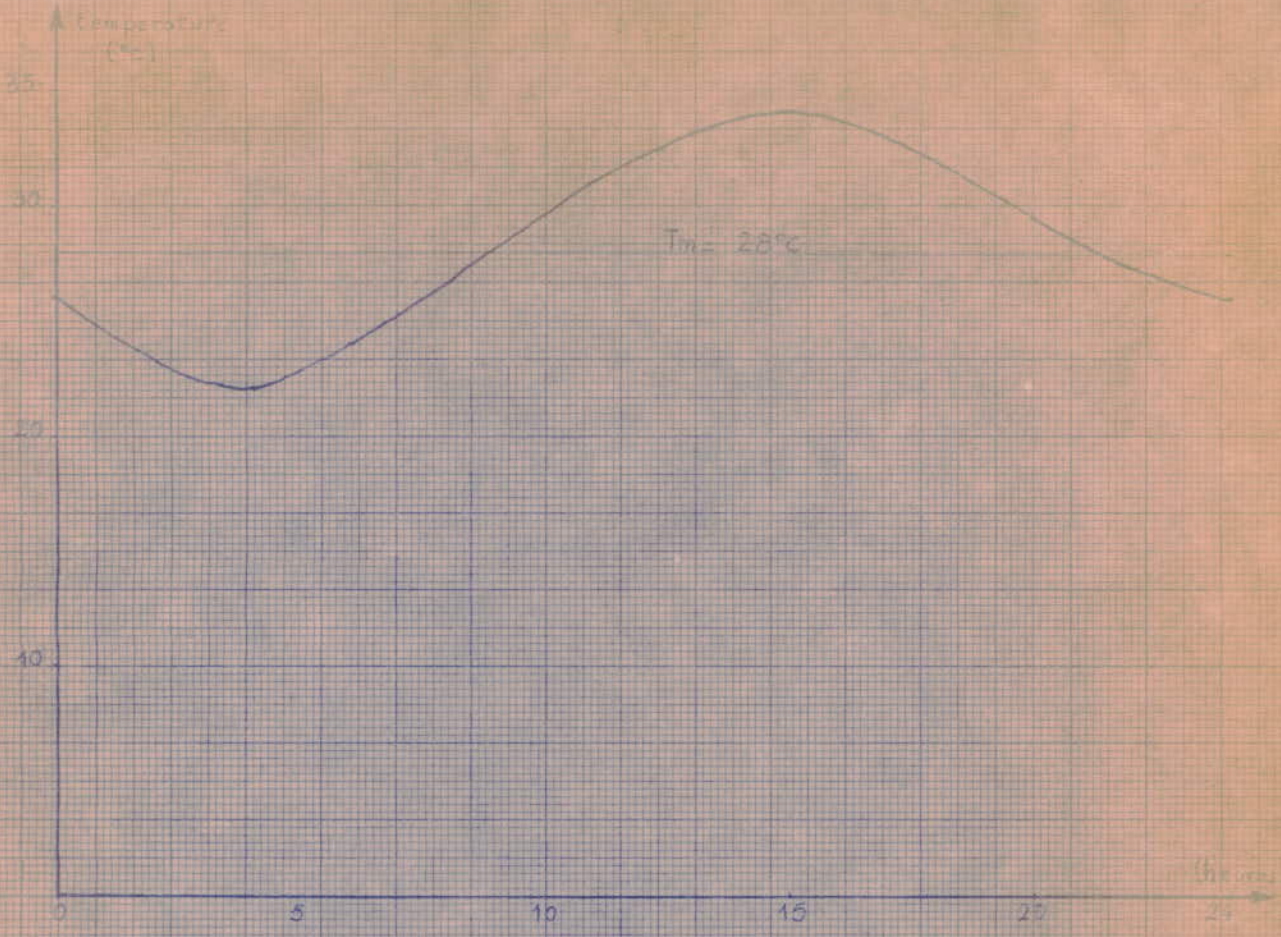


Fig. 22. Variation de la température de l'air extérieur. (Période etc).

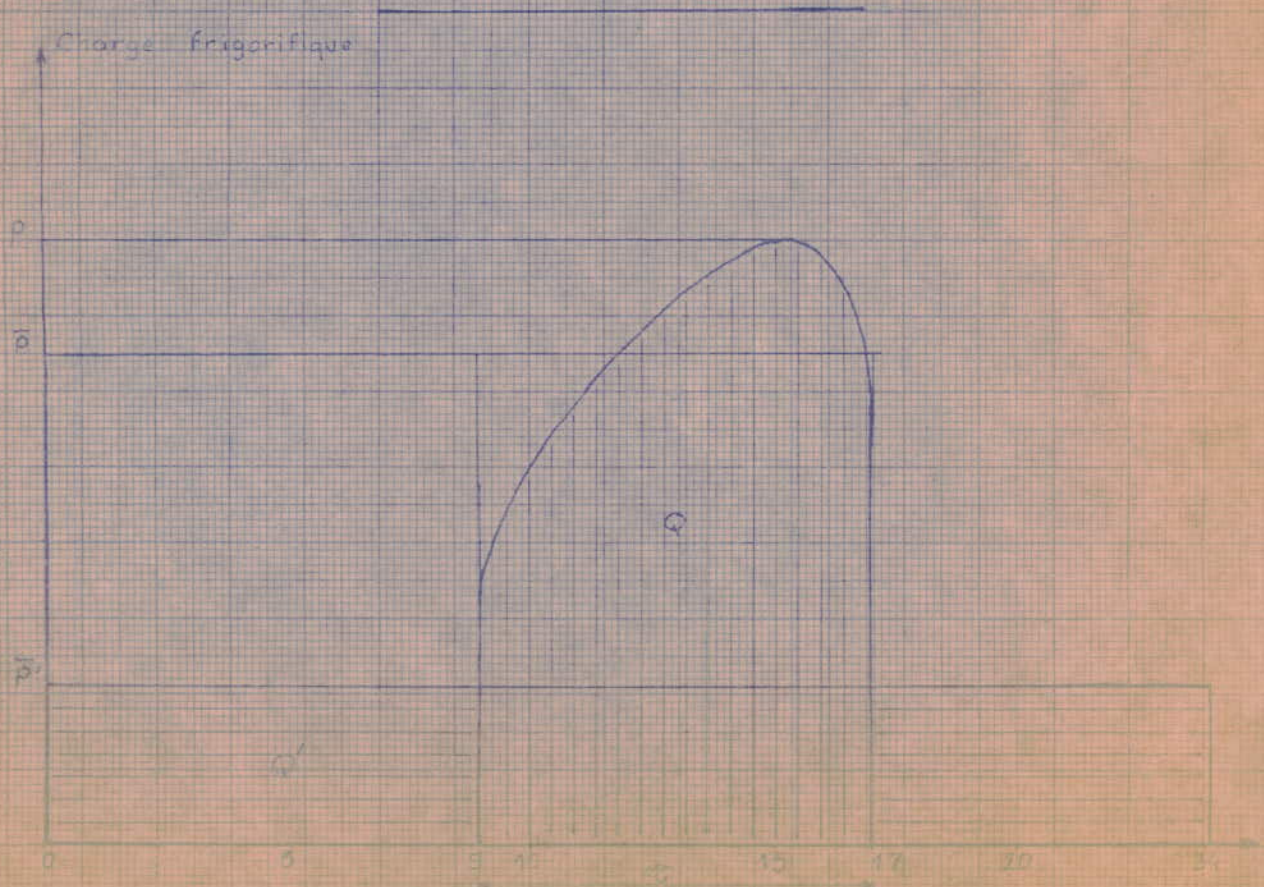
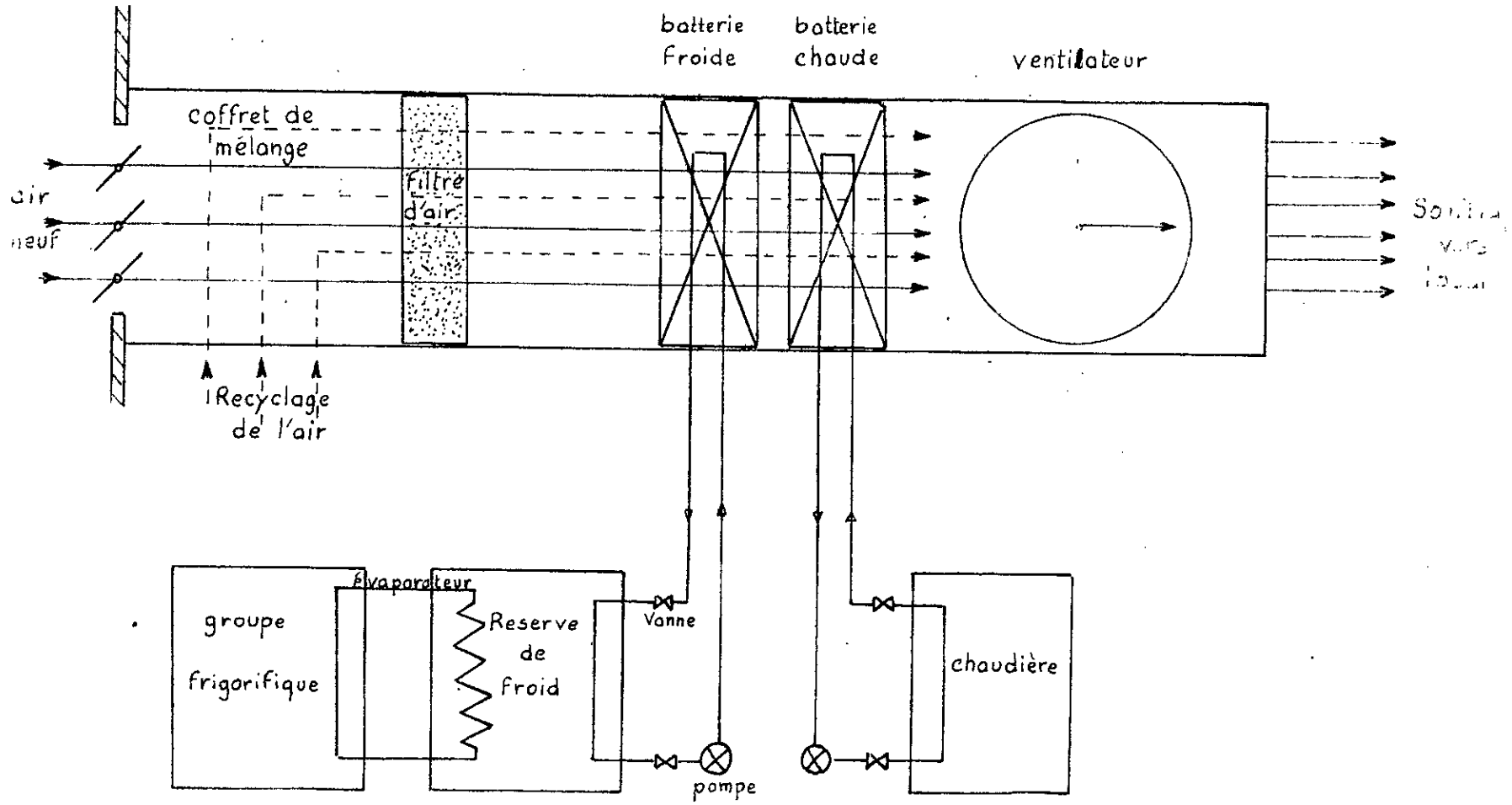


Fig. 23. Courbe de charge frigorifique

// H A P I T R E I

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITES
P	Puissance frigorifique	Frig/h
Q	Consommation frigorifique	Frig/h
T°	Température	°C
M	Masse	Tonnes
a	Pourcentage	%
Cp	Chaleur spécifique; C_{ps} : sachets; C_{pe} : eau; C_{pa} : entgel; C_{pg} : glace.	Kcal/Kg °C
Lf	Chaleur latente de vaporisation de de la glace	Kcal/kg
\dot{Q}	Flux de chaleur Q_{ps} (eau); Q_{pa} (entgel)	Kcal/m ²
h	Coefficient global de transmission de chaleur	Kcal/h m ² °C
S	Surface d'échange	m ²
x	BR.01 Epaisseur	Mètres
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
λ	conductivité thermique	Kcal/h m °C
α	conductibilité thermique	Kcal/h.m ² .°C
ρ	masse volumique	Kg/m ³
g	acceleration de la pesanteur	m/s ²
t	temps de climatisation	heures
Vg	Volume de glace	m ³

Fig. 14-1 - Schéma de principe de l'installation de chauffage et de refroidissement



PRESENTATION DU VOLANT THERMIQUE JOURNALIER

I-1- PRESENTATION D'ENSEMBLE

I.1.1- Description d'une installation de climatisation Fig.I.1.1

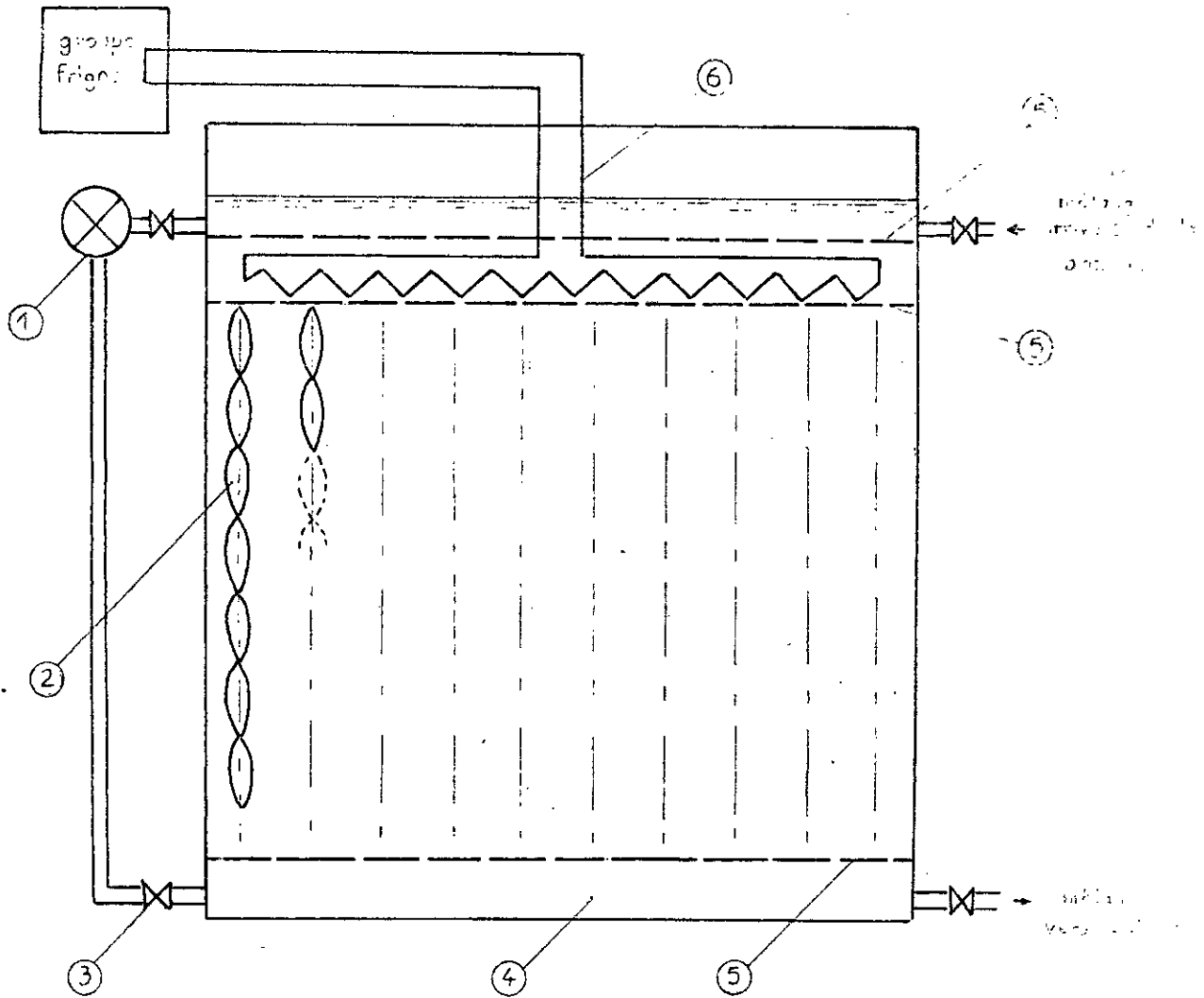
Elle comprend :

- Un groupe frigorifique à compression dont on détermine la puissance. Ce groupe est doté de son propre système de régulation qui est imposé par le constructeur.
- Un volant thermique qui sera décrit au paragraphe I.1.2.
- Un caisson d'air composé de :
 - .Une batterie froide et une batterie chaude qui servent d'échangeurs respectivement entre la solution incongélable (eau+antigel) et entre l'air et la vapeur produite par une chaudière.
 - .Un coffret de mélange d'air
 - .Un filtre à air
 - .Un ventilateur pour souffler l'air vers les locaux à climatiser.
- Une pompe qui assure la circulation du mélange refroidissant du réservoir vers la batterie froide ;

I.1.2.-Description du volant thermique journalier Fig.I.1.2.

Il comprend :

- Un réservoir cylindrique contenant un certain volume d'eau additionnée d'antigel. Cette solution incongénable, refroidie par un évaporateur, servira à véhiculer le froid.



- 1: pompe servant à l'agitation.
- 2: sochet rempli d'eau.
- 3: vanne.
- 4: eau plus antigel.
- 5: plaque circulaire comportant des trous.
- 6: évaporateur.

Fig. I. 1. 2. Schéma de la réserve de froid adoptée.

- Un certain nombre de sachets remplis d'eau qui se transformera en glace. Celle-ci sert de réserve de froid.
- Un évaporateur où une circulation permanente de fréon 12 est entretenue.
- Un système d'agitation dont la fonction principale est d'homogénéiser la température de la solution eau + anti-gel.
- Un dispositif de régulation qui permet:
 - D'arrêter le groupe dès que la température de la solution eau + antigel devient inférieure à celle affichée.
 - De mettre en marche un groupe de secours en cas d'arrêt inopiné du premier groupe, ou lorsque ce dernier ne peut fournir le nombre de frigories nécessaires à assurer la température désirée par le consommateur dans la salle à climatiser (cas des fortes chaleurs d'été)

I - 2 - MODE DE FORMATION DE LA GLACE A L'INTERIEUR DES SACHETS.

- Avant d'aborder ce problème, il est nécessaire de spécifier:
 - Nature de l'antigel
 - Le pourcentage de d'antigel dans l'eau
 - La masse de glace à former

I-2-1-Nature de l'Antigel.

- Parmi tous les antigels que nous citerons, notre choix portera sur celui dont les propriétés physiques ou chimiques satisfont aux conditions suivantes:

- L'antigel ne doit pas être corrosif
- " " doit être parfaitement miscible avec l'eau

- Il doit présenter en mélange avec l'eau une température de congélation inférieure à -5°C .
- Le coefficient de conductivité thermique du mélange eau + antigel doit être meilleur que celui, de l'eau, ou du moins, l'addition d'antigel ne doit pas affecter de beaucoup celui de l'eau.
- Il doit être bon marché.

Le tableau ci-dessous regroupe quelques propriétés physiques ou chimiques de certains antigel ordinaires :

antigels liquides	GLYCERINE	ETHYL-GLYCOL	ALCOOL METHYLIQUE	ALCOOL ETHYLIQUE
Propriétés				
TEMPERATURE DE CONGELATION	Dépend de leur concentration dans l'eau - voir chap. I.3.1.			
CORROSION	Non Corrosive	NON corrosif	non corrosifs	
MISCIBILITE AVEC L'EAU	Sont tous miscibles avec l'eau			
$10^3 \frac{\text{KW}}{^{\circ}\text{C.M.}} \lambda \times 10^3$	0,283 à 0°C .	0,255 à 0°C	0,209 à 0°C	0,174 à 0°C
à $0^{\circ}\text{C} \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} C_p$	2,26	2,26	2,39	2,33
à $0^{\circ}\text{C} \rho (\text{kg/m}^3)$	1273	1128	810	806
PRIX				

Les saumures (chlorures de sodium, de magnésium ou de calcium) sont à éliminer pour leur action corrosive.

1.2.2. - LE POURCENTAGE DE D'ANTIGEL DANS L'EAU -

Nous avons pour cela établi la courbe représentant les variations de la température de congélation du mélange en fonction du pourcentage d'antigel dans l'eau pour différents antigel. Fig. I.2.2.

Les tableaux ci-dessous nous ont aidé à tracer ces courbes (W. POHLHART, formulaire du frigoriste).

POINTE DE CONGELATION DE SOLUTIONS AQUUSES DE GLYCERINE :

<u>% Glycerine</u>	<u>Point de Congelation °C.</u>
10	- 1,6
20	- 4,8
30	- 9,5
40	- 15,4
50	- 23
60	- 34,7
66,7	- 46,5
70	- 38,9
80	- 20,3
100	- 17

POINTE DE CONGELATION DE MELANGES EAU-ALCOOL :

<u>% Alcool</u>	<u>Point de Congelation °C.</u>
2,58	- 1
5,28	- 2
7,36	- 3
9,58	- 4
11,50	- 5
13,27	- 6
16,53	- 8
19,09	- 10
21,7	- 13
23,8	- 14
26	- 16
28	- 18

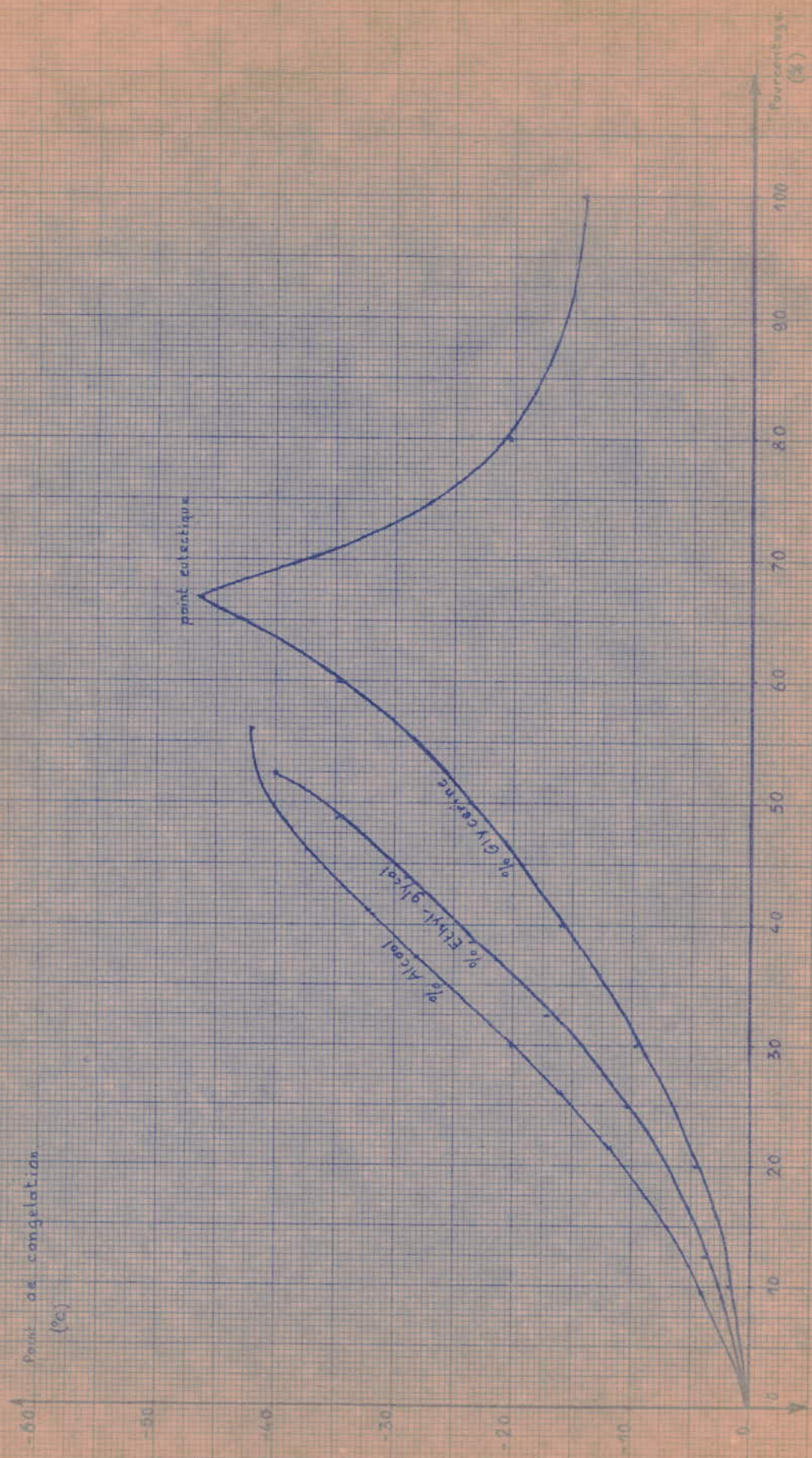


Fig. I 22. Point de congelation en fonction du pourcentage d'alcool dans l'eau.

30	- 20
33,5	- 24
37,3	- 28
41,2	- 32
56	- 41

POINT DE CONGELATION D'UNE SOLUTION AQUEUSE D'ETHYL-GLYCOL :

<u>% Ethyl-Glycol</u>	<u>Point de Congelation</u>
12,5	- 3,9
17	- 6,7
25	- 12,2
32,5	- 17,8
38,5	- 23,4
44	- 29
49	- 34,5
52,5	- 40

Le choix du pourcentage d'antigel dans l'eau sera fixé au chapitre II.

1.2.3.- LA MASSE DE GLACE A FORMER : FIG. 1.2.3.

La solution incongelable, véhicule du froid, présente l'avantage de constituer en elle-même une petite réserve de froid en cas d'arrêt du groupe. Pour augmenter cette réserve de frigories, il est préférable de constituer un stock de glace à l'intérieur du réservoir. Cette masse de glace, qui est à déterminer, restituera du froid lorsque la consommation deviendra supérieure à la production du groupe.

Soit M la masse de la solution incongelable et M' la masse d'eau à congeler. La masse totale M_t du liquide contenu dans le réservoir est alors :

$$M_t = M + M'.$$

Nous poserons $a = 100 \frac{M'}{M_t}$; on aura $M' = \frac{a}{100} M_t$ et $M = (1 - \frac{a}{100}) M_t$.

./.

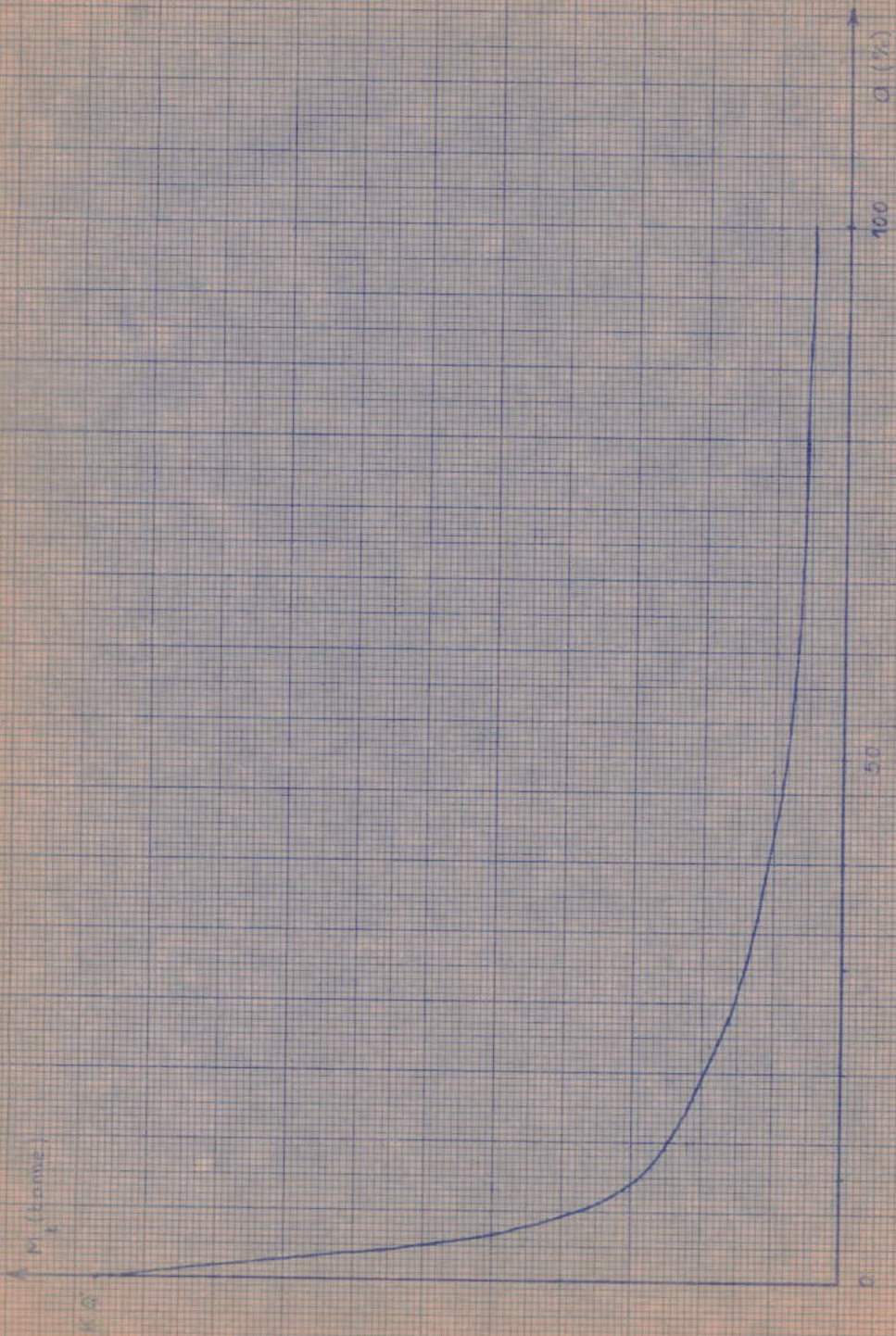


fig 1.2.3) Aller de la courbe M_1 (K/a)

Dans le réservoir, nous supposons que le premier principe de la thermodynamique est vérifié, c'est-à-dire que la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur égale celle cédée par le fluide contenu dans le réservoir, ce qui s'exprime par :

$$Q'_1 = M C_{ps} \Delta T + M' C_{pe} \Delta T \text{ entre } T_1 \text{ et } 0^\circ\text{C.}$$

$$Q'_2 = M' l_f + M C_{ps} \Delta T' + M' C_{pg} \Delta T' \text{ entre } 0^\circ\text{C et } T_2.$$

soit en supposant que $C_{pe} = C_{ps}$, en toute première approximation :

$$Q'_1 = Q'_1 + Q'_2 = M t C_{pe} \Delta T + \frac{a}{100} (l_f + C_{pg} \Delta T') + \left(1 - \frac{a}{100}\right) C_{pe} \Delta T'$$

$$\text{ou } M t = \frac{Q'_1}{C_{pe} (\Delta T + \Delta T') + \frac{a}{100} [l_f + (C_{pg} - C_{pe}) \Delta T']}$$

La figure I.2.3. représente la variation de $M t$ en fonction de a .

Exemple : déterminer la masse de glace à former pour $a = 40$.

On lit : $f(a) = f(40) = M_{1t}$

$a = 100 \frac{M'}{f(40)} = 40; M' = 0,4 f(40)$ c'est la masse de glace à former.

La masse de la solution incongelable sera évidemment :

$$M = 0,6 f(40).$$

1.2.4. - MODE DE FORMATION DE LA GLACE A L'INTERIEUR DES SACHETS :

Les tubes de l'évaporateur sont placés suivant la section d'entrée du liquide de refroidissement. Un système d'agitation maintient en mouvement le mélange refroidissant dans lequel sont suspendus les sachets remplis de l'eau à congeler.

./.

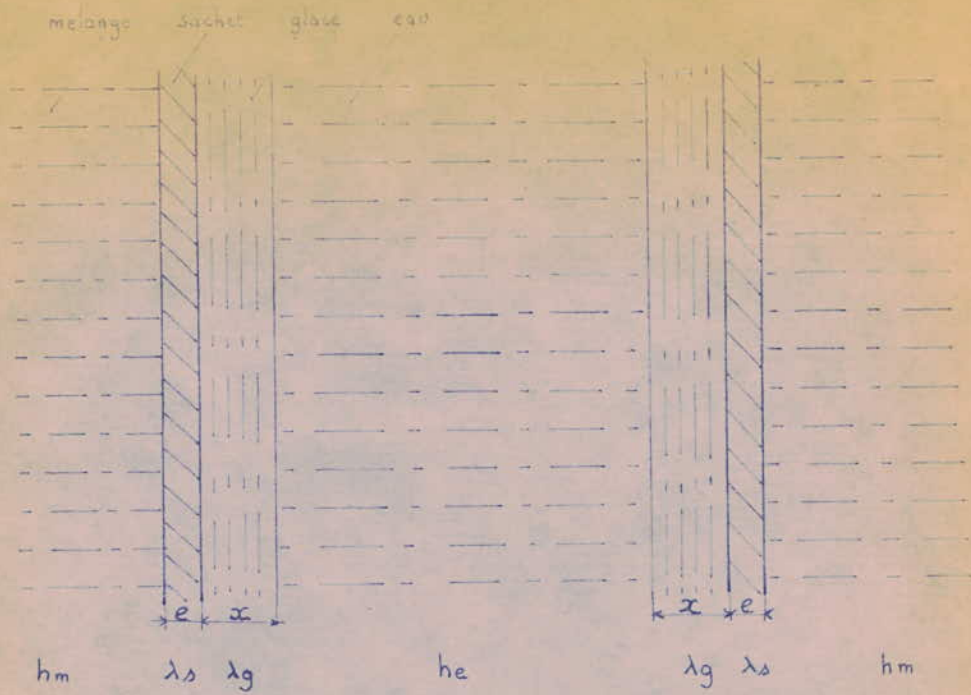


fig. I.2.4.1

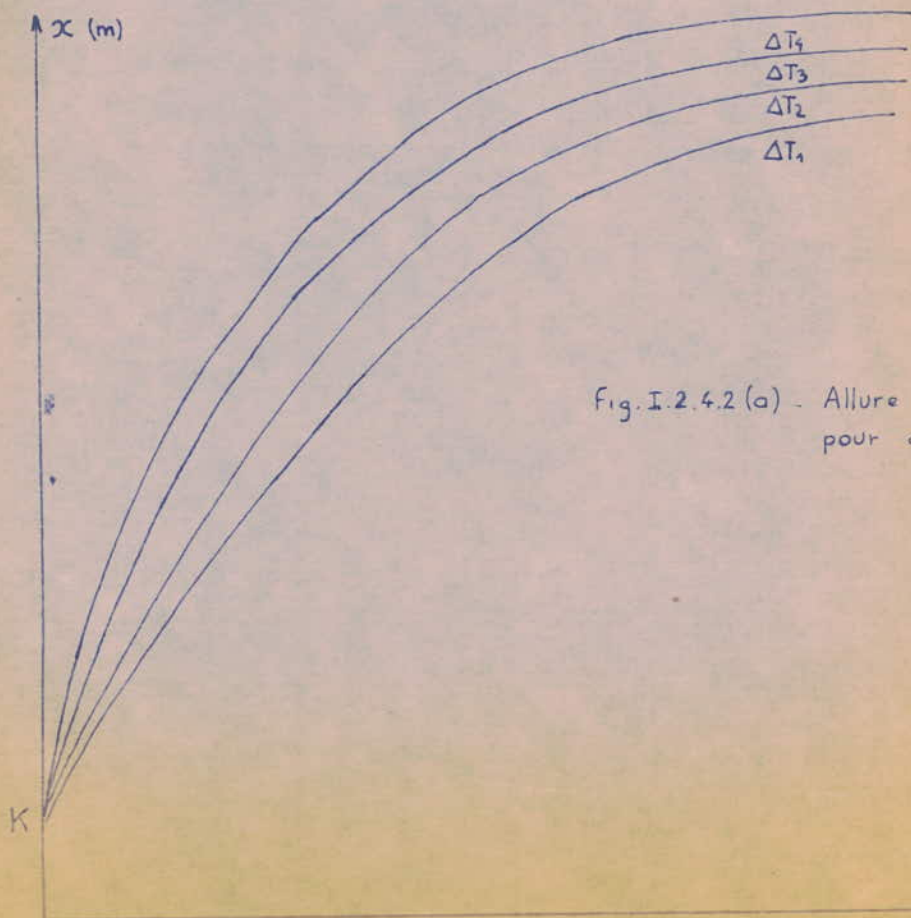


fig. I.2.4.2 (a) - Allure de la courbe $x=f(z)$ pour différent ΔT .

Lorsque la température du bain descend en dessous de 0°C, la glace commence à se former tout autour des parois internes des sachets, par couches minces successives, jusqu'à solidification totale du contenu des sachets.

Considérons un sachet de surface S ; il passe à travers celle-ci un flux de chaleur : $\varphi = \frac{\phi}{S} = h \Delta T$

$$\text{avec } \frac{1}{h} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda_s} + \frac{x}{\lambda_g} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{Fig. I.2.4.1.}$$

La résistance thermique $\frac{1}{h}$ occasionne un certain retard dans la formation de la glace ; il en est de même pour la température du bain qui n'est pas tout à fait homogène malgré l'agitation.

La masse élémentaire dm_g de glace qui se forme pendant le temps :

$$d\theta \text{ est. : } \frac{dm_g}{d\theta} = \rho_g \frac{dV_g}{d\theta} = \frac{\rho_g \cdot S \cdot dx}{d\theta} \quad (1)$$

Elle est aussi égale à la masse de glace formée par le passage du flux de chaleur ϕ à travers la surface S pendant le temps $d\theta$.

$$\frac{\phi}{lf} = \frac{dm_g}{d\theta} = \frac{h \cdot S \cdot \Delta T}{lf} \quad (2)$$

Des équations (1) et (2) on obtient : $dx = \frac{h \cdot \Delta T}{\rho_g lf} d\theta$

Soit en remplaçant h par sa valeur :

$$\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \rho_g lf dx + \frac{\rho_g lf x}{\lambda_g} dx = \Delta T \cdot d\theta.$$

Cette équation différentielle s'écrit,, d'une façon générale :

$$A \cdot dx + B \cdot x \cdot dx = C \cdot d\theta.$$

Si A, B, C sont des constantes, sa solution générale est :

$$D + A \cdot x + B \frac{x^2}{2} = C\theta$$

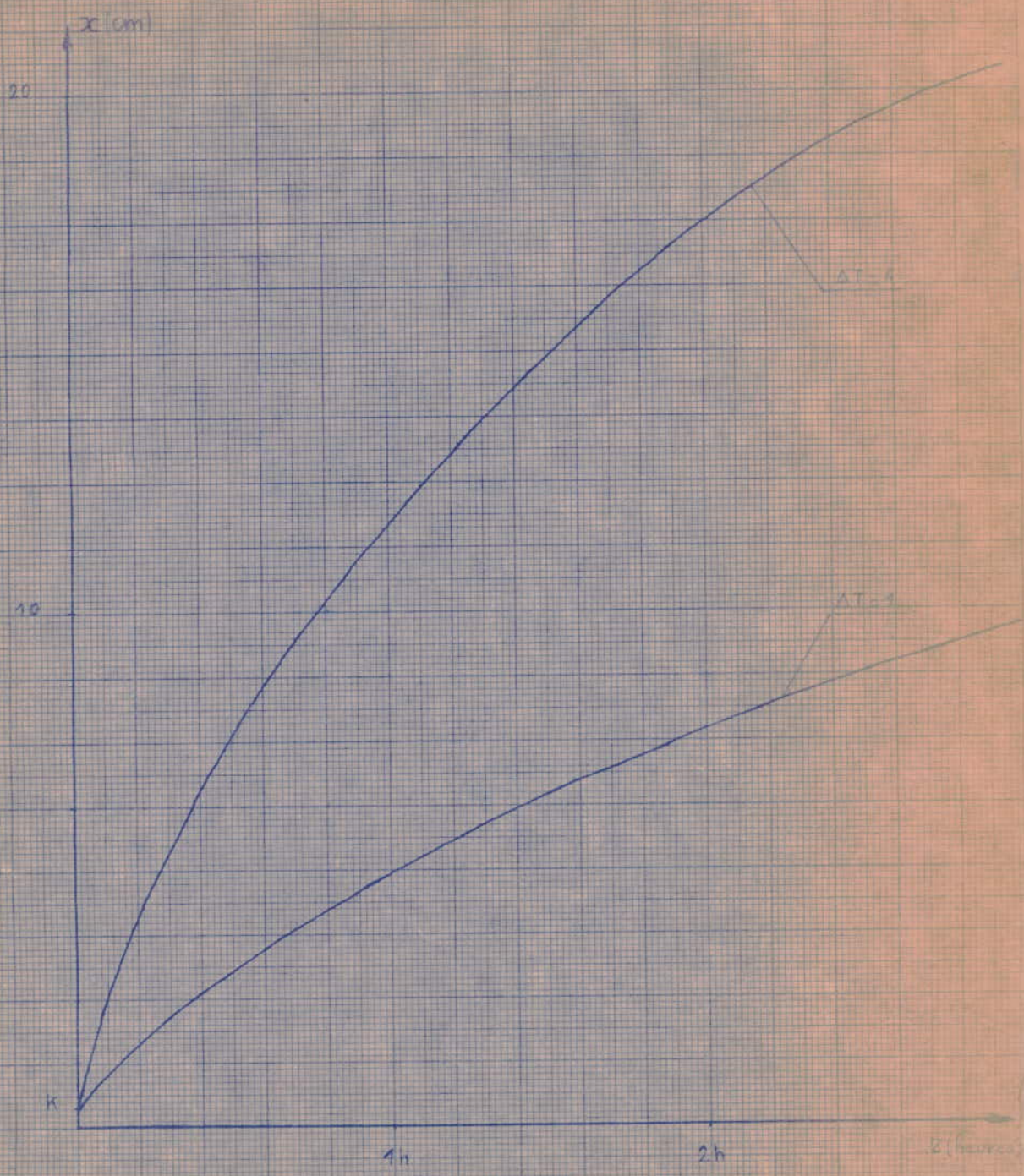


fig. I.2.4.2b. Courbe de variation de l'épaisseur de glace en fonction du temps

Une telle équation est représentée par les courbes indiquées sur les figures I.2.4.2. a et I.2.4.2. b.

Cependant R. FLANCK recommande, pour une section rectangulaire la formule :

$$e = \frac{4500}{T} b_0 (b_0 + 0,26)$$

T étant la température moyenne du liquide refroidissant, exprimée en °C et b_0 , petit côté de la section, exprimé en mètres.

La glace formée peut être opaque, transparente ou cristal suivant la température du fluide frigorigène. Pour être seulement résistante, elle doit être sous-refroidie jusqu'à environ - 5°C.

I.3. CHAMPS THERMIQUES A L'INTERIEUR DU RESERVOIR :

Nous distinguerons deux (2) Cas :

1er Cas : fin de climatisation et début de formation de la glace jusqu'au début de climatisation : période de stockage.

2ème Cas : Du début jusqu'à la fin de la climatisation : période de climatisation.

1er Cas : Période de stockage : Fig. I.3.1.

Le champ thermique représenté par la figure I.3.1. a été obtenu en opérant de la façon suivante :

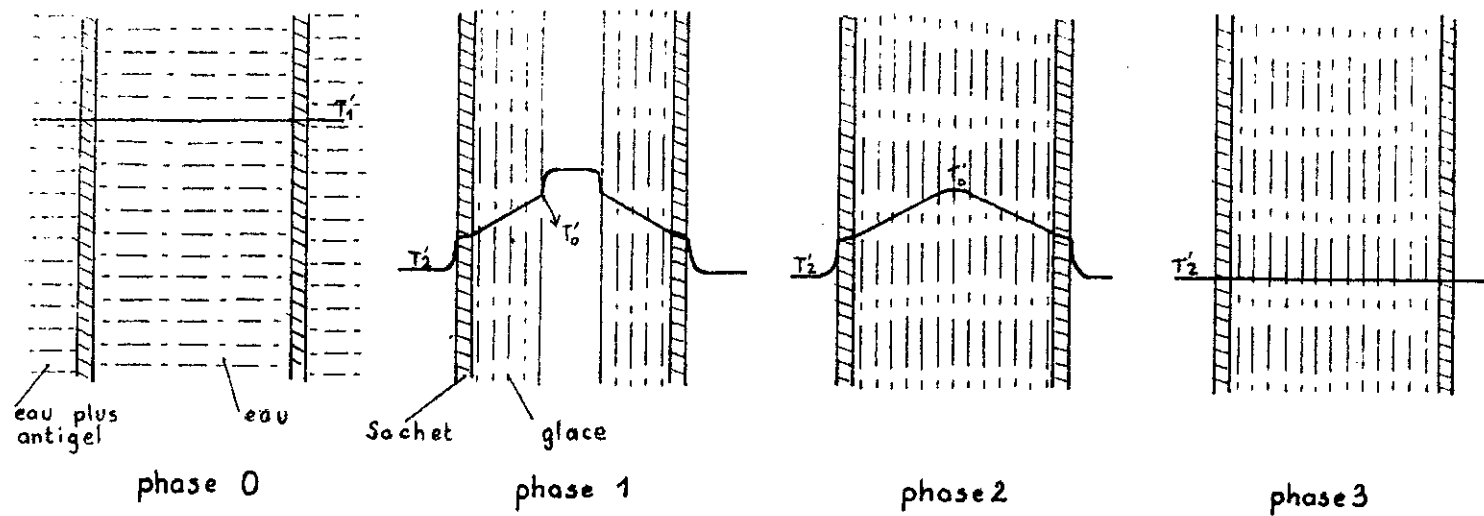
- entre les points A et B : augmentation de température de $\Delta T_1 = \frac{q}{x_1}$
- entre les points B et C : augmentation de température de $\Delta T_2 = \frac{e}{\lambda_g}$
- A partir du point C, l'augmentation de température est due au coefficient de conductivité λ_g de la glace.

$$T_3 = \frac{x}{\lambda_g}, \quad x \text{ étant l'épaisseur de glace formée.}$$

2ème Cas : Période de climatisation : Fig. I.3.2.

Le phénomène inverse se produit ; le champ thermique est inversé du fait que la glace en fusion se trouve à une température inférieure à celle du mélange eau + antigel.

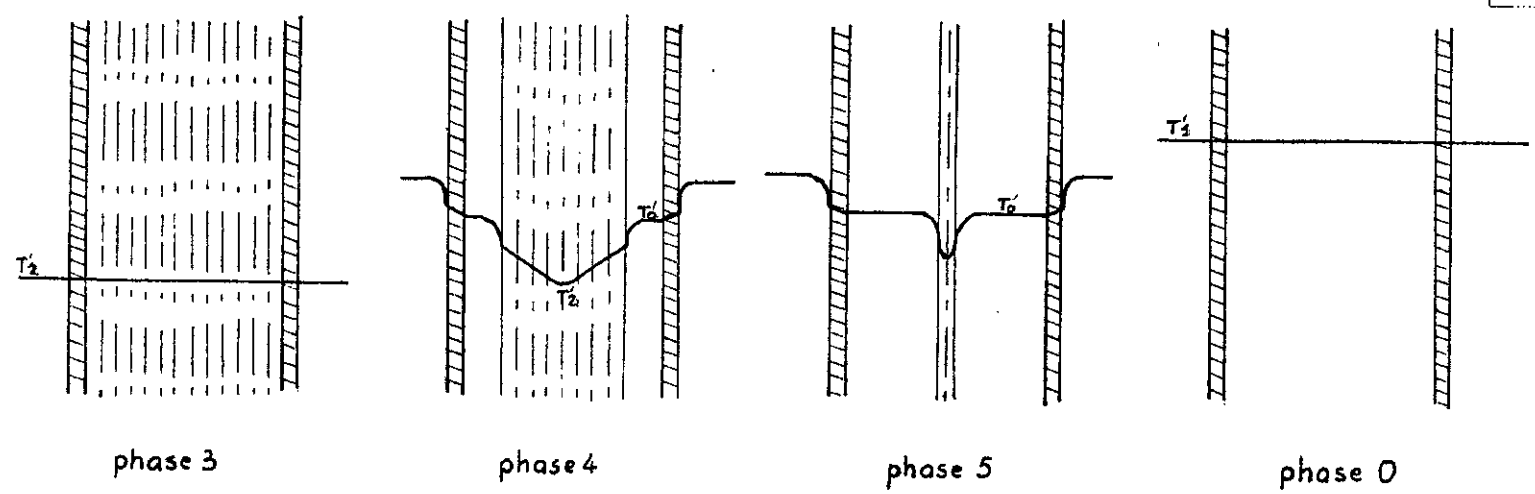
Fig. I.3.1.



— Période de stockage —

— Ordres de grandeur —
 $T_0 = 0^\circ\text{C}$
 $T_1 = 2^\circ\text{C}$
 $T_2 = -5^\circ\text{C}$

Fig. I.3.2



— Période de climatisation —

Evolution du champ thermique en 24 heures.

1.4. - CIRCULATION DE L'EAU A L'INTERIEUR DU RESERVOIR -

Afin d'homogénéiser la température à l'intérieur du réservoir, il est nécessaire de pratiquer une agitation permanente. Celle-ci peut se faire de plusieurs manières dont en particulier :

1.4.1. : agitation par hélice placée à l'intérieur du réservoir
Fig. I.4.1.1.

1.4.2. : agitation à l'aide d'une pompe placée à l'extérieur du réservoir Fig. I.4.1.2.

L'idée est simple, il faut cependant avoir une tuyauterie de longueur minimum et une isolation scrupuleuse.

Afin d'éviter toute crevasion de sachets, il est recommandé de ne pas utiliser d'éléments mobiles à l'intérieur du réservoir. Ceci nous amènera à choisir le système d'agitation par pompe placée à l'extérieur du réservoir.

Pour mieux homogénéiser la température du mélange, on prévoit l'installation de trois (3) plaques circulaires comportant chacune un nombre i de trous. Elles permettent aussi d'admettre et de faire sortir le mélange eau + antigél à des vitesses relativement faibles.

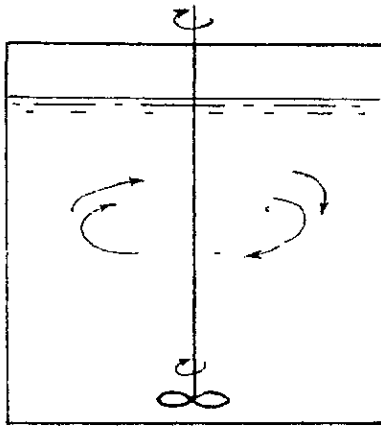


fig.I.4.1.1. agitation par helice

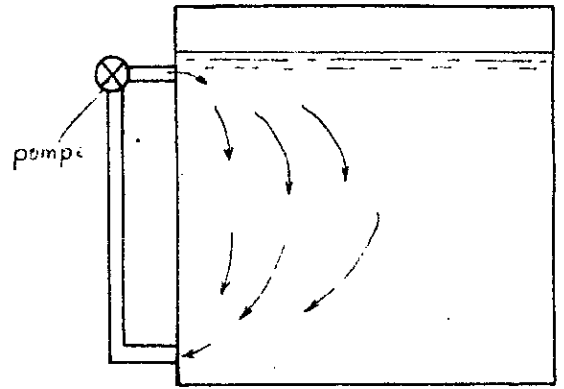
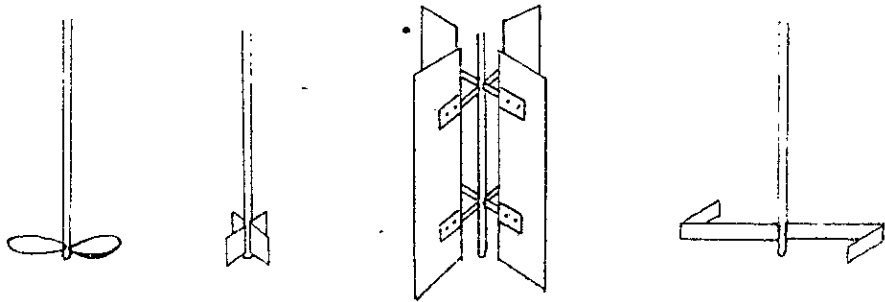


fig.I.4.1.2. agitation par pompe



- quelques types d'helices -

/// H A P I T R E II

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITES
Cp	Chaleur spécifique	Kcal/m³ Kcal/Kg°C
P	Puissance frigorifique	Frig/h
T°	Température	°C
Q	Consommation frigorifique	Frig/h
M	Masse	Tonnes
n	Nombre de sachets	
V	Volume	M ³
L	Longueur	Mètre
D,d	Diamètres	Mètres
S	Surface d'échange	M ²
m	Débit massique	Kg/s
Lv	Chaleur latente de vaporisation de la glace	Kcal/Kg
h	Coefficient global de transmission de chaleur	Kcal/hm ² °C
W	Vitesse	M/s
hn	Hauteur théorique	Mètres
ρ x	masse spécifique	Kg/m ³
η	viscosité dynamique	Kg/m.s
τ	temps de climatisation	heures
η'	rendement	
λ	conductivité thermique	Kcal/h m.°C
α	conductibilité thermique	Kcal/h.m ² °C

charge
A frigorigifique
(Frigo/h)

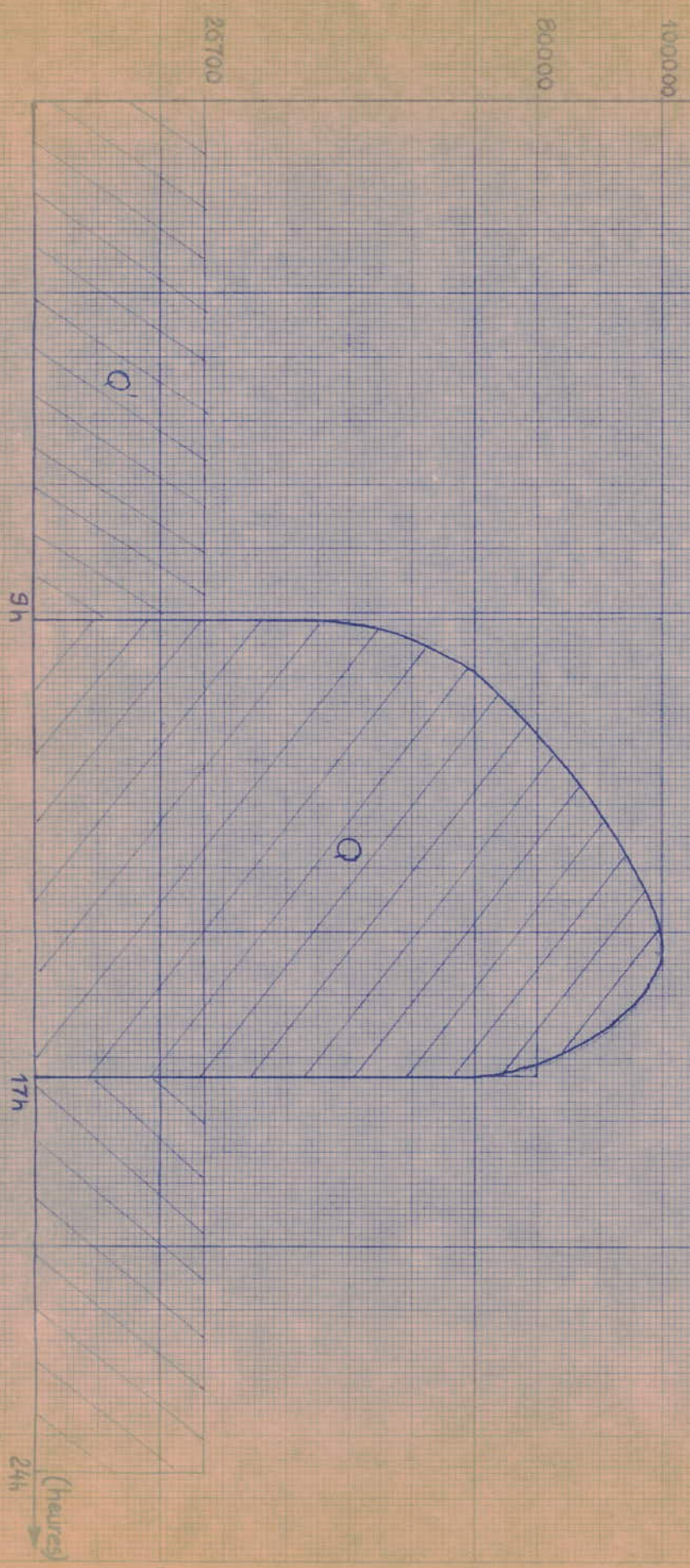


Fig.II.1.1. COURBE DE CHARGE JOURNALIÈRE

ESTIMATIONS PRELIMINAIRES

II. - 1 CHOIX DES INTERVALLES DE TEMPERATURES -

II.1.1. Température d'entrée et de sortie de la solution incongeable.

Fig.II.1.1.

II.1.1.1. Température moyenne de sortie du mélange.

Nous supposerons que la température du mélange, à l'intérieur du réservoir, est homogène. Elle sera prise égale à celle de la glace en début de climatisation (ou en fin de période de stockage).

Nous ferons en sorte que la glace formée soit résistante, c'est à dire qu'elle est sous-refroidie jusqu'à une température voisine de $- 5^{\circ}\text{C}$.

En fin de climatisation nous supposons que la température du mélange à l'intérieur du réservoir est proche de $+ 2^{\circ}\text{C}$.

En conséquence, la température moyenne de sortie du mélange sera comprise dans l'intervalle $(-5^{\circ}\text{C}, + 2^{\circ}\text{C})$.

II.1.1.2. Température moyenne d'entrée du mélange.

Elle sera prise dans l'intervalle $(+ 1^{\circ}\text{C}, + 4^{\circ}\text{C})$.

II.1.1.3. Choix de l'antigel.

Nous choisirons de l'éthylène glycol. Pour assurer une température de congélation du mélange inférieure à $- 5^{\circ}\text{C}$, température que nous fixerons égale à $- 12^{\circ}\text{C}$, il est nécessaire que la concentration de cet antigel dans l'eau soit de 35 %.

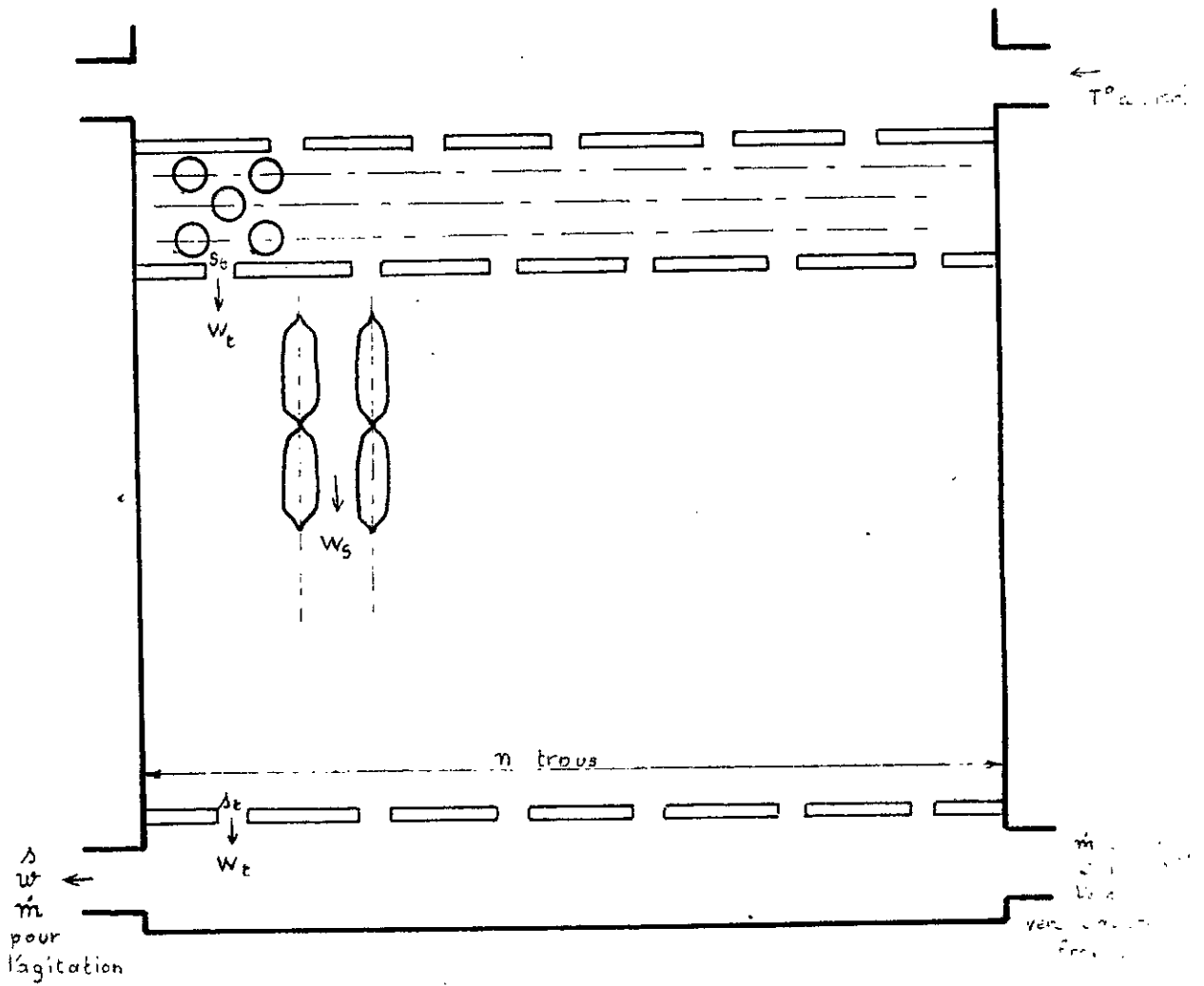


fig. II.11. Schéma indiquant quelques notations adoptées au chapitre II.

D'après l'équation des mélanges (R.GREGORIG), on peut calculer :

- La masse spécifique de la solution incongelable.

$$\rho_m = 0,25 \rho_a + 0,75 \rho_e \text{ soit } \rho_m = 1032 \text{ Kg/m}^3$$

- Sa chaleur spécifique :

$$C_{p,m} = 0,25 C_{p,a} + 0,75 C_{p,e} \text{ soit } C_{p,m} = 0,835 \frac{\text{Kcal}}{\text{oCKg}}$$

- Sa viscosité dynamique : jusqu'à présent, il est impossible de calculer la viscosité des mélanges de liquides. Si on détermine la viscosité d'un mélange en fonction de sa composition, on peut obtenir des résultats ou trop élevés ou trop faibles.

Nous supposerons cependant que :

$$\eta_m = 0,25 \eta_a + 0,75 \eta_e \text{ soit } \eta_m = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s.}$$

tout en étant avisé.

II.1.2. Température moyenne du fluide frigorigène (Fréon 12)

Nous en choisissons dans l'intervalle (-10°C ; -7°C)

II.2. Déduction des paramètres essentiels à partir d'une courbe de charge donnée.

On se donne une courbe de charge (Fig.II.2.a) et on en déduit :

II.2.1. La consommation journalière de froid Q

$$Q = 640.000 \text{ Frig/j}$$

II.2.2. Le temps de climatisation T

$$T = 8H$$

.../...

II.2.3. La puissance frigorifique maximum : P

$$P = 100.000 \text{ Frig/h.}$$

II.2.4. La puissance frigorifique moyenne du groupe avec volant :

$$P' = \frac{Q}{24} = 26.700 \text{ frig/h.}$$

II.2.5. La quantité de froid à emmagasiner quotidiennement

$$Q' = \bar{P}' (24 - t) = 427.000 \text{ frig/j.}$$

II.2.6. Estimation des pertes :

Nous supposons à priori que la somme de toutes les pertes de froid au niveau du volant s'élève à 20 % Q.

Par conséquent, la consommation journalière Q_0 sera :

$$Q_0 = 1,2 Q = 768.000 \text{ frig/j et la puissance frigorifique moyenne } \bar{P}'_0 \text{ en tenant compte de ces pertes est, } \bar{P}'_0 = \frac{1,2Q}{24} = 38.000 \text{ frig/h; de même } Q_0 = \frac{1,2Q}{24} (24 - t) = 512.000 \text{ frig/j}$$

La consommation moyenne horaire de froid pendant la période de climatisation est estimée à : $C_0 = \frac{768.000}{8} = 96.000 \text{ frig/h.}$

II.3. Détermination du nombre a optimum - Nombre de sachets à glace.

II.3.1. Détermination de a optimum.

On observe sur la Fig II.3.1 que lorsque le nombre a se trouve dans l'intervalle (45,60), la masse totale M_t du contenu du réservoir varie d'environ 15 % et que l'influence de ΔT ou de

Fig II.3.1

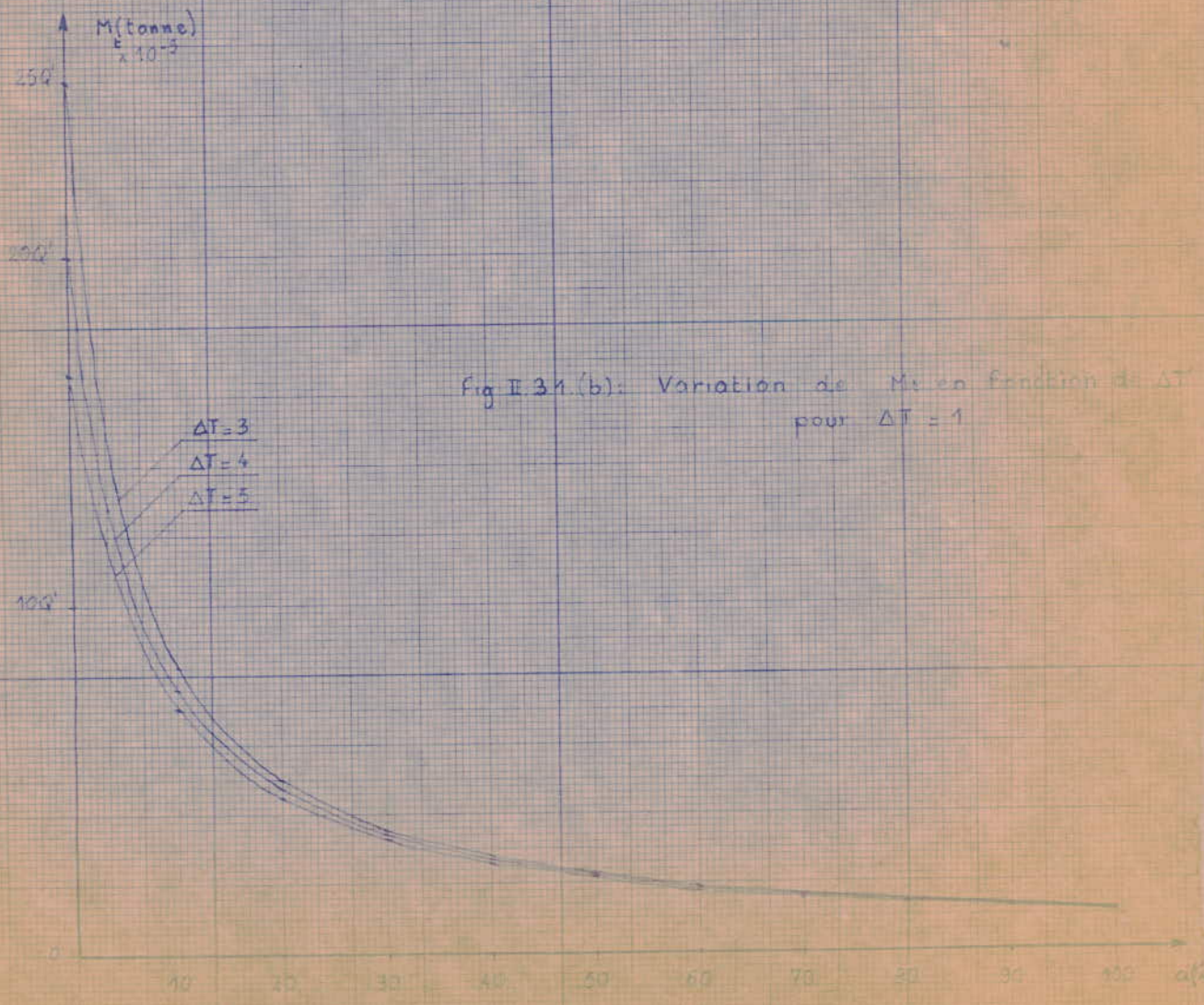
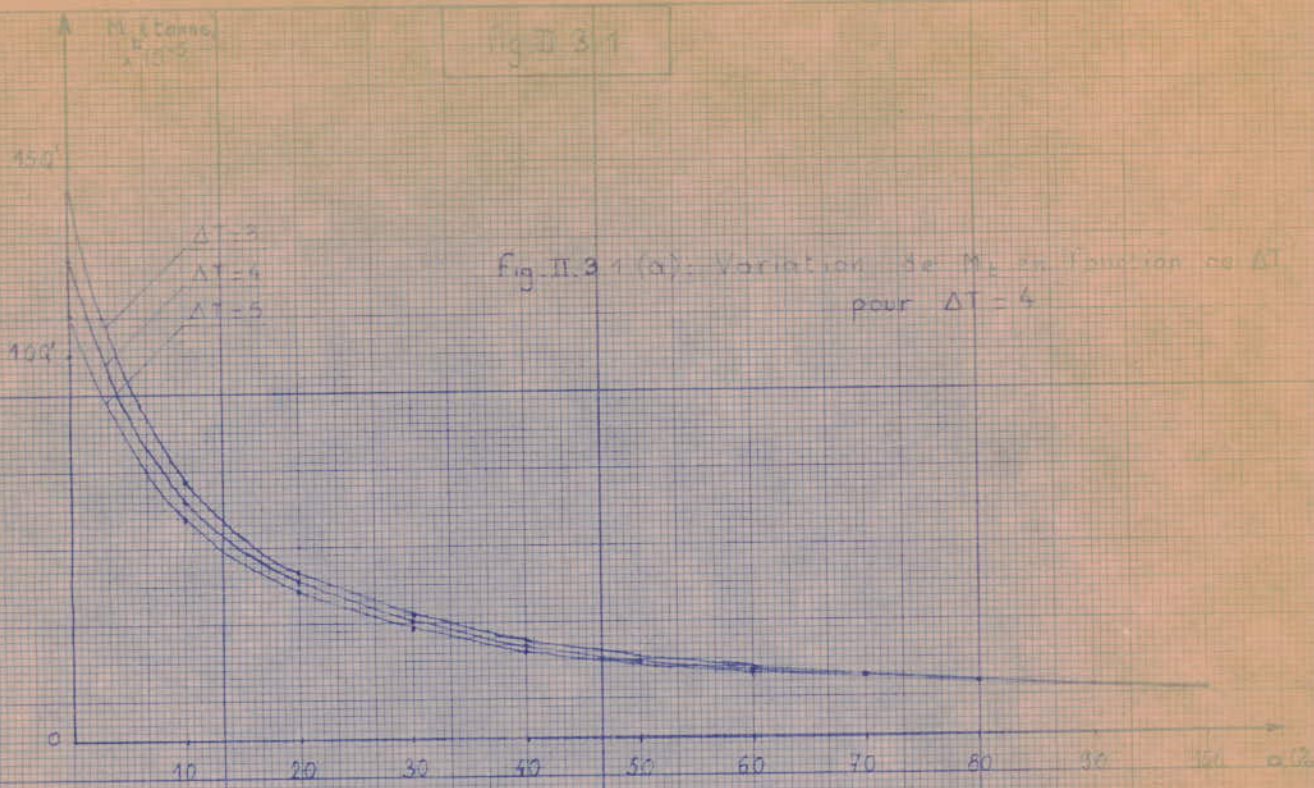
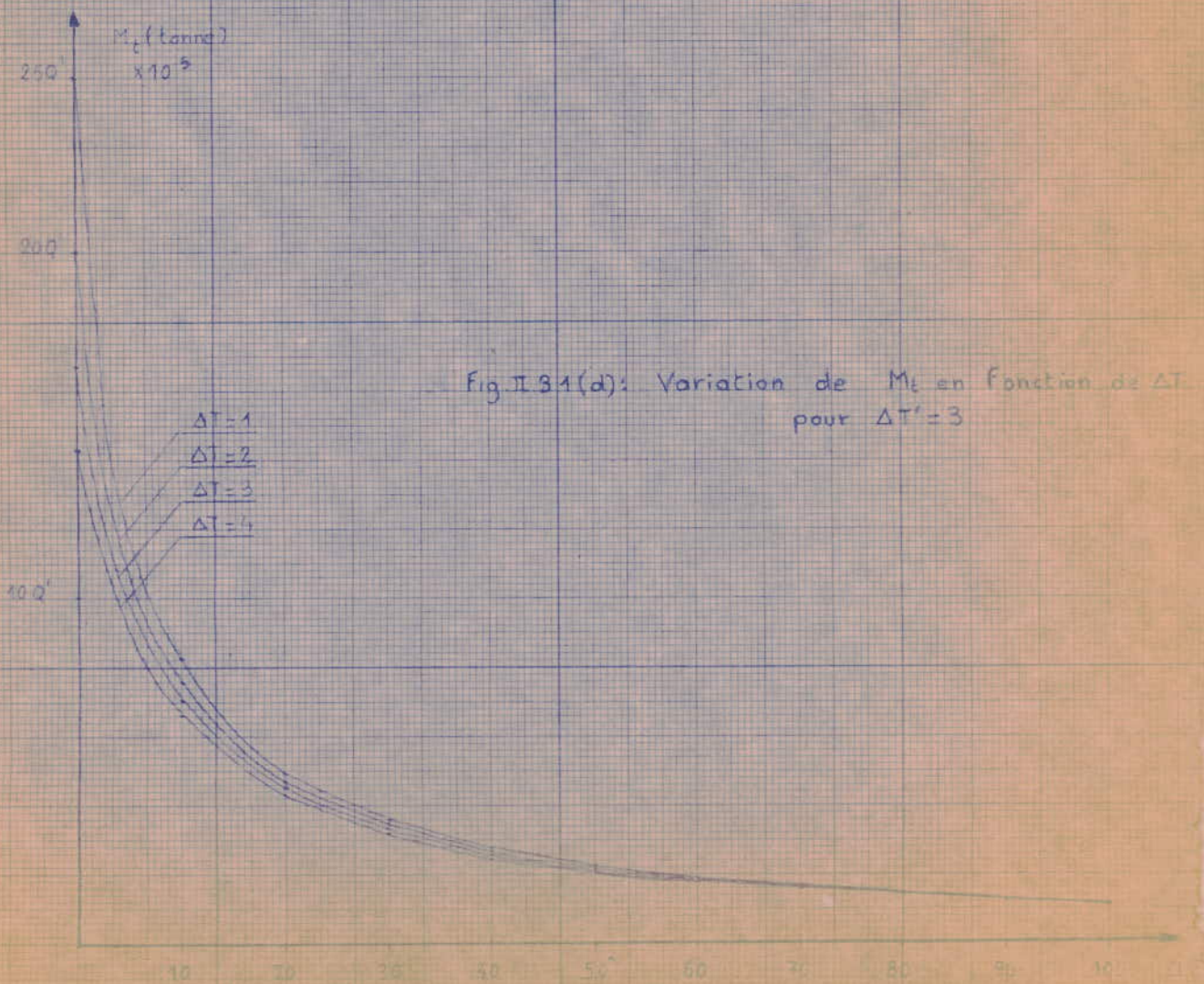
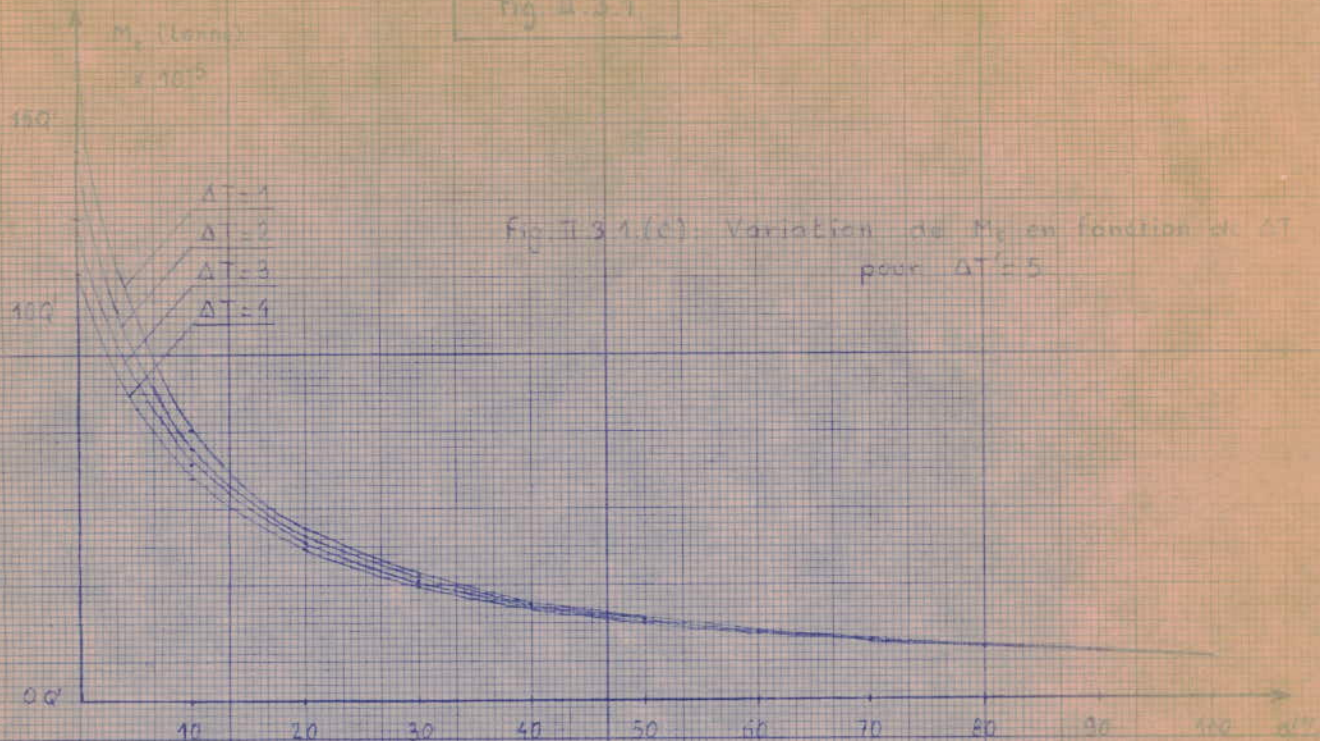


Fig II.31



$\Delta T'$ est minime. Cette variation étant faible, nous le choisirons dans cet intervalle.

En première approximation nous prendrons $a = 50$. Par lecture directe sur la courbe on en déduit $M_t = 2.10^{-5} \Omega_0 = 10,24t$ d'où $M' = 5,12T$ et $M = 5,12t$.

II.3.2. Nombre de sachets à glace.

II.3.2.1. Forme des sachets. Fig. II.3.2.1.

La forme représentée sur la figure II.3.2.1. sera assimilée dans nos calculs à un parallépipède.

II.3.2.2. Nombre de sachets à glace.

Le volume d'un sachet sera pris égal à un litre. La masse de glace contenue dans un sachet est 1 Kg ; cette glace est formée à partir d'eau distillée. Le nombre de sachets est alors :

$$n = \frac{M'}{1\text{Kg}} = 5120 \text{ sachets.}$$

Pour avoir le meilleur temps de congélation de l'eau contenue dans le sachet, il est nécessaire que celui-ci ait une épaisseur assez faible (Fig I.3..) Nous la choisirons égale à 25 mm et nous attribuerons ainsi à tous les sachets les dimensions suivantes :

$$250 \times 160 \times 25$$

II.3.3. Volume et forme du réservoir :

La masse M_t étant connue, le volume du réservoir sera :

$$V = \frac{M}{\rho_m} + \frac{M'}{\rho_c} + K$$

Où K désigne la somme des différents volumes des éléments placés à l'intérieur du réservoir augmentée d'un certain volume mort nécessaire pour toute intervention sur les éléments se trouvant dans ce récipient.

En première approximation, nous prendrons $V = 12 \text{ m}^3$.

Le choix de la forme du réservoir est basé sur plusieurs critères dont les plus importants sont :

- Pour un volume donné, la surface du réservoir doit être minimum.
- Il doit être réalisé en feuilles de tôles courantes
- L'assemblage doit être facile
- La forme du réservoir doit être fonctionnelle.

Parmi toutes les formes des récipients que l'on peut imaginer, les formes parallélépipédiques et cylindriques répondent au mieux aux exigences citées ci-dessus.

Forme parallépipédique : le récipient sera un cube d'arête égale à L (1)

Forme cylindrique : le récipient sera un cylindre dont la hauteur est égale au diamètre D du cercle de base (1)

Ces deux récipients ayant même volume, on aura :

$$L^3 = \frac{\pi D^3}{4} \quad L = D \sqrt[3]{\frac{\pi}{4}}$$

La surface du cube est : $S_p = 6L^2 = 6 D^2 \left(\frac{\pi}{4} \right)^{\frac{2}{3}} = 5,107 D^2$

La surface du cylindre est $S_c = \frac{3}{2} \pi D^2 = 4,712 D^2$

Le récipient qui présente la plus petite surface est le cylindre que nous choisirons pour toute la suite.

En outre, il présente l'avantage de faciliter l'agitation car il ne possède pas d'arêtes ; celles-ci en général, n'étant pas soumises aux turbulences.

II.4. Calcul des débits - Choix de l'évaporateur et des pompes :

II. 4.1. Débit de fréon 12. (1)

Il est donné par $\dot{m}_f = \frac{\dot{P}'_0}{lv}$ avec $lv = \frac{38 \text{ Kcal}}{\text{kg}}$ dans l'intervalle de

température. (- 10°C, - 7°C). d'où $\dot{m}_f = \frac{32000}{38} = 840 \text{ Kg/h}$

soit $\dot{m}_f = 0,233 \text{ Kg/s}$.

II.4.2. Choix de l'évaporateur.

Pour les petites puissances frigorifiques et pour les fluides frigorigènes chlorés ou chlorofluorés tels que le CH₂Cl et le Fréon 12, on utilise des évaporateurs du type serpentín. fig 1142

Section du serpentín : le diamètre intérieur du tube est donné par :

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_f}{\pi p_f w_f}} \quad \text{avec } p_f = 12,8 \text{ Kg/m}^3 \text{ pour } T_f = - 10^\circ\text{C}$$

et $10 \frac{\text{m}}{\text{s}} < w_f < 20 \text{ m/s}$.

Le tableau suivant donne le diamètre d_i en fonction de w_f .

m/s w_f	10	12	14	15	18	20
d_i mm	46,6	42,6	39,4	36,8	34,7	33

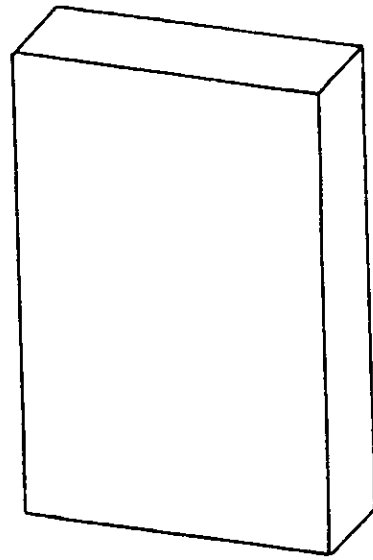
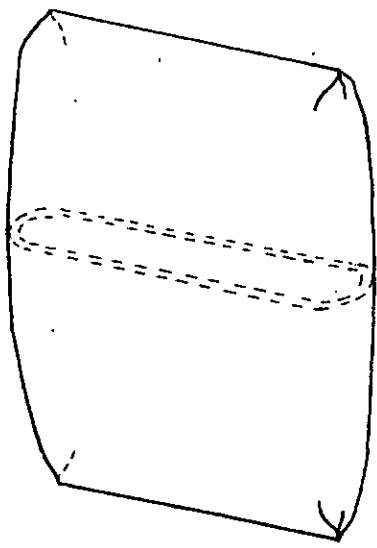


fig. II.3.2.1. forme réelle des sachets.

.forme adoptée pour les calculs.

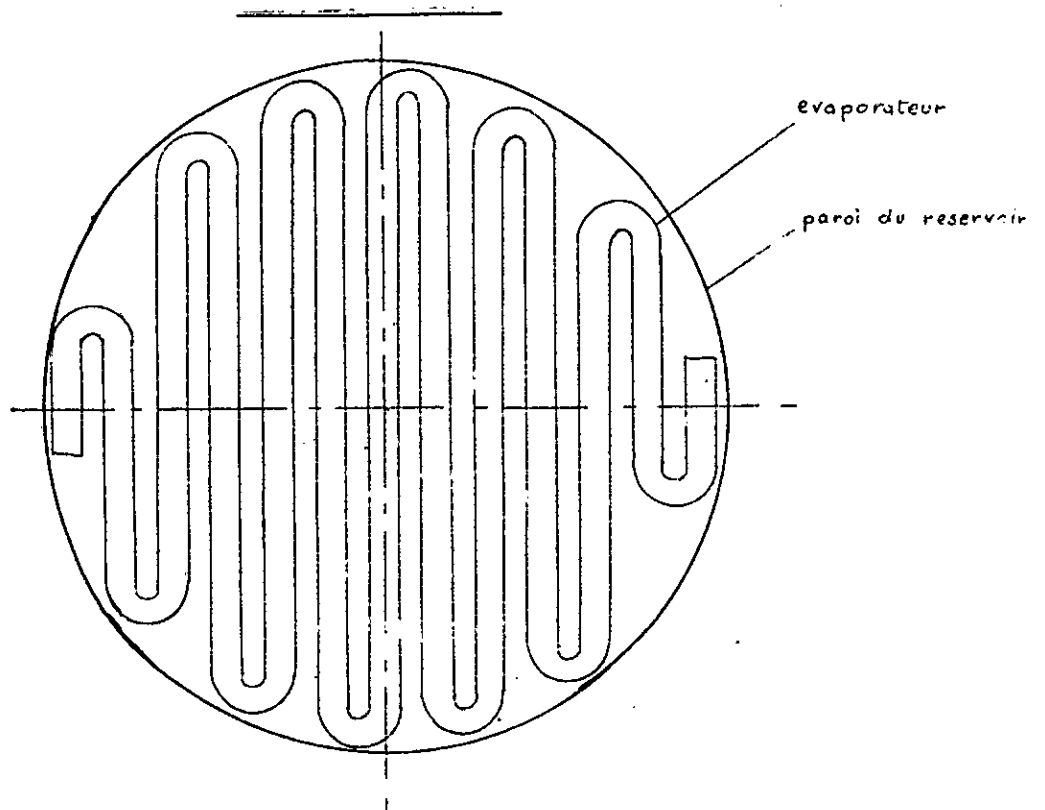


fig II.4.2 : évaporateur type serpentin .

Dimensions normalisées des tubes de l'évaporateur :

d_i	47	43	40	37	35	33
d_e	50	46	43	40	38	36

Longueur totale du serpentin :

La surface totale d'échange entre le Fréon 12 et la solution incongelable est :

$$S = \pi \cdot L \cdot d_e = \frac{\bar{P}'_o}{h \cdot \Delta T} \quad \text{avec} \quad \frac{1}{h} = \frac{d_e}{d_i h_f} + \frac{d_e}{2\lambda} \log \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_i}{d_e h_m}$$

$$\text{d'où } L = \frac{\bar{P}'_o}{h \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot d_e}$$

Estimation du coefficient global de transmission de chaleur :

Le serpentin sera constitué par un tube en laiton ($\rho_L = 8560 \text{ Kg/m}^3$
 $\lambda = 83 \text{ Kcal/h.m. } ^\circ\text{C}$).

On prendra h_f dans l'intervalle (600,1500) Kcal/h.m². °C et
 $h_m = 3000 \text{ Kcal/H.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Pour le calcul, on prendra $h_f = 1000 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Le tableau suivant donne h en fonction de d_i et de l en fonction de h et de ΔT .

d_i/d_e	47/50	43/46	40/43	37/40	35/38	33/36	ΔT
h	716,5	714	712	710	709	707	
L	142,2	155,1	166,3	179,3	189	200	2
	71,1	77,5	83,2	89,6	94,5	100	4
	47,4	51,7	55,4	59,8	63	66,7	6
	39,5	38,7	41,6	44,8	47,2	50	8
	28,4	31,0	33,2	39,8	37,8	40	10
	23,7	25,8	27,7	29,9	31,5	33,3	12
	20,3	22,1	23,7	25,6	27	28,5	14

II.4.3. Débits de solution incongelable :

II.4.3.1. vers la batterie froide :

La quantité de chaleur échangée avec l'air au niveau de la batterie froide est :

$$\dot{m}_m \cdot C_{pm} \cdot \Delta T_m = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a$$

avec

$$C_{pa} = 0,24 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C} \text{ à } 20^\circ\text{C} \text{ et } 1 \text{ atm}$$

$$C_{pm} = 0,885 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

La quantité $\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a$ représente la consommation horaire de froid

$$Q_{\text{froid}} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a = 96000 \text{ frig/h} \quad (3)$$

Par conséquent :

$$\dot{m}_m = \frac{96000}{0,885 \Delta T_m} = \frac{30}{\Delta T_m}$$

Le tableau ci-dessous donne \dot{m}_m en fonction de ΔT_m

ΔT_m ($^\circ\text{C}$)	1	2	3	4	5	6	7
\dot{m}_m Kg/s	30	15	10	7,5	6	5	4,3

En réalité pour $\Delta T_m = 1^\circ\text{C}$, la consommation moyenne horaire de froid est de beaucoup inférieure à 96 000 frig/h. En consultant la courbe de charge journalière et d'après (3), nous remarquerons que le débit maximum est obtenu lorsque l'installation (groupe + volant) fournit la puissance maximale ; à cet instant la température de sortie du mélange du réservoir est voisine de 1°C ou 2°C . La différence de température moyenne ΔT_m est donc voisine de 2°C ou 3°C , sachant que la température maximum de la solution à la sortie de la batterie froide est estimée à 4°C .

Connaissant la puissance maximale de l'installation (100.000 frig/h) et en prenant $\Delta T_m = 2^\circ\text{C}$, on obtient :

$$\left(\dot{m}_m\right)_{\text{max.}} = \frac{100.000}{0,885 \cdot 2} = 15,7 \text{ Kg/s.}$$

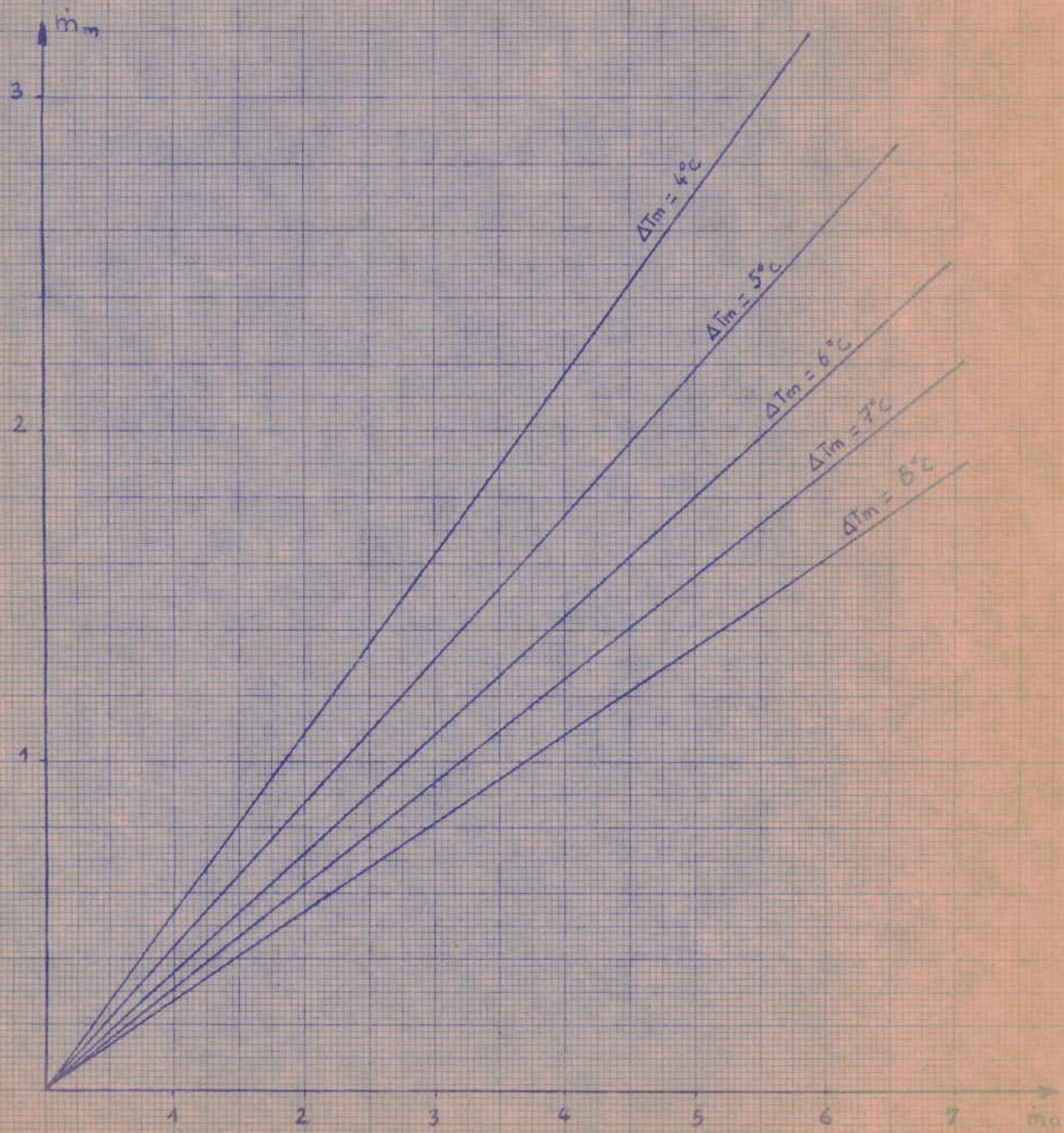


Fig. II 4.33 Débit du mélange vers la batterie froide en fonction du débit d'air pour différent ΔT_m .

II.4.3.2. Débit nécessaire pour l'agitation :

Nous signalerons en premier lieu que le débit \dot{m}_m crée une agitation. Cependant pour que celle-ci soit meilleure, on ajoute un débit \dot{m} . Ainsi le débit total de solution incongelable qui sort du réservoir est :

$$\dot{M} = \dot{m}_m + \dot{m}.$$

Il est nécessaire d'avoir, si possible, un écoulement turbulent à l'intérieur du réservoir afin que les échanges thermiques et l'homogénéité de la température soient toujours meilleurs.

- Supposons que la vitesse entre sachets soit de l'ordre de 1 m/s, vitesse que nous admettrons uniforme à l'intérieur du réservoir.

Le volume du réservoir étant de 12 m³, la surface de sa section horizontale sera égale à 4,836 m² (en admettant que sa hauteur est égale au diamètre).

Le nombre de sachets suivant une section est de l'ordre de 740.

La surface occupée par ces sachets suivant cette section est égale à $740 \times 25 \times 160 \times 10^{-6} = 2,96 \text{ m}^2$.

Le débit global d'eau glycolée qui entre dans le réservoir sera :

$$\dot{M} = 1032 \times (4,836 - 2,960) \times 1 = 1936 \text{ Kg/s.}$$

Ce qui est un débit énorme.

- Nous préconisons donc de fixer le débit \dot{M} égal à 30 Kg/s et d'assurer une bonne agitation en disposant, aux niveaux supérieurs et inférieurs du réservoir, trois plaques circulaires comportant un nombre i de trous. Ce nombre i peut être fixé a priori à 169 en même temps que la vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur des trous égale à 2 m/s.

On en déduit le diamètre de ces trous :

$$d = 2 \sqrt{\frac{30}{\pi \times 1032 \times 169}} = 10,4 \text{ mm.}$$

La disposition et le dimensionnement de ces plaques seront spécifiés au chapitre III.

Il est évident que si $\dot{M} = 30 \text{ Kg/s}$ alors

$$\dot{m} = \dot{M} - \dot{m}_m = 14,3 \text{ Kg/s.}$$

II.5. Prédimensionnement de la tuyauterie :

Le débit global M est égal à 30 Kg/s. Nous admettrons une vitesse de sortie du fluide égale à 0,1 m/s.

Deux cas peuvent se présenter :

1er Cas : figure II.5.1.

La section de sortie du fluide vers la batterie froide^a pour surface

$$S_1 = \frac{15,7}{1032 \cdot 0,1} = 0,1522 \text{ m}^2 = n_1 \frac{\pi}{4} d_1^2$$

n_1 = nombre de tubes sortant du réservoir

d_1 = diamètre de ces tubes

$$d_1 = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,1522}{\pi n_1}} = \frac{0,44}{\sqrt{n_1}}$$

Le tableau ci-dessus donne d_1 en fonction de n_1

n_1	1	2	3	4	5
d_1 (m)	0,440	0,311	0,254	0,220	0,196

De même, la section de sortie du fluide servant à l'agitation à pour surface :

$$S_2 = \frac{14,3}{1032 \cdot 0,1} = 0,1385 \text{ m}^2.$$

Le diamètre d_2 des tubes (au nombre de n_2) est alors

$$d_2 = \frac{0,42}{\sqrt{n_2}}$$

Le tableau suivant donne d_2 en fonction de n_2

n_2	1	2	3	4	5
d_2 (m)	0,420	0,297	0,242	0,210	0,188

2ème Cas : Fig. II.5.2.

La surface de la section de sortie est :

$$S = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot v} = \frac{30}{1032 \cdot 0,1} = 0,2907 \text{ m}^2$$

et le diamètre de la tuyauterie est :

$$d' = 2 \sqrt{\frac{1}{\pi} S} = 0,608 \text{ m}$$

On peut réaliser ensuite deux dérivations :

- l'une $\varnothing 440$ vers la batterie froide
- l'autre $\varnothing 420$ vers la pompe d'agitation.

Ces dimensions seront rétrécies au niveau de la bouche d'aspiration de la pompe (environ $\varnothing 120$ mm) ; les vitesses d'écoulement du fluide seront donc plus importantes.

II.6. Calcul des pompes suivant la fig. II 6.1.

Le débit vers la batterie froide étant approximativement égal à celui servant à l'agitation, nous utiliserons deux pompes identiques.

Ces pompes doivent assurer le débit désiré et fonctionnent en permanence. Leur puissance sera calculée sur la base du débit maximum d'eau glycolée allant vers la batterie.

Elle est égale à :
$$P = (\dot{m})_{\text{max.}} \frac{E_n}{\eta}$$

avec $E_n = g \cdot h_n$

η = rendement de la pompe.

Pour $\eta = 0,5$
$$(\dot{m})_{\text{max.}} \approx 16 \text{ Kg/s.}$$

$h_n = 4 \text{ m}$

On obtient
$$P = \frac{16 \times 10 \times 4}{0,5} = 1280 \text{ w} \approx 1,74 \text{ cv}$$

Nous pouvons prendre (pour $h_n = 4 \text{ m}$), $P = 2 \text{ cv}$

II.7. ISOLATION -

Nous nous proposons de déterminer l'épaisseur et la nature de l'isolant à utiliser pour que la totalité des pertes de froid n'exède pas 5% de Q.

On exige de l'isolant :

- d'être imperméable à l'eau et à la vapeur d'eau
- d'avoir une mauvaise conductibilité de la chaleur
- d'avoir une bonne résistance à la compression
- de ne pas dégager d'odeur
- de résister aux moisissures et aux insectes
- d'être incombustible
- d'être résistant aux agents chimiques
- d'avoir un façonnage et une installation faciles.

Puisque nous ne connaissons pas la longueur de tuyauterie allant vers la batterie froide, nous admettons arbitrairement le pourcentage des pertes :

- au niveau de la tuyauterie à 2 % Q
- au niveau du réservoir à 3 % Q.

II. 7.1. Isolation de la tuyauterie - fig. II 7.1. :

La quantité admissible de froid perdue en une heure et par mètre linéaire de tube est :

$$\frac{0,002 Q}{l} = h' \text{ BT. II. } d_e = q$$

où d_e est le diamètre extérieur du tube et l sa longueur,

$$\text{et } h' = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_2}{\lambda_1} \text{ Log } \frac{D_2}{D_1} + \frac{D_3}{2} \text{ Log } \frac{13}{D_2} + \frac{D_2}{D_3} \frac{1}{\alpha_2}}$$

Il est très difficile de pouvoir déterminer les grandeurs de h' , d_e , D_2 , D_3 et de D_4 . Pour surmonter cette difficulté on fait appel à certaines données relevées dans les documents spécialisés.

W. POHLMANN donne le tableau suivant :

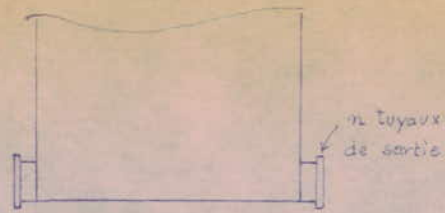


Fig. II.5.1. 1^{er} cas

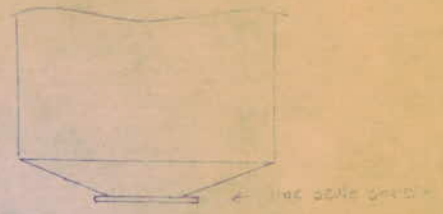


Fig. II.5.2. 2^{ème} cas

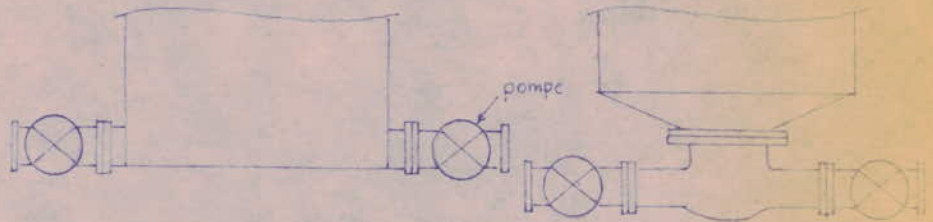


Fig. II.6.1. Disposition des pompes dans les deux cas.

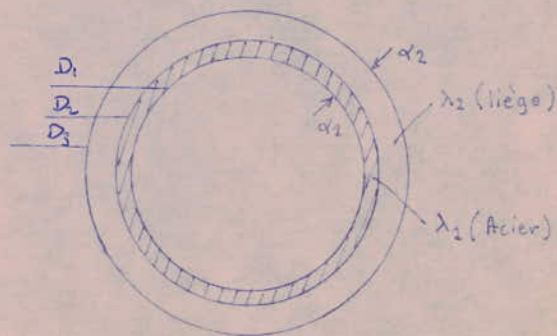


Fig. II.7.1. Isolation de la tuyauterie.

tubes	Kcal/m.h.°C	q pour DT = 1°C et pour une épaisseur d'isolation de (en cm)								
19/127	0,04	0,710	0,545	0,456	0,392	0,347	0,315	0,291	0,274	0,257
	0,05	0,840	0,660	0,550	0,476	0,426	0,388	0,359	0,337	0,315
	0,06	0,970	0,770	0,645	0,560	0,506	0,460	0,427	0,399	0,372
25/133	0,04	0,745	0,570	0,475	0,407	0,360	0,326	0,300	0,282	0,265
	0,05	0,880	0,685	0,570	0,494	0,440	0,400	0,370	0,346	0,325
	0,06	1,01	0,795	0,665	0,580	0,520	0,474	0,440	0,410	0,384

Pour un diamètre extérieur moyen de 127 mm, une épaisseur de l'isolant de 5 cm avec $\lambda = 0,04$ Kcal/m.h.°C, on obtient pour $DT = 39$ °C.

$$\frac{q_1}{1} = 0,392 \times 39 = 15,28 \text{ kcal/h.m.}$$

Pour une longueur de tuyauterie de 100 mètres, on obtient :

$$q_1 = 1528 \text{ Kcal/h.}$$

Soit environ une perte de 1,91 % sur la consommation laire théorique

$$(C = \frac{Q}{8} = 80.000 \text{ frig/t.}) ; \text{ ce qui est acceptable.}$$

A $\lambda = 0,04$ kcal/h.m.°C, on peut faire correspondre :

- de la fibre de lin
- de la terre à diatomées en poudre
- du liège granuleux en fines particules
- de la laine de verre frisée
- etc...

(d'après Mc. ADAMS).

II. 7.2. ISOLATION DU RESERVOIR -

De la même façon que précédemment, nous avons relevé dans l'ouvrage de W. POHLMANN le tableau suivant qui donne la valeur de h'' pour les parois de réservoirs des générateurs de froid et autres refroidisseurs de liquides.

Epaisseur de l'isolant (liège) cm	Enduit 2 cm	BOIS	
		1/2"	3/4"
6	0,73	0,68	0,65
8	0,56	0,54	0,52
10	0,46	0,44	0,43
12	0,39	0,38	0,37

Si on choisit une épaisseur de liège de 6 cm et une couverture faite en sciure de bois 3/4" traitée, le coefficient h sera égal à 0,65 kcal/m².h.°C ; les pertes de chaleur seront alors :

$$\begin{aligned}
 q_2 &= h \text{ SDT} \\
 &= 0,65 \frac{3}{2} \text{ II. } (2,5)^2 \times 39 = 237,7 \text{ kcal/h.}
 \end{aligned}$$

ce qui représente environ 1 % C. Ce qui est acceptable.

H A P I T R E I I I

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITES
P	Puissance frigorifique	Frig/h
Q	Consommation frigorifique	Frig/h
M	Masse	Tonnes
V	Volume	M ³
D,d	Diamètres	Mètres
z,H	Hauteurs	Mètres
e,x	Epaisseurs	Mètres
Rp	Charge pratique	N/mm ²
f	Coefficient de sécurité	
R,r	Rayons	Metres
L,l	Longueurs	Mètres
Pe	Poids	Kg
S	Surface d'échange	M ²
a	Pourcentage	%
ρ	Masse spécifique	Kg/m ³
τ	Temps de climatisation	heures

CARACTERISTIQUES FINALES DU
VOLANT THERMIQUE JOURNALIER

IV. 1.

III.1. DONNEES DE BASE.

III.1.1. - Courbe de charge journalière :

Elle est donnée pour une construction située dans la région d'ALGER.

De cette courbe, on déduit :

- La puissance maximale du groupe : $P_o = 100.000 \text{ Frig/h}$ à $33,5^\circ\text{C}$.
- La durée de climatisation : $T = 8\text{h}$
- La consommation journalière $Q = 640.000 \text{ Frig/j}$

III.1.2. - Calculs élémentaires :

- Puissance frigorifique moyenne du groupe avec volant.

$$\bar{P}'_o = \frac{1,2 Q}{24} = 32.000 \text{ Frig/h.}$$

- Quantité de froid à emmagasiner quotidiennement.

$$Q'_o = \bar{P}'_o (24 - T) = 512.000 \text{ Frig/j.}$$

- Consommation moyenne horaire de froid en cours de climatisation

$$C_o = \frac{1,2 Q}{8} = \frac{768.000}{8} = 96.000 \text{ Frig/h.}$$

- Masse de ^aglace former.

Nous prendrons $a = 50 \%$, d'où $M' = 5,12 \text{ tonnes}$; le reste, soit $M = 5,12\text{t}$ demeure à l'état liquide.

.../...

III.1.3. - Choix des Températures :

On prendra pour toute la suite :

- Température minimum de sortie du mélange : - 5°C
- Température maximum d'entrée du mélange : + 4°C
- Température moyenne du fluide frigorigène : - 8°C
- Température moyenne de l'air extérieur : 28°C
- Température maximale de l'air extérieur : 33,5°C

III.1.4. - Coefficients d'échanges thermiques :

- Coefficients de convection : (Kcal/m².h.°C)

Vapeur saturée Fréon 12 - Paroi interne du tube de l'évaporateur.....	1.000
Eau glycolée - Paroi externe du tube de l'évaporateur.....	3.000
Eau glycolée - Paroi interne du réservoir.....	3.000
Air extérieur - Paroi externe de la tuyauterie.....	7
Air extérieur - Paroi externe du réservoir.....	7

- Coefficients de conductivité thermique à 0°C.

METEAUX ET ISOLANTS	ACIER	LAITON	LIEGE	BOIS	F12 VAPEUR
Kcal / h.m°C	40	83	0,035	0,05	0,008

III.1.5. - Choix des matériaux :

- Tube de : Laiton
- Réservoir : Acier A37
- Tuyauterie : Acier A37
- Isolant du réservoir : Liège compris entre Acier et Sciure de bois traitée.
- Isolant de la tuyauterie : Laine de verre frisée.

III.1.6. - Choix des débits :

- Débit de Fréon 12 : 0,233 Kg/s
- Débit d'eau glycolée vers batterie :
froide..... 15,7 Kg/s
- Débit d'eau glycolée pour l'agita-
tion : 14,3 Kg/s

III.1.7. - Choix des vitesses d'écoulement des fluides :

- Vitesse du Fréon 12..... : 18 m/s
- Vitesse d'écoulement de l'eau..... :
glycolée au fond du réservoir..... : 0,1m/s

III.2. APPLICATION AU DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU VOLANT.

III.2.1. - Réservoir :

- Volume final :

$$V = \frac{M}{\rho_m} + \frac{M'}{\rho_g} + K$$

avec $K = V_{\text{evap.}} + V' + V_{\text{mort}}$

..//..

$$V_{\text{evap}} = 0,205 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{mort}} = \text{estimé à } 0,225 \text{ m}^3$$

V' = Volume des éléments immergés à l'exception de l'évaporateur et des sachets := 0,05 m³.

On obtient :

$$V = 11 \text{ m}^3.$$

- Diamètre et hauteur :

Sa hauteur minimale du réservoir est connue car on connaît approximativement : (Fig. III.2.4.3.a)

$z_1 = 0,20 \text{ m}$: écart entre le fond du réservoir et la plaque inférieure, équivalent au diamètre de la tuyauterie de sortie.

$z_2 = 1,85 \text{ m}$: hauteur réservée pour les colonnes de sept sachets chacune.

$z_3 = 0,084 \text{ m}$: hauteur réservée pour l'évaporateur

$z_4 = z_1 = 0,20 \text{ m}$: hauteur correspondant au diamètre de la tuyauterie d'entrée du mélange.

$z_5 = 0,12 \text{ m}$: hauteur prévue pour l'augmentation de volume due à la formation de la glace.

$z_6 = 0,046 \text{ m}$: espace mort.

..//..

La hauteur totale est donc $H = 2,50$ m.

Connaissant H et V , on en déduit son diamètre D

$$D = 2 \sqrt{\frac{V}{\pi \cdot H}} = 2,37 \text{ m.}$$

Nous prendrons une virole dont la longueur est de 7,50m, le diamètre correspondant du réservoir sera de 2,387m.

- Epaisseur des viroles. Pour un réservoir de forme de révolution quelconque, l'épaisseur de la tôle à la distance z est donnée par :

$$e_z = \frac{(P + \rho g z) \cdot 2 \pi \cdot r}{2 f \cdot R_p}$$

avec

- $P + \rho g z$: Pression au niveau XX'
 H : Hauteur du réservoir
 f : Coefficient de sécurité (0,55 à 0,75 pour rivures, 0,70 à 0,90 pour soudures).
 c : Epaisseur de corrosion 1 à 2 mm
 R_p : Charge pratique de la tôle.

on trouve

$$e_H = 2,55 \text{ mm} \quad (H = 2,50 \text{ m})$$

on prendra

$$e_H = 3 \text{ mm}$$

..//..

- Partie inférieure du réservoir : (Fig. III.2.1.3.a)

* Fond plat.

On prendra la même épaisseur que celle des viroles.

Le réservoir reposera sur deux poutrelles IPN calculées à partir du poids de l'ensemble.

* Partie inférieure conique.

Pour la même volume de solution incongelable comprise entre la plaque inférieure et le fond (plat) du réservoir (soit $V = 0,868$ m³), la hauteur du cône sera : $H = \frac{3 \cdot V}{\pi} \times \frac{1}{R^2 + r^2 + Rr}$

avec $2r = 0,604\text{m}$ et $R = 2,387\text{m}$

on obtient $H = 0,45\text{m}$

CONCLUSION :

- Nous choisirons un réservoir de corps cylindrique ϕ 2387 ayant sa partie inférieure conique. (Fig III.2.1.3.b)

Sa hauteur totale sera de 2,75m.

FABRICATION DU RESERVOIR :

- Il sera composé de deux viroles rectangulaires de 3mm d'épaisseur, assemblées par soudure, et ayant pour dimensions : 1150 X 7500 et d'une virole trapezoïdale ayant pour dimensions :

1890 X 450 X 7500.

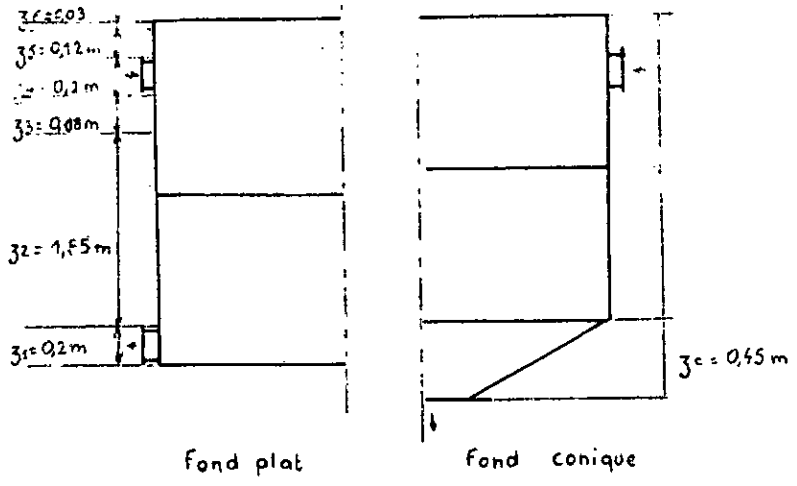


Fig: III.2.1.3.a.

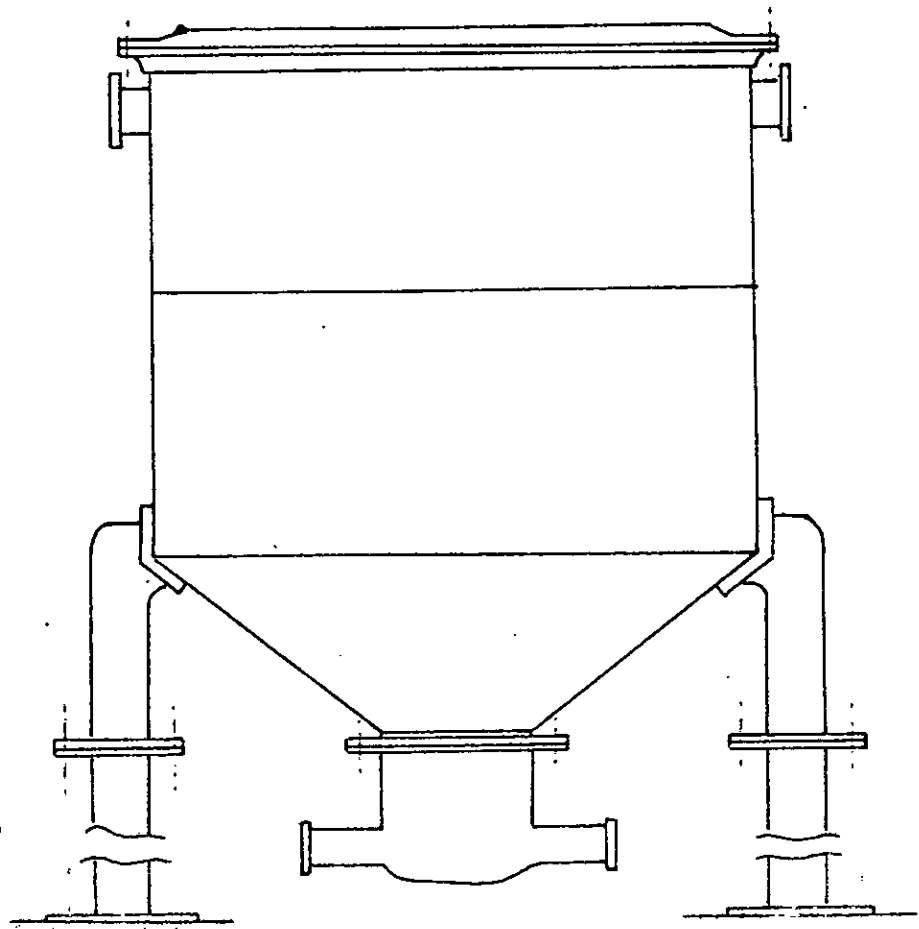


Fig. III.2.1.3.a. (continued) - 3D view of the tank.

INSTRUMENTATION :

- Il est nécessaire d'installer :

1- Un indicateur de niveau : celui-ci nous permet d'observer le niveau le plus bas du liquide refroidissant (niveau zéro) et le niveau maximum de ce liquide (niveau un).

• Le niveau zéro est atteint lorsque la glace à l'intérieur des sachets fond complètement, c'est à dire que l'on se trouve en fin de climatisation.

• Le niveau un est atteint lorsque l'eau à l'intérieur des sachets se transforme complètement en glace.

Cet indicateur sert aussi à signaler s'il y a des sachets déchirés (augmentation du volume de liquide).

2- Un régulateur de niveau : Il nous permet d'avoir constamment le niveau de liquide fixé au préalable.

3- Un réservoir de capacité 100 litres ; il servira à compenser les pertes de mélange et sera relié au régulateur de niveau.

III.2.2. - Evaporateur :

- Longueur et diamètre du tube.

Pour une vitesse du Fréon 12 égale à 20m/s, les dimensions normalisées du tube en laiton sont : 36/33. D'après le tableau du paragraphe II.4.1, on tire pour $\Delta T = 2$,
 $l = 200 \text{ m}$ ($h = 707 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)

- Forme de l'évaporateur :

La longueur maximale l' de tube 36/33 à disposer suivant une section horizontale du réservoir est :

$$l' \times d_e = \frac{\pi D^2}{4} \quad l' = 120 \text{ m.}$$

Il est donc nécessaire de réaliser un évaporateur multicouches.

Avec deux couches, le tube de longueur maximum $l_1 = 100\text{m}$ couvrant toute la surface de la section horizontale du réservoir aura un diamètre extérieur de :

$$d_1 = \frac{\pi D^2}{4 \cdot l_1} = 44 \text{ mm.} \quad (\text{fig. III.2.2.a})$$

En utilisant cet évaporateur à deux étages, on réalise donc un espace entre tubes de $44 - 36 = 8\text{mm}$. Nous prendrons cet écart égal à 7mm afin d'avoir un espace d'environ 26mm entre la paroi du réservoir et le tube de l'évaporateur le plus près de cette paroi (afin de faciliter le montage).

Parmi les formes représentées sur la figure III.2.2.b Nous choisirons la forme spirale qui présente l'avantage de réduire les pertes de charge.

- Volume et poids de l'évaporateur :

$$\text{Volume} : V_{\text{evap}} = \frac{\pi d_e^2}{4} \times l = 0,205 \text{ m}^3$$

$$\text{Poids} : P_{\text{evap}} = \rho \frac{\pi (d_e^2 - d_i^2)}{4} \times l = 270 \text{ Kg}$$

..//..

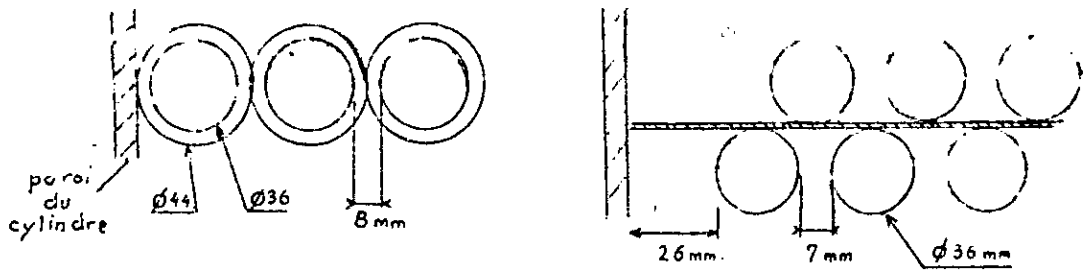


fig. III.2.2.2(a) : écart et disposition des tubes de l'évaporateur.

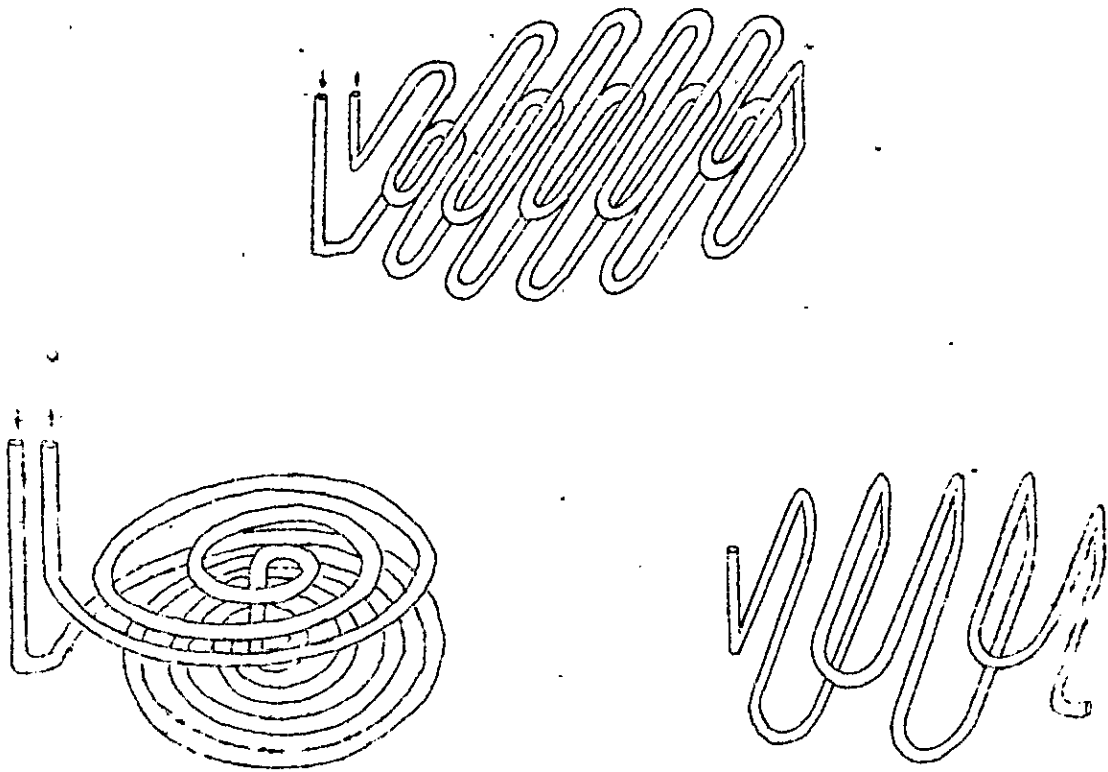


fig. III.2.2.2 (b) : trois formes d'évaporateurs.

10

- Disposition à l'intérieur du réservoir :

L'évaporateur sera placé à la partie supérieure du réservoir, baignant dans la solution incongelable.

Cette disposition est justifiée par le fait que le mélange arrivant de la batterie froide entre dans le réservoir par la partie supérieure.

En outre, ce mélange a tendance à remonter à cause du phénomène thermosiphon qui existe à l'intérieur du réservoir.

Afin d'avoir un ensemble rigide, les deux étages de l'évaporateur seront enserrés dans un cadre métallique. Celui-ci est vissé sur le réservoir. (fig III . 2.3)

III.2.3. - PLAQUES CIRCULAIRES PERFOREES :

- Caractéristiques :

Diamètre	∅ 2370
Diamètre des trous	∅ 60
Nombre de trous	169

- Epaisseur :

L'effort qui s'applique sur chaque plaque n'étant autre que leur propre poids, nous fixerons leur épaisseur égale à 3 mm.

Matière : Le même acier que celui constituant les viroles du réservoir.

../..

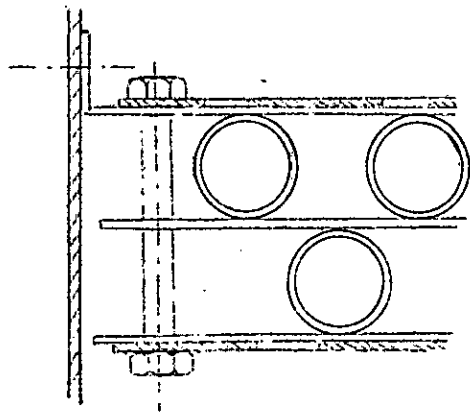
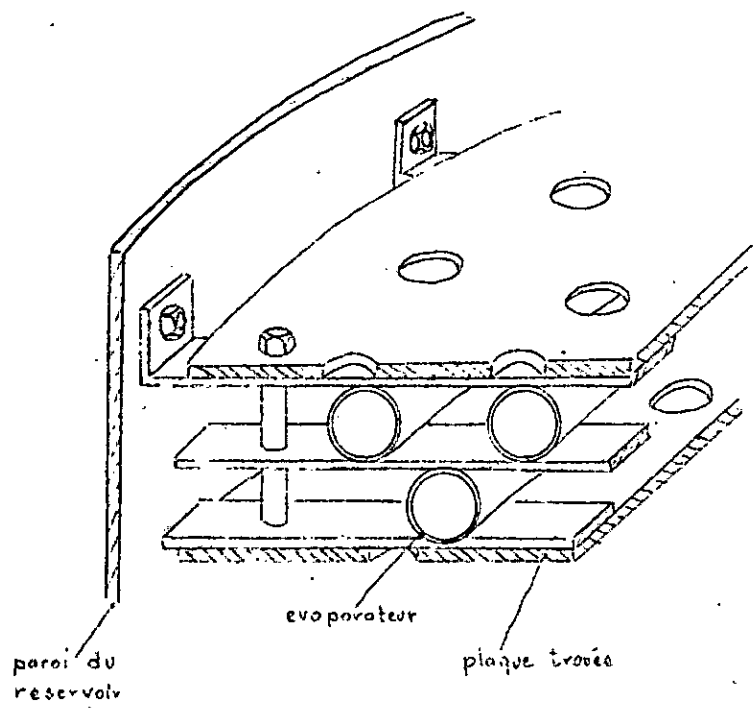


Fig. 2.3. Fixation au réservoir
 et au support des évaporateurs

Sur la plaque supérieure on réalise deux réservations ϕ 38 pour l'entrée et la sortie du tube de l'évaporateur.

Ces plaques seront fixées de part et d'autre du cadre métallique, enserrant l'évaporateur, à l'aide de 4 boulons ϕ 10 mm. (fig III.2.2).

III.2.4. - SACHETS :

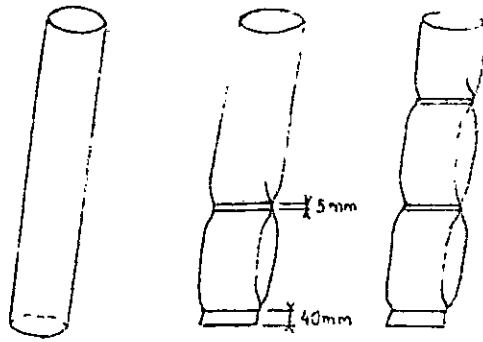
- Matière :

Fabrication et remplissage des colonnes de sachets. On dispose de rouleaux de tubes ϕ 19 mm en Polyéthylène.

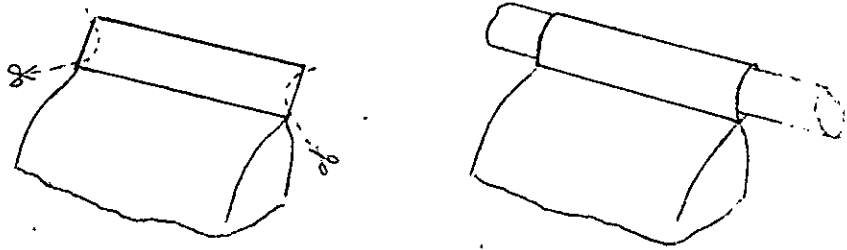
Pour obtenir les colonnes de 7 sachets chacune, un appareil à souder et à remplir les sachets effectué, à vide ou sous atmosphère d'azote les opérations suivantes :

- * Deux soudures accolées suivies d'une troisième soudure à 4cm d'intervalle. Entre la 3^e soudure et les deux premières passe une tige support.
- * Une soudure de 5 mm de large
- * Une soudure de 5 mm de large située à 25mm d'intervalle de la précédente. Elle s'effectue après remplissage avec de l'eau distillée.

Le processus continue jusqu'à la formation du dernier sachet rempli d'eau. A ce moment l'appareil coupe le tube de et reprend les mêmes opérations que précédemment. (fig III.2.4.1)



mode de soudure.



fixation des sachets sur les tiges.

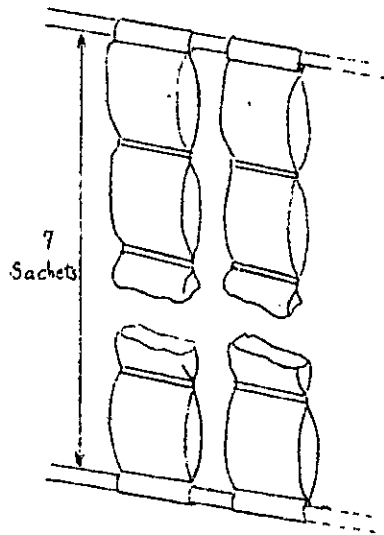


Fig. III.2.44. Fabrication des sachets.

- Disposition des colonnes de sachets à l'intérieur du réservoir :

Elles seront disposées en lignes suivant toute une section du réservoir et parallèlement à un diamètre choisi.

(Fig III.2.4.2)

Les colonnes de sachets seront enfilées sur des tiges qui reposeront sur deux anneaux dentelées. (Fig III.2.4.3)

- Calcul des tiges supportant les sachets :

* Elles seront en acier dur A $R_p =$
Leur nombre est de 81.

On fait le calcul sur la tige diamétrale qui supporte la plus grande charge (840 N).

Si cette tige ne repose que sur l'anneau, c'est à dire si elle n'a que deux points d'appui, son diamètre minimum serait de 30mm. En la faisant reposer sur 5 barres de section 3 X 10 , son diamètre ne sera que de 17 mm.

Toutes les autres tiges auront le même diamètre que la tige diamétrale.

* Assemblage :

Les deux anneaux sont dentelés ; les tiges viennent loger dans les demi-cercles.

Sur chaque anneau sont sondées 5 barres de section

3 X 10 ; elles supporteront les 81 tiges porteuses des colonnes de sachets.

..//..

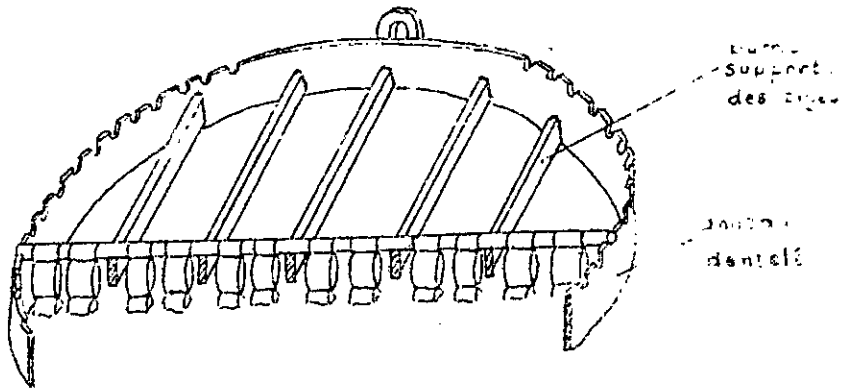


Fig. III.2.4.3. Représentation de l'anneau supérieur avec ses éléments.

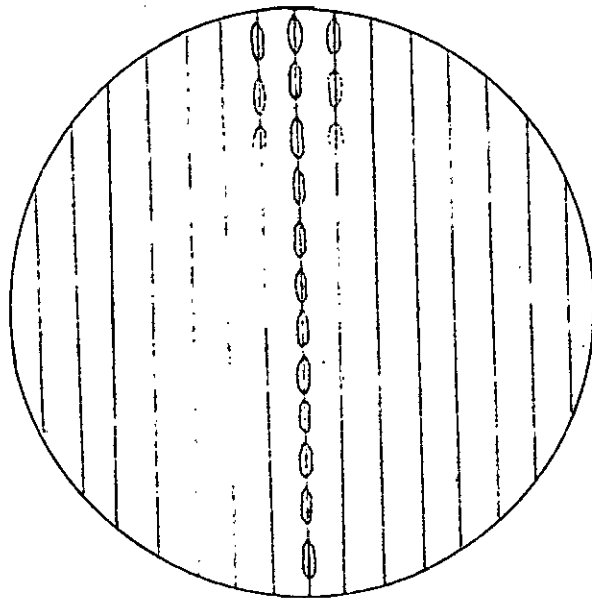


Fig. III.2.4.2. Appréhension des détails de la construction.

Les deux anneaux seront fixés sur le réservoir à l'aide de boulons $\phi 10$.

III.2.5. - TUYAUTERIE - POMPES - VANNES - REGULATION :

- Tuyauterie :

A la sortie du réservoir, une conduite $\phi 604$ est bridée. Cette conduite possède deux voies :

- L'une $\phi 440$ vers la pompe qui alimente la batterie froide.
- L'autre $\phi 420$ vers la pompe qui sert à l'agitation.

Les deux pompes étant prises identiques, on bridera sur chaque pompe une tuyauterie légèrement conique dont le diamètre maximum est de 440mm et 420mm (respectivement pour batterie froide et agitation) et dont le diamètre minimum est égal au diamètre de la bouche d'aspiration de la pompe.

Toute la tuyauterie sera isolée avec de la laine de verre frisée et protégée comme indiqué sur la figure III.2.5.1.

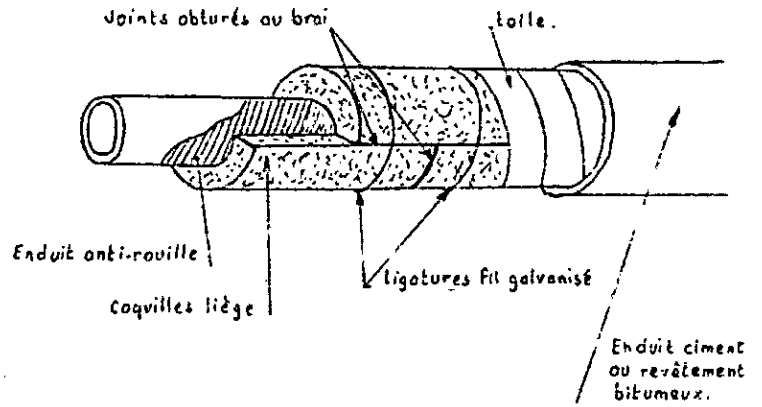
- Pompes et Vannes :

Elles seront judicieusement choisies sur des catalogues spécialisés.

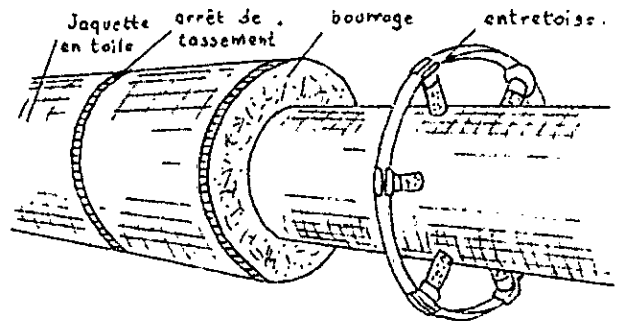
- Régulation : (fig. III.2.5.3).

* Première régulation :

Problème : On désire que la température du mélange ne soit pas inférieure à $- 5^{\circ}\text{C}$.



- Isolation par coquille avec revêtement dur.



- Isolation par bourrage d'isolant.

Fig. III.2.5.1. Deux types d'isolation de tuyaux.

Solution : On ~~utilise~~ un régulateur pneumatique.

On ajoute un régulateur électromagnétique de secours.

* Deuxième régulation :

Problème : On désire que la température à l'intérieur du local soit maintenue constante et égale à celle affichée.

Solution : On utilise un thermostat d'ambiance. Celui-ci agit sur un servo-moteur qui fait varier le débit allant vers la batterie froide.

* Troisième régulation :

Problème : On désire que la production de froid subsiste lorsque le groupe tombe en panne.

Solution : On installe un groupe de secours ayant les mêmes caractéristiques que le premier.

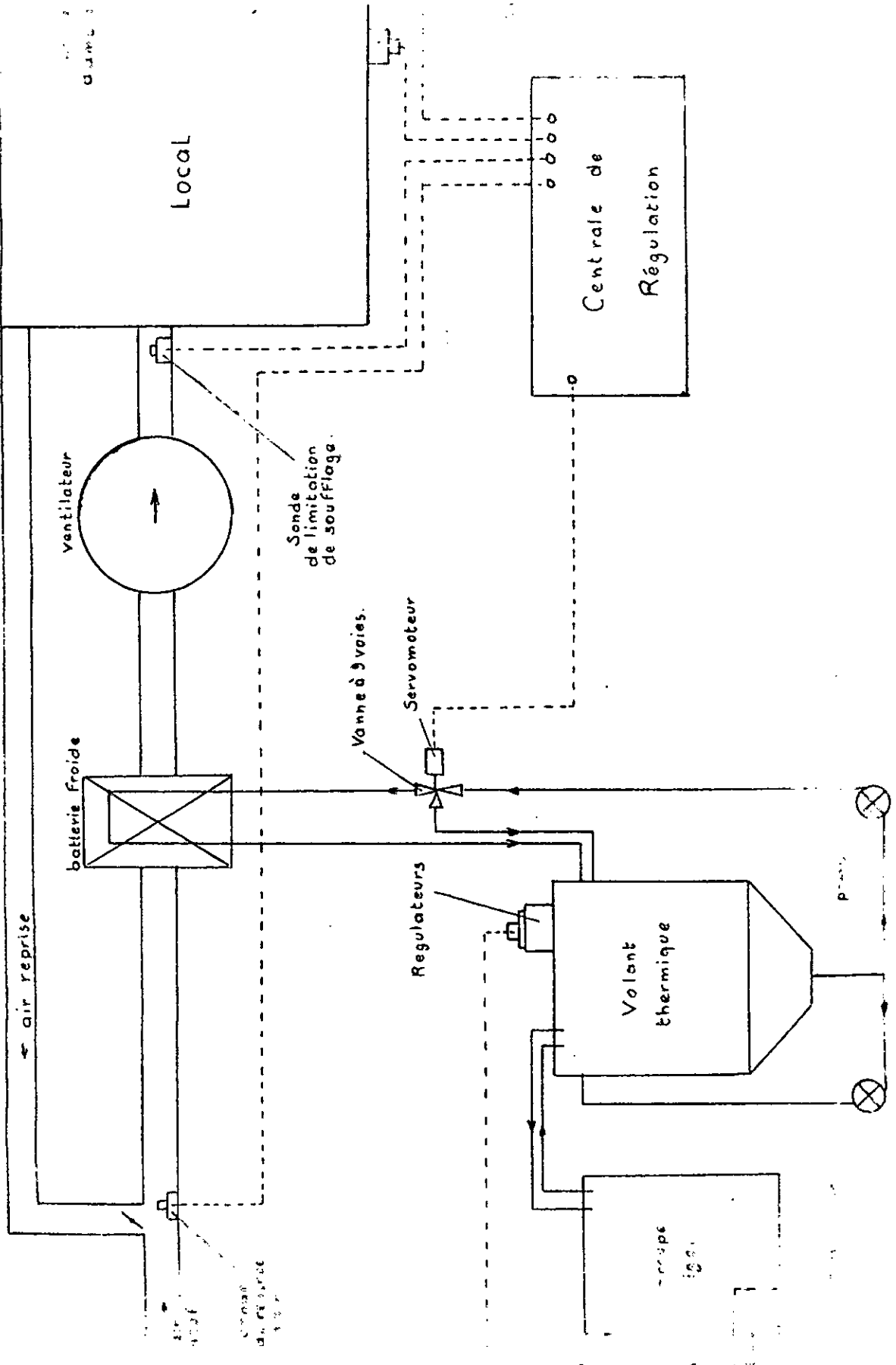
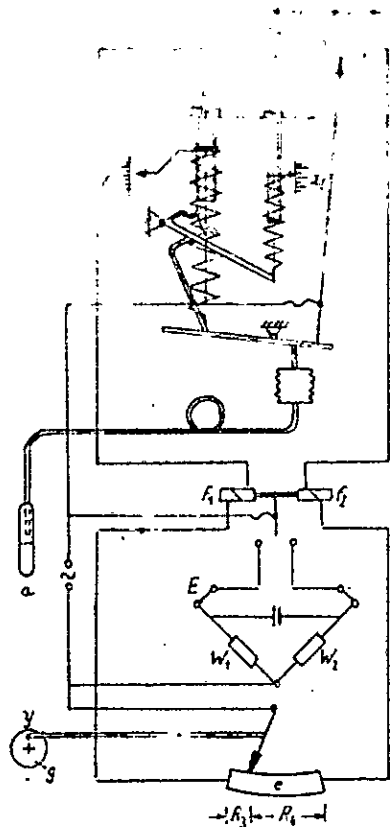
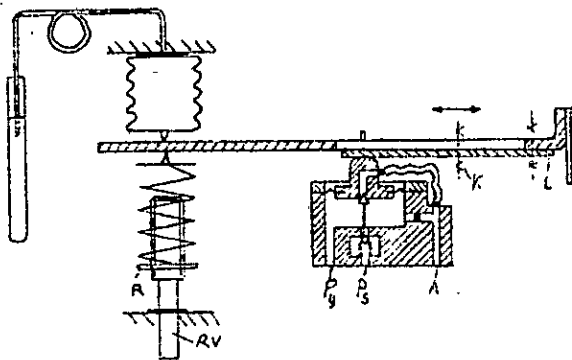


Fig. 222 - schéma de Régulation - 2



Régulateur électromécanique.

a : Sonde de température. b : Réglage de la valeur de consigne. c : Réglage de x_p . d : Potentiomètre de réglage. e : Potentiomètre du retour. f_1, f_2 : Relais. g : Servomoteur de commande. W_1, W_2 : Enroulements du moteur. E : Contact de fin de course.



Régulateur pneumatique

L : Lame de ressort R : Réglage. RV : Réglage de la valeur de consigne. P_3 : Pression de service. P_4 : Pression de commande. K : Curseur pour le réglage de x_p . A : Atmosphère.

- Dessin de deux Régulateurs -

III.2.5.4. - FICHE TECHNIQUE RELATIVE AU RESERVOIR ET A SES ACCESSOIRES :

** Acier utilisé pour le réservoir, les plaques circulaires, les anneaux supports et les tiges.

Acier A37 (Norme UNE 36087) équivalent à l'acier ST.37 (Norme DIN 1543) obtenu directement par laminage.

Composition chimique de l'acier :

% C : 19-17
 % S : 0,63-0,50
 % P : 0,63-0,50

Caractéristiques mécaniques :

Charge de rupture : 37-45 Kg/mm²
 Limite d'allongement minimum : 24 Kg/mm²
 Allongement 25 % :

** Réservoir :

- Surface du couvercle :

$$\frac{\pi \cdot (2,387)^2}{4} = 4,466\text{m}^2$$

- Surface d'une virole :

$$7,500 \times 1,150 = 8,625\text{m}^2$$

- Surface de la partie cônica :

$$\frac{(7,50 + \pi \cdot 0,604) \times 0,46}{2} = 2,162\text{m}^2$$

..//..

- Surface du réservoir :

$$S_r = 8,625 \times 2 + 2,162 + 4,466 = 24 \text{ m}^2$$

- Epaisseur de la tôle : 3mm.

- Poids du réservoir :

$$(24 \times 310^{-3}) \times 8000 = 576 \text{ Kg}$$

- Isolants : liège de 60mm d'épaisseur

Sciure de bois traitée de 20mm d'épaisseur.

- Poids : Le réservoir est renforcé à l'endroit où ils sont soudés :

- . Diamètre : 200mm.
- . Nombre : 4
- . Partie inférieure bridée
- . Poids approximatif = 120 Kg.

** Plaques circulaires perforées. Diamètre : ϕ 2370mm

Nombre de trous : 169 ϕ 10,4mm

Epaisseur : 3mm - nombre : 3.

Poids :

$$3 \times \frac{(\pi \cdot 2,37^2)}{4} \times 3 \cdot 10^{-3} \cdot 8000 = 317 \text{ Kg}$$

..//..

** Anneaux - Supports :

Nombre : 2 ;
 Diamètre extérieur : 2377mm
 Epaisseur : 3mm ;
 Hauteur : 100mm

Poids :

$$2 \times (\text{II. } 2,377 \times 310^{-3} \times 0,1) \cdot 8000 = 36 \text{ Kg}$$

** Tiges supportant les sachets : Deux series de 81 tiges chacune :

- Diamètre = 17mm
- Tiges pleines
- Longueur moyenne (majorée) = 1600mm
- Poids total :

$$2 \left(\frac{\text{II. } 17^2}{4} \times 10^{-6} \times 81 \times 1,6 \times 8000 \right) = 304 \text{ Kg}$$

/// H A P I T R E IV

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITES
A'	Cout global de l'installation	DA
I'	Cout global d'investissement	DA
A	Dépenses	DA
b, b''	Prix unitaire	DA/Frig et DA/t
b	Prix unitaire	DA/Frig
Q _o	Consommation frigorifique journalière	Frig/h
τ	temps de climatisation	heures

CALCUL DU COUT GLOBAL D'INVESTISSEMENT
POUR L'INSTALLATION D'UN VOLANT THERMIQUE
ET ETUDE ECONOMIQUE SOMMAIRE

De l'étude précédemment faite, il ressort un coût global d'investissement de l'ordre de 120.000 DA, celui d'une installation classique étant estimé à 200.000 DA.

Nous calculerons le coût global d'investissement relatif à notre installation dans les deux cas suivants :

1er cas :

- Estimation préliminaire du coût global en utilisant les mêmes données et en faisant les mêmes approximations que celles de l'étude précédente.

2è cas :

- Estimation détaillée du coût global en utilisant des données plus précises et en faisant une spécification détaillée des équipements.

IV.1. ESTIMATION PRELIMINAIRE DU COUT GLOBAL RELATIF A L'INSTALLATION D'UN VOLANT THERMIQUE JOURNALIER.

Dans ce 1er cas, nous supposerons que seules :

- L'introduction des sachets
- L'addition de l'antigel
- Les variations des masses des différents éléments constituant le volant.

ont une influence sur le coût global d'investissement trouvé dans l'étude précédente.

IV.1.1. DEPENSE RELATIVE A L'INTRODUCTION DES SACHETS :

Le prix d'un sachet, toutes opérations effectuées, est estimé à 0,50 DA.

La dépense occasionnée est donc de :

$$A_1 = 5120 \times 0,50 = 2560 \text{ DA.}$$

IV. 1.2. DEPENSE RELATIVE A L'ADDITION D'ANTIGEL :

Le prix d'un kilogramme d'antigel pur est estimé à 4 DA (tarif moyen appliqué par la SONATRACH).

Sachant que la concentration d'antigel dans l'eau est de 25 %, la dépense occasionnée par cette introduction d'antigel s'élève à :

$$A_2 = 0,25 \times 5120 \times 4 = 5120 \text{ DA.}$$

IV.1.3. DEPENSE RELATIVE A LA CONFECTION DU RESERVOIR ET DE SES ACCESSOIRES (PLAQUES CIRCULAIRES, ANNEAUX-SUPPORTS, TIGES ETC..)

Le prix de fabrication du réservoir, des plaques circulaires et des anneaux-supports est estimé à 12 DA/Kg, celui des tiges est d'environ 3 DA/Kg.

- Masse du réservoir : 576 Kg ; Prix : 576 X 12 = 6912 DA
- Masse des plaques et
des anneaux-suppports : 353 Kg ; Prix : 353 X 12 = 4236 DA
- Masse totale des tiges 304 Kg ; Prix : 304 X 3 = 912 DA

Dépense totale engagée : $A_3 = 12.060$ DA

IV.1.4. DEPENSE RELATIVE AU CALORIFUGEAGE DU RESERVOIR :

• L'épaisseur de l'isolant est uniforme et égale à celle adoptée dans l'étude précédente, soit 30mm.

La surface du réservoir à isoler est de : 24 m^2 .

L'isolant est du liège à raison de 170 DA/m^2 pour une épaisseur de 50mm et nous supposerons que ce prix varie linéairement avec l'épaisseur.

Montant engagé : $A_4 = \frac{3}{5} (170 \times 24) = 2.448 \text{ DA.}$

IV.1.5. DEPENSES DIVERSES (INSTRUMENTATION, APPAREILLAGE DE REGULATION, TRAITEMENT ANTI-CORROSIF ETC..)

Nous estimerons la dépense totale à 25 % du montant global des dépenses sus-citées (le même pourcentage que celui adopté dans l'étude précédente).

IV.1.6. MONTANT TOTAL ENGAGE POUR LA FABRICATION DU VOLANT THERMIQUE.

$A = (2560 + 5120 + 12060 + 2448) \times 1,25 = 27.735 \text{ DA.}$

CONCLUSION :

- Les autres dépenses étant fixes, il s'avère que notre installation présente un surcoût de :

$$27.735 - 24.350 = 3.385 \text{ DA.}$$

Ceci est dû au fait que nous avons considéré la masse des pieds du réservoir (120 Kg) et que notre installation exige des matières dont le prix est élevé ; ce surcoût est cependant insignifiant.

Pour l'installation précédente et pour la présente, on doit engager approximativement le même montant.

IV. 2. ESTIMATION DETAILLEE :

- A ce niveau d'estimation, on remarque que dans notre installation :

- nous avons doublé l'épaisseur de l'isolant du réservoir (liège) et nous tenons compte de l'isolant de la tuyauterie (surface de 9m², laine de verre de 60mm d'épaisseur).

- Il en résulte une augmentation totale de 4.284.DA.

- Nous devons tenir compte du volume de solution incongelable contenue dans la tuyauterie (environ 600 litres) et dans le récipient régulateur de niveau (100 litres).

- Augmentation de $(700 \times 0,25) \times 4 = 700 \text{ DA.}$

..//..

- Pompes et vannes estimées à 10.000 DA, montage compris.
- Le pourcentage de 25 % appliqué dans le paragraphe IV.1.5 est optimiste ; nous prendrons un pourcentage de 40 % soit une soit une augmentation de : 3.328,2 DA.
- Nous obtenons donc un coût global relatif à l'installation du volant thermique journalier de :

$$A' = 27.735 + 4.284 + 700 + 10.000 + 3.328,2$$

$$A' = 46.047 \text{ DA.}$$

IV.3. COUT GLOBAL D'INVESTISSEMENT :

- Le prix, par frigorie, du groupe destiné à l'installation avec volant est : $b' = 3,5 \text{ DA/frig.}$

La puissance frigorifique du groupe est : $32.000 \text{ frig/h} = P_0$

D'où $b' P_0 = 3,5 \times 32.000 = 112.000 \text{ DA.}$

et le coût global d'investissement est de :

$$I = 112.000 + 46.047 = 158.047$$

$$I = 160.000 \text{ DA.}$$

CONCLUSION :

- Avec cet estimatif détaillé, nous réalisons une économie d'investissement de l'ordre de 40.000 DA par rapport à l'installation classique.

REMARQUE :

- Les consommations électriques sont supposées être les mêmes et n'ont pas d'influence sur le coût global d'investissement.

IV.4. ETUDE ECONOMIQUE :

- En suivant la même méthodologie que celle adoptée dans l'étude précédente, nous arrivons au résultat suivant :

$$DI = DI_1 + DI_2 = DI_1 + Q_0 \left[\frac{b}{T} - \frac{b'}{24} - \frac{(24 - T) b''}{24 (9000 + 796a)} \right]$$

avec $b = 2 \text{ DA/frig}$

$b' = 3,5 \text{ DA/Frig}$

$b'' = \frac{46.047}{1024} = 4.500 \text{ DA/t}$

on obtient :

$$DI - DI_1 = Q_0 \left[\frac{2}{T} - 187,5 \frac{24 - T}{9000 + 796a} - 0,146 \right]$$

La courbe de la figure IV.4. représente les variations de $(DI - DI_1)$ en fonction de Q_0 et T pour plusieurs valeurs de a .

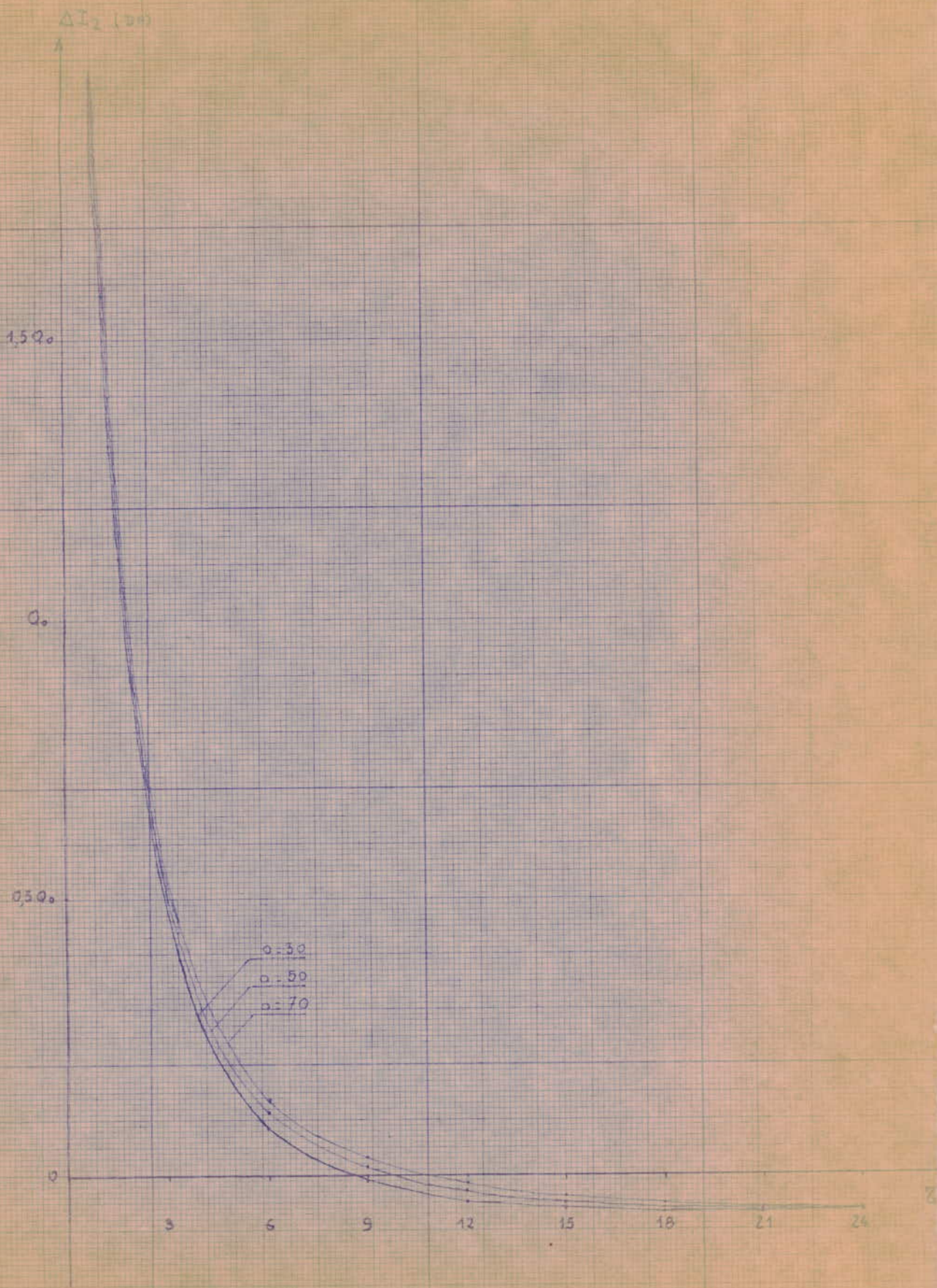


Fig. 13.4. Variation de l'économie ΔI_2 en fonction de α pour $\alpha = 30, 50, 70$

CONCLUSION GENERALE

Les comparaisons économiques entre les diverses solutions mettant en jeu des investissements et des coûts d'exploitation différents nécessitent un recours à l'actualisation.

En pratique, on se contente le plus souvent d'évaluer l'investissement et la première année d'exploitation que l'on suppose ensuite répétitive. Cette méthode serait exacte si les conditions économiques restaient stables au cours de toute la durée de vie de l'installation (environ une dizaine d'année).

En fait, les différents postes d'un coût global actualisé sont influencés différemment par l'évolution des conditions économiques, chaque élément ne suivant pas l'indice global des prix.

Aussi pour optimiser l'isolation thermique de l'installation, nous avons été amenés à examiner trois solutions :

- Etablir une courbe d'optimisation de l'isolation à partir de données recueillies dans des ouvrages spécialisés ; ces données ne sont valables malheureusement plus que pour certains pays d'Europe ou d'Amérique.

Il est alors nécessaire de déterminer, pour chaque isolant, un coefficient (relatif aux prix) multiplicatif pour actualiser leurs prix en ALGERIE.

- Choisir une isolation surdimensionnée pour limiter les besoins d'énergie primaire, limiter les pertes, mais aussi consentir des dépenses plus importantes en isolation.

- Choisir une isolation pratique (toujours à partir des documents spécialisés) pour que les pertes soient légèrement inférieures aux valeurs admises.

C'est cette dernière solution que nous avons adoptée.

Il en est de même pour les équipements où la fluctuation des prix est tellement importante que notre estimation peut évoluer sur une plage de (+ 5 %, + 15 %).

Toujours est-il que nous pouvons tirer une conclusion importante :

- L'utilisation du volant thermique journalier eau - glace engendre une économie d'investissement de l'ordre de 20 % rapportée à l'investissement consenti pour une installation de climatisation classique.

Des deux variantes étudiées de volant thermique journalier

" Volant thermique journalier réalisé par une réserve d'eau et de glace " Juin 76.

et

" Développement du volant thermique journalier eau-glace " Janvier 77.

Il ressort que :

* La première étude présente

- Des avantages, malgré qu'elle ne se présente que sous forme d'ébauche :

- Il n'y a pas beaucoup d'accessoires à l'intérieur du réservoir.
- Il est de conception simple
- Il y a économie d'investissement.

- et des inconvénients :

- La glace se forme autour des tubes de l'évaporateur, ce qui empêche la transmission de chaleur et la glace peut se détacher du tube et flotter à l'intérieur du réservoir et peut causer des incidents techniques.
- La longueur du serpentin évaporateur est importante.
- Le phénomène de givrage ne peut être évité.

* La deuxième étude présente :

- Des avantages :

- Les dimensions des éléments sont réduites
- La glace se forme à l'intérieur de sachets appropriés
- La longueur du tube évaporateur est modérée
- Il y a économie d'investissement.

- Des inconvénients :

- Les sachets doivent être vérifiés au moins une fois tous les deux mois (risques de crevaisson).
- Il y a beaucoup d'accessoires dans le réservoir.

17 N N E X E I

LE FREON 12

Les fluides frigorigènes connus sous les noms de Frigen en Allemagne et de Fréon aux Etats-Unis, sont des composés chloro-fluorés de carbure d'hydrogène de la série grasse dont les propriétés comme fluides frigorigènes ont été découvertes en 1930 par les chercheurs américains MIDGLEY et HENNE. C'est particulièrement le fluide dénommé Fréon 12 qui a trouvé une diffusion continuellement croissante dans les installations frigorifiques de petite et de grande puissance.

Dans la fabrication de méthane CH_4 , deux atomes de chlore sont substitués à deux atomes d'hydrogène et deux atomes de fluor à deux autres atomes d'hydrogène. C'est ainsi que se forme le dichlorofluorométhane CF_2Cl_2 .

Le Fréon 12, à la température du local et à la pression atmosphérique est un gaz incolore, à l'odeur éthérée à peine perceptible. Il est incobustible et inexplusif quelque soit sa proportion dans l'air. Il se décompose vers $750^{\circ}C$. Le danger d'asphyxie par manque d'oxygène est atténué car, à cause de son poids spécifique élevé, le gaz demeure à la partie basse du local. L'évacuation d'air dans la salle des machines doit partir du niveau du sol. Des accidents par aspiration de Fréon 12 dans les conditions normales ne sont pas à craindre. Les aliments et les boissons qui viennent au contact de ce fluide peuvent être consommés sans danger.

Pour cette raison, l'emploi du Fréon 12 est préféré dans les applications ménagères et est presque exclusivement utilisé dans le conditionnement de l'air et les installations à bord.

FREON 12

FORMULE CHIMIQUE	POIDS MOLECULAIRE	PRESSION CRITIQUE	TEMPERATURE CRITIQUE	POINT DE CONGELATION	POINT D'EBULLITION	DENSITE/ AIR
CF ₂ CL ₂	120,9	40,9atm.	111,5°C	- 155°C	- 29,8°C sous 1atm.	4,262

CHARACTERISTIQUES	(T°C)											
	-40°C	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	
kg/cm ²	0,655	1,023	1,54	2,235	3,14	4,315	5,78	7,57	9,77	12,38	15,46	
kcal/kg °c			0,22	0,222	0,225	0,227	0,23					
enthalpie de vapeur kcal/kg	32,35	33,49	34,67	35,8	37,0	38,05	39,06	40,05	40,90	41,70	42,25	
valeur latent de vaporisation kcal/kg	40,8	39,9	39	38	37	35,8	34,5	33,1	31,5	29,8	27,8	

La solubilité de l'eau dans le Fréon 12 est faible et dépend de la pression et de la température : à 0°C. et 0,00 25% en poids d'eau. L'eau qui existe dans le circuit se sépare sous forme de glace à la vanne de réglage ou en d'autres points d'étranglement où elle occasionne une obstruction. Celle-ci est supprimée par le réchauffement mais elle se renouvelle, et cela engendre un fonctionnement irrégulier de la machine frigorifique.

En outre, la présence d'eau dans les régions chaudes du circuit entraîne des corrosions par décomposition du fluide en éléments halogènes. Le chlore et le fluor forment avec l'eau de l'acide chlorhydrique et de l'acide fluorhydrique qui ont tous deux une action très corrosive.

Cette grande sensibilité à l'eau des machines frigorifiques fonctionnant au Fréon 12 oblige à prendre des mesures spéciales pour réduire le plus possible la quantité d'eau pouvant exister dans le circuit avant le remplissage par le fluide et par l'huile. Il faut sécher avec soin toute l'installation. Tous les raccords de tuyauterie en acier doivent être soudés et les raccords des tuyauteries en cuivre (ou ses alliages) brasés.

Lors des réparations, il faut immédiatement cloturer les extrémités séparées des tubes et veiller à éviter surtout l'entrée d'humidité. Toutes les parties séparées ne doivent être montées qu'uniquement avec du métal pur.

Comme moyen de graissage, les machines frigorifiques à Fréon 12 ne doivent utiliser que des huiles minérales. Du fait que le Fréon 12 et les huiles minérales sont parfaitement miscibles, il ne se dépose aucun film d'huile sur les surfaces des parois de l'évaporateur et du condenseur qui restent toujours propres, et par suite assurent une bonne transmission de chaleur.

Pour les machines d'une grande puissance, une huile minérale de 8,5 à 27° Engler, ayant un point de figeage de - 38°C doit être employés.

Le transport du Fréon 12 se fait en bouteilles d'acier d'une contenance de 10 à 90 kgs, en récipients de 1000 kgs ou en wagons-citernes de 5 tonnes de capacité.

Pendant le remplissage d'une installation à Fréon en marche, le fluide doit être à l'état gazeux, la bouteille étant maintenue verticalement et la conduite de liaison purgée d'air au moyen d'un courant du fluide frigorigène.

Pour le Fréon 12, la température finale de compression est très basse. C'est pourquoi un refroidissement par eau du cylindre est à peine nécessaire.

Le cycle du fluide est toujours lié à un circuit d'huile. On ne peut éviter que l'huile parvienne dans l'évaporateur. Cependant avec une vitesse plus élevée du gaz, une trop forte concentration d'huile peut être évitée. Dans les conduites d'aspiration verticales, la vitesse du fluide doit être suffisante pour que l'huile accumulée soit entraînée (8 m/s).

En comparaison les autres fluides, il se condense plus difficilement. Ceci s'explique par le faible coefficient de transmission de chaleur, la faible chaleur d'évaporation et la viscosité du Fréon.

W. POHLMANN

II N N E X E II

ESTIMATION DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION DE CHALEUR

Le coefficient de transmission de chaleur dépend des propriétés et de l'état du fluide en mouvement, de sa vitesse d'écoulement ainsi que de la forme, des dimensions et de la rugosité des parois le long desquelles il s'écoule et à travers lesquelles la chaleur se transmet; Le nombre de facteurs influant sur la transmission de chaleur explique la difficulté de toute étude théorique ou expérimentale du problème, surtout si les coefficients relatifs à la matière varient avec la pression et la température.

Une solution mathématique est possible grâce à l'introduction de grandeurs caractéristiques sans dimension.

-Nombre de REYNOLD $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$
connu grâce à l'hydrodynamique, il caractérise l'écoulement

-Nombre de PRANDTL $Pr = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \mu}{k}$
détermine les échanges calorifiques

-Nombre de PRANDTL $Pr = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \mu}{k}$ $\frac{\text{Viscosité cinématique}}{\text{Diffusibilité thermique}}$

-Nombre de GRASHOF $Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2}$
intervient dans les écoulements naturels avec influence des forces de poussée.

-Nombre de NUSSELT $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$
Il peut être fonction (Re, Pr, Gr)

Nous donnons ci-après les formules de calcul actuellement les plus utilisées pour quelques cas techniques importants dans la transmission de la chaleur.

1-ÉCOULEMENT ACCÉLÉRE

a-Liquides dans un tube rectiligne en écoulement turbulent

Dans le cas : $Re=7000$ à 100000
 $Pr=1$ à 500
 $L/d=100$ à 400

Dans le cas où la tuyauterie est parcourue par de l'eau chaude et placée dans l'ambiance de la pièce.

$$Nu = 0,024 Re^{0,8} Pr^{0,33}$$

où se résout par rapport à α en explicitant les principaux facteurs qui interviennent.

$$\alpha = 0,024 \cdot \lambda \cdot v^{0,8} \cdot \rho^{0,8} \cdot d^{-0,2} \cdot Pr^{0,33}$$

Cette relation est employée pour les tuyauteries d'eau et de vapeur (échangeur de chaleur), pour de l'air ambiant à plus haute température que celle de l'eau (conduite glacée), si on utilise des coefficients correspondant à la moyenne arithmétique entre les températures de l'eau et de la paroi.

b-Air et Gaz dans un tube rectiligne en écoulement turbulent

$$Nu = 0,04 (1 + L/d)^{1/4} Re^{0,75} Pr^{0,4}$$

valable dans le cas: Re=7000 à 1000000
Pr=0,70 à 10
L/d ≥ 1

alors $\alpha = 0,014 \cdot v^{0,75} \cdot d^{-0,25} \cdot P_r^{0,4} \cdot [1 + (L/d)^{1/4}]$

Il faut prendre pour coefficient de matière la moyenne arithmétique des températures entre paroi et gaz.

2 ÉCOULEMENT NATUREL

La transmission de la chaleur dépend ici de Gr et Pr

a-Dans l'air et le gaz

surface verticale:

$\alpha = 1,2 (\Delta T / H)^{1/4}$: écoulement laminaire
 $\alpha = 1,25 (\Delta T)^{1/4}$: écoulement turbulent

H: hauteur des surfaces soumises à l'écoulement

tube vertical:

$\alpha = 1,25 (\Delta T)^{1/4}$: pratiquement l'écoulement est le plus souvent turbulent dans ce cas.

tube horizontal:

$\alpha = 0,9 (\Delta T / d)^{1/4}$: écoulement laminaire (d < 0,3m)

plaque horizontale:

$\alpha = 1,7 (\Delta T)^{1/4}$: plaque horizontale vers le haut
 $\alpha = 2,3 (\Delta T)^{1/4}$: surface de chauffe par le sol
 $\alpha = 0,2 \text{ à } 0,8 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$: plaque horizontale vers le bas

b-Dans l'eau

tube horizontal:

$\alpha = C_w (\Delta T / d)^{1/4}$ Cw est à prendre dans le tableau suivant:

Tm (°C)	40	60	80	100	150
Cw	129	156	179	197	239

Pour Tm il faut prendre la moyenne arithmétique entre la température de la paroi et celle de l'eau.

F N N E X E III

ESTIMATION DU CÔUT GLOBAL D'UN PROJET

L'estimation des coûts consiste à prévoir, à partir de la définition des paramètres d'un projet, le coût global de sa réalisation.

L'estimation des coûts (EC) comprend un procédé mécanique qui consiste à appliquer les données d'estimation relevant des paramètres techniques ou opérationnels du projet, afin de prévoir le coût final d'investissement.

Ce procédé peut s'appliquer, selon le besoin, soit au projet global, soit à un élément spécifique du projet (par exemple un équipement)

L'estimation des coûts se fait à 3 niveaux de précision au cours de la vie du projet, à savoir:

- Estimation préliminaire (phase étude)
- Estimation budgétaire (engineering de base)
- Estimation définitive (engineering détaillé)

L'estimation des coûts permet aux responsables de prendre les décisions motivées concernant la stratégie technique et opérationnelle du projet;

L'estimation des coûts est nécessairement, un des paramètres importants dans les décisions techniques du projet, telles que:

- Le choix du processus de production
- La sélection des équipements et des matériaux spécifiques
- L'approbation des modifications techniques
- etc...

L'estimation des coûts permet aussi de prendre d'une façon rationnelle, des décisions opérationnelles, par exemple:

- Le choix du constructeur, les termes et conditions contractuelles
- Le planning de réalisation du projet
- L'approbation des travaux supplémentaires.

La capacite d'elaborer les estimations exige,des estimateurs,des informations et des procedures.

L'estimation des couts se fait, noemalement, par les techniciens specialises ayant eu une formation sur le tas dans le domaine.

Plusieurs source d'information, concernant les donnees d'estimation sont utilisees, y inclus:

- La banque des donnees historiques, interne à la societe
- Les manuels d'estimation
- Les journaux industriels
- Les statistiques gouvernementales
- Etc...

Les procedures d'estimation permettent d'appliquer les donnees d'estimation relevant des parametres du projet, d'une façon standard et systematique.

DOCUMENTATION INTERIEURE

BIBLIOGRAPHIE

-H. RIETSCHEL et W. RAISS

Traité de chauffage et climatisation (tome1et2)

-W. POWLMANN

Formulaire du frigoriste

-G. VASSOGNE

Les machines frigorifiques

-MAC ADAMS

-R. GREGORIG

Echangeurs de chaleur

-R.J. RAPIN

Formulaire du froid

-L. MIRONNEAU

Manuel du frigoriste

-PROJET DE FIN D'ETUDES

Etude du volant thermique journalier
eau-glace: promotion 76

-CATALOGUE

CIAT N° 700 PVC (groupe frigorifique)

EUROMO SOTIER N°275 (choix des pompes)

