

UNIVERSITE D'ALGER

3/76

---o---
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---o---
DEPARTEMENT MECANIQUE

1EX

(((0)))

PROJET DE FIN D'ETUDES

VOLANT THERMIQUE JOURNALIER

REALISE PAR UNE RESERVE

D'EAU

المدرسة لوطنية
السيكتية
UNIVERSITE D'ALGER
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Proposé par :

G. D'ALBON

Docteur Ingenieur

Etudié par :

M. BOUDOUDA

M.L. MERAGHNI

PROMOTION 1976

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

II-2 II/05 Parents

- Eamine ~~SM~~

- Mahfoud

poudouch

o-o-o-o-o-o-o-o-o
Remerciements
o-o-o-o-o-o-o-o-o

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

Nous tenons particulièrement à remercier Monsieur GERARD D'ALBON pour ses critiques; ses suggestions ainsi que pour l'intérêt qu'il porte à cette étude.

Nous remercions aussi tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce document.

S O M M A I R E

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

II - E T U D E P A R A M E T R I Q U E

- 2.1 - Rappel sur les groupes frigorifiques
- 2.2 - Définitions des divers paramètres et relations de calcul
- 2.3 - Calcul préliminaire
- 2.4 - Influence des températures de condenseur et de l'évaporateur sur l'efficacité et la puissance du groupe frigorifique.
- 2.5 - Influence de T_{max} / T_{min}
- 2.6 - Influence de $\frac{p'}{p}$
- 2.7 - Economie sur la consommation électrique
- 2.8 - Limite d'utilisation de l'installation avec volant

III - C O N S I D E R A T I O N S T E C H N I Q U E S

IV - C O N C L U S I O N

Symboles utilisés et unités

- Puissance frigorifique nominale d'un groupe sans volant thermique journalier.
P (frig/h)
- Puissance nominale d'un groupe avec volant thermique journalier : P' (frig/h)
- Consommation journalière de frigories : Q (frig/j)
- Quantité de frigories maximum à accumuler par jour : Q' (frig/j)
- Température absolue : T(°K)
- Température celsius : t(°C)
- Ecart de température : Δt
- Masse : M(kg)
- Volume : V(m³)
- Surface: S(m²)
- Capacité thermique : C(kcal/deg)
- Coefficient global de transfert de chaleur : K (kcal/m². °C)
- Coefficient de production frigorifique : $\xi = P/P_c$
- Puissance compresseur : P_c (KW)
- Température de base : T_b (°C)

C'est la température acceptée dans le calcul des projets de climatisation.

- Humidité relative de base : φ (%)

C'est l'humidité relative acceptée dans le calcul des projets.

- Courbe journalière de base

Variation journalière type, pour un climat donné, admise dans les calculs des projets de climatisation.

- Prix total du réservoir : P_{TR} (DA)
- Prix du **groupe** de l'installation avec volant thermique : P_{VT} (DA)
- Prix de l'installation ordinaire : P_o (DA)
- Température moyenne pendant les 24 h : T_{mini} (°C)
- Température moyenne pendant la durée de climatisation : T_{max} (°C)
- Durée de climatisation : ξ (en heures)
- Température de l'eau du volant au début de la climatisation : T_a (°C)
- Température de l'eau du volant à la fin de la climatisation : T_b (°C)

BIBLIOGRAPHIE

- Isolation Thermique Industrielle " R. GASQUET "
- Elements de construction à l'usage de l'ingénieur " G. LEMASSON
AL. TOURANCHEAU
L. VIVIER "
- Traité de chauffage et de climatisation " H. RIETSCHEL"
W. RAIS"
- Revue de climatisation et de conditionnement d'air
- These de fin d'études : "Adaptation aux conditions
d'Algérie des méthodes de calcul du bilan
thermique du batiment." " Promotion 75"
- Aide mémoire DUNOD
construction mécanique.

Extrait de la charte Nationale : Titre 1 : les travailleurs

"Chaque travailleur apportera sa contribution au progrès de la révolution. Son engagement révolutionnaire se traduira d'abord par le renforcement de la productivité. Les travailleurs tendront de toute leurs forces, à accroître non seulement la production, mais à améliorer la finition et la qualité des produits, sans lesquelles ces derniers perdraient une partie de leur utilité sociale. L'esprit d'initiative, la capacité d'innovation, la recherche des techniques propres à améliorer la productivité et la production doivent devenir chez les travailleurs un impératif de tous les instants.

Les travailleurs doivent utiliser de façon responsable les moyens de production mis à leur disposition par la collectivité, éviter le laisser-aller et combattre le gaspillage."

Les coûts d'exploitations des installations de climatisation dépendent avant tout des dimensions et du genre des locaux à climatiser, du climat local et du prix de la frigorie installée. Mais la nature de l'installation de climatisation son exécution et sa conception, son régime interviennent également. La connaissance des conditions de marche d'une installation et de l'influence des facteurs énumérés sur la consommation d'énergie important aussi bien à l'utilisateur qu'à l'auteur du projet.

Les administrateurs prévoient que la consommation d'énergie doublera à chaque decennie, et ils souhaitent que nous l'économisons au maximum.

Dans les installations de climatisation il est possible d'appliquer les méthodes simples en vue d'une économie efficace d'énergie et d'investissement. Il faut donc faire des études plus approfondies pour la détermination de tous les éléments d'une installation, et peut être pour y faire des modifications pour réduire l'investissement et par la même le coût d'exploitation et la consommation d'énergie.

Jusqu'à présent, on ne parlait en froid industriel que d'épaisseur rentable d'isolation et tous les spécialistes étaient d'accord ou à peu près.

Aujourd'hui c'est un nouvel effort intellectuel qui doit permettre d'apporter par le technicien et l'ingénieur sans oublier le constructeur des solutions logiques et équitables.

Voilà donc un objectif digne de retenir notre intérêt et nos efforts pour les années à venir.

Dans le cadre de ces considérations, nous allons étudier : " la réalisation et les conséquences d'un volant thermique journalier pour les installations de climatisation".

- Cet ouvrage aura donc pour but de réduire le gaspillage (car il y a gaspillage dès qu'on prend une solution qui n'est pas la meilleure).
- Ce document sera utile d'être étudié par les bureaux d'études
- On s'est limité à étudier un volant thermique journalier réalisé par une masse d'eau.
- Comme les conditions sont dépendantes des conditions techniques et économiques, notre étude se rapporte surtout aux conditions actuelles en Algérie.

Première - Partie

INTRODUCTION

1.1 Situation du problème

En climatisation, on cherche à libérer le climat intérieur de toute contrainte extérieure (Température, humidité, ensoleillement).

Une installation de climatisation à pour but de créer dans un local un climat artificiel provoquant chez les occupants une impression générale de confort.

Durant la période d'été, on ne peut compter comme en hiver sur des conditions très peu variables.

La température, l'humidité de l'air extérieure ainsi que l'intensité du rayonnement solaire varient beaucoup durant la journée. Il en sera donc de même de la charge frigorifique de l'installation, dont la valeur maximale nous donne la puissance frigorifique nominale du groupe à choisir.

Ce groupe travaillera durant presque toute la durée de climatisation à une puissance inférieure à sa puissance nominale; aussi, nous nous proposons l'utilisation d'un volant thermique journalier réalisé par une réserve d'eau avec un groupe de moindre puissance mais fonctionnant continuellement.

1.2 Définition du volant thermique

Le volant thermique qu'on se propose d'étudier est constitué par une réserve d'eau qui emmagasinera le surplus de frigories produit lorsque la consommation est inférieure à la production du groupe et qui restituera ces frigories lorsque la consommation dépasse la production.

1.3 Intérêt du volant thermique journalier

L'utilisation de ce volant thermique journalier, permettra dans le cas où il sera adopté :

- une économie d'équipement et d'investissement
- une meilleure production de froid (Température extérieure étant plus basse la nuit)
- économie d'énergie.

1.4 But du projet

Le but de notre projet est de faire une étude paramétrique qui permettra à ceux qui s'occupent de la climatisation de choisir la solution à adopter.

Installation avec ou sans volant thermique journalier.

Deuxième - Partie

ETUDE ----- PARAMETRIQUE

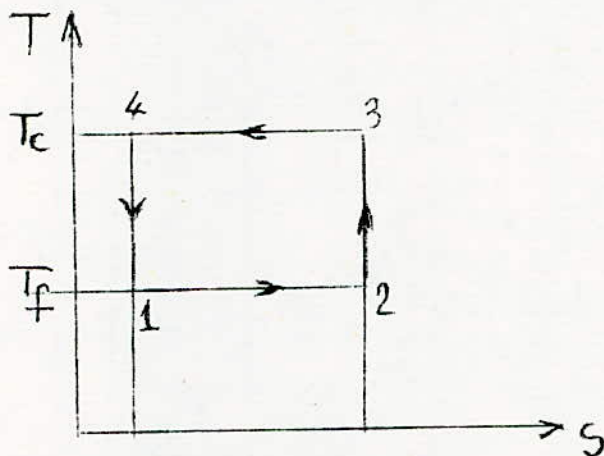
2.1 - Rappel sur les groupes frigorifiques

Le principe d'une machine frigorifique est d'absorber de la chaleur à une source froide et d'en céder à une source chaude.

Ce but peut être atteint en faisant parcourir à un gaz un cycle de CARNOT inversé.

2.1.1- Cycle de Carnot inversé

Représentons ce cycle sur le diagramme T.S



Ce cycle se compose de quatre transformations réversibles

- deux isothermes
- deux isentropiques

1.2 - Detente isotherme pendant laquelle de la chaleur est absorbée à la source froide à la température $T_1 = T_2 = T_f$

$$\text{chaleur absorbée : } Q_{1-2} = T_f (S_2 - S_1)$$

2.3 - Compression adiabatique

2.4 - Compression isotherme pendant laquelle de la chaleur est rejetée

$$Q_{3-4} = T_c (S_4 - S_3) = - T_c (S_2 - S_1)$$

4.1 - Detente adiabatique pour ramener le gaz à son état initial.

Si nous désignons par W_{cycle} le travail échangé dans ce cycle

$$W + Q = 0 \implies W_{\text{cycle}} = - (Q_{1-2} + Q_{3-4})$$

$$W_{\text{cycle}} = T_f (S_2 - S_1) + T_c (S_2 - S_1)$$

$$\underline{\underline{W_{\text{cycle}} = T_c (T_c - T_f) (S_2 - S_1)}}$$

ξ : coefficient d'effet frigorifique.

$$\xi = \frac{\text{chaleur absorbée à la source froide}}{W_{\text{cycle}}}$$

Dans le cycle de Carnot

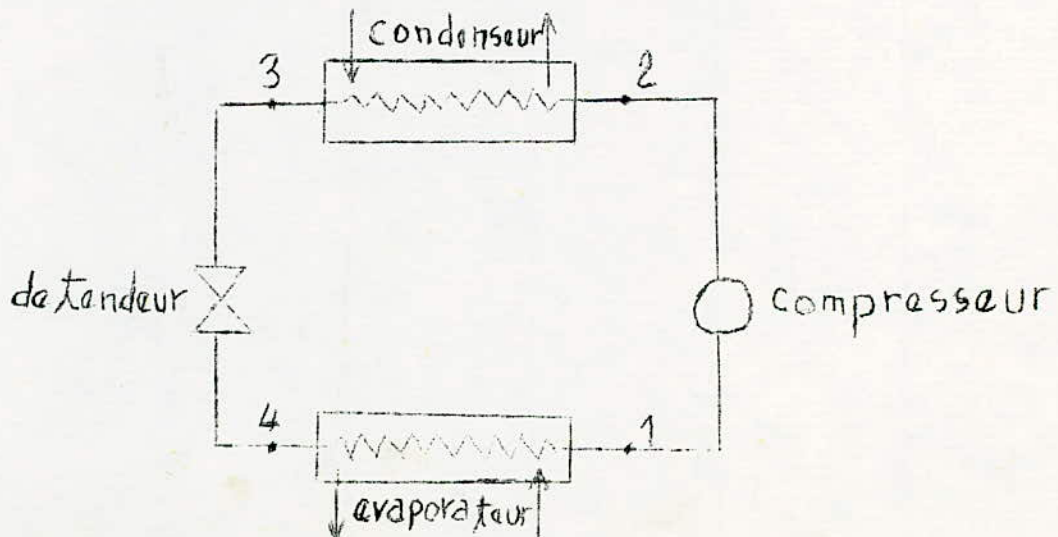
$$\xi = \frac{Q_{1-2}}{W_{\text{cycle}}} = \frac{T_f (S_2 - S_1)}{(T_c - T_f)(S_2 - S_1)} = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

si on désigne par K_f : la production frigorifique spécifique c'est à dire la production frigorifique relative au travail unitaire.

$$K_f = 860 \cdot \xi \quad (\text{frig./KW.h})$$

2.1.2 - Cycle pratique utilisé dans les machines frigorifiques

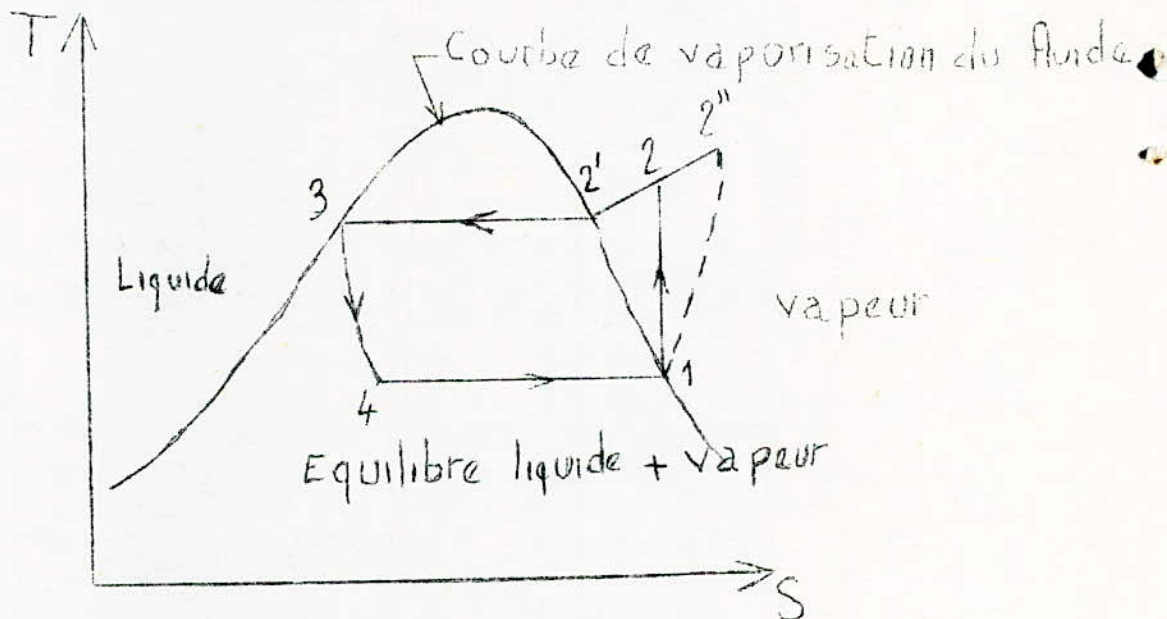
Le cycle pratique qui se rapproche le plus du cycle de Carnot est le cycle à compression de vapeur, réalisé à l'aide des appareils du schéma suivant :



2.1.2.1 - Fonctionnement

Une vapeur saturée presque sèche, à basse température, est comprimée. En fin de compression la vapeur est surchauffée. Elle passe dans un condenseur où elle cède de la chaleur à la source chaude jusqu'à ce qu'elle atteigne son point de rosée. Puis la vapeur se liquéfie jusqu'au point de bulle. Une détente isenthalpique dans le détendeur assure une révaporisation partielle jusqu'au retour à la température de la source froide (ou plus bas). Enfin le fluide traverse un évaporateur dans lequel il se vaporise à la température de la source froide en absorbant de la chaleur. Retour au point initial.

2.1.2.2.- Tracé du cycle sur le diagramme entropique



En réalité, la compression 1-2 n'est pas rigoureusement isentropique. On s'éloigne de la verticale pour venir en 2'' sur la même isobare que 2. Pour absorber de la chaleur à la source froide, on utilise un évaporateur dans lequel la température est plus froide que celle à obtenir. De même, la température à l'entrée du condenseur sera plus élevée que la température ambiante. (Ceci parce que des échanges de chaleur entre milieux à températures trop voisines dureraient trop longtemps).

2.2 - Définitions des divers paramètres et relations de calcul

Bien que notre étude ne consiste pas à faire un projet de climatisation avec détermination du bilan thermique ce qui nous menerait trop loin, nous avons voulu donner ici le mode de calcul sans toutefois prétendre que ces seuls résultats seraient suffisants pour l'établissement d'un projet de climatisation; loin de là.

2.2.1 - Bases de calcul

- 1 - valeurs du rayonnement global
- 2 - Evolution journalière de la température de l'air
- 3 - Température de l'air du local
- 4 - Coefficient de transmission calorifique constant

$$\alpha_a = 15 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_i = 7 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{pour le mur}$$

$$\alpha_i = 5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{pour la toit}$$

2.2.2 Déroulement du calcul

- La chaleur introduite à travers les murs extérieurs et le toit est donnée par

$$Q_w = K \cdot S \cdot \Delta t_{\text{equiv}}$$

où Q_w : apport de chaleur au temps

K : est le coefficient de transmission calorifique

S : surfaces des murs et du toit

Δt_{equiv} : est la différence de température équivalente pour le type de construction considérée au temps Z .

- Sources de chaleur internes

• Apport des machines :

$$Q_N = \left(a_1 \frac{N}{\eta} \right) a_2$$

a_1 : facteur de charge moyen

a_2 : facteur de simultanéité

η : rendement

N : puissance Nominale (KW)

- . Eclairage : \dot{Q}_E
- . Chaleur dégagée pour les occupants : \dot{Q}_M
- . Transmission à travers les murs intérieurs : \dot{Q}

d'où la charge totale

$$\dot{Q}_{totale} = \sum \dot{Q}$$

Mais en climatisation, il s'agit souvent de satisfaire à la fois à un bilan matière et à un bilan thermique comme par exemple dans la climatisation d'un local comportant des sources de chaleurs et d'humidité.

2.2.3 Bilan thermique et bilan d'humidité

S'il faut éliminer du local la quantité de chaleur \dot{Q}_K (charge frigorifique) et la quantité d'eau \dot{M}_W , on a les égalités suivantes

$$\dot{Q}_K = \dot{L}_Z (H_i - H_Z)$$

$$\dot{M}_W = \dot{L}_Z (x_i - x_Z)$$

\dot{L}_Z : débit d'air soufflé.

Les indices i et Z concernent respectivement l'air intérieur et l'air soufflé
 H : enthalpie
 x : teneur en eau g/kg d'air sec.

La modification de l'état de l'air dans le local peut-être représentée par le rapport

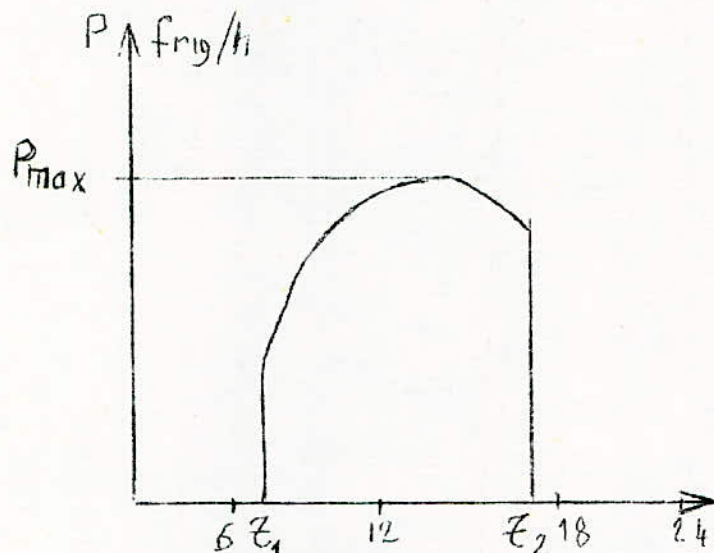
$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{M}_W} = \frac{(H_i - H_Z)}{(x_i - x_Z)}$$

Notons que $(x_i - x_Z)$ ne doit pas dépasser 6 à 8°C.

2.2.3 - Courbe de charge

En calculant la charge frigorifique à chaque heure et en reportant ces valeurs sur un graphe en fonction du temps, on obtient la courbe de charge

Exemple :



a.- La consommation frigorifique journalière Q sera donc donnée par:

$$Q = \int_{\epsilon_1}^{\epsilon_2} Q_c \cdot d\epsilon$$

b.- La puissance P' du groupe avec volant thermique sera :

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

c.- Quantité maximum de frigories à accumuler par jour

$$Q' = Q - [P' \times \text{temps de climatisation} \\ \text{exprimé en heures.}]$$

* La puissance p' ici considérée est une puissance moyenne. En réalité P' en fonction des températures condenseur et vaporisateur.

d.- Masse du volant

$$M = \frac{Q'}{\Delta T \cdot c} \quad (\text{kg})$$

ΔT : écart de température de l'eau du réservoir entre les temps t_1 et t_2

2.3.- Calcul préliminaire

Pour un calcul d'approche, supposons que la puissance P' est constante, c'est à dire que le groupe travaille à plein charge tout le temps; mais en vérité cette puissance est fonction des températures extérieures et températures de l'eau du volant, de plus sa valeur est calculée pour une journée normale d'été, ainsi donc pour des journées plus ou moins chaudes, le groupe n'aura pas à donner la puissance P' , d'autant plus la quantité de froid produite ne doit pas dépasser la quantité initialement prévue d'où l'utilité de prévoir un système de régulation (thermostat par exemple) pour arrêter le groupe dès que la température froide prévue est atteinte; ce qui fait que pour les journées moins chaudes, le groupe ne travaillera pas 24 H et aura des arrêts, mais qui ne serait pas fréquents comme dans une installation ordinaire ce qui préserve les systèmes de régulations.

2.3.1 - Dimensionnement et estimation du prin du réservoir

Pour différentes valeurs de la consommation journalière Q , nous allons calculer

- la puissance P' du groupe avec volant thermique
- la différence de puissance entre l'ancien groupe (supposé constante et égale à 100.000 frig/h) et la puissance du groupe avec volant thermique

$$\Delta P = 100.000 - P'$$

- La masse du volant

$p = 100.000$ frig/h a été prise comme référence pour nos calculs, la méthode de calcul est la même pour tout autre puissance, et les conclusions sont semblables.

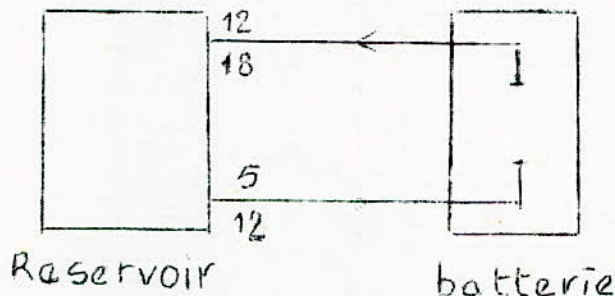
- le prix du reservoir
- l'économie (en DA)

Remarque :

La masse du volant est donnée par

$$M =: \frac{Q'}{c \cdot \Delta T} \quad \text{kg}$$

ΔT : écart de température de l'eau du reservoir entre les temps t_1 et t_2



On voit donc que le choix de ΔT a une grande influence sur le dimensionnement de l'installation.

Plus ΔT est grand et plus le reservoir est petit, mais ceci se fait au détriment de la batterie car quand ΔT augmente, les dimensions de la batterie augmentent aussi.

Il faut donc faire un compromis entre, ces deux conditions.

La chaleur échangée dans la batterie est donnée par :

$$\phi = K \cdot S \cdot \Delta T_1$$

S : surface de la batterie

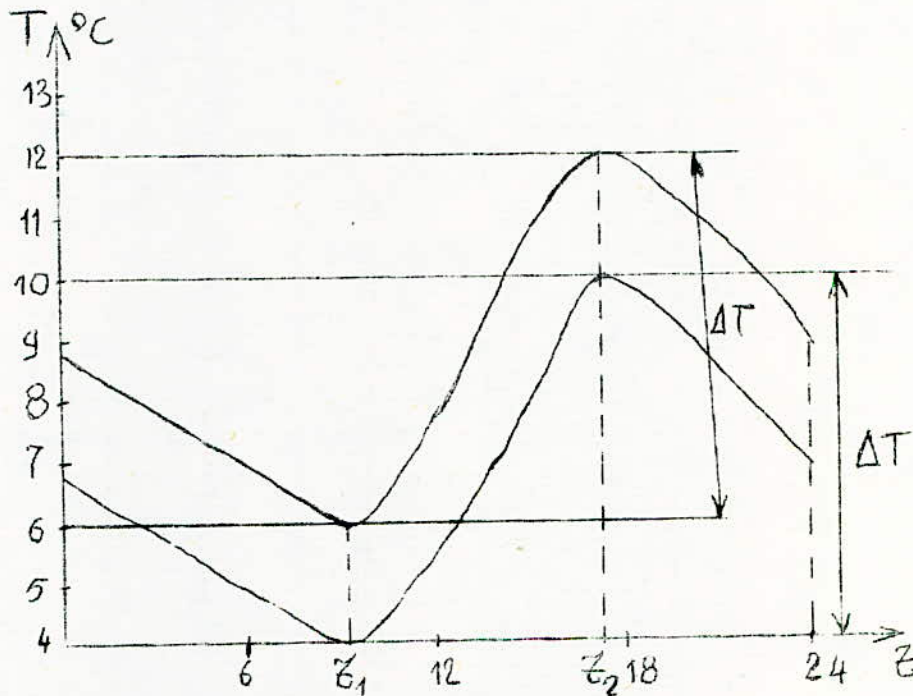
K : coefficient globale de transfert de chaleur de la batterie

$$\Delta T_1 = \left(\frac{T_a + T_s}{2} \right)_{\text{air}} - \left(\frac{T_a + T_s}{2} \right)_{\text{eau}}$$

quand ΔT augmente, ΔT_1 diminue, la quantité de chaleur ϕ restant constante, la surface S de la batterie augmente.

Donc le choix de ΔT , et celui des températures T_1 et T_2 aux temps τ_1 et τ_2 sont déterminant sur :

- le dimensionnement de la batterie
- le coefficient d'effet frigorifique
- l'économie d'énergie
- le dimensionnement du réservoir



ainsi si les températures T_1 et T_2 sont hautes on a :

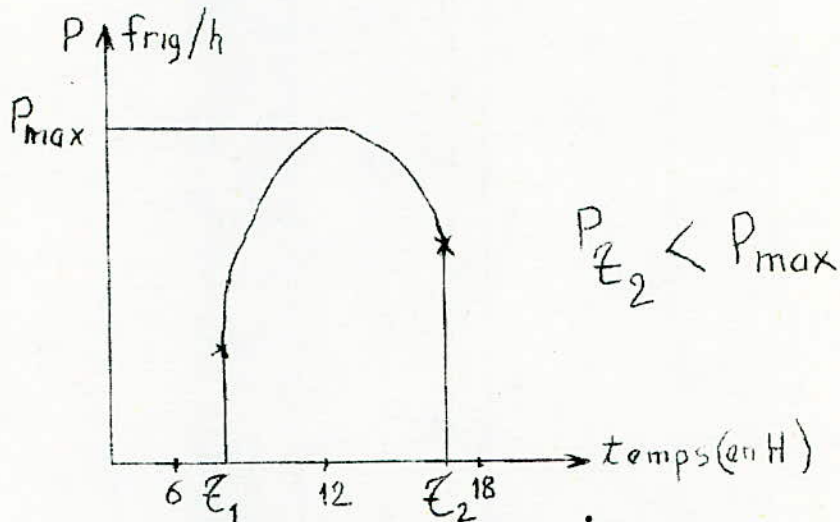
- difficultés dans les batteries et caissons d'air.
- meilleur fonctionnement du groupe
- diminution de la consommation électrique

T_1 et T_2 basses

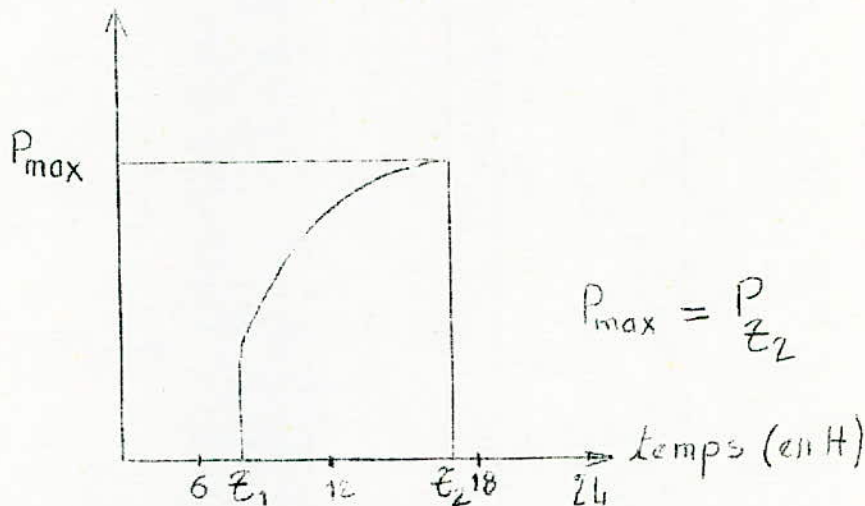
- on réduit les difficultés au niveau de la batterie
- on réduit le coefficient d'effet frigorifique
- on augmente la consommation électrique

donc un calcul d'optimisation pour le choix de T_1 et T_2 et ΔT est à faire.

La forme de la courbe de charge influe aussi sur la position des températures T_1 et T_2 .



T_1 et T_2 peuvent être choisies assez hauts.



T_1 et T_2 sont choisies plus bas.

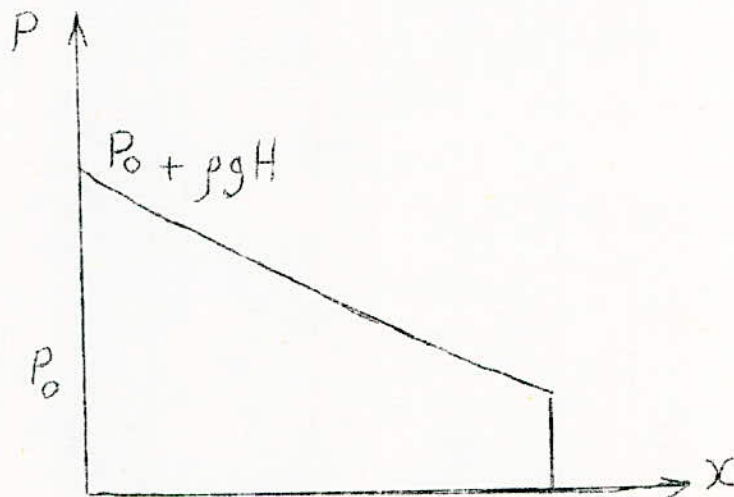
2.3.1.1 Estimation approximative des dimensions et du prix du reservoir

Le reservoir est supposé sans pression (la pression au niveau superieur est sensiblement égale à la pression atmosphérique)

Dans la technologie courante, les reservoirs sans pression n'ont pas fait l'objet d'une étude approfondie; il y 'a donc sûrement des conditions plus économiques que les conditions actuelles de constructions de reservoirs.

Le réservoir est dimensionné pour supporter la pression intérieure qui n'est pas constante suivant la hauteur.

a.- Distribution de la pression



Le calcul et la comparaison entre les divers formes et les divers types de réservoirs peuvent faire l'objet d'un projet. Dans notre étude, nous considérons un réservoir cylindrique tel que $\frac{H}{D} = 1$ (qui présente la plus petite surface pour le grand volume, et pour limiter la pression intérieure) en tôles d'aciers soudées; et nous nous bornerons aux calculs des épaisseurs de tôles.

Remarque :

On peut penser à faire le réservoir en béton, puisque le béton forme en lui même une partie du volant du fait de son importante capacité calorifique, mais pour opter pour une solution ou une autre, il faut avant tout faire une étude économique. En outre le réservoir en acier présente l'avantage d'être transportable.

b.- Calcul du réservoir

Les réservoirs cylindriques sont formés de viroles aussi hautes que possible assemblées les unes aux autres par soudage.

Il s'agit de soudures à bords fondus sur fer ou acier (soudage autogène au chalumeau, à l'arc électrique, par flux électrogène)

si le chalumeau utilise comme gaz combustible de l'acétylène, on appelle ce procédé : soudure oxyacétylénique.

Remarques

- 1.- Avant la soudure, on réunit les bords de pièces par des points de soudures écartés de 20 à 30 fois l'épaisseur des pièces.
- 2.- Pour des tôles de 1 à 3 mm d'épaisseur; souder sur des bords droits écartés de la moitié de l'épaisseur et employer la méthode dite à gauche.
- Nous donnons ici à titre indicatif le prix de revient des soudures oxyacétyléniques des aciers ordinaires et semi-inoxydables.

Methodes	V	T	C ₂ H ₂	OX	P
à gauche	12/e	5e	8e ²	10e ²	6e ²
à gauche demi-montante	12/e	5e	8,5e ²	10,2e ²	10e ²
demi-montante en 2 passes	14/e	4,3e	7,15e ²	8,3e ²	10e ²
à droite ou en arrière	15/e	4e	6,8e ²	8,16e ²	6,8e ²
montante à double cordon A	10/e	6e	6e ²	7,2e ²	1,2e ²
montante à double cordon B	24/e	2,5e	3e ²	3,6e ²	4,8e ²
montante à double cordon C	20/e	3e	2,5e ²	3e ²	3,6e ²
en corniche	10/e	6e	7,2e ²	8,74e ²	7,8e ²
au plafond	8/e	7,5e	9e ²	10,8e ²	9,75e ²

e : épaisseur de la tôle en mm

V : vitesse de la soudure en m/h

C₂H₂ : nombre de litres d'acétylène nécessaire pour un mètre de soudure

OX : nombre de litres d'oxygène nécessaire pour un mètre de soudure

P : le poids en g de métal d'apport nécessaire pour un mètre de soudure.

T : nombre de minutes nécessaires pour un mètre de soudure

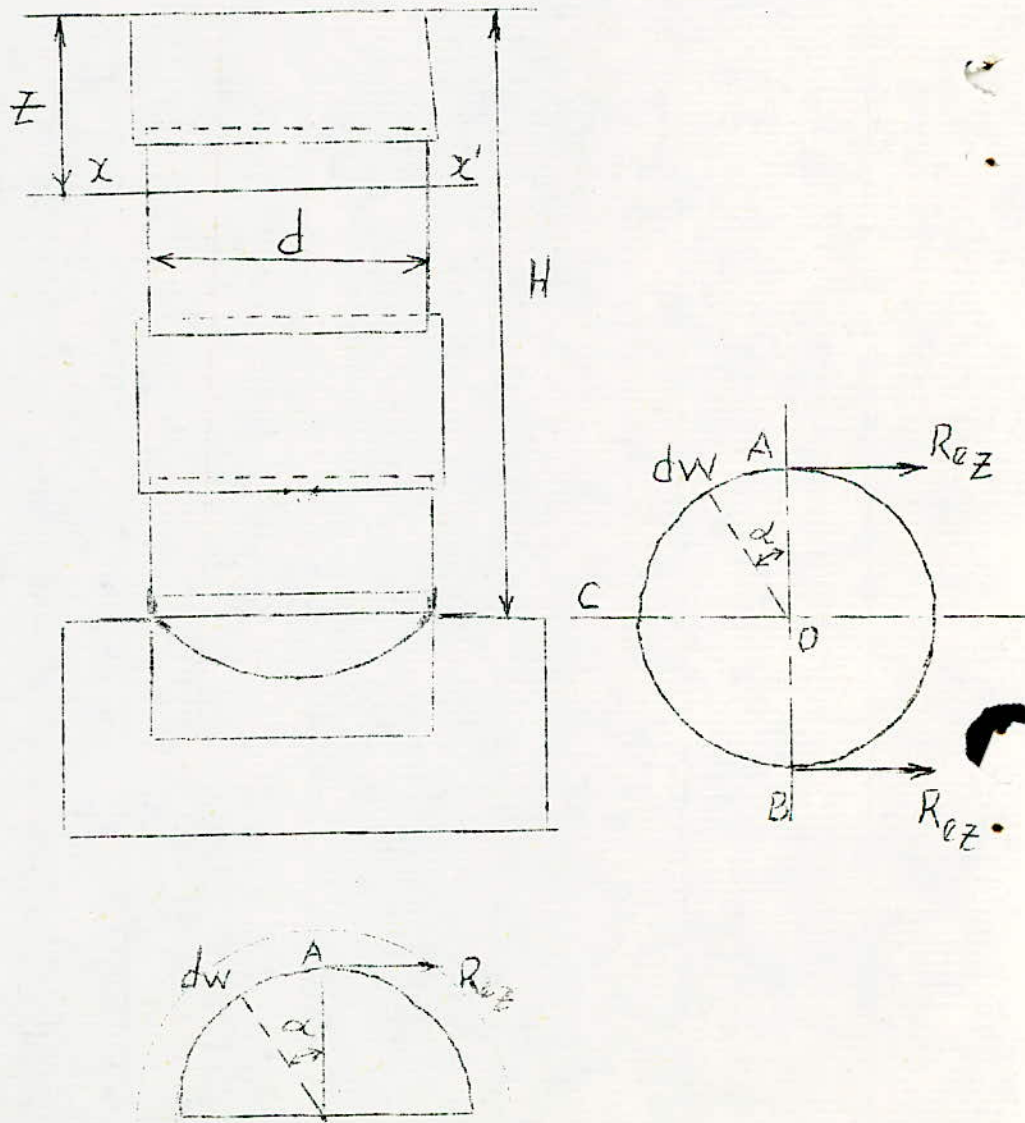
Calcul du reservoir (suite)

La dernière virole à la partie supérieure est soudée à une cornière qui sert de nervure.

Le fond est formé d'une calotte sphérique assemblée sur la virole inférieure au moyen du cornière ouverte sur laquelle il est soudé.

Le reservoir est posé par l'intermédiaire d'une cornière d'attache soudée à la partie inférieure de la virole inférieure, et à l'extérieur. Cette cornière repose sur une dalle de ciment.

b.- 1 Epaisseurs des parois latérales



Considérons une section horizontale XX' à une distance Z du plan supérieur, soit H la hauteur totale du réservoir et e_z l'épaisseur de la tôle à la distance Z .

Cherchons les efforts qui s'exercent dans la section XX' .

Sur un élément dw , la pression est $\delta Z dw$, δ étant le poids d'un mètre cube de liquide. Si nous considérons l'équilibre de l'anneau ACB ayant l'unité (1 mètre) pour hauteur; les deux efforts qui s'exercent sur la tôle aux deux extrémités du diamètre sont $R e_z$.

R : coefficient de résistance de la tôle.

$$2 R e_z = \int \delta Z dw \sin \alpha = \delta Z \int dw \sin \alpha$$

α : angle que fait le rayon passant l'élément dw avec le diamètre AB

$$\int dw \sin \alpha = d$$

d : diamètre de l'anneau

$$2 R e_z = \delta Z d \quad \text{d'où}$$

$$e_z = \frac{\delta Z d}{2 R}$$

Nous avons ainsi l'épaisseur qu'il faudrait donner à la tôle située à la distance Z du plan supérieur. Ceci suppose l'anneau parfaitement cylindrique, mais il n'en est pas ainsi. Pour tenir compte de cet effort produit par le poids du réservoir, et des contraintes dues à la soudure, on introduit un coefficient et on ajoute 0,001 m, sur épaisseur pour la corrosion.

$$e_z = \frac{\delta Z d}{2 \alpha R} + 0,001$$

- $\alpha = 0,5$

si la soudure non vérifiable à l'envers n'est pas exécutée par un procédé donnant automatiquement un bourrelet continu sur la surface opposée.

- $\alpha = 0,7$

Soudure vérifiable après exécution sur ses deux faces ou si elle est exécutée par un procédé donnant automatiquement un bourrelet continu sur la face opposée.

- $\alpha = 0,8 \text{ à } 0,9$

Construction de qualité et avec accord préalable du chef de l'arrondissement minéralogique ; personnel qualifié, matériaux contrôlés, essais sur assemblages témoins, revenu de détente, contrôle par radiographie, ultra-sons ou par tout autre procédé équivalent.

Quand le réservoir doit contenir de l'eau, on fait $\alpha = 1000$

$$e_z = \frac{1000 Z \cdot d}{2 \alpha R} + 0,001 = \frac{500 Z d}{\alpha R} + 0,001$$

On donne à R les valeurs suivantes

Fer : $R = 6 \cdot 10^6$ kg

Acier : $R = 8,4 \cdot 10^6$ kg

On fait le calcul de l'épaisseur pour chaque virole en donnant comme valeur à Z la distance au plan supérieur du réservoir de la partie inférieure de la virole.

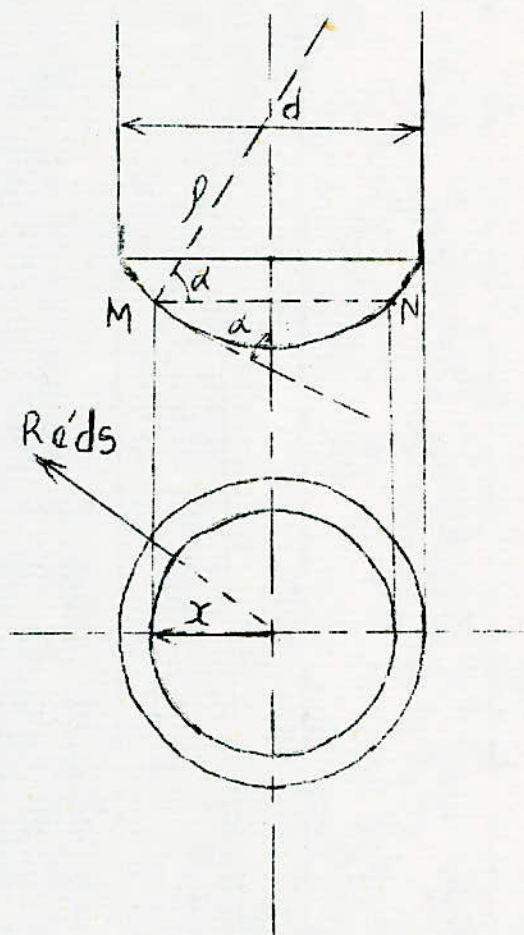
Pour la virole inférieure on fait $Z = h$.

b.2 - Epaisseur du fond

Nous allons étudier l'équilibre d'une partie du fond du réservoir limitée à un plan MN.

Soit x le rayon de cette partie du réservoir, le rayon de courbure de la calotte sphérique formant le fond, e' l'épaisseur de la tôle formant la calotte et H la hauteur du réservoir.

Soit ds un élément de longueur sur le pourtour MN de la calotte et R le coefficient de résistance de la tôle dans la section circulaire MN.



sur l'élément ds , l'effort est : $Re' ds$

La surface de l'élément étant : $e' \cdot ds$

La somme des efforts tels que $Re' ds$ doit faire équilibre à la pression du liquide sur la calotte MN .

Projetons ces forces sur l'axe du réservoir

$$\pi x^2 h \delta = \int Re' ds \cos \alpha$$

Mais :

$$\cos \alpha = \frac{x}{r}$$

$$\text{et } \int dx = 2\pi x$$

$$\text{donc } \pi x^2 h \delta = \frac{2\pi x^2}{\rho} R e'$$

d'où

$$e' = \frac{\delta \rho h}{2R}$$

Le fond du réservoir est percé pour laisser passer le tuyau de sortie, on remplace R par $\frac{R}{2}$ pour tenir compte de la diminution de résistance qu'en résulte, on ajoute $0,0015\text{m}$, pour tenir compte des défauts de la tôle. De sorte que la formule donnant l'épaisseur de la calotte est

$$e' = \frac{\delta \rho h}{R} + 0,0015.$$

Cette expression est indépendante de x , ce qui veut dire que les forces élastiques sont constantes en tous les points de la calotte, par suite l'épaisseur doit être la même en tous les points.

$$e' = \frac{1000 \rho h}{R} + 0,0015$$

Remarques

1. Rayon de courbure de la calotte pour que l'épaisseur du fond soit la même que celle de la dernière virole.

$$e = e'$$

et si nous négligeons les constantes.

$$\frac{500 H. d}{\alpha R} = \frac{1000 \rho H}{R}$$

$$\rho = \frac{D}{2\alpha}$$

2.- Condition pour que le travail de la tôle dans le fond et dans la dernière virole soit le même, l'épaisseur restant la même.

$$e = \frac{\delta H D}{2 \alpha R}$$

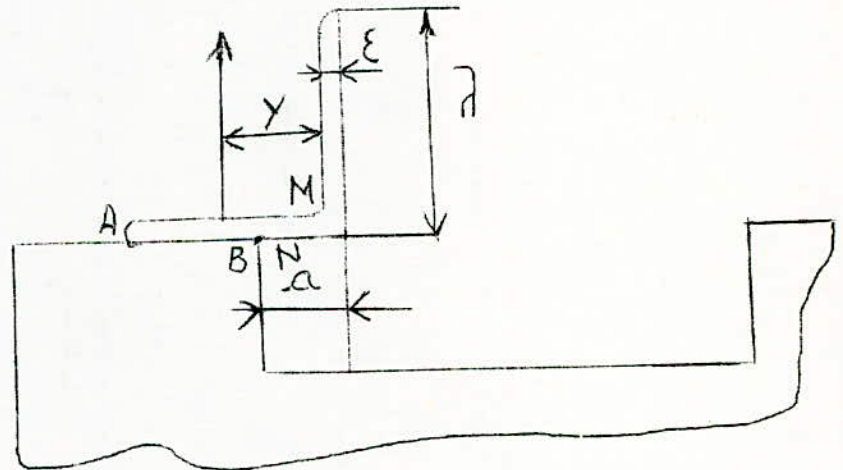
si $e = e'$

$$e' = \frac{\delta \rho H}{2 R}$$

$$\rho = \frac{D}{\alpha}$$

b.3- Cornière d'appui

La pression se répartit inégalement entre la cornière et la couronne et on peut admettre pour fixer les idées qu'elle ^{est} nulle au point A et maxima au point B en suivant les ordonnées d'une droite. La résultante F des réactions de la couronne est donc située entre A et B de telle façon que : $AC = \frac{2}{3} AB$



Si nous désignons par λ la largeur d'aile de la cornière, ϵ l'épaisseur de l'aile et à la distance de la couronne au réservoir, nous avons :

$$y = BC + a - \epsilon$$

$$y = \frac{\lambda - a}{3} + a - \epsilon = \frac{\lambda + 2a}{3} - \epsilon$$

ϵ est donné par l'équation du second degré.

$$B \xi^2 + 6\xi - (\lambda + 2a)2 = 0$$

$$\xi = \frac{-6 \pm \sqrt{36 + 4B(\lambda + 2a)2}}{2B}$$

avec :

$$B = \frac{\pi \cdot D \cdot R}{P + \frac{\pi D^2}{4} \cdot H \cdot \delta}$$

ξ a toujours une valeur réelle et des deux racines celle qui convient est donnée par le signe + placé devant le radical.

b.4 Largeur de la pierre d'assise

la largeur b' est donnée par :

$$b' = \frac{2 F}{R'}$$

$$R' = 5 \text{ à } 10 \text{ kg} \cdot 10^4 \text{ brique}$$

Nous donnons ici la valeur de F .

$$F = \frac{P + \frac{\pi D^2}{4} H \delta}{\pi \cdot D}$$

b.5.- Volume du reservoir :

Le volume est sensiblement égale

$$v = \frac{D^2}{4} H = \frac{\pi D^3}{4}$$

$$D' \text{ où on tire } D = H = \sqrt[3]{\frac{4v}{\pi}}$$

b.6 surface du reservoir :

$$S = 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} + \pi D H = \frac{3}{2} \pi D^2$$

2.3.1.2 - Calorifugeage

220

Avant d'aborder le calcul de l'épaisseur de l'isolant, nous situerons le problème de l'isolation dans un tel projet et donnerons ensuite SUCCINCTEMENT un rappel de formules de transfert de chaleur.

2.3.1.2.1 - Matériaux isolants

Le rôle essentiel d'un isolant est évidemment d'offrir une bonne résistance à la transmission de la chaleur, mais on exige généralement aussi d'un isolant des qualités complémentaires, fonction des impératifs de mise en oeuvre.

Ce seront par exemple :

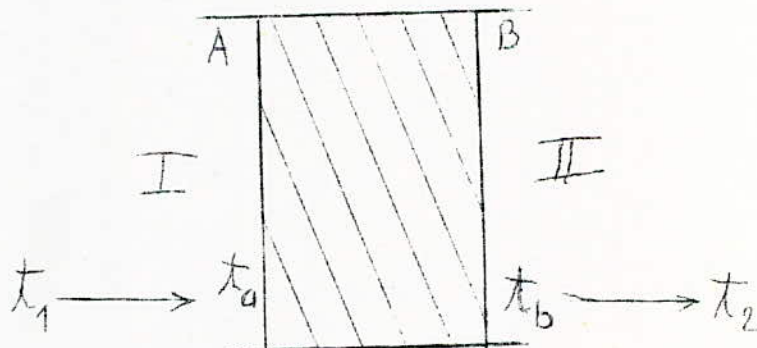
- bonne résistance mécanique
- bonne tenue aux températures d'emploi
- bonne conservation dans le temps (absence de vieillissement)

etc...

C'est à dire qu'en fonction des propriétés requises, on sera conduit à un choix entre les différentes espèces d'isolants, et souvent entre les diverses densités d'un même type d'isolants.

2.3.1.2.2 - Calcul des déperditions calorifiques et des épaisseurs de calorifuge

Paroi plane



A - Du milieu I à la paroi

a) convection

$$q_c = \alpha_c (t_1 - t_a)$$

b- rayonnement

$$q_r = \alpha_r (t_1 - t_a)$$

Ce qui donne en ajoutant membre à membre

$$q_1 = q_c + q_r = (\alpha_c + \alpha_r)(t_1 - t_a) = \alpha_1 (t_1 - t_a)$$

α_1 : coefficient de transmission de chaleur de I à A

B. - de A \longrightarrow B : conduction

$$q_2 = \frac{\lambda}{e} (t_a - t_b)$$

C. - de B à II

$$q_3 = \alpha_2 (t_b - t_2)$$

le flux de chaleur est constant

$$q_1 = q_2 = q_3 = Q$$

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = K (t_1 - t_2)$$

K : coefficient globale de transmission de la chaleur

Paroi hétérogène

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Paroi cylindrique

$$Q = \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \log \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Paroi cylindrique hétérogène

$$Q = \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \text{Log} \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \text{Log} \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2 D}}$$

2.3.1.2.3 - Calcul des coefficients de transmission de la chaleur

a.- Coefficient de transmission par convection

. A l'intérieur et en atmosphère calme

$$\alpha = 1,18 \sqrt[4]{\frac{t_a - t_1}{H}}$$

H : hauteur de la paroi chauffée ou refroidie

* Parois planes et horizontales

$$\alpha = 2,8 \sqrt[4]{t_a - t_1}$$

* Pour les tuyauteries

$$\alpha = 1,13 \sqrt[4]{\frac{t_a - t_e}{d_e}}$$

d_e : diamètre extérieur (en m) du calorifuge

. A l'extérieur, à l'air libre

$$\alpha = 3,58 \frac{0,8 W}{0,2 d_e}$$

W : vitesse du vent en m par seconde (m/s) et "d_e" diamètre extérieur (en m) du calorifuge.

b.- Coefficient de transmission de la chaleur par convection

2.23

• Parois planes

$$\alpha = 8,4 + 0,006 (t_1 - t_2)$$

• tuyauteries calorifugées

$$\alpha = 8,1 + 0,045 (t_1 - t_2)$$

• tuyauteries isolées pour transport de froid

Pour un calcul d'approche on peut admettre

:

$$\alpha \approx 8 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}.$$

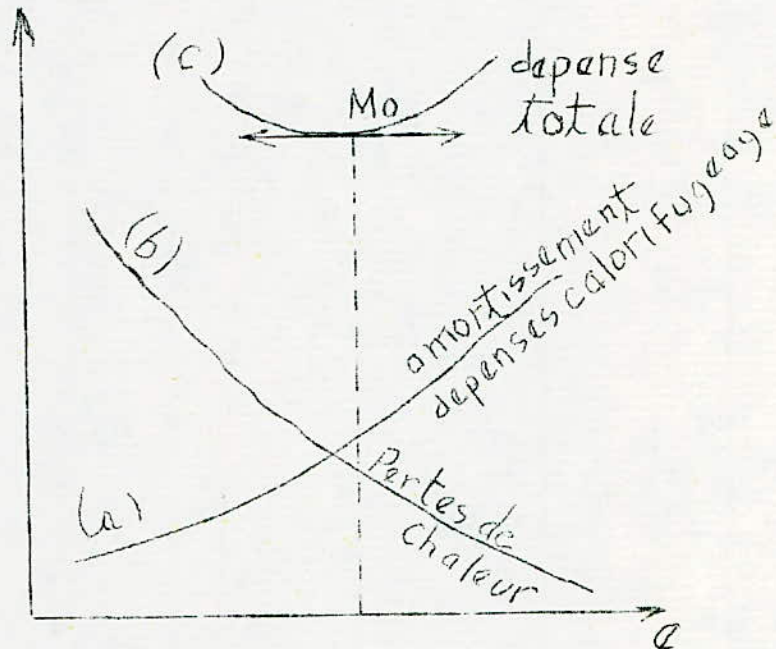
On

Mais si l'on veut obtenir les conditions d'exploitations les plus rationnelles, il est indispensable de tenir compte des facteurs économiques optimums en plus des conditions techniques d'exploitations (températures des fluides, chutes de températures à respecter etc...)

Deux faits sont à considérer :

- Pertes calorifiques, et par conséquent les frais annuels d'exploitation diminuent à mesure que l'épaisseur d'isolant augmente (courbe a).
- Mais inversement les dépenses correspondants à l'isolation augmentent en fonction de l'épaisseur

le coût total de l'installation



Paroi plane

$$a_0 = \sqrt{\lambda (t_i - t_e) \frac{HP}{a \cdot m}}$$

λ : Coefficient de conductivité de l'isolant en kcal / m² . h degré

t_i : température intérieure en °C

t_e : température extérieure en °C

H : nombre d'heures d'utilisation par an de l'installation

P ; prix de la kilocalorie en DA/Kcal

a : taux annuel d'amortissement du calorifugeage

m : gradient du prix de l'isolation en DA par m³ (c'est à dire pour un m² de calorifuge l'augmentation de prix correspondant à une augmentation d'épaisseur d'isolant de 1 m).

La conductivité augmente avec la température. Si λ_1 et λ_2 sont les conductivités à deux températures absolues T_1 et T_2 on a

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \left(\frac{1 + A/T_2}{1 + A/T_1} \right)$$

A étant une constante

Mais entre (- 50°C) et (+ 100°C), on peut se contenter d'une formule linéaire en fonction de la température centésimale.

$$\lambda = \lambda_0 (1 \pm 0,0028 t)$$

tuyauteries

L'expression de la transmission de la chaleur à travers un cylindre creux : on démontre que :

$$\frac{1}{(d + 2e) \left(L \frac{d + 2e}{d} \right)^2} = \frac{1}{\lambda (t_i - t_e)} \cdot \frac{am}{HP} \left(e + \frac{M}{2m} + \frac{d}{4} \right)$$

d : diamètre extérieur (en m) de la tuyauterie à isoler

e : épaisseur du calorifuge (en m)

M : charge fixe entrant dans le prix du calorifuge (en DA/m²)

On voit que le premier membre de l'équation est une hyperbole, le second une droite ayant pour abscisse à l'origine :

$$- \left(\frac{M}{2m} + \frac{d}{4} \right)$$

et pour coefficient

angulaire :

$$\frac{1}{\lambda (t_i - t_e)} \cdot \frac{am}{HP}$$

L'intersection permet de déterminer l'abscisse e_0 correspondante à l'épaisseur économique.

Remarque

Nous donnerons en annexe un tableau donnant les caractéristiques de certains isolants.

2.3.1.3 - Protection de l'isolant

Une bonne protection est essentielle. C'est d'elle que dépend la durabilité de l'installation et souvent aussi la valeur propre de l'isolation (protection de l'isolant aux infiltrations d'eau ou à l'humidité).

Il existe de nombreux modes de protection parmi lesquels nous citerons comme les plus courants : le carton bitumé, la toile de jute, la tarlatane, les chapes de plâtres, de murite ou de béton, les tôles d'acier ou d'aluminium, les protections par revêtements plastiques.

Nous avons résumé sous forme de tableau les caractéristiques principales de ces différents modes de protection.

2.3.1.4. - Protection contre la corrosion

Le mécanisme de la corrosion étant électrolytique, il convient pour s'opposer à déclenchement, d'interposer entre le métal à protéger et le milieu extérieur soit une couche isolante : revêtement organique.

- Revêtements organiques

La protection des constructions métalliques contre la corrosion par application sur la surface de l'acier d'une substance filmogène est obtenue généralement par une peinture anti-rouille ou une préparation assimilée.

Pour choisir entre les peintures composées d'huiles siccatives résistantes aux intempéries et à l'eau, et les peintures composées de résines de synthèse (vinyliques) résistantes aux embruns de mer, aux produits chimiques, à la chaleur, il convient de tenir compte du climat et des agents agressifs du milieu où la construction se trouve en service.

Les trois peintures constituant un ensemble capable d'assurer une protection anti-rouille par application de couche successives sont :

- La peinture primaire appliquée sur le métal nettoyé, c'est à dire propre et sec.
- La peinture intermédiaire donnant de l'épaisseur et protégeant la précédente des dégradations mécaniques.
- La peinture de finition

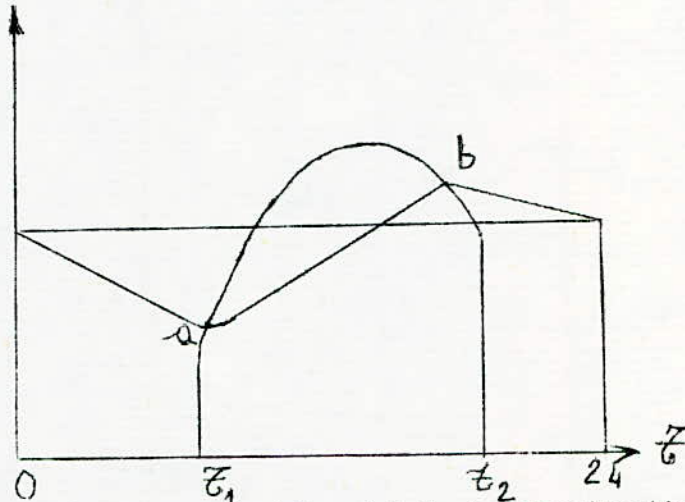
Sur les surfaces en contact avec l'eau donc froide (réservoir d'eau froide)

On applique trois couches de peintures anti-rouille.

2.3.1.5 - Variation de la température du volant

2-27

La température de l'eau à l'intérieur du réservoir est constamment en évolution.



. de a à b : c'est à dire pendant la période de climatisation, la puissance P' du groupe est inférieure à la consommation, donc la température de l'eau augmente

. de b à a : Par contre pendant la période de non climatisation, P' est supérieure à la consommation (qui est égale à 0); donc la température de l'eau diminue, on emmagasine ainsi des frigories.

Pour calculer la température de l'eau à chaque instant, on procède comme suit pour les deux phases.

. de a à b :

On évalue le surplus de frigories à l'heure Z par :

$$Q'_Z = Q_Z - P'$$

$$\Delta t_Z = \frac{Q'_Z}{M.C} \quad \Delta t_Z > 0$$

. de b à a :

pas de consommation, la production horaire pendant cette phase est constante et égale à P' .

* Ici les pertes calorifiques ont été négligées, mais au niveau d'un projet d'exécution, elles doivent être prises en considération.

$$\Delta t_Z = Cte = \frac{P'}{M.C} \quad \Delta t_Z < 0$$

2-28

On peut représenter cette évolution sur un tableau

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Q'_Z													
Δt	Δt_0^1	Δt_1^2	Δt_2^3	Δt_3^4	Δt_4^5	Δt_5^6	Δt_6^7	Δt_7^8	Δt_8^9	Δt_9^{10}	Δt_{10}^{11}	Δt_{11}^{12}	
t	t_0	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Q'_Z													
Δt	Δt_{12}^{13}	Δt_{13}^{14}	Δt_{14}^{15}	Δt_{15}^{16}	Δt_{16}^{17}	Δt_{17}^{18}	Δt_{18}^{19}	Δt_{19}^{20}	Δt_{20}^{21}	Δt_{21}^{22}	Δt_{22}^{23}	Δt_{23}^{24}	
t	t_{12}	t_{13}	t_{14}	t_{15}	t_{16}	t_{17}	t_{18}	t_{19}	t_{20}	t_{21}	t_{22}	t_{23}	

2.4 - Influence des températures du condenseur et de l'évaporateur sur l'efficacité et la puissance du groupe frigorifique.

- L'expression de la quantité de froid accumulée est donnée par :

$$Q_{12} = T_f (S_2 - S_1)$$

voir rappel sur les groupes frigorifiques.

Cette quantité est représentée par l'aire limitée par T_f , l'axe des entropies et les deux verticales passant par S_2 et S_1 .

Cette quantité augmente avec l'augmentation de T_f .

- L'énergie fournie au compresseur est donnée par :

$$Q_{34} = - T_c (S_2 - S_1)$$

Pour diminuer cette quantité il faut diminuer T_c .

- Dans le cycle de Carnot, la production frigorifique spécifique K_f est donnée par :

$$K_f = 860 \cdot \epsilon = 860 \cdot \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Donc pour augmenter la puissance frigorifique et la production frigorifique spécifique, il faut augmenter la température de l'évaporateur T_f et diminuer celle du condenseur T_c .

* L'allure des courbes $P = f(T_f, T_c)$ est donnée ici à titre indicatif.

Le tableau de la page -33- donne les valeurs de la production frigorifique spécifique en fonction des températures de l'évaporateur et du condenseur calculées à partir du cycle théorique d'une machine frigorifique.

On voit bien que l'efficacité augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur et la diminution de celle du condenseur.

Remarques

- 1.- La puissance frigorifique d'une machine (P) dans des conditions autres que les conditions nominales peut-être calculée par :

$$P = \frac{\lambda q_o \cdot th \cdot P_N}{\lambda_N q_o^{th} N} \quad (\text{frig/h})$$

P_N : Puissance frigorifique nominale

$$\lambda = \frac{q_o}{q_o^{th}}$$

q_o : production frigorifique brute par m^3 de gaz aspiré

q_o^{th} : production frigorifique théorique par m^3 de gaz aspiré
l'indice "N" signifie les conditions nominales.

2.- Pour un calcul d'approche, ou d'avant projet, on peut déterminer les valeurs de P par les considérations suivantes :

- quand la température de condensation croit de 1° , le nombre de frigories produites par cheval effectif diminue d'environ de 1 à 2 %.
- La réduction est de trois à quatre pour cent quand la température de vaporisation s'abaisse de 1° .

2.5 - Influence de $\frac{T_{max}}{T_{mini}}$

Comme on vient de le voir, on a une meilleure production de froid quand la température de l'air extérieur est basse.

En appelant T_{max} la température moyenne de l'air pendant la durée de climatisation.

T_{mini} la température moyenne pendant les 24 heures :
la production de froid sera d'autant meilleure que le rapport $\frac{T_{max}}{T_{mini}}$ est grand.

Pour rendre notre projet le plus utile possible, nous donnons ici la température journalière du mois le plus chaud des 24 stations météorologiques groupées en 7 zones climatiques. Nous adoptons le même groupement que celui de l'étude du bilan thermique. Groupement qui se résume ainsi :

Type de climat N°1

(fig 2.2)

- paramètres climatiques : température de base moyenne : 34°C
 - Ecart diurne moyen : 10°C
- Site : ce premier type comprend la bande côtière de l'Algérie ...
- principales stations : Alger - Oran - Annaba-

Type de climat N°2

(fig2.3)

- paramètres climatiques : température de base moyenne : 37°C
 - Ecart diurne moyen : 15°C
- Sites : assez éloigné de la côte. Vallée limitée au Nord par l'échelle côtières et au sud par l'atlas tellien hormis la plaine du Cheliff. L'influence de la mer est absente.
- principales stations : Constantine - tlemcen - Mascara - .

Type de climat N° 3 (fig 2.4)

- paramètres climatiques : température moyenne de base : 41°C
 - écart diurne moyen : 15°C
- Sites : exclusivement la vallée du cheliff. Aspect d'un fond de cuve. L'influence de la mer est absente. Etés chauds.
- Principales stations : EL-ASNAM - RELIZANE

Type de climat 4 fig (2.5)

- paramètres climatiques : températures de base : 36°C
 - Ecart diurne moyen : 8°
- Sites : région des hauts plateaux
- principales stations : DJELFA - BATN A

Type de climat 5 : (fig 2.6)

- paramètres climatiques : température moyenne de base : 43°C
 - Ecart diurne moyen : 15°C
- Sites : régions sahariennes
- Principales stations : BISKRA - EL-OUED

Type de climat N° 6 (fig 2.7)

2-32.

- paramètres climatiques : température moyenne de base 46°C
Ecart diurne moyen 19°C
- sites : plein sahara
- Principales stations : Hassi-Messaoud ; Adrar

Type de climat N°7, (fig 2.8)

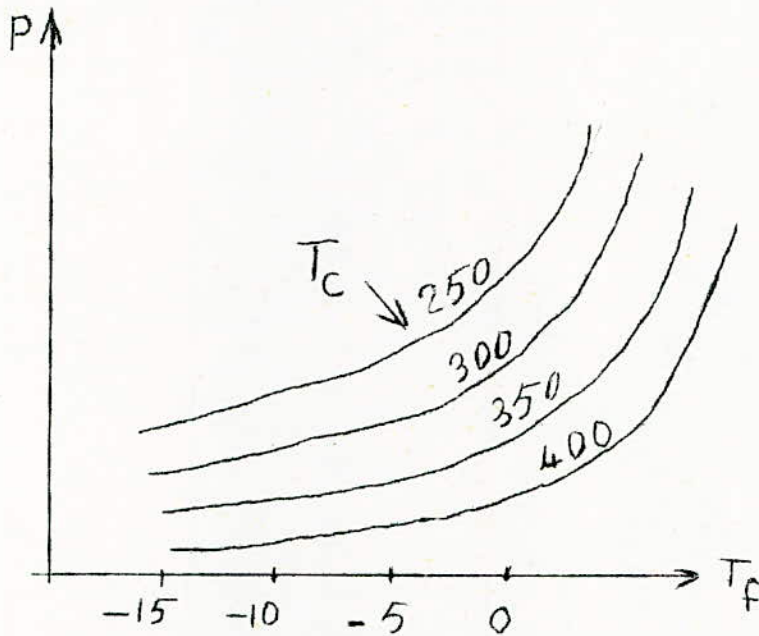
- paramètres climatiques : température de base 38°C
Ecart diurne moyen
- sites : l'extrême sud
- Principales stations : Djanet -

Pour les 24 stations, nous calculons les températures moyennes pour 8H , 9H, 10H et 11 H de climatisation, les rapports entre ces températures et les températures pendant 24 H ainsi que les différences des températures des temps de climatisation et les températures moyennes pendant 24 H.

Temp. de liquefaction (°C)	Temp. avant le robinet de réglage	T° d'évaporation en (°C)									
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5
+15°	+10	2919	3365	3910	4597	5481	6665	8325	10820	14986	23325
	+15	2860	3297	3832	4506	5373	6535	8163	10610	14698	22878
+20	+10	2671	2053	3516	4083	4784	5711	6939	8658	11243	15557
	+12,5	2644	3023	3482	4043	4748	5655	6872	8575	11136	15409
	+15	2617	2992	3446	4002	4700	5599	6804	8490	11027	15261
	+20	2562	2931	3376	3921	4605	5488	6668	8322	10809	14960
+25	+10	2463	2798	3195	3673	4262	4998	5951	7220	9002	11681
	+12,5	2438	2770	3163	3638	4221	4950	5894	7151	8916	11570
	+15	2413	2742	3132	3601	4179	4901	5836	7082	8830	11450
	+17,5	2388	2712	3101	3565	4137	4852	5777	7012	8743	11345
	+20	2364	2686	3068	3528	4095	4804	5719	6941	8655	11232
	+25	2313	2629	3003	3454	4009	4704	5602	6799	8480	11005
+30	+15	2240	2531	2871	3276	3764	4362	5112	6079	7368	9183
	+17,5	2217	2505	2842	3244	3726	4348	5062	6019	7296	9193
	+20	2194	2479	2812	3210	3688	4244	5010	5958	7223	9002
	+22,5	2171	2452	2784	3177	3650	4231	4959	5898	7150	8911
	+25	2147	2426	2754	3143	3612	4186	4907	5837	7076	8820
	+27,5	2123	2400	2724	3109	3574	4143	4855	5776	7003	8728
	+30	2100	2373	2694	3075	3535	4093	4804	5713	6928	8636
+35	+20	2048	2304	2600	2946	3358	3854	4462	5225	6207	7521
	+22,5	2026	2279	2572	2916	3324	3815	4417	5172	6144	7445
	+25	2004	2255	2545	2885	3288	3774	4371	5119	6081	7368
	+27,5	1988	2230	2517	2853	3253	3735	4325	5063	6017	7291
	+30	1961	2206	2490	2822	3218	3694	4276	5009	5953	7213
	+35	1916	2156	2434	2789	3147	3612	4185	4900	5824	7018
+40	+25	1882	2108	2368	2668	3022	3441	3945	4563	5325	6335
	+30	1841	2062	2316	2611	2957	3367	3861	4466	5224	6203
	+35	1799	2016	2264	2553	2891	3293	3777	4368	5111	6069
	+40	1757	1968	2211	2493	2825	3218	3691	4270	4997	5934

STATIONS	T _{mini} (°C)	temp. de base été (°C)	Humidité de base (%)	T _{max} (°C)			
				8H	9H	10H	11H
ANNABA	26,53	35	42	30,30	30,075	29,83	29,56
DAR-EL-Beida	26,02	33	45	29,93	29,19	29	28,8
EL-OUED	32,35	43	16,5	38	37,24	37,45	37,41
BISKRA	34,30	43	21,5	37,95	37,31	37,43	37,41
ORAN	25,43	34	42	29,9	29,27	29,1	28,93
EL-ASNAM	30,17	41	27	35,43	34,29	34,38	34,32
HASSI-MESS ^d	34,72	46	12	39,17	38,27	38,38	38,34
ADRAR	^b 37,27	46	9,5	43,44	42,4	42,53	42,53
IN-SALAH	37,44	46	9,5	42,21	41,31	41,37	41,3
TIMIMOUN	36,32	45	9,5	41,47	40,59	40,63	40,54
EL-GOLEA	33,73	44	16	38,85	37,97	37,96	37,85
TINDOUF	35,66	44	13	40,24	39,35	39,6	39,68
GHARDAIA	33,51	43	16	38,51	37,79	37,92	37,93
BENI-ABBES	35,66	43	16	60,1	39,18	39,37	39,44
IN-AMENAS	32,26	41	13	37,48	36,74	36,79	36,7
TLEMCEM	26,08	36	—	31,95	31,09	30,94	30,69
CONSTANTINE	26,67	38	28	31,94	31,27	31,14	30
MILIANA	29,50	35	30	32,6	32	31,87	31,7
BECHAR	34,28	40	14	38,16	37,45	37,54	37,51
TEBESSA	26,52	37	—	32,78	31,91	31,82	31,63
BATNA	27,12	35	14	32,60	31,97	31,97	31,87
DJANET	31,66	37	15	34,49	33,95	33,98	33,96
DJELFA	27,18	36	18,5	33,45	32,56	32,57	32,45
EL-BAYADH	27,86	35	15,5	33,4	32,69	32,55	32,34

Allure des courbes = $P = f(T_f, T_c)$



on peut illustrer cette influence par un exemple pratique extrait du catalogue "YORK ENGINEERING GUIDE LCHA fig (2-1),

- LCHA 20 -

Température de l'évaporateur de l'évaporateur		Température de l'air du Condenseur			
		85°F 29,44°C	95°F 35°C	105°F 40,56°C	115°F 46,12°C
°F	°C	P_f (Tons)	P_f (Tons)	P_f (Tons)	P_f (Tons)
40	4,44	18,1	16,9	15,8	14,6
42	5,58	18,6	17,5	16,3	15,1
44	6,67	19,3	18,1	16,9	15,6
46	7,78	19,9	18,7	17,4	16,2
48	8,89	20,5	19,3	18,0	16,7
50	10	21,1	19,9	18,6	17,3

Zones	Stations	T_{\min} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{\max} / T_{\min}			
			8H	9H	10 H	11H
1	DAR EL-BEIDA	26,02	1,150	1,121	1,145	1,106
	ORAN	25,43	1,175	1,151	1,144	1,136
	ANNABA	26,53	1,142	1,133	1,124	1,114
2	TLEMCEM	26,08	1,225	1,192	1,196	1,176
	CONSTANTINE	26,67	1,197	1,178	1,167	1,125
	MILIANA	29,50	1,10	1,08	1,08	1,074
3	EL-ASNAM	30,17	1,174	1,136	1,139	1,137
4	TEBESSA	26,52	1,236	1,203	1,199	1,192
	BATNA	27,12	1,202	1,178	1,178	1,175
	DJELFA	27,18	1,230	1,197	1,198	1,193
	EL-BAYADH	27,86	1,198	1,173	1,168	1,160
5	BISKRA	34,30	1,106	1,08	1,091	1,090
	GHARDAIA	33,51	1,149	1,127	1,132	1,131
	EL-OUED	32,35	1,174	1,151	1,157	1,156
6	HASSI-MESSAOUD	34,72	1,128	1,102	1,105	1,104
	ADRAR	37,27	1,165	1,132	1,141	1,141
	IN-SALAH	37,44	1,127	1,103	1,104	1,103
	TIMIMOUN	36,32	1,141	1,117	1,115	1,116
	EL-GOLEA	33,73	1,151	1,125	1,125	1,122
	TINDOUF	35,66	1,128	1,103	1,110	1,112
	BENI-ABBES	35,66	1,124	1,098	1,104	1,106
	IN-AMENAS	32,26	1,139	1,138	1,140	1,137
7	BECHAR	34,28	1,113	1,092	1,095	1,09
	DJANET	31,66	1,089	1,072	1,073	1,072

Zones	STATIONS	T _{mini} (°C)	T _{max} - T _{mini} (°C)			
			8H	9H	10H	11H
1	DAR EL-BEIDA	26,02	3,9	3,17	2,98	2,78
	ORAN	25,43	4,47	3,84	3,67	3,47
	ANNABA	26,53	3,77	3,47	3,3	3,03
2	TLEMCEM	26,08	5,85	5,01	4,86	4,61
	CONSTANTINE	26,67	5,27	4,6	4,47	3,33
	MILIANA	29,50	3,1	3,5	2,37	2,2
3	EL-AGNAM	30,17	5,26	4,1	4,21	4,15
4	TEBESSA	26,52	6,26	5,39	5,3	5,11
	BATNA	27,12	5,48	4,85	4,85	4,75
	DJELFA	27,18	6,27	5,38	5,39	5,27
	EL-BAYADH	27,86	5,54	4,83	4,69	4,48
5	BISKRA	34,30	3,65	3,01	3,13	3,11
	GHARDAÏA	33,52	5	4,28	4,41	4,42
	EL-OUED	32,35	5,65	4,89	5,2	5,06
6	HASSI-MESSAOUD	34,72	4,45	3,55	3,46	3,62
	ADRAR	37,27	6,17	5,13	5,26	5,26
	IN-SALAH	37,44	4,77	3,87	3,93	3,86
	TIMIMOUN	36,32	5,15	4,27	4,21	4,22
	EL-GOLEA	33,73	5,12	4,24	4,23	4,12
	TINDOUF	35,66	4,58	3,69	3,94	4,02
	BENI-ABBES	35,66	4,44	3,52	3,71	3,78
	IN-AMENAS	32,26	5,22	4,48	4,53	4,44
	BECHAR	34,28	3,88	3,15	3,26	3,23
7	DJANET	31,65	2,83	2,29	2,32	2,2

2.6 Influence de $\frac{P'}{P}$

2-37

- Exemple de calcul -

Nous allons traiter un exemple de calcul, dans lequel nous ferons une estimation des prix du réservoir, du calorifuge et des groupes frigorifiques pour en déduire le prix du réservoir par m^3 afin de délimiter des zones d'utilisation de l'installation avec volant thermique.

Nous avons déployé toute notre volonté pour donner à ce projet un sens pratique en essayant de donner le maximum des renseignements utiles, surtout en matière de prix, mais hélas, on n'a pas pu recueillir grand-chose dans ce domaine, et dès qu'on demande un prix c'est les portes qui ont été ouvertes qui se referment aussitôt... C'est regrettable, mais on ^{en}est là.

Dans nos estimations, tous les chiffres avancés sont très approximatifs, il nous sera donc difficile de limiter les zones d'utilisation du volant; mais dès que l'économie d'investissement sera inférieure ou égale à 50000 DA pour les 100.000 frig/h nous conseillons au projeteur de faire sa propre étude économique.

Le réservoir doit être protégé contre le rayonnement solaire puisque le calcul d'épaisseur d'isolant sera fait à partir des températures de bases (températures à l'ombre), donc la tôle protectrice doit être peinte en blanc, et on doit prévoir une sorte de "chapeau" sur le réservoir.

Sur ces considérations, nous n'avons pas jugé utile de calculer l'épaisseur économique de l'isolant, et nous avons supposé les pertes journalières à travers le calorifuge égaux à 5% de la consommation journalière.

L'exemple est donné surtout pour tracer la voie de calcul quoi qu'on a négligé certains facteurs qui doivent entrer en ligne de compte pour un projet pratique.

1.- Soit la courbe de charge représentée en annexe (fig 2.9)

$$Q = 665.000 \text{ frig/J}$$

$$P' = 28000 \text{ frig/h}$$

2.- Capacité du volant

$$Q' = 28.000 \times 16 = 448.000 \text{ frig/J}$$

temperature de l'eau du volant.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Q'_z	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	17000	39500	53500
ΔT	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	-0,374	+0,227	+0,528	+0,716
T	9,382	9,008	8,634	8,26	7,886	7,512	7,138	6,764	6,39	6	6,227	6,755	

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Q'_z	(+) 64500	(+) 70000	(+) 70000	(+) 68500	(+) 65000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000	(-) 28000
ΔT	0,863	0,937	0,937	0,917	0,87	0,374	0,374	0,374	0,374	0,374	0,374	0,374	0,374
T	7,471	8,334	9,271	10,208	11,125	11,995	11,852	10,878	10,504	10,13	9,756	9,382	

3.- Masse d'eau du volant

2-39

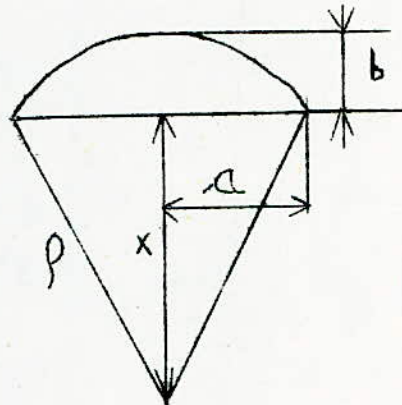
$$M = \frac{448.000}{6 \times 1000 \times 1} = 74,7 \text{ tonnes}$$

4.- Dimensions du reservoir

$$D = H = \sqrt[3]{\frac{4 V}{\Pi}} = \sqrt[3]{\frac{74,7 \times 4}{3,14}} \Rightarrow 4,57 \text{ m}$$

$$D = H = 4,57 \text{ m}$$

Volume effectif du reservoir : V



$$V = V_{\text{calotte}} + V$$

$$-V + V = V_{\text{calotte}} = \frac{\Pi b}{6} (3 a^2 + b^2) = \frac{\Pi b^2}{3} (3 \rho - b)$$

$$b = \rho - x$$

$$a = \frac{d}{2}$$

ρ supposé égale = d

$$\rho^2 = a^2 + x^2$$

$$\text{donc : } x^2 = \rho^2 - a^2 = d^2 - \frac{d^2}{4} = \frac{3 d^2}{4}$$

$$x = \frac{d}{2} \sqrt{3}$$

$$b = d - \frac{d}{2} \sqrt{3} = d \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$$

Volume effectif

$$V = V_{\text{calotte}} + V$$

$$\begin{aligned} V_{\text{calotte}} &= \frac{\pi b^2}{3} (3\rho - b) \\ &= \frac{3,14 (4,57)^2 \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2}{3} \left[3 \times 4,57 - 4,57 \left(1 - \frac{3}{2}\right) \right] \\ &= 5,2 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$V \Rightarrow 5,2 + 74,7 = 79,9 \text{ m}^3.$$

5.- Surface

$$S = S_{\text{calotte}} + S_1 + S_{\text{superieure.}}$$

S_c : surface de la calotte sphérique

S_1 : surface latérale

S_s : surface supérieure

$$S_1 = \pi \cdot D \cdot H = 3,14 \times 4,57 \times 4,57 = 65,58 \text{ m}^2$$

$$S_s = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \times (4,57)^2}{4} = 16,4 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} S_c &= 2\pi\rho b = \pi (a^2 + b^2) \\ &= 3,14 \times 2 \times 4,57 \times 4,57 \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2}\right) = 17,7 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$S = 17,7 + 65,58 + 16,4 = 99,68 \text{ m}^2$$

$$S = 99,68 \text{ m}^2$$

6.- Epaisseurs de la tôle du réservoir

$$\text{Appliquons la formule} \Rightarrow e_Z = \frac{500 ZQ}{\alpha_R} + 0,001$$

$\alpha = 0,7$: soudure exécutée par un procédé donnant un bourrelet continu sur la face opposée.

$$R = 60 \text{ N/mm}^2 \quad : \text{ Acier}$$

$$; \quad C_Z = \frac{500 \cdot Z \cdot D}{0,7 \cdot 6 \times 10^6} + 0,001$$

$$C_Z = 0,000119ZD + 0,001 \text{ (m)}$$

- * 1^{ère} virole : $e_1 = 0,000119 \times 1 \times 4,57 + 0,001 = 0,0015$ nous prenons 0,002
- * 2^{ème} virole : $e_2 = 0,000119 \times 2 \times 4,57 + 0,001 = 0,0020$ nous prenons 0,002
- 3^{ème} virole : $e_z = 0,000119 \times 3 \times 4,57 + 0,001 = 0,0025$ nous prenons 0,003
- 4^{ème} virole : $e_4 = 0,000119 \times 4 \times 4,57 + 0,001 = 0,0030$ nous prenons 0,003
- 5^{ème} virole : $e_5 = 0,000119 \times 5 \times 4,57 + 0,001 = 0,0035$ nous prenons 0,004

7.- Épaisseur du fond

Nous prenons

$$\rho = d = 4,57 \text{ m}$$

- * Les épaisseurs de 2mm sont faibles, on doit sûrement passer à des épaisseurs plus importantes.

et pour l'épaisseur du fond

$$e' = 0,004\text{m}$$

8.- Poids du réservoir

$$P = 7800 \left[\pi D (0,002 \times 2 + 0,003 \times 2 + 0,004 \times 0,57) + \frac{\pi D^2}{4} \times 0,004 + \frac{\pi D^2}{4} \times 0,002 \right]$$

$$P = 2144,22 \text{ kg}$$

Nous prenons $P = 2500 \text{ kg}$

9. Cornière

Supposons que la cornière ait 0,07 m de largeur d'aile, cherchons son épaisseur ϵ .

Nous supposons $a = 0,01$ et $\bar{a} = 0,07$

Formons la valeur de B

$$B = \frac{\pi \cdot D \cdot R}{P + \frac{\pi D^2}{4} H \sigma} = \frac{3,14 \times 4,57 \times 6,4 \cdot 10^6}{2500 + \frac{3,14 \cdot (4,57)^2}{4} \cdot 4,57 \cdot 1000}$$

$$B = \frac{92,4 \cdot 10^6}{77424} = 1194$$

ξ est donné par :

$$\xi = \frac{-6 + \sqrt{36 + 4B(2a)^2}}{2B}$$

Application Numérique

$$\xi = \frac{-6 + \sqrt{36 + 4 \cdot 1194(0,07 + 2 \cdot 0,01)^2}}{2 \times 1194} = 0,02 \text{ m}$$

10.- Largueur de la pierre d'assise

$$b' = \frac{2 F}{R''}$$

Prenons $R'' = 10 \text{ kg} \cdot 10^4$

$$b' = \frac{2 \times 53950}{10} = 1,079 \text{ m.}$$

11.- Isolation

Si on considère que les pertes sont de 5% par jour, le flux de chaleur traversant le calorifuge est :

$$\phi = \frac{665000 \times 5}{100} = 33250 \text{ frig/J}$$

$$\phi = K \cdot S \cdot \Delta T$$

S : surface d'échange

K : coefficient global de transfert de chaleur

ΔT : Température moyenne de l'air moins température moyenne de l'eau

Température moyenne de l'air pour Alger = $26^{\circ},02$

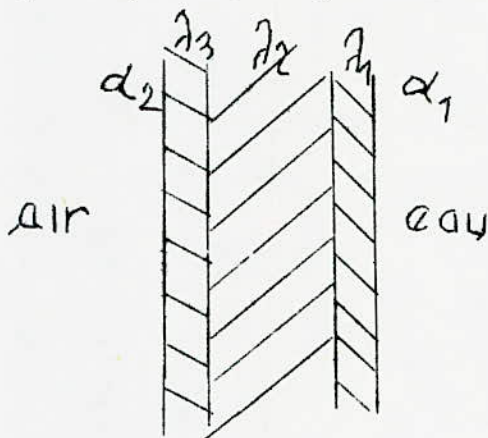
$$\text{Température moyenne de l'eau} = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} = \frac{12 + 6}{2} = 9^{\circ}$$

$$T = 26,02 - 9 = 17^{\circ},02$$

$$K = \frac{\phi}{S \cdot \Delta T \cdot 24} = 0,816 \text{ frig/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{1}{K} = 1,225$$

$$\frac{1}{K} = \frac{t}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}$$



Le coefficient de convection α_1 entre l'eau et la tôle est grand, on néglige $\frac{1}{\alpha_1}$ par rapport aux autres termes.

$$\lambda_3 = \lambda_1 = 60 \text{ frig/m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C} \text{ pour l'acier.}$$

e_1 : épaisseur moyenne de la tôle : 3mm

$\lambda_2 = 0,03 \text{ frig/m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$: laine de verre

e_3 = épaisseur de la protection : 0,6 mm

Valeurs habituellement adoptées pour α_2 : $\text{frig/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$

- Pour une paroi en contact avec l'air extérieur : $\alpha_2 = 25$

- Pour une paroi en contact avec l'air d'un local ventilé : $\alpha_2 = 15$

- pour une paroi en contact avec l'air d'un local non ventilé : $\alpha_2 = 7$ à 10

- pour une paroi en contact avec le sol $\alpha_2 = 5$

$$\frac{1}{K} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{60} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{6 \cdot 10^{-4}}{60} + \frac{1}{25}$$

$$1,225 \approx \frac{e_2}{\lambda_2} + 0,04 \implies \frac{e_2}{\lambda_2} = 1,225 - 0,04 = 1,185$$

$$e_2 = 0,03 \times 1,185 = 0,035 \text{ m}$$

Remarque

Cette épaisseur est assez faible, un calcul d'optimisation donnerait sûrement une épaisseur plus grande. On peut passer à $e_2 = 5\text{cm} = 50\text{mm}$

Estimation des prix

- Pour ces estimations, nous avons pris pour base de nos calculs les données suivantes

• La tôle : 1,68 DA/Kg : Catalogue de vente S.N.S Année 1976

- Isolant : x DA/m² et pour une épaisseur d'isolant de 50 mm installé et protégés :

	! Laine de verre	! Liège	! Polystyrène
X	170	160	170

Pour les autres épaisseurs, on calcule à partir de ce prix de base
Le prix

Remarque

Ces prix nous ont été donnés par : ISOLATION - ALGERIE -KOUBA

- Groupes frigorifiques

- Le prix de ces groupes installés est calculé sur la base de
 - 2 DA/frig pour les groupes de grandes puissances
 - 2,5 DA/frig pour les groupes de moyenne puissances

- Frais de conception du reservoir.

- On admet qu'on paye 12 DA par kg de tôle pour le frais de conception du reservoir
Ce prix englobe, la soudure, la main d'oeuvre, et la peinture anti-rouille.

Prix de la tôle = Poids × prix du kg de tôle

$$= 2145 \times 1,68 = 3604 \text{ DA}$$

2.45

Frais du reservoir = $2145 \times 12 = 25740 \text{ DA}$

Prix du calorifuge et de la tôle protectrice :

. Pour une épaisseur de 3,5 cm se prix sera de :

$$\frac{170 \times 3,5}{50} = 119 \text{ DA}$$

Prix du calorifuge = surface × prix par m²

$$= 99,68 \times 119 = 11862 \text{ DA}$$

D'où le prix total du reservoir : P_{TR}

$$P_{TR} = 3604 + 25.740 + 11.862 = 41206 \text{ DA}$$

A ce prix doit s'ajouter les frais d'installation (cornières - pierre - d'assise, etc... et la main-d'oeuvre). Ces frais sont difficiles à chiffrer et dépendent de l'installation ...), nous les estimons pas ici, vu qu'ils sont très aléatoires et nous ferons tous nos calculs sur la base de P_{TR}, mais comme nous l'avons dit précédemment, nous conseillons aux projeteurs de faire un calcul plus poussé dès que l'économie est inférieure ou égale à 50000 DA. pour 100.000 frig/h.

Prix du reservoir par m³ p

$$p = \frac{41206}{74,7} = 551,7 \text{ DA/m}^3$$

Prix du reservoir par frigorie accumulée : P₂

$$P_2 = \frac{41206}{448.000} = 0,092 \text{ DA /frig.}$$

Prix du groupe sans volant thermique : P₀

$$P_0 = P \times 2 = 100.000 \times 2 = 200.000 \text{ DA}$$

Prix du groupe de l'installation avec volant thermique : P_{VT}

2-46

$$P_{V.T} = P' \times 2,5 = 30.000 = 75.000 \text{ DA}$$

Economie d'investissement : ΔI

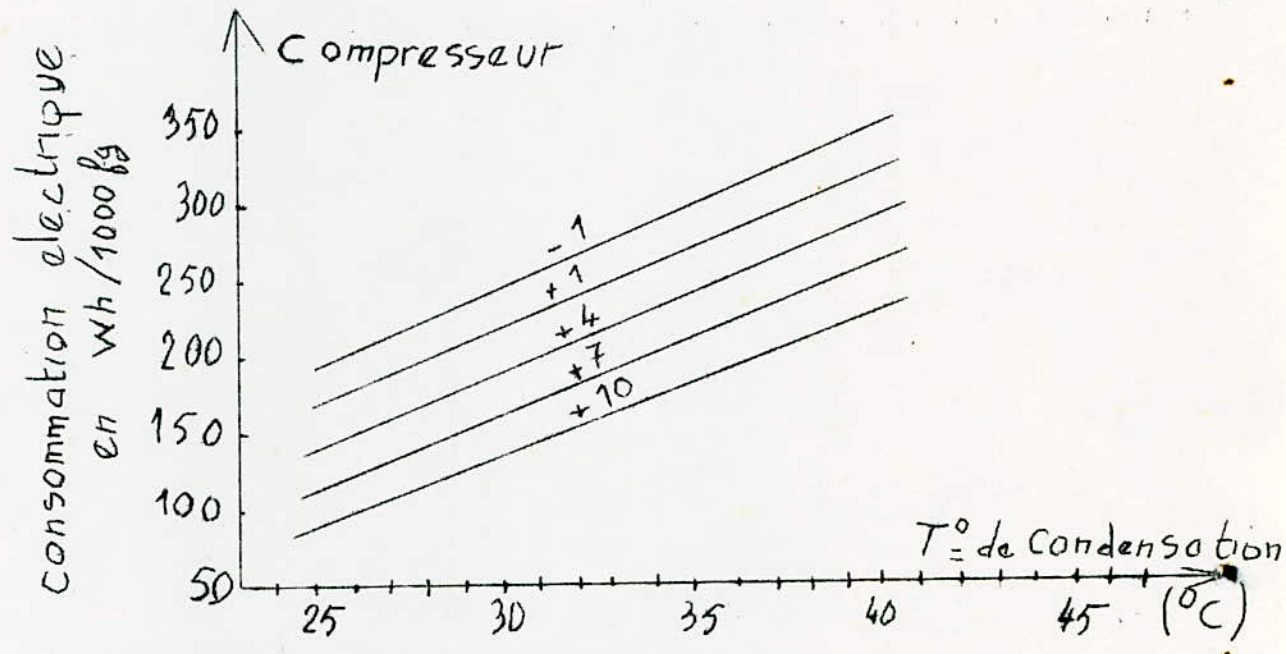
$$\begin{aligned}\Delta I &= P_0 - [P_{VT} + P_{TR}] \\ &= 200.000 - 75.000 + 41206 \\ &= 200.000 - 116\ 206 = 83794 \text{ DA}\end{aligned}$$

$$\Delta I = 83794 \text{ DA}$$

Consommation électrique :

Les compresseurs des machines frigorifiques, leur consommation d'énergie dépend pour une production frigorifique donnée des températures de condensation et d'évaporation, de la surchauffe et du sous-refroidissement du fluide frigorigène et du rendement du compresseur.

Nous représentons ici à titre indicatif, les consommations moyennes d'électricité pour une production de 1000 fg d'une machine R12 (compresseur alternatif de bon rendement).



2.7- Economie sur la consommation électrique

Pour calculer cette économie, nous allons traiter un exemple.
 La courbe de charge, et celles représentant les évolutions des températures de l'eau du volant et de l'air extérieur (pour Alger) étant représentées sur feuille annexe, nous procédons comme suit.

Pour chaque heure nous prenons les valeurs moyennes
 - De la température de l'eau du volant
 - De la température de l'air extérieur
 ce qui nous donne une valeur de $\xi = \frac{P_f}{P}$ en frig/Kwh prise sur les courbes caractéristiques du groupe (fig.2.10; 2.11; 2.13)

$\xi = f(\text{température de l'évaporateur})$
 et connaissant P_f (valeur moyenne prise sur la courbe de charge pendant l'heure considérée) on calcule la puissance du compresseur par

$$P_c = \frac{1 \cdot P_f}{\xi}$$

Tous ces résultats seront représentés sur 1 tableau

DAR EL BEIDA : $\frac{T_{max}}{T_{mini}} = 1,15$

Consommation électrique : installation ordinaire

Temps (H)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T_c °C	25,5	24	23	22,4	22	22,2	22,4	23	25	27	28,5	30,5	
T_f °C										6	6	6	
E										2920	2830	2660	
P_f frig/h										45000	68000	82000	
P_c Kwh										15,4	24	30,8	
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
T_c (°C)	32	33	34	34	33,8	33	32	31,2	30,2	29	28	26,6	
T_f °C	6	6	6	6	6								
E	2580	2540	2480	2480	2650								
P_f frig/h	93000	98000	99000	95000	85000								
P_c Kwh	36	38,6	40	38,2	32								

$$Q = \sum_{i=1}^{24} P_{fi} = 665.000 \text{ frig/h}$$

Consommation électrique journalière : 255 Kwh/h

$$P' = \frac{Q}{24} = \frac{665.000}{24} = 28.000 \text{ frig/h}$$

consommation horaire moyenne : 31,9 Kwh

DAR EL BEIDA

$$\frac{T_{\text{Max}}}{T_{\text{mini}}} = 1,15$$

Consommation Electrique : installation avec volant thermique.

Temps (H)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Tc °C	25,5	24	23	22,4	22	22,2	22,4	23	25	27	28,5	30,5	
Tf °C	9,4	9	8,63	8,26	7,88	7,51	7,13	6,76	6,39	6	6,22	6,75	
E	3140	3200	3230	3250	3250	3220	3200	3140	3030	2920	2870	2750	
Pf puig/h	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	
Pc kwh	8,9	8,75	8,65	8,60	8,60	8,7	8,75	8,9	9,2	9,6	9,75	10,1	
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Tc °C	32	33	34	34	33,8	33	32	31,2	30,2	29	28	26,6	
Tf °C	7,47	8,33	9,27	10,2	11,12	11,99	11,25	10,87	10,50	10,13	9,75	9,38	
E	2680	2650	2610	2650	2710	2750	2800	2840	2880	2980	3020	3100	
Pf puig/h	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	
Pc kwh	10,4	10,6	10,7	10,6	10,3	10,2	10	9,85	9,7	9,4	9,3	9	

• Consommation électrique journalière : 210,55 kwh/j

• consommation horaire moyenne : $\frac{210,55}{24} = 8,76$ kwh

• Prime fixe : 133,74 DA / année

. Installation avec volant

$$\begin{aligned}
 &= (8,9 + 8,75 + 8,65 + 8,6 + 8,6 + 8,7) \times 0,043 &&= 2,2446 \\
 &+ (8,75 + 8,9 + 9,2 + 9,6 + 9,75 + 10,1) \times 0,097 &&= 5,4611 \\
 &+ (10,4 + 10,6) \times 0,043 &&= 0,9040 \\
 &+ (10,7 + 10,6 + 10,3 + 10,2 + 10 + 9,5 + 9,7 + 9,4) \times 0,097 &&= 7,8327 \\
 &+ (9,3 + 9) \times 0,043 &&= 0,7869 \\
 & && \hline
 & &&= 17,23 \text{ DA}
 \end{aligned}$$

Economie en DA sur la consommation électrique

$$\delta E = 19,91 - 17,23 = 2,68 \text{ DA/j}$$

D'où l'économie annuelle; sur la consommation si on considère que la climatisation se fait du 15 mai jusqu'à la fin septembre.

$$2,68 \times (16 + 30 + 31 + 31 + 30) = 369,84 \text{ DA/an}$$

à ceci s'ajoute la différence des primes fixes qui est de : $421,79 - 133,74 = 288,05 \text{ DA}$

$$\text{Economie totale : } \Delta E = 369,84 + 288,05 = 657,89 \text{ DA/an}$$

2.8 Limite d'utilisation de l'installation avec volant

- sur la base des prix mentionnés dans l'exemple, et du prix $\sqrt[3]{\text{de}}$ revient du m^3 d'eau nous allons pour différentes valeurs de $\frac{P}{\rho}$ calculer l'économie ΔI en DA et limiter cette économie à 50000 DA car pour changer d'un système à un autre, il faut que l'économie soit appréciable d'où la valeur de $\frac{P}{\rho}$ correspondante.

. Nous allons calculer l'économie en énergie. ΔE réalisée pour une ville de la zone climatique N°4 (Tebessa) pour laquelle $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{mini}}} = 1,236$; pour voir ainsi l'influence de ce rapport sur l'économie d'énergie.

La courbe de charge, la courbe représentative de l'évolution de la température de l'eau ainsi que celle de l'air étant représentées sur une même feuille (fig 2,12) nous procédons comme nous avons procédé pour DAR EL BEIDA

* En vérité l'économie annuelle sera inférieure à cette valeur, valeur calculée sur la base de la journée la plus chaude, du mois le plus chaud.

REMARQUE

Pour pouvoir comparer, nous avons pris la même courbe de charge pour les 2 exemples.

8 H						
Q frig/s	P' frig/h	ΔP	$\frac{P'}{P}$	Q' frig/s	M tonnes	P_{TR} D
800 000	33 334	66 666	0,333	533 344	88, 89	49041
750 000	31 250	68 750	0,312	500 000	83, 34	45979
700 000	29 167	70 833	0,291	466 672	77,77	42906
650 000	27 084	72 917	0,270	433 344	72, 22	39 844
600 000	25 000	75 000	0,250	400 000	66, 67	36 782
550 000	22 916	77 084	0,229	366 656	61, 10	33 70
500 000	20 834	79 166	0,208	333 444	55, 55	30 64
450 000	18 750	81 250	0,187	300 000	50, 00	27 58
400 000	16 667	83 333	0,166	266 672	44, 45	24 52
350 000	14 584	85 416	0,145	233 344	38, 89	21 45
300 000	12 500	87 500	0,125	200 000	33, 34	18 39

9H

Q ft ³ /h	P' ft ³ /h	ΔP	P'/P	Q' ft ³ /h	M tonnes	P_r DA
900.000	37500	62500	0,375	562500	93,75	51722
850.000	35417	64583	0,354	531255	88,54	48848
800.000	33334	66666	0,333	500.000	83,33	45973
750.000	31250	68750	0,312	468750	78,2	43143
700.000	29167	70833	0,291	437505	72,32	40230
650.000	27084	72917	0,270	406260	67,72	37361
600.000	25000	75000	0,250	375000	62,5	34481
550.000	22916	77084	0,229	343740	57,3	31612
500.000	20834	79166	0,208	312510	52,1	28744
450.000	18750	81250	0,187	281250	46,88	25864
400.000	16667	83333	0,166	250005	41,67	22989
350.000	14584	85416	0,145	218760	36,46	20115
300.000	12500	87500	0,125	187500	31,25	17241

10H						
Q big/lr	P' big/lr	ΔP	P'/P	Q' big/lr	M tonnes	P_{TR} DA
1000 000	41 667	58 333	0,416	583 338	97,22	53 636
950 000	39 583	60 417	0,396	554 162	92,36	50 955
900 000	37 500	62 500	0,375	525 000	87,5	48 274
850 000	35 417	64 583	0,354	495 838	82,64	45 592
800 000	33 334	66 666	0,333	466 676	77,8	42 922
750 000	31 250	68 750	0,312	437 500	72,92	40 230
700 000	29 167	70 833	0,291	408 338	68,1	37 571
650 000	27 084	72 917	0,270	379 176	63,2	34 867
600 000	25 000	75 000	0,250	350 000	58,4	32 219
550 000	22 916	77 084	0,229	320 824	53,5	29 516
500 000	20 834	79 166	0,208	291 676	48,62	26 824
450 000	18 750	81 250	0,187	262 500	43,75	24 137
400 000	16 667	83 333	0,166	233 338	38,9	21 465
350 000	14 584	85 416	0,145	204 176	34,03	18 777
300 000	12 500	87 500	0,125	175 000	29,2	16 110

11 H						
Q frig / s	P' frig / h	ΔP	P'/P	Q' frig / s	M Tonnes	$P_{TR DA}$
1100 000	45833	54167	0,458	595829	99,30	54786
1050 000	43750	56250	0,437	568750	94,79	52296
1000 000	41667	58333	0,416	541671	90,38	49807
950 000	39583	60417	0,395	514579	85,75	47314
900 000	37500	62500	0,375	487500	81,25	44826
850. 000	35417	64583	0,354	460421	76,74	42337
800. 000	33334	66.666	0,334	433.342	72,23	39849
750. 000	31250	68750	0,312	406250	67,7	37350
700. 000	29167	70833	0,291	379171	63,2	34861
650. 000	27084	72917	0,270	352092	58,69	32379
600. 000	25000	75000	0,250	325000	54,87	29886
550. 000	22916	77084	0,229	297908	49,66	27397
500. 000	20834	79166	0,208	270842	45,2	24937
450. 000	18750	81250	0,187	243750	40,63	22416
400. 000	16667	83333	0,166	216671	36,2	19972
350 000	14584	85416	0,145	189592	31,6	17434
300. 000	12500	87500	0,125	162500	27,1	14951

Puissance du groupe choisi (frig/h)	$\frac{P'}{P}$	Prix du réservoir (DA)		P v.T	Prix de l'installation avec volant (DA)		Economie (DA)	
		8 H	9 H		8 H	9 H	8 H	9 H
40.000	0,375		51 722	100 000		151 722		48278
	0,354		48 848	100.000		148848		51152
35 000	0,333	49041	45 973	87500	126541	133 473	63459	66527
	0,312	45979	43 143	87 500	133 479	130 643	66521	69357
	0,291	42306	40 230	87 500	130 406	127 730	69594	72270
30.000	0,270	39 844	37 361	75000	114 844	112361	85156	87639
	0,250	36 782	34 481	76 000	111 782	109481	88218	80519
	0,229	33709	31612	75000	108709	106 642	91291	99388
	0,208	30647	28744	75000	105647	103744	94353	96286
20.000	0,187	27585	25864	50 000	77585	75 864	122415	124136
	0,166	24523	22989	50 000	74523	72989	125477	127011
	0,145	21456	20115	50000	71.456	70 115	128544	129885
	0,125	18394	17241	50 000	68394	67241	131606	132759

Puissance du groupe choisi (frig/h)	$\frac{P'}{P}$	Prix du réservoir (DA)		P _{VT}	Prix de l'installation avec volant (DA)		ECONOMIE (DA)	
		10H	11H		10H	11H	10H	11H
50000	0,458		54786	125000		179786		20214
	0,437		52296	125000		177296		2270
45000	0,416	53636	49807	112500	153636	149807	46364	5019
	0,396	50955	47314	112500	150955	147314	49045	1268
40000	0,375	48274	44826	100000	148274	144826	51726	5517
	0,354	45592	42337	100000	145592	142337	54408	5766
35000	0,333	42922	39849	87500	130422	127349	69578	7265
	0,312	40230	37350	87500	127730	124850	72270	7515
	0,291	37571	34867	87500	125071	122307	74929	7765
30000	0,270	34867	32379	75000	109867	107379	90133	9266
	0,250	32219	29886	75000	107219	104886	92781	9514
	0,229	29516	27397	75000	104516	102397	95484	9766
	0,209	26824	24937	75000	101824	99937	98176	10000
20000	0,187	24137	22416	50000	74137	72416	125863	12700
	0,166	21461	19972	50000	71461	69972	128539	13000
	0,145	18774	17434	50000	68774	67434	131226	13200
	0,125	16110	14951	50000	66110	64951	133890	13500

Installation ordinaire

$$\begin{aligned}
 (15,1 + 24,72 + 31,78) \cdot 0,097 &= 6,945 \\
 (37,8 + 40,32) \cdot 0,043 &= 3,359 \\
 (41,25 + 39,09 + 34,27) \cdot 0,097 &= 11,115 \\
 &= 21,419
 \end{aligned}$$

Installation avec volant thermique

$$\begin{aligned}
 (8,25 + 8,11 + 8,04 + 7,95 + 8 + 8,09) \cdot 0,043 &= 2,082 \\
 (8,33 + 8,51 + 9,09 + 9,39 + 10 + 10,68) \cdot 0,097 &= 5,432 \\
 (11,06 + 11,2) \cdot 0,043 &= 0,957 \\
 (11,2 + 10,93 + 10,48 + 10,18 + 9,82 + 9,62 + 9,18 + 8,97) &= 7,796 \\
 (8,69 + 853) \cdot 0,043 &= 0,740 \\
 &= 17,007
 \end{aligned}$$

$$\delta E = 21,419 - 17,007 = 4,412 \text{ DA.}$$

$$\text{Economie totale : } \Delta E (434,94 - 140) + 4,41 \times 138 = 442,35 \text{ DA/an.}$$

On voit donc que l'économie d'énergie est négligeable par rapport à l'économie d'investissement, donc on ne tiendra compte que de l'économie d'investissement ΔI pour limiter la zone d'utilisation du volant.

Si on appelle τ la durée de climatisation on a :

$$P_m = \frac{Q}{\tau}$$

$$P' = \frac{Q}{24}$$

$$\text{d'où } \frac{P'}{P} = \frac{\tau}{24}$$

D'après les valeurs tabulées, on limite $\frac{P'}{P}$ à :

0,375 pour une durée de climatisation de 9H

0,395 pour une durée de climatisation de 10 H

0,415 pour une durée de climatisation de 11 H

Pour des durées, de climatisation plus courtes, l'emploi du volant est conseillé, par contre pour des durées plus longues (ce qui est rare), une étude économique faisant intervenir tous les facteurs est à faire.

Généralités :

2-59

$$\text{Prix total du reservoir} = P'_{\text{TR}} = V \times 551,7 \times x = P_{\text{TR}} \times x.$$

x = prix du m^3 calculé à partir de l'exemple multiplié par un coefficient qui tient compte du prix de l'installation du reservoir, du prix du traitement de l'eau.

$$\Delta I = P \cdot 2 - \left[P' \cdot 2,5 + P'_{\text{TR}} \right]$$

$$M = \frac{Q'}{C \cdot \Delta T} \text{ (kg)}$$

$$Q' = P' (24 - \epsilon)$$

$$M = \frac{P' (24 - \epsilon)}{1000 \cdot C \cdot \Delta T} \text{ (tonnes)}$$

$$P'_{\text{TR}} = \frac{P' (24 - \epsilon)}{1000 \cdot C \cdot \Delta T} \times y$$

$$y = 551,7 \times x.$$

$$\Delta I = 2P - \left[P' \times 2,5 + \frac{P' (24 - \epsilon)}{1000 \cdot C \cdot \Delta T} y \right]$$

$$I = 2P - P' \left[2,5 + \frac{y (24 - \epsilon)}{1000 \cdot C \cdot \Delta T} \right]$$

Si on suppose que le temps d'investissement du groupe est de 10 ans; pour que l'installation avec volant thermique soit économique il faut que :

$$\Delta I + 10 \Delta E > 0$$

TEBESSA

$$\frac{T_{\text{Max}}}{T_{\text{Mini}}} = 1,236$$

Consommation électrique : installation ordinaire

temps en H	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$T_{c_{oc}}$		21	19,8	19,6	17,8	17,5	18	19,5	21,5	23,8	26	29	32
$T_{f_{oc}}$											6	6	6
E											2980	2760	2580
P_f frig/h											45000	68000	82000
P_c Kw											15,10	24,72	31,18

	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$T_{c_{oc}}$	34	35	35,5	35	34	33	31,4	30	28	26,5	24,5	23	
$T_{f_{oc}}$	6	6	6	6	6								
E	2480	2430	2400	2430	2480								
P_f frig/h	93000	98000	99000	95000	85000								
P_c Kw	37,5	40,39	41,50	39,09	34,97								

$$- Q : \sum_{i=1}^{24} P_{fi} = 665\,000 \text{ frig/h}$$

$$- \text{consommation électrique journalière} : 264,03 \text{ Kw/h/j}$$

$$- P' = \frac{Q}{24} = \frac{665\,000}{24} = 28\,000 \text{ frig/h}$$

$$- \text{consommation horaire moyenne} : 33 \text{ Kw/h}$$

$$- \text{Prime fixe} : 434,94 \text{ DA/an.}$$

TERESSA =

$$\frac{T_{max}}{T_{min}} = 1,236$$

Consommation électrique = installation avec volant thermique

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T_c °C	21	19,8	19,6	17,8	17,5	18	19,5	21,5	23,8	26	29	32	
T_f °C	9,4	9	8,6	8,2	7,8	7,4	7	6,6	6,2	6,2	6,4	7,2	
E	3390	3450	3480	3520	3500	3460	3360	3290	3080	2980	2800	2690	
P_f W	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	
P_c Kw	8,25	8,11	8,04	7,95	8	8,09	8,33	8,51	9,09	8,39	10	10,68	
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
T_c °C	34	35	35,5	35	34	33	31,4	30	28	26,5	26,5	23	
T_f °C	8	8,8	9,8	10,4	11,5	11,8	11,4	11	10,8	10,4	10	9,5	
E	2530	2500	2500	2560	2670	2750	2850	2910	3050	3120	3220	3280	
P_f W	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	28000	
P_c (Kw)	11,06	11,2	11,2	10,93	10,48	10,18	9,82	9,62	9,18	8,97	8,69	8,53	

- consommation électrique journalière : 224, 25 kWh/j
- consommation horaire moyenne : 9,34 kWh
- prime fixe : 140 DA/an

Température Condenseur LCHA20

		85 °F → 29,44 °C			95 °F → 35 °C			105 °F → 40,56 °C			115 °F → 46,12 °C		
Température évaporateur		P_f	P_c	$E =$	P_f	P_c	E	P_f	P_c	E	P_f	P_c	E
°F	°C	frig/h	Kw	P_f/P_c									
40	4,44	54300	20,1	2700	506000	21,7	2332	47500	23,3	2040	43750	24,8	1764
42	5,56	55800	20,5	2722	525000	21,1	2490	48900	23,8	2055	45400	25,4	1790
44	6,67	58200	20,8	2800	542000	22,4	2420	50600	24,1	2100	46600	25,8	1806
46	7,78	59700	21,1	2870	560000	22,9	2445	52100	24,5	2126	49500	26,3	1844
48	8,89	61500	21,3	2887	580000	23,1	2540	54000	25,0	2160	50000	26,7	1872
50	10	63400	21,7	2921	597000	23,5	2540	55700	25,3	2200	51900	27,2	1908

LCHA 25

40	4,44	80200	29,5	2720	7540	31,9	2360	70000	34,1	2060	65000	36,7	1770
42	5,56	83000	30,0	2770	78000	32,4	2400	72500	34,9	2080	67200	37,4	1790
44	6,67	85500	30,4	2800	80500	33,0	2440	76000	35,5	2140	69500	38,2	1820
46	7,78	88500	30,8	2880	83500	33,4	2500	77500	36,2	2140	72000	39,0	1850
48	8,89	91500	31,3	2920	85500	34,0	2520	80500	36,8	2190	74500	39,7	1875
50	10	94000	31,6	2980	88500	34,5	2560	83000	37,5	2210	77000	40,5	1900

Temperature Condenseur LCHA 35

		85°F → 29,44°C			95°F → 35°C			105°F → 40,56			115°F → 46,12°		
Temperature évaporateur		P _f	P _c	ε =	P _f	P _c	ε	P _f	P _c	ε	P _f	P _c	ε.
		kg/h	Kw	P _f /P _c									
°F	°C												
40	4,44	105600	39,1	2700	99600	41,8	2382	92700	44,2	2097	85800	46,7	1837
42	5,56	109200	39,7	2750	102600	42,5	2414	96000	45,0	2133	88800	47,5	1869
44	6,67	112800	40,5	2816	106200	43,2	2458	99000	45,9	2156	91800	48,5	1892
46	7,78	116700	41,1	2839	109500	43,9	2494	102600	46,7	2197	95100	49,4	1925
48	8,89	120000	41,9	2864	113100	44,7	2530	105600	47,7	2214	98400	50,6	1952
50	10	123900	42,4	2922	116400	45,5	2558	109500	48,6	2253	101700	51,5	1974

	Densité kg/m ³	chaleur spécifique (kcal/kg °C)	λ kcal m.h°	R _p (bar)	observation	
Liège	aggloméré expansé pur	115 à 150	0,40	0,036 à 0,038	4	Se présente à l'utilisateur sous forme de panneaux, de carreaux, de coquilles et de douelles. Il offre l'avantage d'avoir pour un isolant une bonne résistance mécanique et d'être en fait des matériaux construcatifs. Températures : de +130 °C à -200 °C
	aggloméré au brai ou vapour de brai	120 à 180	-	0,038 à 0,050	5	
	aggloméré à la castine compressée	135 à 200	-	0,038 à 0,050	5	
	aggloméré à la castine non compri- mé	300	-	0,038 à 0,050	10	
BALSA	0,125	-	0,036	-	Très bonne fiabilité mécanique (rigidité, forte résistance à la compression et à la traction)	
Amiante (Abeste)	0,18 à 0,20	-	0,038	-	se présente sous forme de plaques, coquilles et douelles. bonne résistance mécanique. Résistance au feu satisfaisante.	

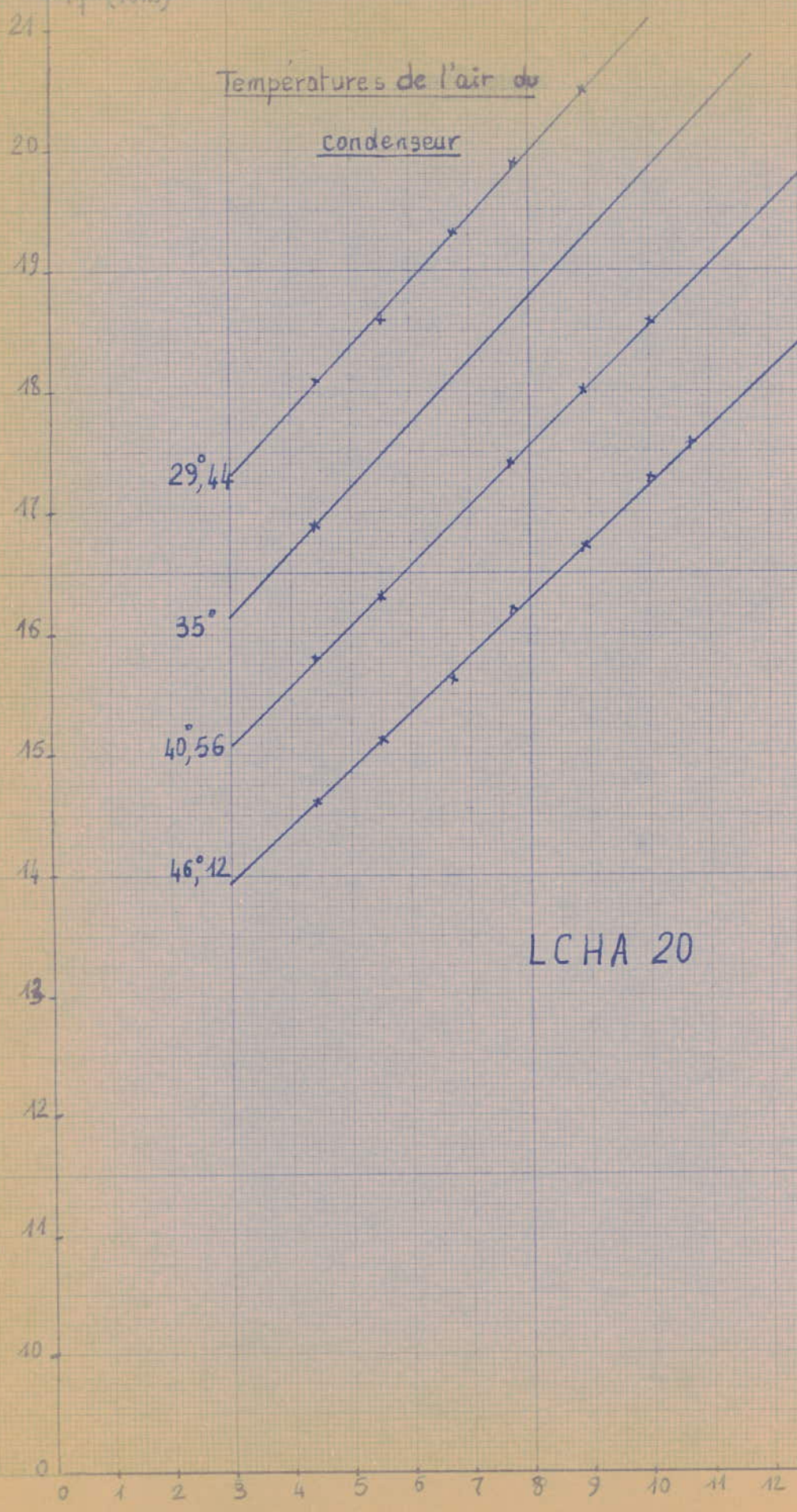
	Densité kg/m ³	chaleur specifique kcal/kg °C	Coef. de conductivité à 20°C Kcal/m. h °C λ	observation
méca exfolié	50 à 130	-	0,038	utilisé en vrac entre les deux parois des appareils à isoler
Verre expansé	0,145	-	0,049	se présente, sous forme de panneaux, coquilles, douelles utilisation à très basse température, totale étanchéité aux liquides et aux gaz.
Polystyrène expansé	15	0,33	0,032	Température : -200°C → +80°C Imperméable à l'eau. S'enflamme très rapidement et brûle.
Polyuréthane expansé	30		0,018 à 0,024	Température : -200°C → +130°C Imperméable à l'eau.
Polychloro- -re de vinyle expansé	40 à 100		0,036	jusqu'à +80°C susceptible de subir un certain retrait et éventuellement un certain gauchissement.

- Protection des Isolants -

Types de revêtement	Emploi	Résistance mécanique	Aspect	Prix	Détails de mise en œuvre
Carton bitumé	Intérieur ou extérieur, surtout employé pour installations provisoires.	Faible	Très moyen	Bon marché	<p>Découper le carton aux dimensions nécessaires et l'enrouler sur la tuyauterie; fixer par fil de fer. Puis appliquer une solution de bitume dilué dans l'eau à raison de $\frac{1}{2}$ kg/m², on peut également avec profit utiliser un carton bitumé genre Rubéroid.</p> <p><u>Nota</u>: Pour améliorer l'étanchéité, il est recommandé de souder les joints à la lampe ou au fer chaud.</p>
Toile de jute imprégnée bitume	Intérieur ou extérieur, bonnes étanchéité aux basses températures, résiste bien en atmosphère acide	Faible	assez moyen	Peu élevé	<ol style="list-style-type: none"> 1.- Enrouler en spirale, une bande de jute de 0,10 à 0,25 m avec recouvrement de 10 à 15 mm. 2.- Appliquer une couche de bitume pur, dilué dans 10% d'eau et à raison de 0,4 kg/m². 3.- Après séchage, appliquer deux couches croisées d'émulsion de bitume pur à raison de $\frac{1}{2}$ kg/m² par couche.
Chape de plâtre ou de murite.	A l'abri exclusivement.	assez moyenne	satisfaisant	Peu élevé	<ol style="list-style-type: none"> 1.- Tendre sur l'isolant une toile ou un grillage galvanisé à larges mailles servant d'armature à la chape. 2.- Mouiller légèrement l'isolant à l'aide d'un mélange d'eau et de 5% d'un produit "mouillant" genre Tcepot, et commencer à enduire lorsque l'isolant est encore un peu humide. 3.- Appliquer à la main ou à la truelle le plâtre gâché. 4.- Régler et lisser: Epaisseur de la chape 5 mm environ.

Type de revêtement	Emploi	Résistance Mécanique	Aspect	Prix	Detail de Mise en oeuvre.
<p>chape de béton, de ciment.</p>	<p>Interieur ou extérieur. convient aux formes tourmentées. résiste à l'acide. peut être peint aux couleurs conventionnelles.</p>	<p>Excellente.</p>	<p>Belle présentation</p>	<p>Moyen.</p>	<p>1.- Tendre sur l'isolant un grillage galvanisé à larges mailles 2.- Moulter légèrement l'isolant à l'aide d'un mélange d'eau et de 5% de produit mouillant genre Tee-pol et commencer à enduire lorsque l'isolant est encore humide. 3.- Appliquer à la trowelle le ciment " béton gras doté de AT de ciment par m³ de sable de rivière 4.- Régler et lasser (épaisseur normale de la chape: 15 à 40 mm) <u>Note:</u> Pour avoir une chape étanche appliquer une double couche d'émulsion de bitume pur à raison de 1 kg/m² et par couche.</p>
<p>Tôles d'acier ou d'Aluminium</p>	<p>Interieur ou Extérieur</p>	<p>Excellente</p>	<p>Belle présentation</p>	<p>assez élevé</p>	<p>on peut utiliser la tôle d'acier noire, galvanisée, plombée ou la tôle d'aluminium, épaisseur, comprise 6/10 à 10/10. Décomposer les tôles aux dimensions nécessaires, les border, les mouler. Fixation par vis parker en acier inoxydable, par scelage ou par agrafage. Les recouvrements doivent être de 30 à 50 mm tant par les génératrices que par les diagonales. Pour les hauteurs Températures on réservera des joints de dilatation en plissant tous les 3 ou 4 éléments 1/2 vis de fixation prévues par les diagonales. <u>Note:</u> la tôle noire peut être employée en atmosphère acide si elle a été préalablement enduite de vernis asphaltique et peinte après mise en place, à l'eau 3 couches de peinture anti-acide. La tôle galvanisée ne doit être employée qu'en atmosphère neutre. La tôle d'aluminium peut être employée en atmosphère acide.</p>
<p>Revêtements plastiques</p>	<p>Interieur ou extérieur infuige remarquablement résistants aux agents chimiques</p>	<p>Bonne</p>	<p>présentant</p>	<p>assez élevé</p>	<p>a) Appliquer d'abord sur l'isolant un jointoyage au moyen d'un plastique armé d'une toile de coton ou de verre. b) Après séchage passer une couche de finition d'un revêtement plastique approprié. <u>Note:</u> Ces revêtements sont habituellement résistants. Ils résistent remarquablement aux acides, aux bases et à la plupart des solvants. Ils sont remarquablement imperméables à l'eau.</p>

Températures de l'air du
condenseur

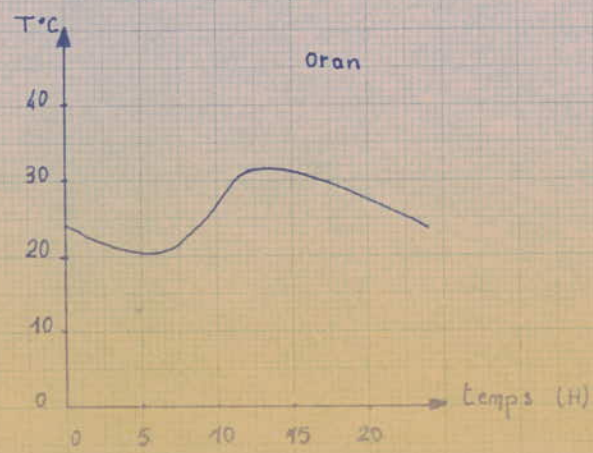
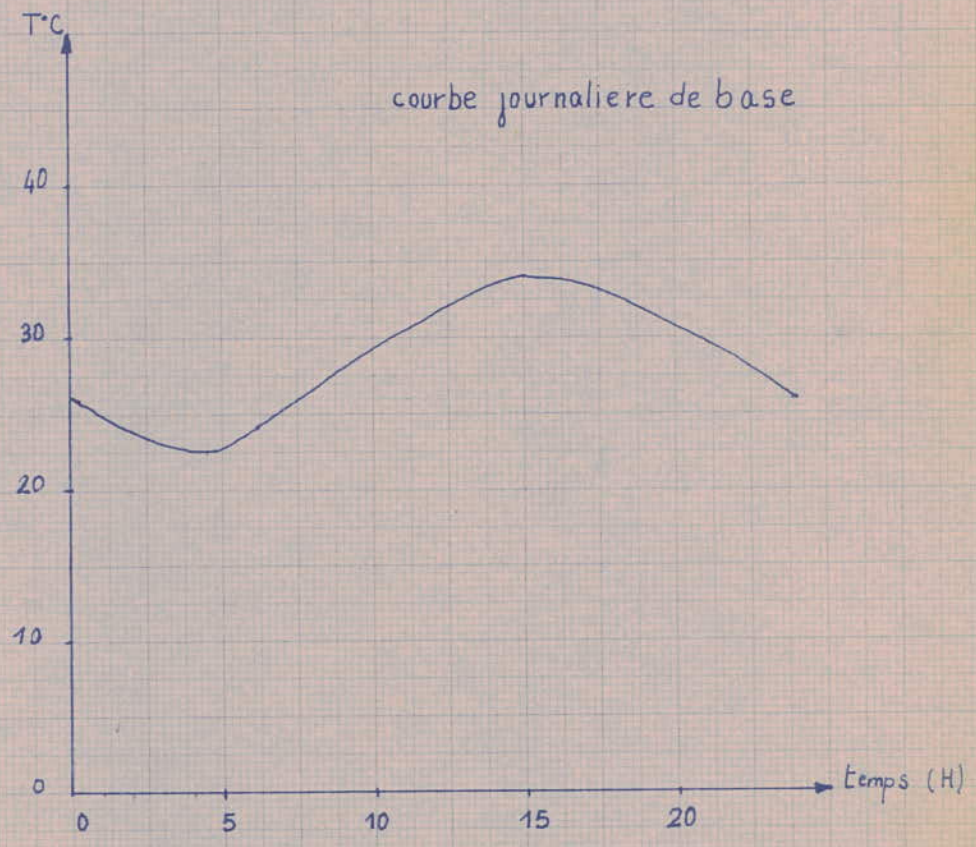
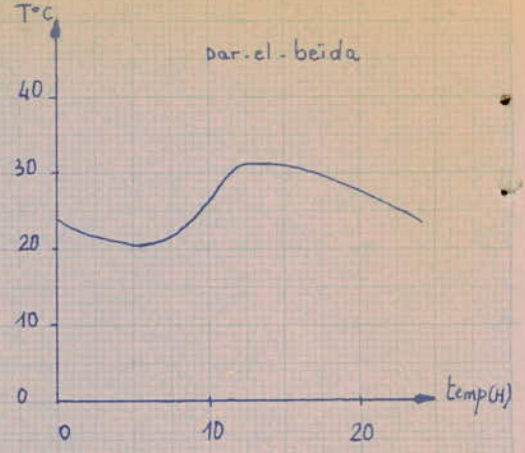
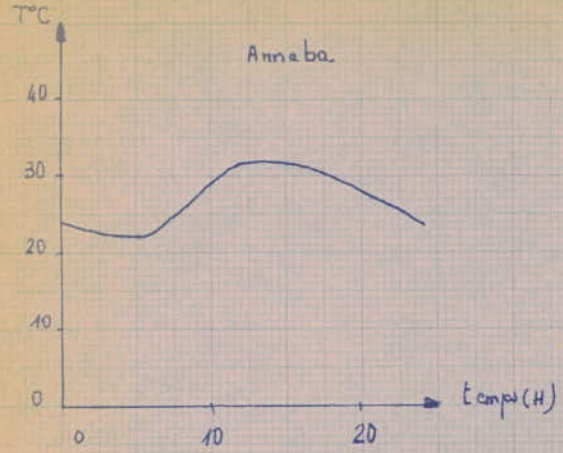


1 ton = 3000 frig/h

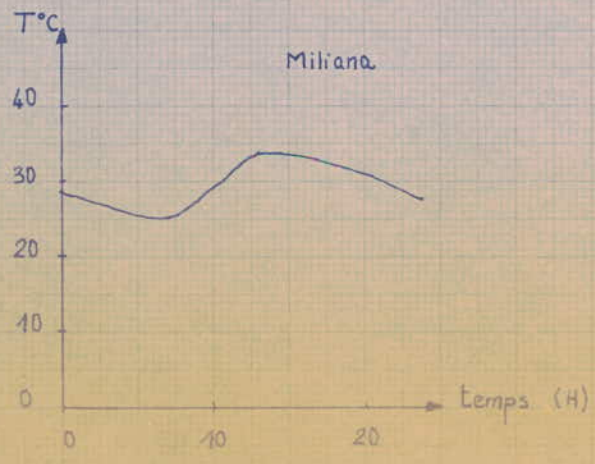
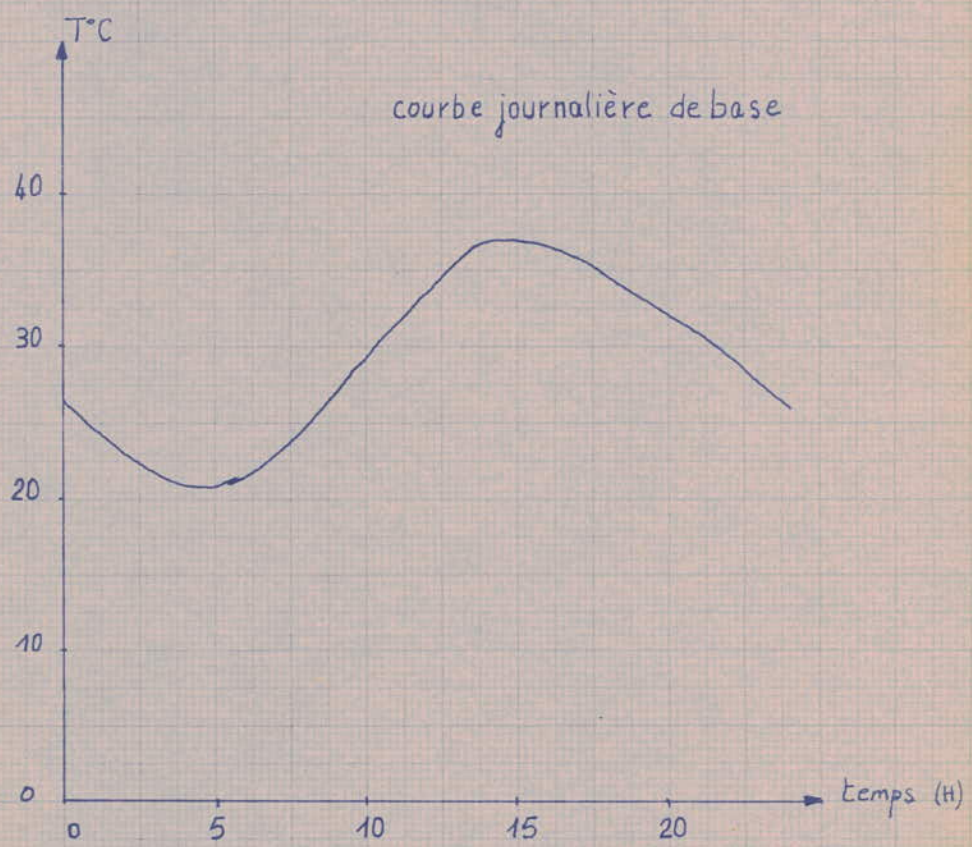
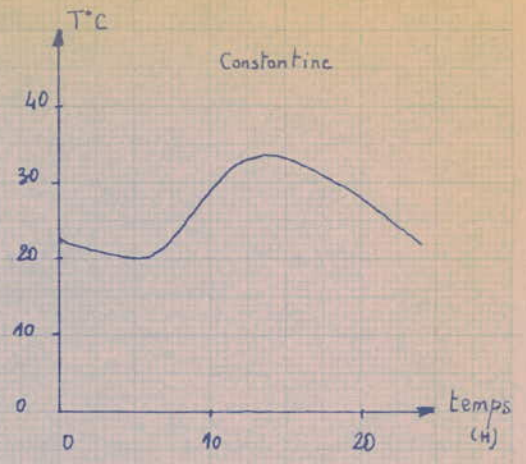
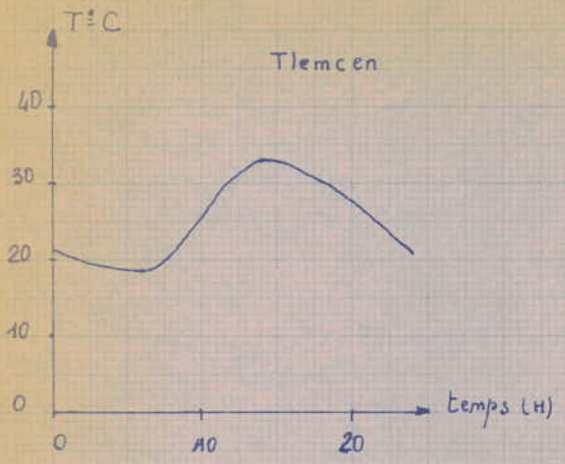
LCHA 20

Température de l'eau à la sortie de l'évaporateur °C

Type de climat N°1

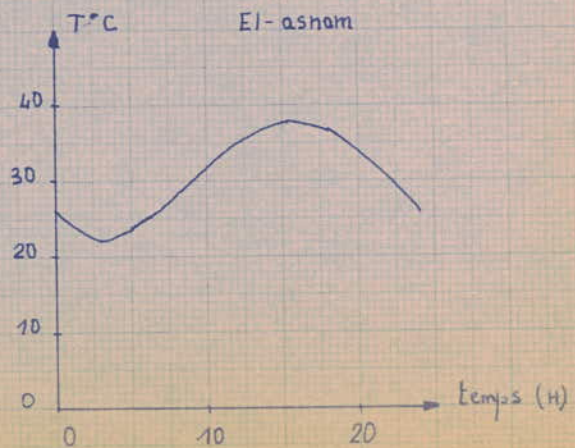
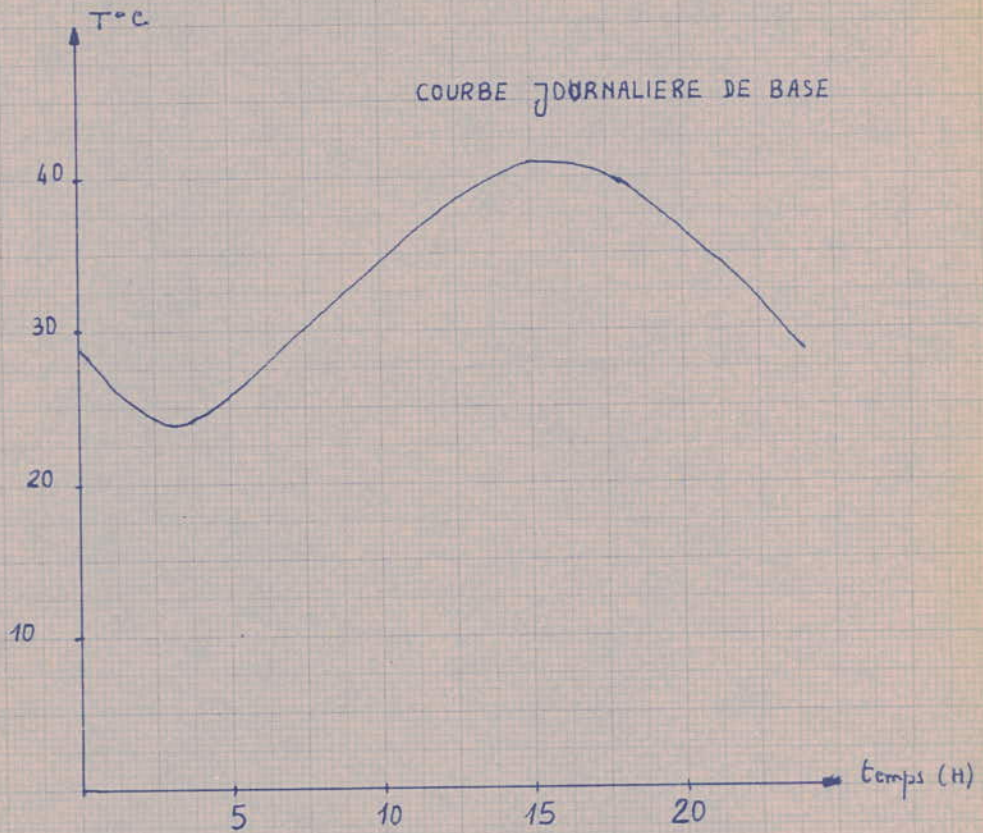


Type de climat N° 2



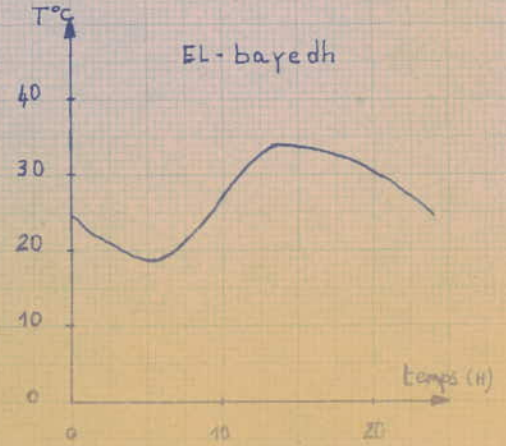
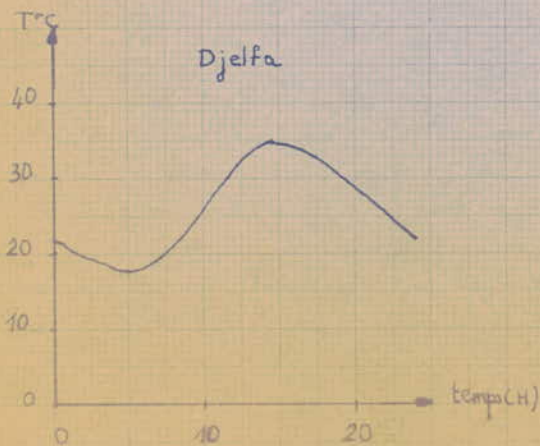
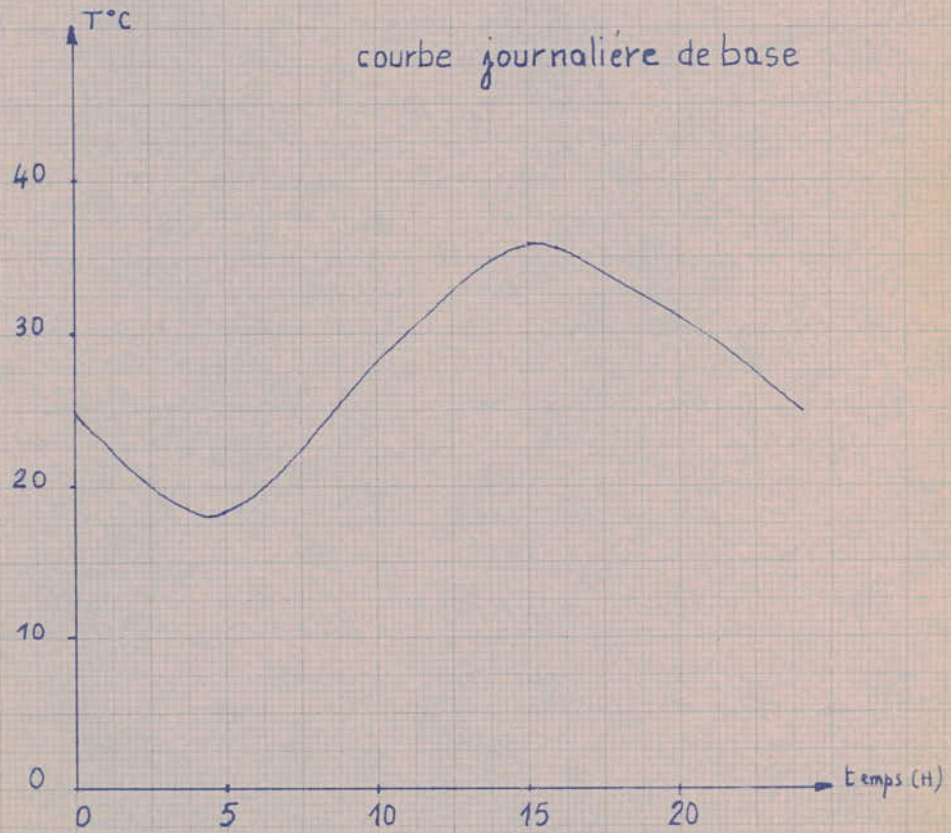
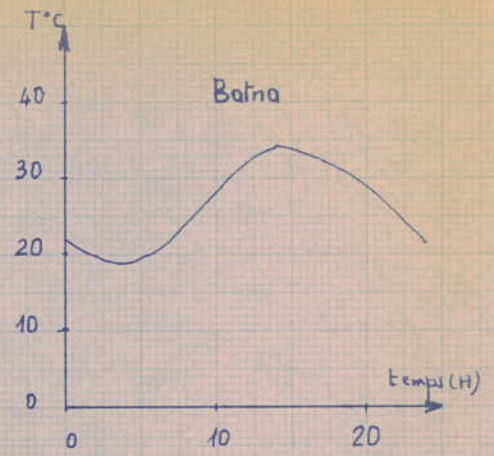
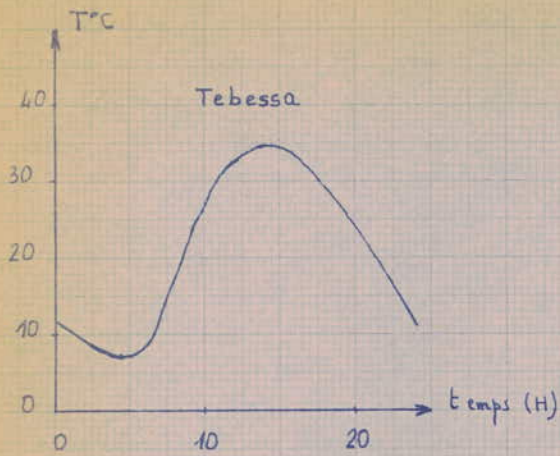
Type de climat N° 3

fig 2.4



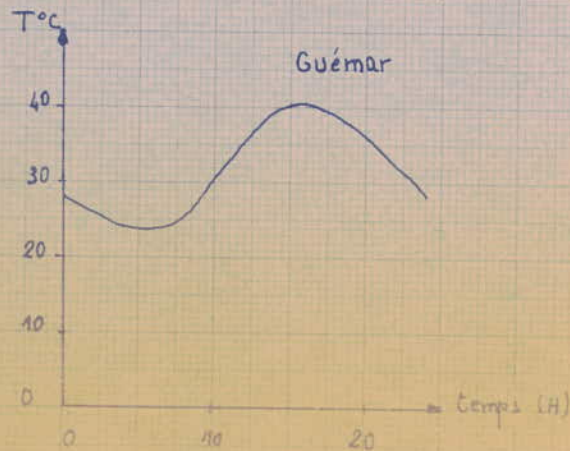
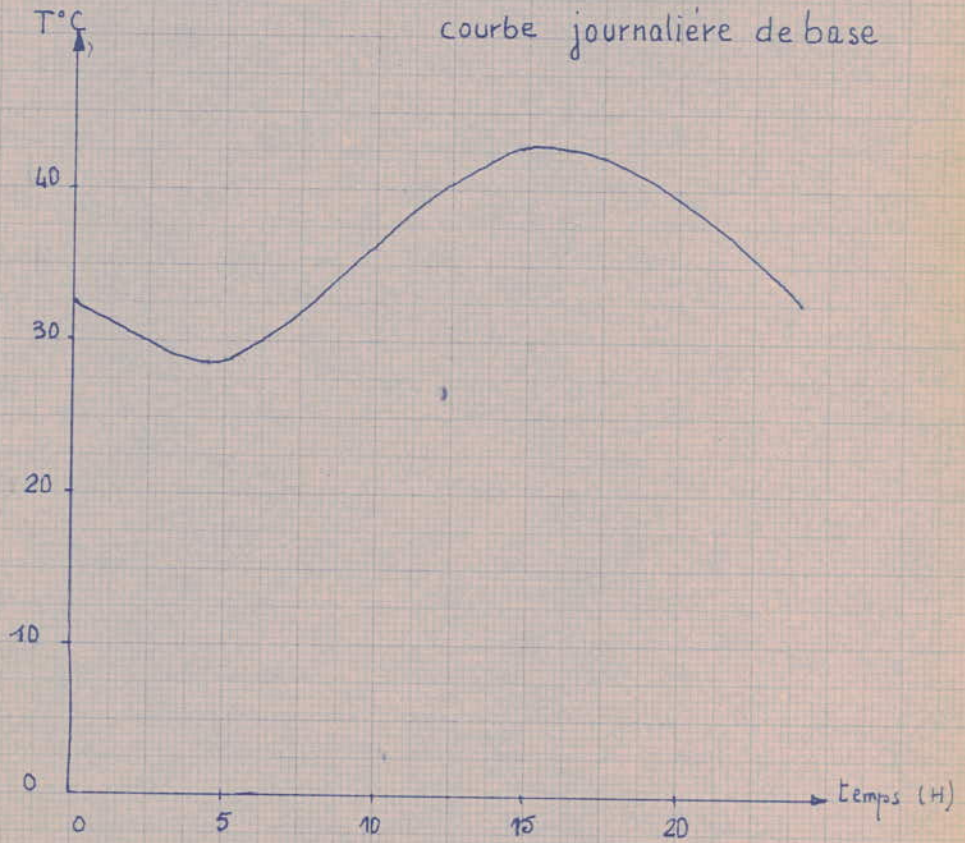
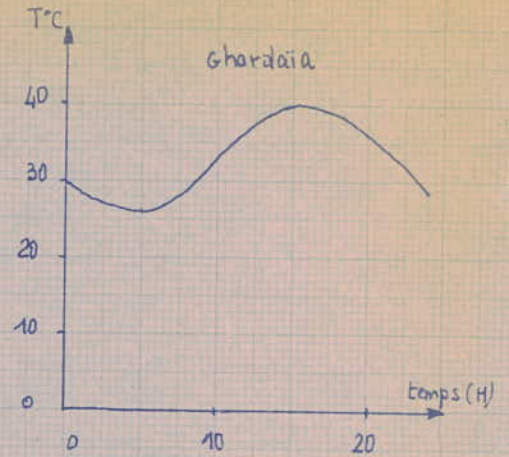
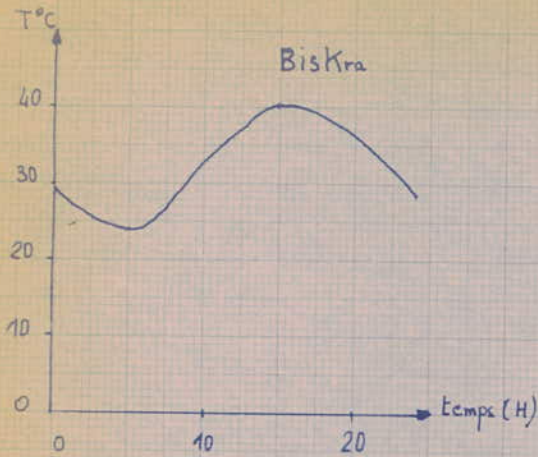
Type de climat N° 4

fig 2.5



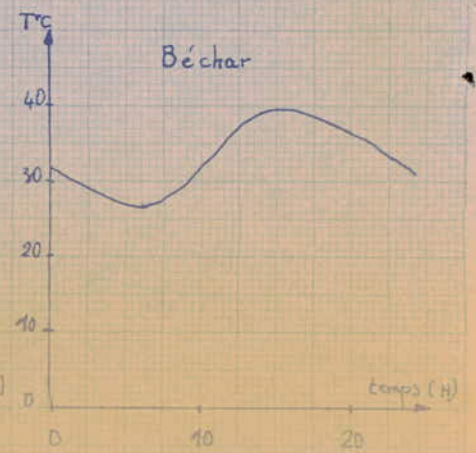
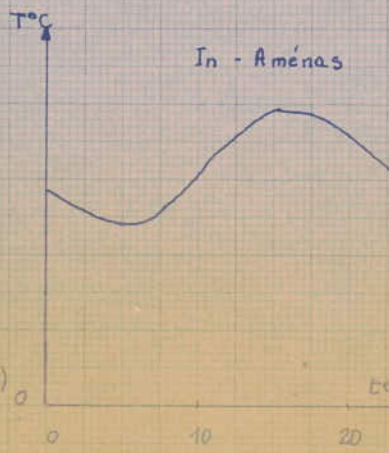
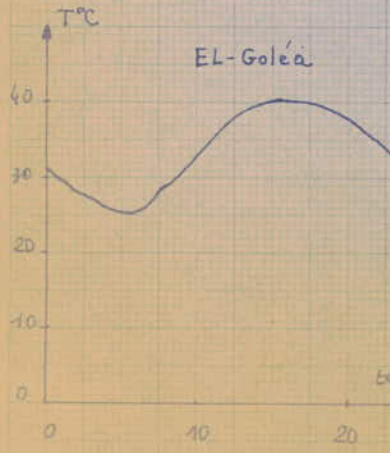
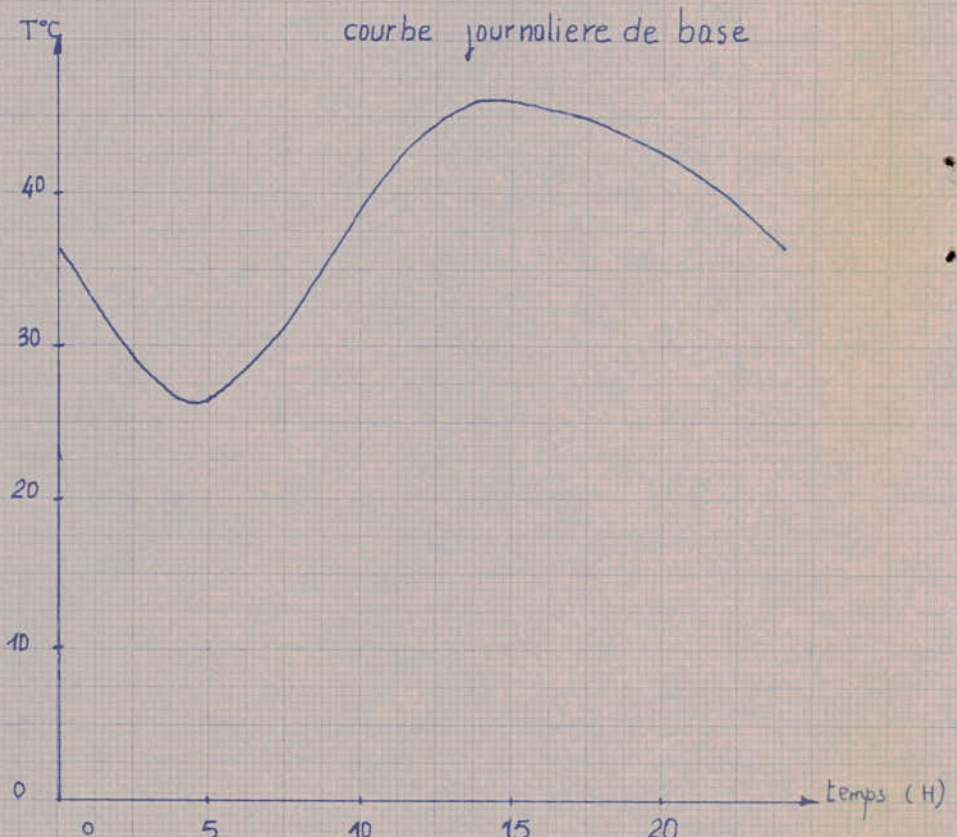
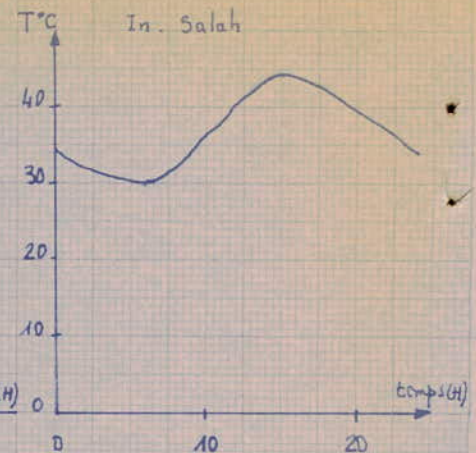
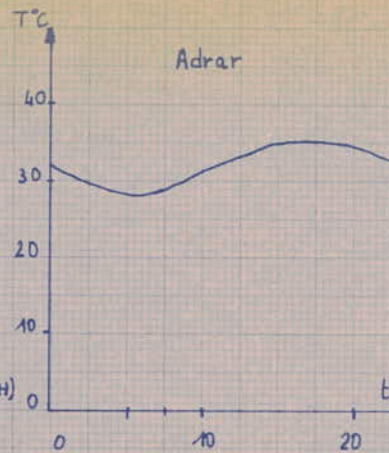
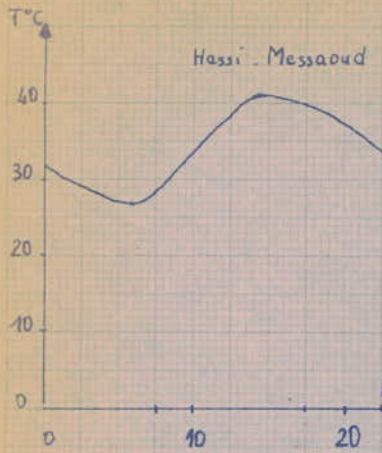
Type de climat N° 5

fig 2.6

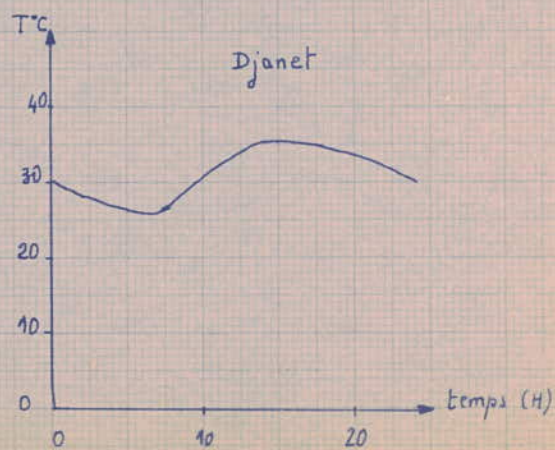
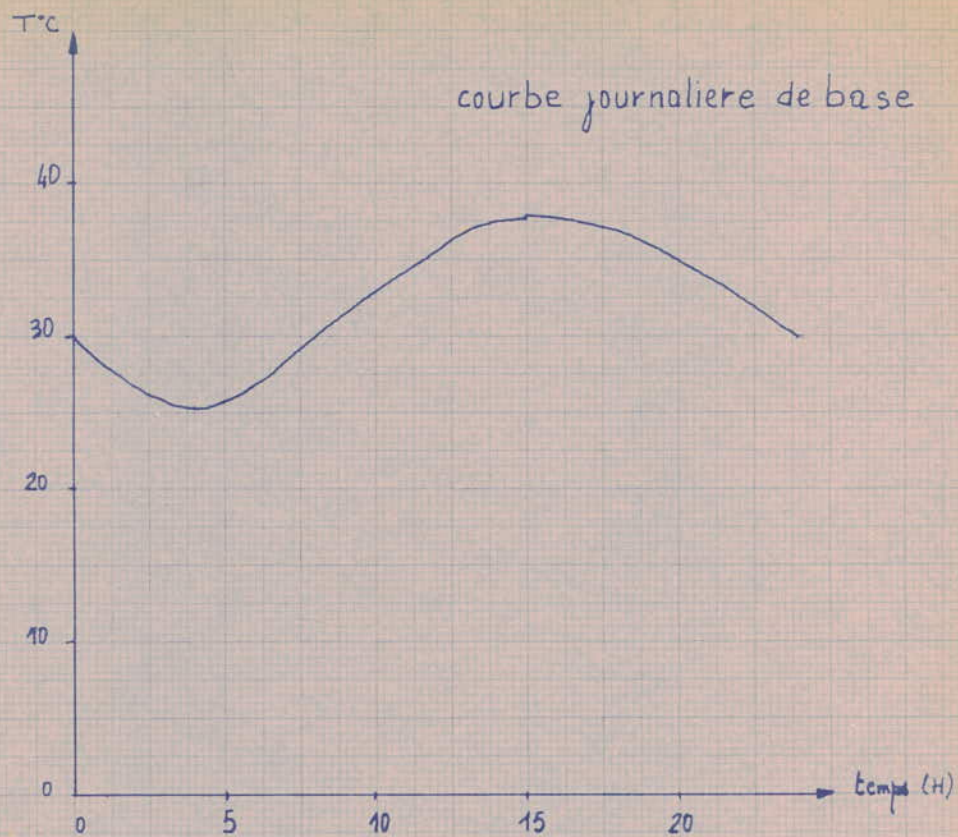


Type de climat N° 6

fig 2.7



Type de climat N° 7 fig 3.8



DAR EL BEÏDA

fig 2.9

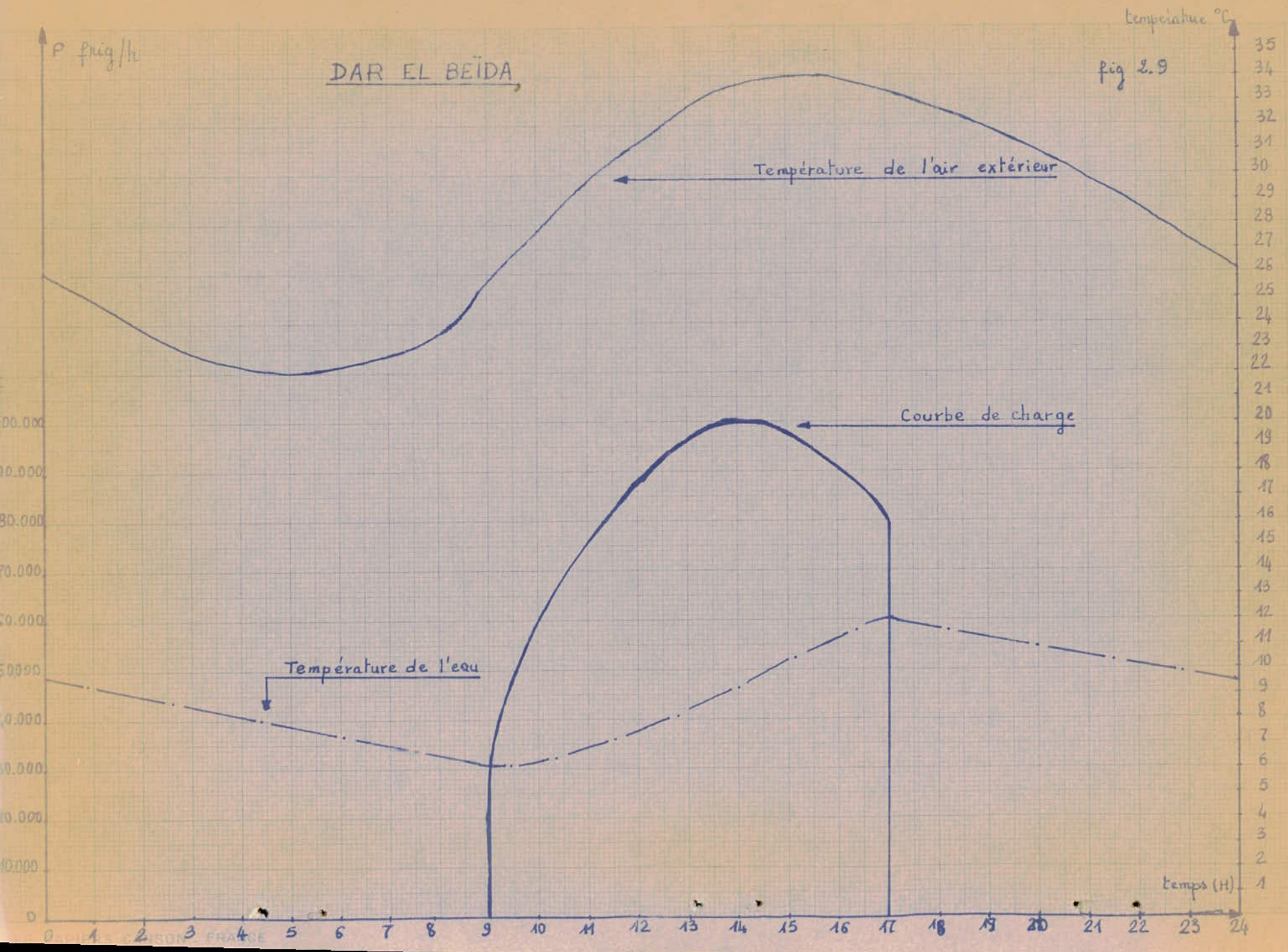
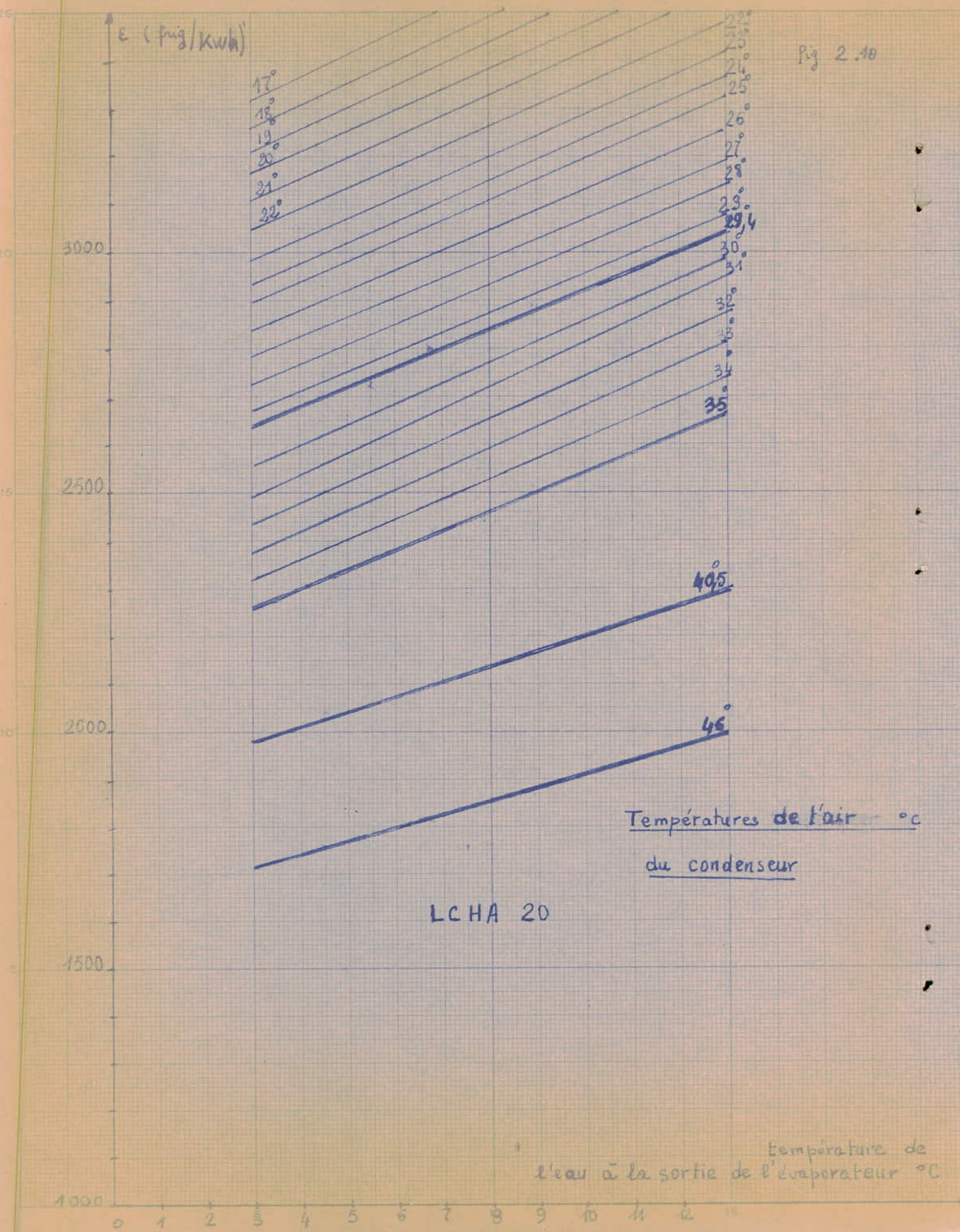


Fig 2.10



LCHA 20

Températures de l'air °C
du condenseur

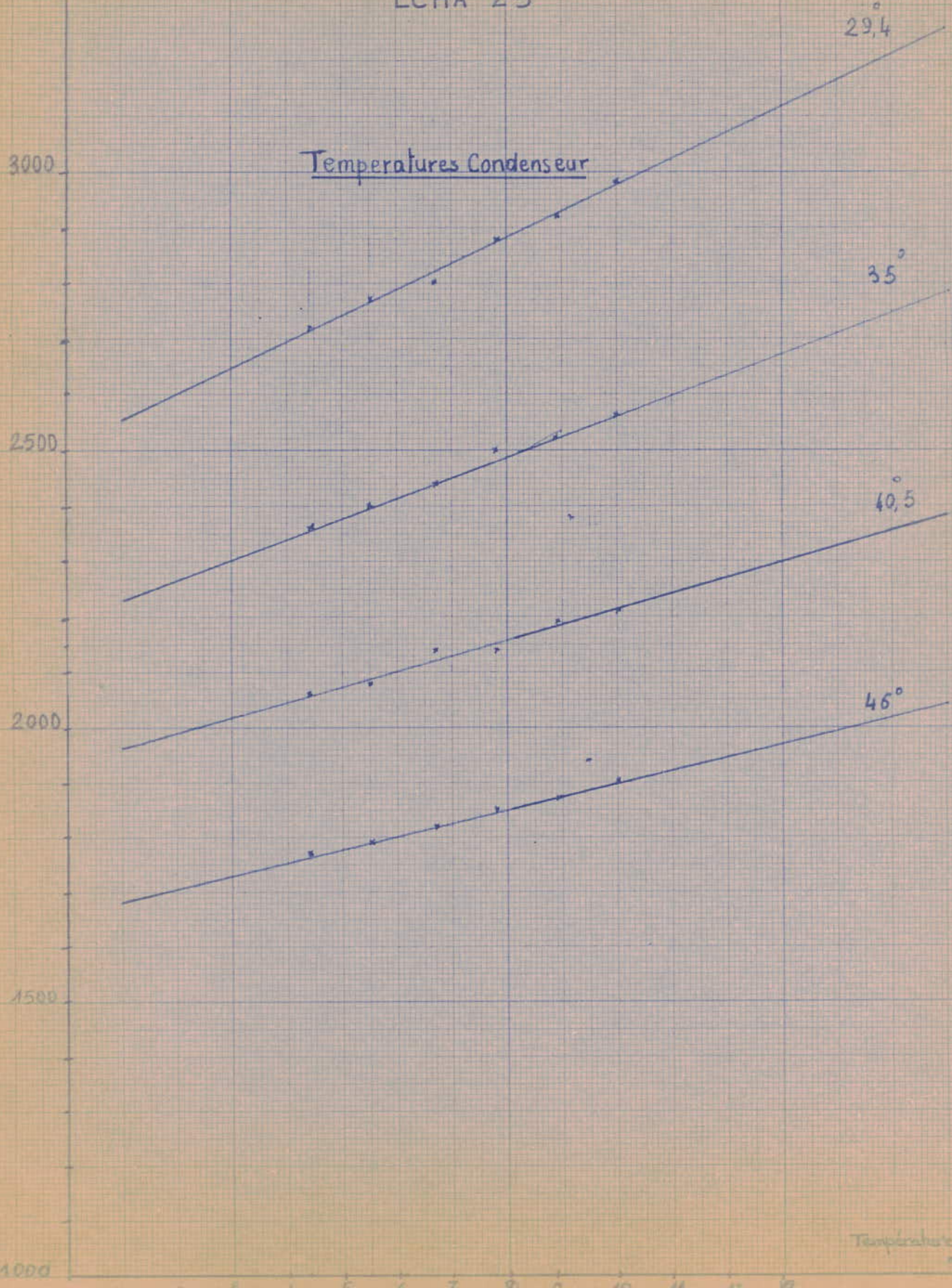
Température de
l'eau à la sortie de l'évaporateur °C

AE $\frac{\text{frig}}{\text{kwh}}$

fig 2.11

LCHA 25

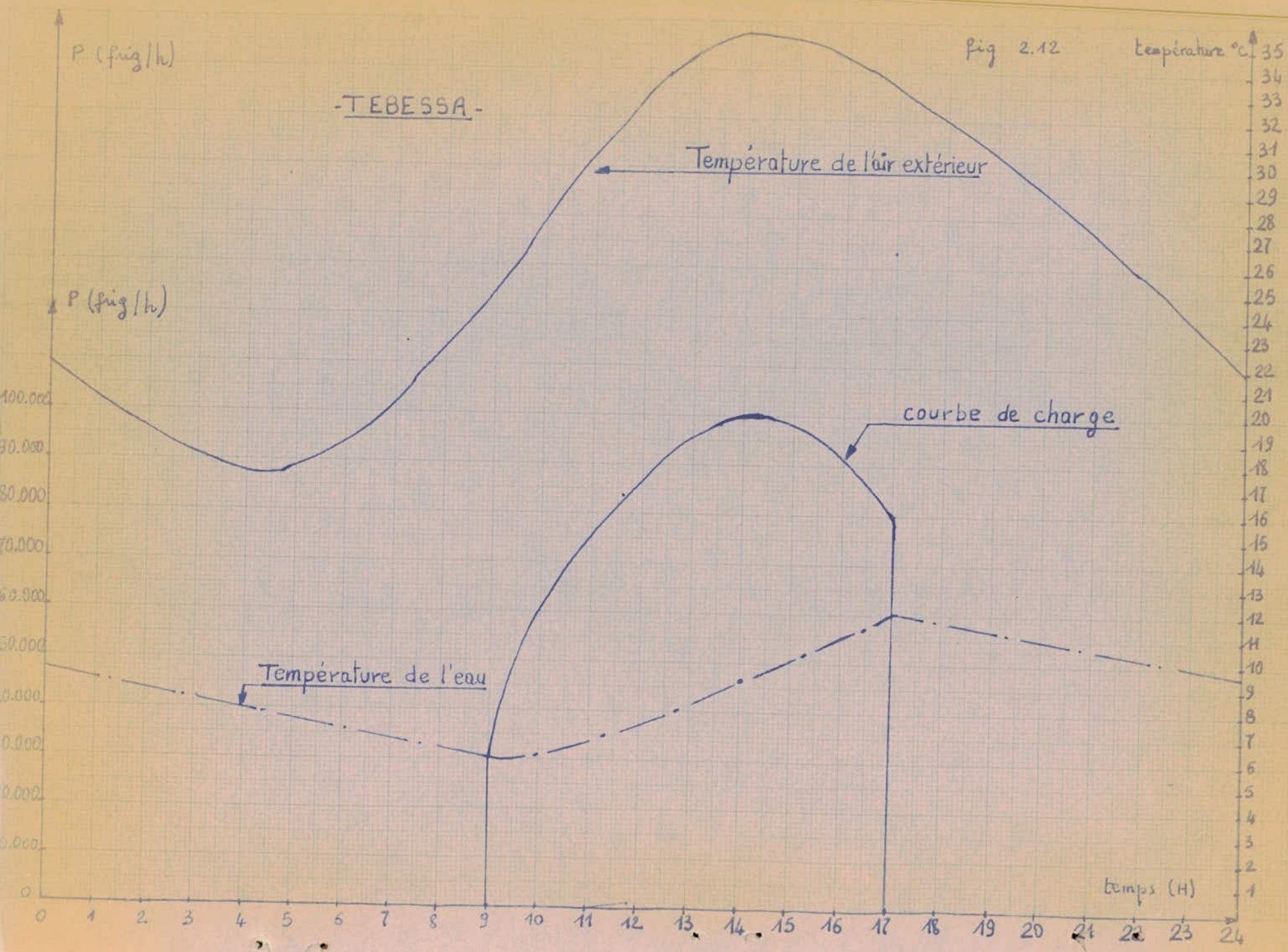
Températures Condenseur



Température évaporateur °C

fig 2.12

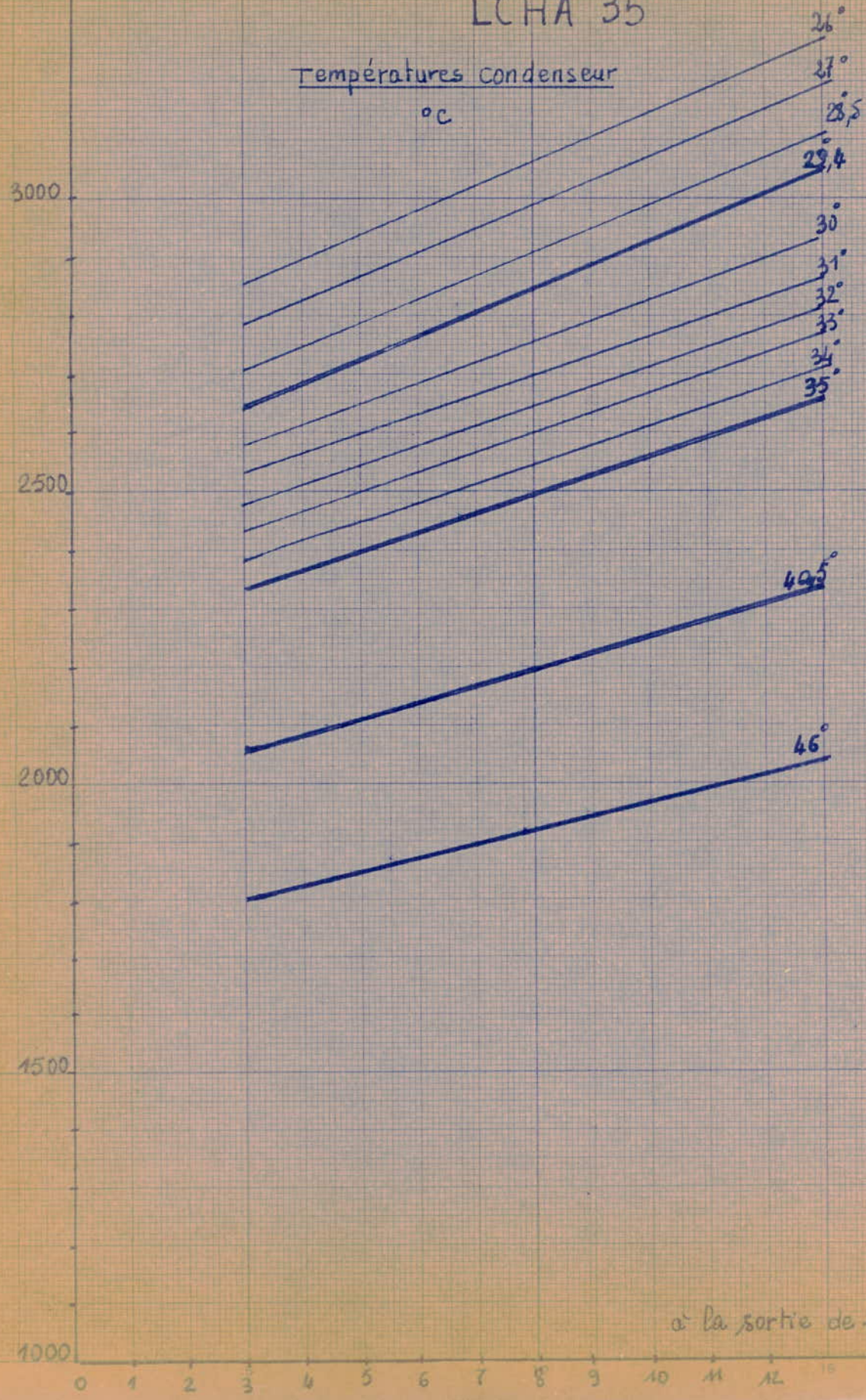
-TEBESSA-



LCHA 35

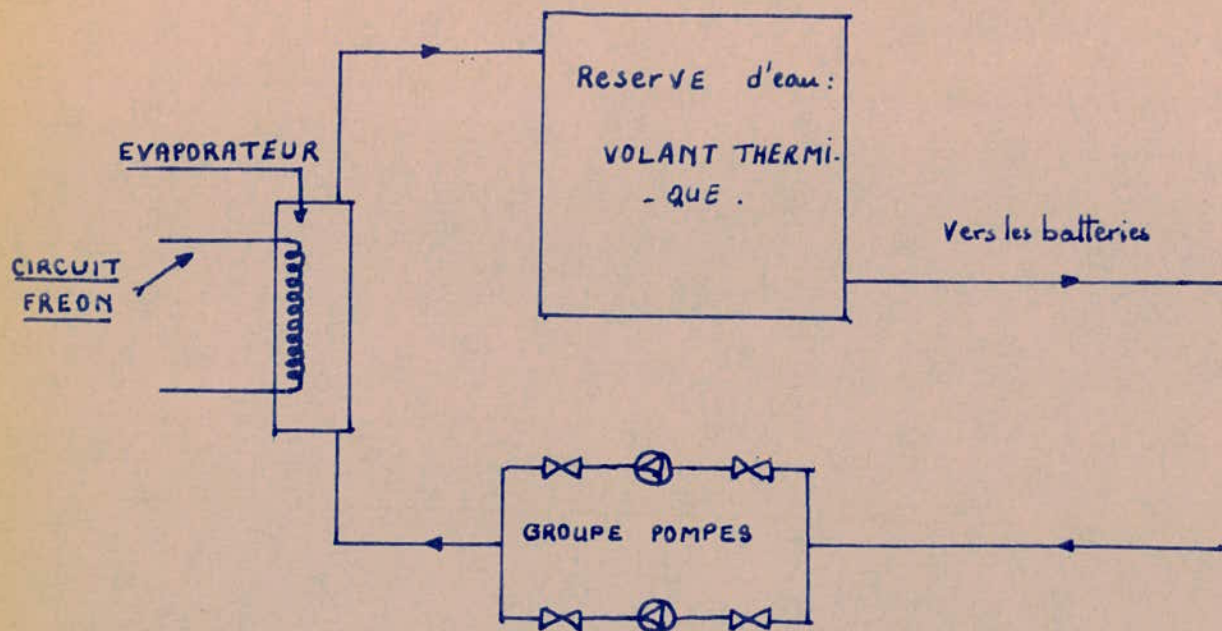
E (frig/kwh)

Températures condenseur
°C



Température de l'eau
à la sortie de l'évaporateur °C

SCHEMA DE PRINCIPE D'UNE INSTALLATION AVEC VOLANT THERMIQUE



3^{eme} PARTIE

CONSIDERATIONS TECHNIQUES
-o-

L'introduction du volant thermique au sein d'une installation fait apparaître certains problèmes d'ordres technologiques dont il faudrait apporter une solution.

Dans le cadre de cette étude, nous allons soulever certains problèmes qui nous ^{ont} parus importants et essayer d'y répondre.

La question qui se pose en premier lieu est :

où doit être placé ce volant?

Pour des considérations économiques, le réservoir doit être sans pression, donc son niveau doit être supérieur à celui de la batterie, condition réalisée s'il est placé au dessus du bâtiment à climatiser, mais ou le poids du réservoir (jusqu'à 120 tonnes) cette solution sera sûrement à écarter puisqu'elle fera augmenter le coût de bâtiment, et ceux déjà construits ne peuvent pas supporter cette charge donc ne pourront pas être climatisés même si la solution avec volant s'impose; mais si le terrain présente des différences de niveaux, on pourrait placer le réservoir sur le niveau le plus haut.

Toutes ces considérations nous poussent donc à placer le volant au même niveau que le bâtiment, mais il sera en surpression. Cette surpression sera bien sûr proportionnelle à la hauteur du bâtiment.

$$P = \rho g H$$

ρ : masse volumique de l'eau

H : hauteur du bâtiment à climatiser.

ceci nous fait penser à utiliser un autre serpentin d'eau placé dans le réservoir (la pression dans le réservoir sera indépendante de celle dans le serpentin). mais ~~une~~ importante quantité de frigories qui doit être échangée, cette solution sera elle-~~aussi~~ à écarter pour

- le coût du serpentin
- le surdimensionnement du réservoir (prevoir un volume supplémentaire pour le serpentin)

Nous arrivons enfin à la solution que nous avons adoptée parce qu'elle résout les problèmes que nous venons de soulever qui consiste à placer le réservoir et la batterie d'échange au même niveau que le bâtiment à climatiser et de souffler l'air ceci fait donc apparaître un autre problème, problème qui n'est pas spécifique pour le volant thermique.

Pour un groupe de bâtiments, l'emplacement doit être tel que la longueur et les diamètres des tuyaux de distributions soient les plus économiques possibles.

Nous concluons en disant :

une place normale doit-être réservée aux machines frigorifiques. Une solution centralisée de production de froid est toujours moins chère au départ et l'économie est de l'ordre de 20 %/.

- . Est-ce que l'eau du reservoir doit être traitée :
- . Influence de l'encrasement sur le rendement

L'energie nécessaire au fonctionnement d'une installation frigorifique est fortement influencée par le coefficient de transfert de chaleur obtenu par les échangeurs. Le "Fouling" et les incrustations diminuent les transferts de chaleurs ce qui necessite un accroissement de la surface d'échange disponible, afin d'y parer, les installations sont généralement conçues plus grandes.

Un conditionnement efficace de l'eau dès la conception de l'installation permet de reduire la surface d'échange ainsi que l'investissement initial.

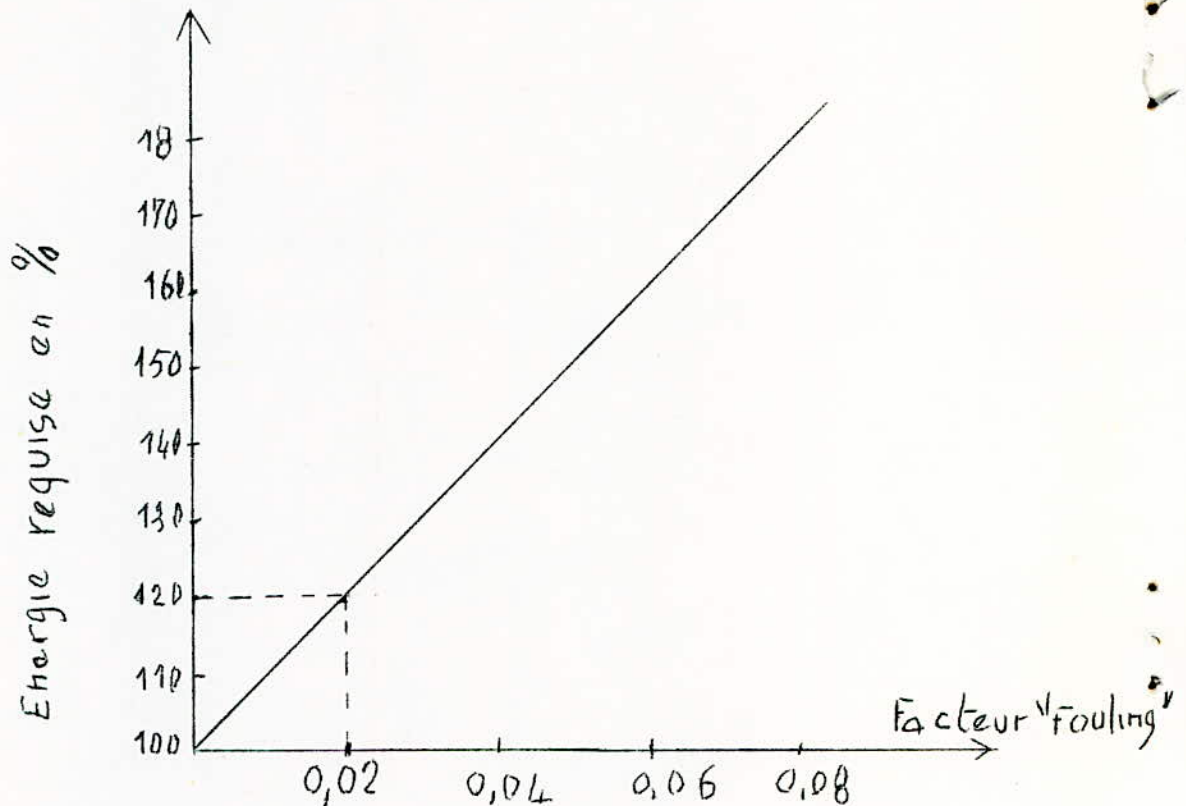
On définit le facteur de "Fouling" par :

$$\text{Facteur de "Fouling"} = \frac{\text{heures} \times \text{m}^2 \times \Delta t^{\circ}\text{C}}{\text{Kcal}}$$

grâce à un conditionnement d'eau efficace, des facteurs de "Fouling" de 0,0005 à 0,001 peuvent être obtenus.

sans conditionnement d'eau, ce facteur peut atteindre 0,003 à 0,005 ce qui se traduit par une augmentation de consommation d'énergie de 30 à 50 %.

Facteur fouling heures x m ² . t°C Kcal	epaisseur mm	augmentation en % de la surface d'échange
tubes propres	0,000	0
0,0005	0,15	45
0,001	0,3	85
0,002	0,6	170
0,003	0,9	250



- Traitement contre la corrosion

Théoriquement, les circuits scellés ne nécessitent pas de conditionnement, cependant par suite d'entrée possible d'air et de fuites d'eau, dans la pratique il convient de prévoir un traitement qui permettra de maintenir une concentration minime en oxygène et de diminuer ainsi la corrosivité de l'eau. Le conditionnement de ce type de circuit est aisée à mettre en oeuvre et à contrôler.

Les inhibiteurs les plus répandus pour ce genre de système sont les chromates et les nitrites en présence d'agent tampon PH.

Quelque soit l'inhibiteur choisi, on maintient des concentrations de l'ordre, de 500 à 1000 mg/l, ceci en fonction de la constitution du système.

Le réservoir sera donc fermé, quitte à admettre une surpression ΔP .

La différence de température entraînera une variation de la masse volumique de l'eau, d'où une variation du volume de l'air.

$$V_{\text{eau}} = V_{\text{air}} = \frac{M}{\rho_{T_1}} - \frac{M}{\rho_{T_2}} = M \frac{(\rho_{T_2} - \rho_{T_1})}{\rho_{T_2} \cdot \rho_{T_1}}$$

et la surpression ΔP sera donnée par

$$\Delta P = \frac{\eta R T_1}{V_1 \text{ air}} - \frac{\eta R T_2}{V_2 \text{ air}}$$

η : nombre de moles

ρ_{T_1} : masse volumique de l'air à la température T_1

ρ_{T_2} : masse volumique de l'air à la température T_2

M : masse du volant

$V_{1\text{air}}$: volume de l'air à la température T_1

$V_{2\text{air}}$: volume de l'air à la température T_2

R : Constante des gaz parfaits

Remarque

On peut aussi remplacer l'air par un gaz inerte tel que l'azote. De même ce gaz sera sous-pression.

$$\Delta P = \eta R \cdot \left[\frac{T_1}{V_1 \text{ azote}} - \frac{T_2}{V_2 \text{ azote}} \right]$$

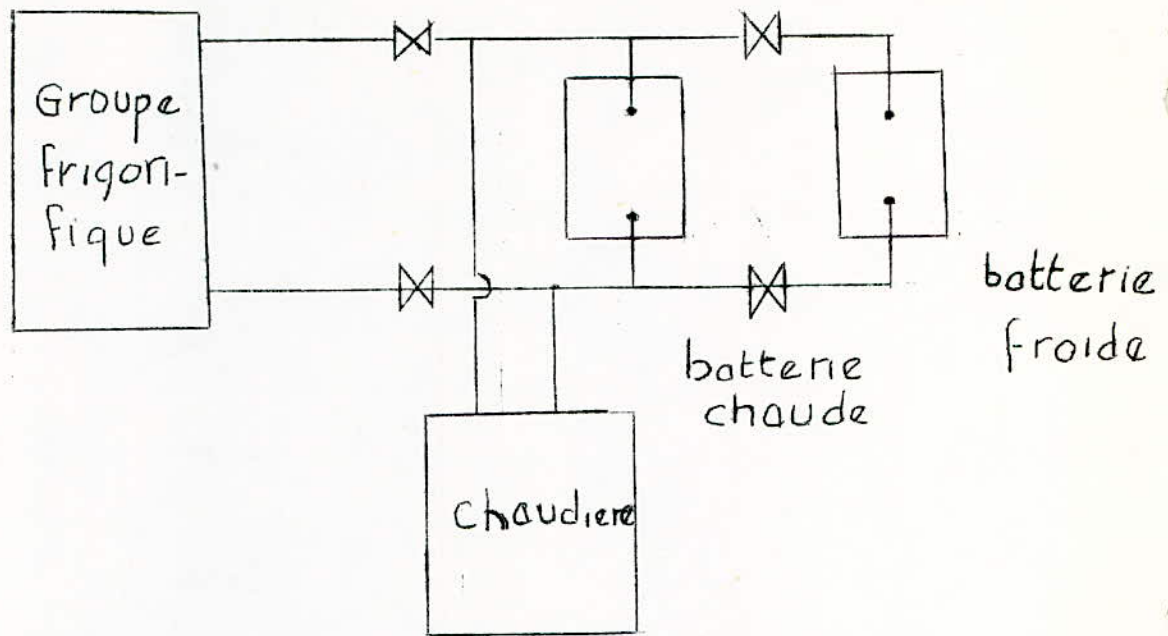
$V_1 \text{ azote}$: volume de l'azote à la température T_1

$V_2 \text{ azote}$: volume de l'azote à la température T_2

Le problème du traitement de l'eau n'est pas spécifique à l'installation avec volant thermique, ceci n'entraînera donc pas de charges supplémentaires.

Mêmes conduites pour l'eau chaude et froide ?

Dans le cadre de ces considérations techniques et économiques, est-ce qu'il n'est pas possible d'utiliser le même circuit pour l'eau chaude et l'eau froide. Certes oui, et cette solution est très économique et n'entraîne aucune dépense supplémentaire.

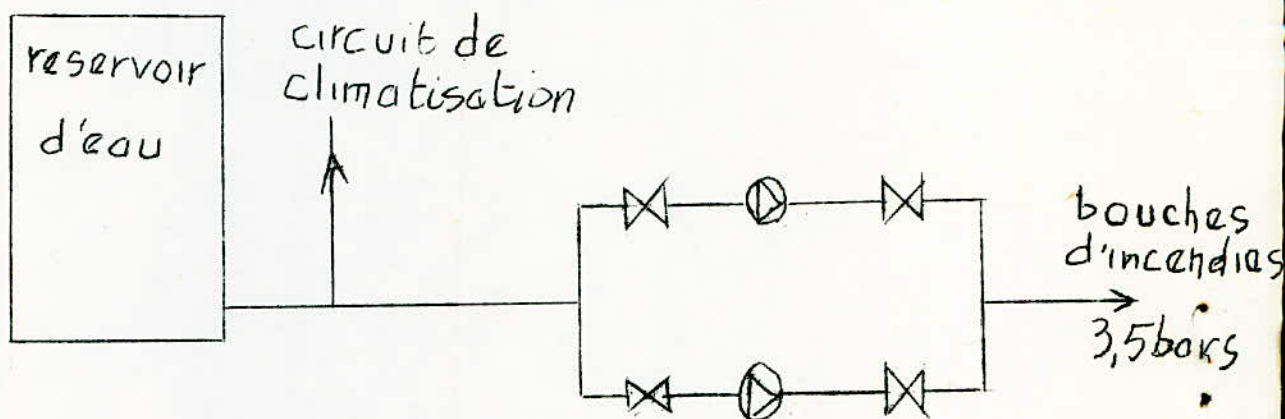


Volant thermique à double effet

Dans le cas où on a un reservoir d'incendie, la solution avec volant est tout indiquée, puisqu'on a "graduellement" un reservoir d'eau qui sera dans ce cas à double effet. Cette double utilisation fera certainement apparaître quelques problèmes qui heureusement ne sont pas sans solutions.

Chacune des deux installations est régie par ses propres normes, on peut utiliser l'installation suivante qui satisfera les conditions imposées par les deux normes. La pression doit être de 3,5 bars aux bouches d'incendies et 2,5 dans les circuits d'eau de réfrigérations.

(pression maximum dans les caissons d'air)



L'étude comparative des prix des deux installations montre que ce qui fait augmenter le prix de l'installation avec volant thermique est le prix du reservoir. On peut en essayant de ~~minimiser~~ minimiser les dépenses utiliser la surface extérieure du reservoir pour l'échange eau-air; de cette façon, on récupère les pertes et on n'aura pas à utiliser de batterie ... Mais reste à savoir si cette surface est suffisante pour l'échange, sinon on peut utiliser cette surface et une batterie de plus petites dimensions.

Nous concluons ce chapitre par les remarques suivantes :

- l'introduction du réservoir au sein de l'installation ne change rien à l'installation puisque ce réservoir ne fait que compléter la contenance de l'ancien.
 - Dans les circuits de régulation des caissons d'airs importants, on peut avoir des pompes supplémentaires pour assurer dans la boucle à débit constant ~~un débit~~ **constant** - le circuit complet doit remplir les conditions suivantes :
 - la pression du réservoir d'eau (conçu sans pression) doit être au niveau supérieur très basse
 - On peut avoir une atmosphère de gaz-neutre (azote)
 - la pression du réservoir doit régler la pression dans tout le circuit. On peut donc utiliser le réservoir lui-même comme VOS d'expansion, on applique donc ici le système en usage pour les VOS d'expansion à pression de gaz contrôlées (pressostats)
 - Si les conditions de l'eau sont tel que le circuit impose un traitement de l'eau, l'eau doit être traitée.
 - Les débits des pertes n'est pas influencé par la présence du réservoir donc le débit de maintenance est le même.
 - On ne doit pas avoir dans le circuit des pressions plus basses que la pression atmosphérique pour éviter les entrées d'air, ni des pressions plus élevées que celles supportées par les équipements (2,5 bar). Donc le projet d'exécution doit être accompagné de la ligne piezométrique.
- La solution "volant thermique" avec eau" pour être réalisée doit donc subir cette analyse complète.

- 4^{eme} PARTIE -

C O N C L U S I O N /

Dans notre étude, on s'est permis de faire des estimations avec des larges approximations et même de négliger certains éléments techniques qui ont une certaine importance économique.

Par exemple :

- fonctionnement du groupe à puissance constante.
- estimation très sommaire du réservoir
- épaisseur arbitrairement choisie pour l'isolant
- on a négligé les pertes par calorifuge dans le calcul de la variation de la température de l'eau.
- etc...

Cela est légitime étant donné que le but dans la partie ainsi traitée est seulement d'arriver à une conclusion sur la possibilité d'envisager l'emploi, du volant thermique et pour déterminer les paramètres qui interviennent dans cette conclusion. Dès qu'on constate qu'on est situé dans des conditions où cette étude est envisagée pour un projet défini, la voie pour la décision finale sera certainement une analyse avec des calculs beaucoup plus précis, la méthode étant définie dans la présente étude.

Pour tous nos calculs, on a pris pour temps de climatisation des durées de 8 H , 9 H 10 H , 11 H car c'est les durées les ^{Plus} courantes en climatisation, on ne climatise presque jamais plus de 11 H, et pour des durées de climatisation supérieures, le volant thermique n'apporte pas une économie évidente, et une étude plus approfondie faisant intervenir tous les facteurs serait nécessaire ;

quant aux durées de climatisation inférieures, allant de 3 H à 7 H (salle de projection théâtre, salle de conférence) l'économie est évidente et l'emploi du volant s'impose; le groupe ne travaillera plus continuellement mais la nuit seulement pour accumuler le besoin en frigorifères et le restituer en temps voulu.

On voit donc, que dans le cas où il pourrait être utilisé, le volant thermique permet de réaliser une économie importante en investissement, et aussi en énergie mais qui est négligeable par rapport à l'économie en investissement.

Notons aussi qu'il peut y avoir d'autres économies qui sont la conséquence directe de la réduction de puissance du groupe.

Ces économies seront faites sur l'armoire, le transformateur et tous les accessoires électriques.

Remarque

Pour fournir la puissance P_f en usage il existe plusieurs hypothèses.

Solution	N ^{bre} du groupe	Puissance	Puissance inst. avec V.T.J	Observations
1	1	P	P'	pessimiste
2	2	$P/2$	$\frac{P'}{2}$	plus chère que (1) mais solution meilleurs
3	2	$\frac{2}{3} P$	$\frac{2}{3} P'$	la plus rationnelle
4	2	P	P'	gaspillage

Pour les solutions 2, 3, 4, on apporte d'autres économies qui sont réalisées sur les groupes.

EXTRAS

EXTRAS