

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

17/80

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA  
TECHNOLOGIE DE BAB-EZZOUAR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT GÉNIE - MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

.....  
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

INSTALLATION FRIGORIFIQUE  
DE FRUITS ET LÉGUMES AU SAHARA

2 PLANS

Proposé et suivi par :

D. DIMITROV



Étudié par :

S. RECHAK

JUIN 1980

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



وَقُلْ رَبِّ زِدْنِي عِلْمًا

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Et dis : Dieu , accrois-moi en science .

REMERCIEMENTS.

-----

Je tiens à remercier vivement Monsieur DIMITROV maître de conférences, professeur à l'école Nationale Polytechnique d'Alger, de m'avoir suivi dans mon travail et pour ses conseils qui m'ont été d'une grande utilité . Qu'il trouve ici ma profonde reconnaissance .

Je tiens à remercier également tous les professeurs qui ont contribué à ma formation .

## PLAN D'ETUDE

-----

- I- Introduction à la production du froid et aux entrepôts frigorifiques .
- 2- Conception technologique
  - Etude architecturale .
  - Etude de l'isolation des différentes parois des chambres froides .
- 3- Bilan frigorifique .
- 4- Calcul et choix des appareils principaux de l'installation
  - . Le condenseur .
  - . L'évaporateur .
  - . Le compresseur .
- 5- Calcul et choix des appareils annexes de l'installation .  
et détermination des diamètres des tubes .
- 6- Etude la régulation de l'installation .
- 7- Conclusion .

THEME DU PROJET

INSTALLATION FRIGORIFIQUE AU SAHARA

Données du centre météorologiques d'Oran :

Période : 1962 : 1975

- .Température maximum = 49°C observé en Juillet 1973
- .Température minimum = -3,2°C observé en Décembre 1966
- .Degré Hygrométrique maximum : 56% observé en 1973
- .Degré Hygrométrique minimum 15% observé en Décembre 1966

Données de base :

- .Surface du local frigorifique : (30 x 40) = 1200 m<sup>2</sup>
- .Entrepôt à un seul étage .

Il est demandé :

- 1- De concevoir un entrepôt frigorifique à un seul étage destiné à la conservation des fruits et légumes pouvant être conservés aux températures : 3°C , +1°C telle que : mandarines , oranges , citrons , melons , choux , oignons , pommes , raisins , abricots etc.....
- 2- D'étudier l'isolation de l'entrepôt frigorifique .
- 3- D'étudier l'installation frigorifique de l'entrepôt.

-o- D. DIMITROV -o-

-----

Le froid est un phénomène qui consiste à enlever de la chaleur à un corps pour le refroidir . Il est cependant aisé de refroidir un corps quelconque jusqu'à la température normale par les moyens naturels dont on dispose (air ou eau), mais quand il s'agit de porter ce corps ou le maintenir à une température inférieure à celle des moyens naturels il devient nécessaire de mettre en oeuvre un phénomène endothermique s'effectuant à une température inférieure à celle que doit attendre le corps à refroidir . Se système effectuant ce transfert de chaleur s'appelle système frigorifique .

. Au Sahara où la température est très haute , et les besoins en fruits et légumes sont ressentis : la production de froid est donc indispensable pour la conservation au frais des produits alimentaires .

. Un entrepôt frigorifique est un ensemble de chambres froides à différentes température , permettant la conservation au frais des produits alimentaires .

CONCEPTION  
TECHNOLOGIQUE

Cette étude permet d'aboutir à une solution économique d'un projet.

### 2.1: Emplacement du local:

Du point de vue thermique, la face la plus exposée au soleil est celle qui est à la plus haute température et par conséquent permet un transfert de chaleur important donc plus grande déperdition de froid.

Pour le calcul du rayonnement certains ouvrages conseillent une augmentation de  $10^{\circ}\text{C}$  pour la face Sud et la toiture, il serait donc plus économique d'avoir une face Sud de moindre superficie.

Pour le calcul technologique, on prend d'après les données météorologiques:

.Murs extérieurs:  $49^{\circ}\text{C}$

.Sol :  $25^{\circ}\text{C}$

.Cloisons entre chambres froides: suivant les différences de températures.

### 2.2: Étude architecturale:

La conception du bâtiment dans son ensemble tient compte de la quantité de marchandise à emmagasiner en envisageant des couloirs de circulation de chariots élévateurs pour la manutention, ces chariots sont du type Balkancar BV 418:

Charge utile: 1000Kg

Masse propre: 1780Kg

puissance: 4kW

Largeur: 1000mm

Longueur: 1017mm

La rentrée et la sortie de marchandises se fera par une rampe située à une hauteur de 1,10m du terrain ou du niveau des plates formes des camions utilisées pour le transport.



Pour une bonne circulation des chariots le couloir aura une largeur de 6 mètres.

Ces données me permettent de grouper les pièces suivant les critères de la construction des entrepôts frigorifique.

### 2.3: Etudes des chambres froides:

LES matériaux isolants doivent posséder certains qualités afin de pouvoir répondre aux principes de la réfrigération.

UN matériau idéal d'isolation a les caractéristiques suivantes:

- .Léger et non hygroscopique,
- .Imputréssible,
- .Inodore pour ne pas communiquer d'odeur aux denrées entreposées
- .Neutre vis à vis d'autres aliments
- .Ininflammable et ignifuge,
- .Plastique pour résister sans se rompre aux déformations d'un bâtiment ou suivre ses déformations,
- .Résister à la pression,
- .Résistant au tassement,
- .Ne pas se servir d'aliments aux rongeurs ou leurs permettent d'y creuser des galeries,
- .Très peu perméable à la vapeur d'eau afin d'éviter des condensations ou des congélations de vapeur d'eau à l'intérieur de l'isolant.

Remarque: l'isolant possédant les caractéristiques citées n'existe pas, c'est pourquoi dans l'industrie on cherche un isolant qui possède quand même le plus de ces caractéristiques.

Les isolants existant dans l'industrie sont:

- .Le liège pur expansé,
- .La fibre de verre,
- .Le polystyrène expansé,
- .Le styrofoam
- .Le chlorure de polyvinyle
- .Les mousses de polyuréthane
- .Le verre cellulaire.

### 2.3.2/ Choix de l'isolant:

Dans la présente étude le choix est porté sur le styrofoam comme isolant qui est utilisé depuis 1946 et dont son utilisation est de plus en plus grande.

Le styrofoam a pour matières premières: le charbon et le pétrole ces caractéristiques d'isolant sont bonnes:

.Le styrofoam est en effet léger

= 30Kg/m<sup>3</sup>; il est résistant à la pression et à l'écrasement: résistance à la compression : 2,5dan/cm<sup>2</sup>, et ayant un coefficient de conductibilité: 0,028 Kcal/m/°c et un coefficient de dilatation linéique:(6 à 7) 10<sup>-6</sup> .

### 2.4: Dangers de la transmission de la vapeur:

Ce point est d'une importance car la transmission de la vapeur à travers l'isolant entraîne sa condensation et éventuellement sa congélation et par conséquent une diminution des caractéristiques de l'isolant et peut-être sa détérioration.

Ce phénomène vient du fait que les deux faces de la paroi sont à des températures différentes et l'air baignant ces deux faces peut-être ou non à la même humidité relative, donc création de condensation de la vapeur et d'où un déplacement de la vapeur d'eau de la face chaude vers la face froide.

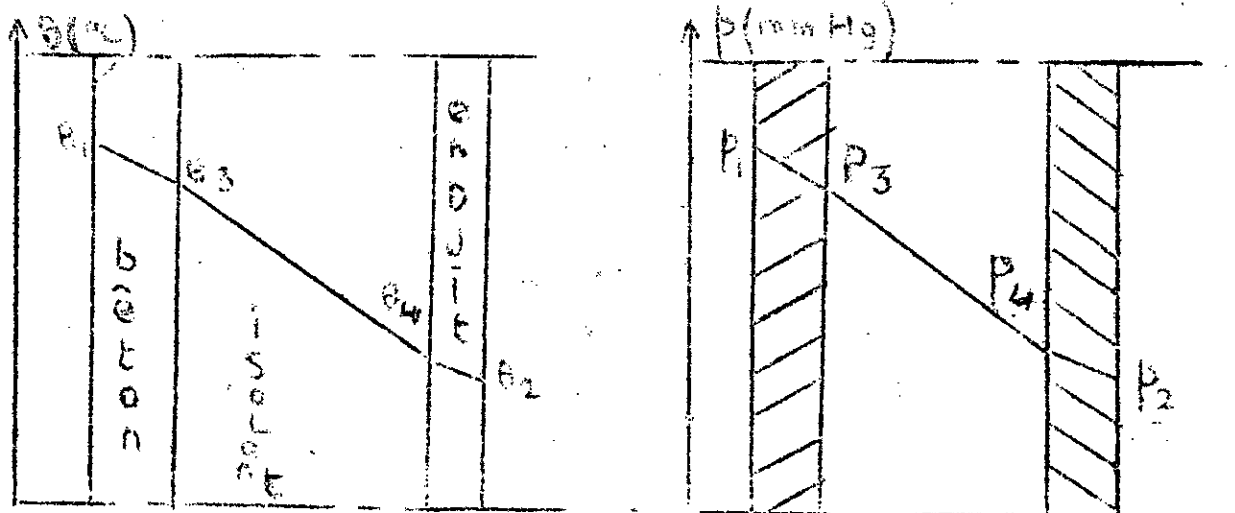


Fig 1

Ces deux figures montrent comment varient la température et la pression à travers une paroi composée.

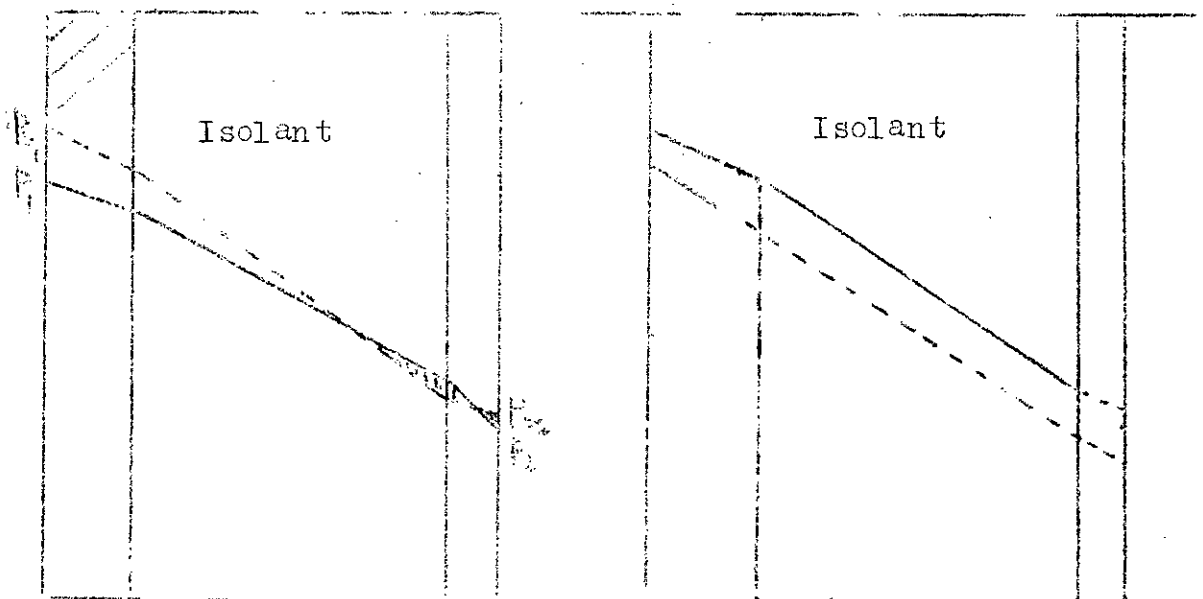
Les températures et pressions finales sont inférieures à celles du début:  $T_2 < T_1$  et  $p_2 < p_1$ , et soit donc une tension de vapeur :

$p_v = p_2 - p_1 \frac{p_1}{p_2}$ , et donc un déplacement de la vapeur d'eau vers la zone basse pression, ce déplacement sera plus important que:

- la différence de pression sera grande,
- la perméabilité du matériau sera élevée,
- l'épaisseur du matériau sera faible.

Cette variation de température et de pression peuvent entraîner facilement la condensation car la vapeur d'eau ayant pour support l'air atmosphérique, si au cours de son déplacement la température de l'air s'abaisse en dessous de son point de rosée il y'aura condensation et si ce point de rosée est supérieur à  $0^\circ\text{C}$  et il y'a même risque de congélation si la température de la paroi est en dessous de  $0^\circ\text{C}$  (c'est le cas de quelques chambres)

Les graphes si-dessous montrent se produit la condensation:



condensation dans l'isol Fig 2 sans risque de condensation

Si la pression de saturation est toujours supérieure à la pression partielle il n'y a aucun risque de condensation si par contre la pression de saturation tombe jusqu'à devenir inférieure à la pression partielle il y'aura condensation de l'eau.

Toute cette théorie attire l'attention qu'il faut prévoir un matériau placé entre le béton et l'isolant celui-ci a pour but d'abaisser la pression ainsi que la température de la vapeur d'eau (fig 3) avant d'arriver à l'isolant car comme le montre la fig 1 c'est dans l'isolant qu'il y'a une grande variation de pression et de la température.

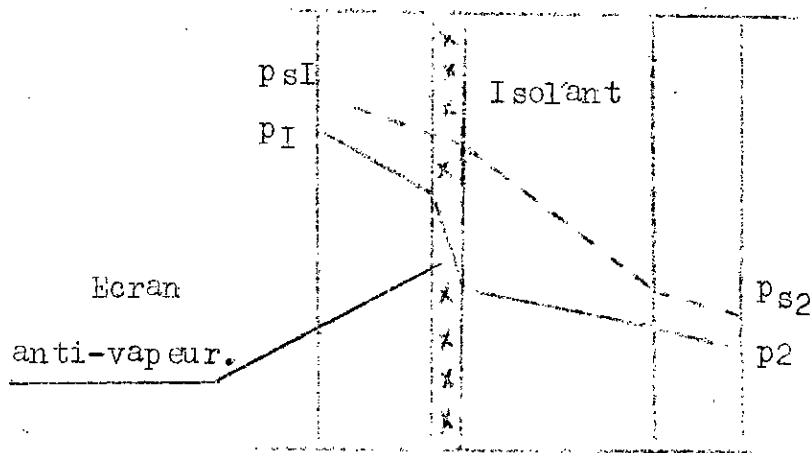


Fig:3

Les principaux matériaux du par-vapeur sont:

- le flintkote:émulsion stabilisée de bitume
- les mastics Foster:émulsions complexes d'asphaltes
- le valluthène: complexe d'aluminium-polyéthylène
- le paxalumun:complexe d'aluminium-bitume, etc...

#### 2.5: étude technologique d'assemblage:

Cette étude a pour but la réalisation finale des chambres froides

##### 2.4.1: Fixation de l'isolant sur les parois:

2.5.1.1: Sur parois verticales:

Il est important de remarquer que l'isolant se présente sous plusieurs couches, on adopte 2 couches de styrofoam;

les deux couches de styrofoam sont plaquées contre la paroi et serrées contre l'isolant par une attache métallique, sur les 2 couches d'isolant vient la couche de l'écran anti-vapeur afin d'éviter toute infiltration d'eau venant des enduits latéraux.

2.5.1.2: Sur le sol:

Afin d'éviter toute infiltration d'eau, l'isolant est protégé sur ces deux faces par un écran anti-vapeur. on prévoit une dalle en béton de 80mm qui sera posée sur l'ensemble isolant-écran et ensuite on termine par une légère couche de ciment.

Vérification du styrofoam à la compression:

1m<sup>3</sup> de béton armé pèse: 2500Kg

soit pour 1m<sup>2</sup> de surface et une épaisseur de 0,08m donne un volume de 0,08m<sup>3</sup> qui pèsera :

$$2500 \times 0,08 = 200 \text{Kg}$$

$$\text{soit donc: } 200 \text{Kg/m}^2$$

La charge du chariot : 1780Kg

Ces dimensions : 1,00 x 1,017 m<sup>2</sup>

Prenons donc : 2000Kg/m<sup>2</sup>

La charge nominale de marchandise: 1000Kg

soit donc au total: 3000Kg/m<sup>2</sup>

Le volume de stockage/m<sup>2</sup>: 1x5= 5m<sup>3</sup>

soit une charge de marchandise à stoker/m<sup>2</sup>: 5x0,35=1,75t/m<sup>3</sup>

SOIT au total: 0,02+0,175+0,3=0,495Kg/m<sup>2</sup>=4950Kg/m<sup>2</sup> < 25000Kg/m<sup>2</sup>

Le styrofoam supporte bien la charge nécessaire.

La figure ci-dessous montre la disposition des éléments (isolant, écran, anti-vapeur...)

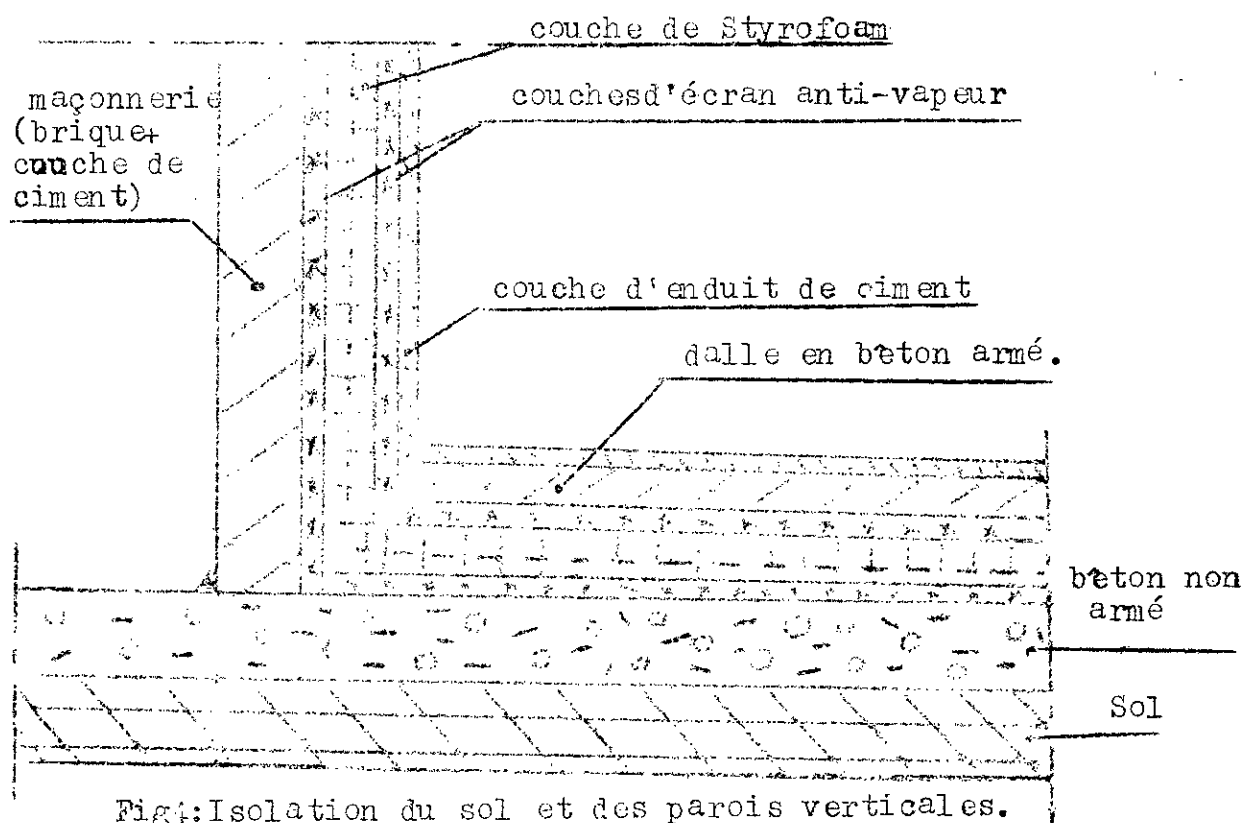


Fig4: Isolation du sol et des parois verticales.

### 2.5.1.3: Au plafond:

Pour une bonne fixation et une facilité dans le travail et une gain d'économie, on procède de la façon suivante:

l'ensemble écran-antivapeur, styrofoam sera fixé au plafond au moment du coffrage de la dalle en béton armé.

Remarque: certaines firmes produisent des parois avec crochets de fixation. Donc suivant les besoins, on choisira la construction la plus économique, la plus durable.

### 2.6: protection du sol contre le gel:

La congélation du sol est à éviter car elle entraîne la détérioration des murs, du bâtiment par soulèvement du sol. La congélation se produit plus particulièrement dans les chambres à températures négatives

Pour remédier au problème de congélation du sol on prévoiera un vide sanitaire, pour cela l'entrepot frigorifique sera à 1,10 mètre du sol. Ce sous sol peut servir aux canalisations électriques du bâtiment...

Nota: Le plan général de l'installation montre les dispositions des différentes salles.

B I L A N

F R I G O R I F I Q U E

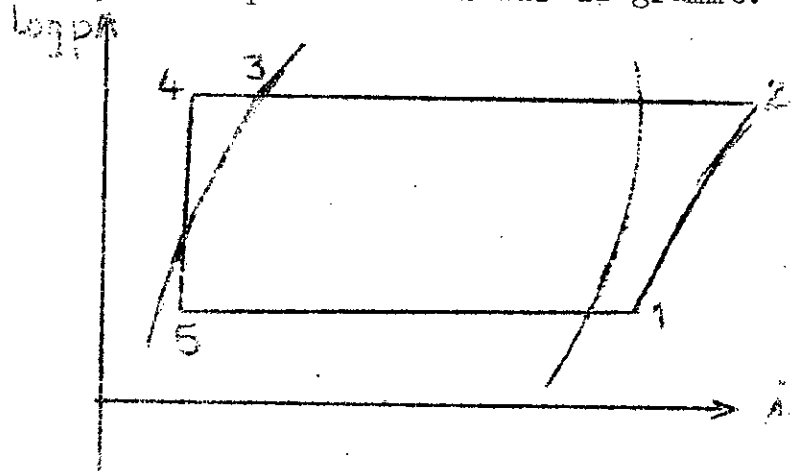


=====

Cette étude permettra la détermination des appareils principaux: l'évaporateur, le condenseur, le compresseur, ainsi que d'autres appareils annexes.

3.I: Etude du cycle:

3.I.I: Représentation sur diagramme:



.1-2: Compression polytropic du fluide: le travail permettant de faire passer le fluide de l'état 1 à l'état 2 est égal à la différence enthalpique  $i_2 - i_1$

$W_{1-2} = i_2 - i_1$  en Kcal/Kg de fluide

.2-3: Condensation du fluide: la quantité de chaleur à évacuer au condenseur est égale à celle absorbée à l'évaporateur plus celle produite par le compresseur.

Le diagramme Log p-i nous donne la lecture directe:

$W_{2-3} = i_3 - i_2$  en Kcal/Kg de fluide

.Sous refroidissement du fluide: le fluide est sous-refroidit jusqu'à la température  $t_4$

.Détente du fluide: lors de la détente il n'y a eu que transfert d'énergie et modification de l'état physique du fluide. Le diagramme Log p-i montre bien que:  $i_4 = i_5$

.Evaporation du fluide: le fluide prend de la

chaleur de l'évaporateur ou bien cède du froid à celui-ci et la quantité de chaleur cédée par l'évaporateur:

$$Q_{5-I} = i_I - i_5 \text{ en Kcal/Kg de fluide}$$

3.1.2: Choix de l'agent frigorigène:

Un fluide frigorigène parfait n'existe pas, mais on utilisera suivant les cas le fluide répondant aux exigences voulues.

Dans ce projet le choix est porté sur les fluides chlorofluorés, en effet les fréons sont les plus utilisés à l'heure actuelle.

Le Fréon I2:  $\text{CCl}_2\text{F}_2$  a les caractéristiques suivantes:

- .Le fréon I2 est liquide à la température ambiante
- .non explosif et non inflammable
- .et ils sont très utilisés dans les grandes installations frigorifiques, ce qui est le cas du projet.

3.2: Calcul des apports de chaleur:

=====

3.2.1: Calcul des coefficients d'échange:

3.2.1.1: épaisseur de l'isolant:

Certains documents donnent les épaisseurs de l'isolant suivant les cas, mais il est préférable de faire les calculs à la base d'une épaisseur qu'on choisie; et ainsi on arrive à la solution optimum, car l'utilisation de l'isolant en excès rend l'installation très coûteuse.

Le tableau suivant montre les épaisseurs usuelles de l'isolant pour le cas du styrofoam: cas de la réfrigération.

Désignation de la paroi		Épaisseurs maxi en cm
Sol	. Sur vide sanitaire	10
	. Circuit de réchauffage (6 à 8° c)	
Plafond	sous toiture: terrasse en béton	16
Murs extérieurs	. Exposition à l'ombre	10
	. Exposition au soleil	14
Murs intérieurs	entre chambres froides	8

3.2.1.2/coefficients superficiels:

Les coefficients superficiels sont pris égaux à 7 pour la surface en contact avec une pièce chauffée ou refroidie et à 18 à 20 pour la face extérieure (d'après Chauffage et climatisation par Bellakowsky) Le tableau ci-dessous donne les coefficients superficiels et les coefficients de conductibilité.

nature de la p paroi	h <sub>r</sub>	h <sub>c</sub>	coefficient de conductibilité			
			brique	béton	isolation	enduit
murs extérieurs	20	20	0,25 à 0,7	-	0,08 à 0,03	0,02 à 0,6
murs intérieurs	7	7	0,25	-	0,08 à 0,03	0,02 à 0,6
plafond	-	-	-	0,1 à 1,3	0,08 à 0,03	0,02 à 0,6
sol	-	-	-	0,15 à 1,3	0,08 à 0,03	0,02 à 0,6

Application au calcul du coefficient global de transmission:

le coefficient global de transmission est défini de la façon suivante:

$$K = \frac{I}{\frac{I}{H_r} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_c}}$$

. paroi extérieure: cette paroi est constituée de :

- . un mur en brique de 20cm d'épaisseur
- . une couche d'isolant de 8cm d'épaisseur

.une couche d'enduit de ciment:de 8mm d'épaisseur

soit donc:

$$K = \frac{I}{\frac{I}{20} + \frac{0,20}{0,7} + \frac{0,08}{0,1} + \frac{I}{7}} = 0,305$$

$$K = 0,31 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

.Paroi intérieure:

.un mur en brique en brique de 10cm d'épaisseur

.une couche d'isolant de 6cm

.une couche d'enduit de part et d'autre de 8mm

soit donc:

$$K = \frac{I}{\frac{I}{7} + \frac{0,20}{0,7} + \frac{0,08}{0,028} + \frac{0,008}{0,1} + \frac{I}{7}} = 0,366$$

$$K = 0,37 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

.Plafond:

.une dalle de béton de 10cm

.une couche d'isolant de 8cm

.une dalle en béton de gravillon de 8cm.

.une couche d'enduit de 8mm.

soit donc:

$$K = \frac{I}{\frac{0,1}{1,2} + \frac{0,008}{0,1} + \frac{0,08}{0,65} + \frac{0,08}{0,028}}, \quad K = 0,32 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

.Sol:

.une dalle de béton de 10cm

une couche d'isolant de 8cm

.une dalle en béton de gravillon de 8cm

.une couche d'enduit de 8mm.

soit donc:

$$K = \frac{I}{\frac{0,1}{1,2} + \frac{0,08}{0,028} + \frac{0,08}{0,65} + \frac{0,008}{0,1}} = 0,318$$

$$K = 0,32 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

3.2.2: Calcul du bilan thermique:

=====

Le calcul du bilan thermique dépend de plusieurs facteurs dont dépendent les déperditions de froid. Ces déperditions sont dues aux conditions ci-dessous:

- .transfert de chaleur par les parois: murs, sol et plafond.
- .réfrigération de la marchandise: ce paramètre tient compte de la quantité journalière de marchandises à introduire ainsi que de son maintien à température constante.
- .chaleur dégagée par la respiration des fruits et légumes.
- .la ventilation des chambres froides, c'est à dire le renouvellement d'air.
- .la chaleur émise par le personnel.
- .la chaleur émise par l'éclairage des lampes et au travail des machines.
- .pertes de froid dues à l'ouverture des portes pendant l'entrée et la sortie de marchandises.

Pertes incalculables.

En effet c'est à ces différentes de froid que les machines à installer devront faire face.

3.2.2.I: transfert de chaleur à travers

=====

les parois:

Le phénomène de transfert de chaleur est connu, on définit seulement les trois modes de transmission de chaleur:

- .la conduction: c'est le transfert de chaleur à travers (contact entre les molécules) les parois mais sans déplacement de matière.

.la convection: c'est le transfert de chaleur à travers la paroi s'accompagnant d'un déplacement de matière.

.le rayonnement: c'est le phénomène de l'émission de rayonnement énergétique par un corps dont la température absolue n'est pas nulle. Ce phénomène ne s'accompagne donc pas d'un déplacement de matière.

-le transfert de chaleur par conduction:

La quantité de chaleur à travers une paroi est donnée par la relation suivante:

$$Q = K \cdot S \cdot (t_e - t_s) \quad (\text{Kcal/h})$$

avec:

K: coefficient global de transmission de chaleur de la paroi

S: surface de la paroi en m<sup>2</sup>

t<sub>e</sub> : température extérieure de la paroi en °C

t : température intérieure de la paroi en °C.

.Application:

a) cas des chambres froides à 3°C: parois extérieures

$$t_e = 49^\circ\text{C}, t_s = 3^\circ\text{C}, S = 10 \times 5,5 = 55\text{m}^2$$

$$K = 0,32 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0,32 \times 55 \times (49 - 3) = 809,6 \text{ Kcal/h}$$

soit donc en une journée: 24h

$$Q_{24h} = 24 \times 809,6 = 19430 \text{ Kcal/24h}$$

b) cas de la paroi ouest--couloir

$$t_e = 49^\circ\text{C}, t_s = 10^\circ\text{C}, S = 6 \times 5 = 30\text{m}^2, K = 0,31 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

soit donc:

$$Q_{24h} = (0,31 \times 30 \times 39) \cdot 24 = 8705 \text{ Kcal/24h}$$

c) cas de la paroi : toiture -couloir:

$$t_e = 49^\circ\text{C}, t_s = 10^\circ\text{C}, S = 30 \times 6 = 180\text{m}^2, K = 0,32 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

les déperditions journalières sont donc de:

$$Q_{24h} = (0,32 \times 180 \times 39) \cdot 24 = 53914 \text{ Kcal/24h}$$

Nota: les calculs des déperditions de froid relatif au transfert de chaleur à travers les parois:murs,plafond,sol,sera porté sur des tableaux.

-le transfert de chaleur par rayonnement:

Le rayonnement solaire influe sur la charge frigorifique et a une part assez importante dans le calcul du bilan thermique.

Suivant la position géographique du pays (latitude),l'intensité lumineuse est plus ou moins importante:

d'après le Rietchel:"traité de chauffage et climatisation"pour l'Europe centrale(latitude:50°)le tableau suivant:

Europe Centrale,latitude:50°	Est	Sud	Ouest	Nord	Toit
Direction des parois:					
I:intensité du rayonnement solaire en Kcal/m2.h	525	370	525	140	770

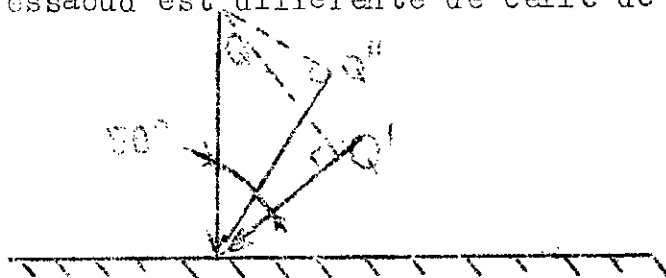
Les données de la station solaire de Bouzeréah(données relevées du projet de fin d'études:"Etude d'un chauffe eau solaire"

.Altitude:345m

.Latitude:36°48'04"

a Hassi-Messaoud la latitude est environde:32°

Il devient donc nécessaire de faire une conversion car la latitude à Hassi-Messaoud est différente de celle de l'Europe centra



$$\cos 50^\circ = \frac{Q'}{Q}; \quad Q = \frac{Q'}{\cos 50^\circ} = 1,56 Q'$$

$$Q(\text{à } 0^\circ) = 1,56 Q'$$

$$Q'' = Q \times \cos 32^\circ = 1,56Q' \times \cos 32^\circ = 1,56 \times 0,86 \times Q' = 1,34Q'$$

$$Q'' = Q' \times 1,34$$

Et ainsi on obtient les différentes valeurs pour Hassi-Messaoud

Les résultats sont regroupés dans le tableau ci-dessous:

.tableau pour le mois le plus chaud:

Direction des parois	EST	Sud	Ouest	Nord	Toit
I: intensité du rayonnement solaire pour l'Europe central	525	370	525	140	770
I': conversion à 0°	820	585	820	217	1201
I'': intensité du rayonnement solaire à Hassi-Messaoud latitude: 32°	705	503	705	187	1033

Le calcul relatif au transfert de chaleur par rayonnement demande une étude théorique très vaste, cela entraîne à recopier de la littérature, ceci a été déjà fait par différent projet. On se propose de faire cette étude d'une façon approchée, mais beaucoup plus simple et c'est ce qui est intéressant en réalité car il y'a toujours une majoration à faire.

D'après le Rietchel: tableau donnant le rayonnement solaire sur des surfaces horizontales pour l'Europe centrale:

Mois	Rayonnement global en Kcal/m <sup>2</sup> .h						
	Heure réelle du lieu						
	6 18	7 17	8 16	9 15	10 14	11 13	12
mars	-	105	238	365	474	548	561
avril	87	211	363	497	594	658	681
mai	160	317	444	585	686	750	681
juin	195	330	473	592	696	754	771
juillet	160	317	444	585	686	750	770



Le tableau précédent permettra le tracé des courbes de l'intensité du rayonnement en fonction des heures de la journée pour l'Europe centrale, avec la conversion déjà citée on aboutit au tracé de ces courbes pour les différentes directions de Hassi- Messaoud.

Ceci pourrait être établi en supposant que le maximum d'intensité est obtenu aux mêmes horaires que pour l'Europe centrale. Et en intégrant graphiquement heure par heure, on détermine l'aire réelle de la chaleur produite par rayonnement.

.Application au calcul du transfert de chaleur par rayonnement:

1/ Cas de la toiture: (voir graphe)

l'aire totale est la somme des aires rectangulaires hachurées:

$$S_r = 2 \cdot 75^\circ + (2 \times 10,5) + (2 \times 13,35) + (2 \times 15,8) + (2 \times 18,1) + (2 \times 19,75) + (2 \times 20,45) = 210,7 \text{ cm}^2$$

et si l'on considère que le rayonnement a la même intensité durant toute la journée, l'aire fictif sera:

$$S_f = 20,66 \times 24 = 495,84 \text{ cm}^2$$

Le pourcentage sera donc de:

$$\frac{210,7}{495,84} = 42,5\%$$

2: Cas des faces: Est et Ouest:

de la même façon on détermine l'aire réelle par intégration graphique:

$$S_r = 118,4 \text{ cm}^2$$

aire fictif:

$$S_f = 338,4 \text{ cm}^2$$

$$\text{le pourcentage du rayonnement: } \frac{118,4}{338,4} = 35\%$$

3: Cas de la face Sud:

.aire réelle:

$$S_r = 67,7 \text{ cm}^2$$

.aire fictif:

$$S_f = 240 \text{ cm}^2$$

.pourcentage du rayonnement: 28,2%

4: Cas de la face Nord:

.aire réelle:  $S_r = 14,82 \text{ cm}^2$

.aire fictif:  $S_f = 91,2 \text{ cm}^2$

.pourcentage du rayonnement = 16,25%

La chaleur pénétrante à travers les parois extérieures est donnée par la relation suivante:

$$Q = \frac{K}{h_a} \cdot A \cdot I \cdot S + K(t_a - t_i) \cdot S \text{ en Kcal/h}$$

avec:

K: coefficient global de transmission de chaleur (Kcal/m<sup>2</sup>.h.)

h<sub>a</sub>: coefficient superficiel de transmission de chaleur

h<sub>a</sub> = 20 Kcal/m<sup>2</sup>.h.°C

A: coefficient d'absorption, on le prend généralement égal à 7.

S: Surface de la paroi (m<sup>2</sup>)

t<sub>a</sub>: température extérieure (°C)

t<sub>i</sub>: température intérieure (°C)

Nota: pour la face Sud et le cas de la toiture on admet une augmentation de température de 10°C.

. Application:

- I: Cas de la toiture: chambre froide à 3°C.

. température extérieure: t<sub>a</sub> = 49 + 10 = 59°C

. température intérieure: t<sub>i</sub> = 3°C

. intensité du rayonnement solaire: I = 1033 Kcal/m<sup>2</sup>

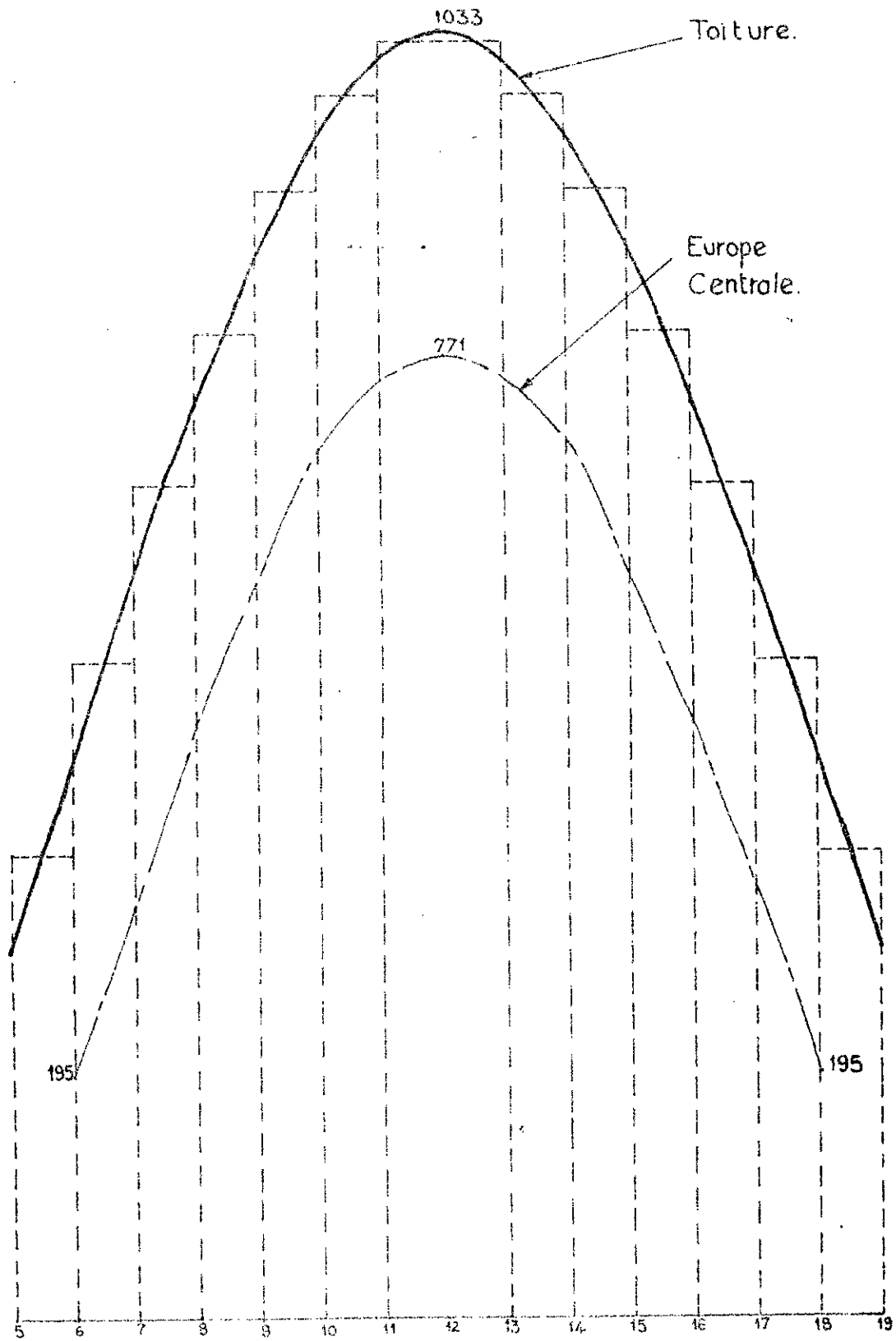
. surface: 2(17x10) = 340 m<sup>2</sup>

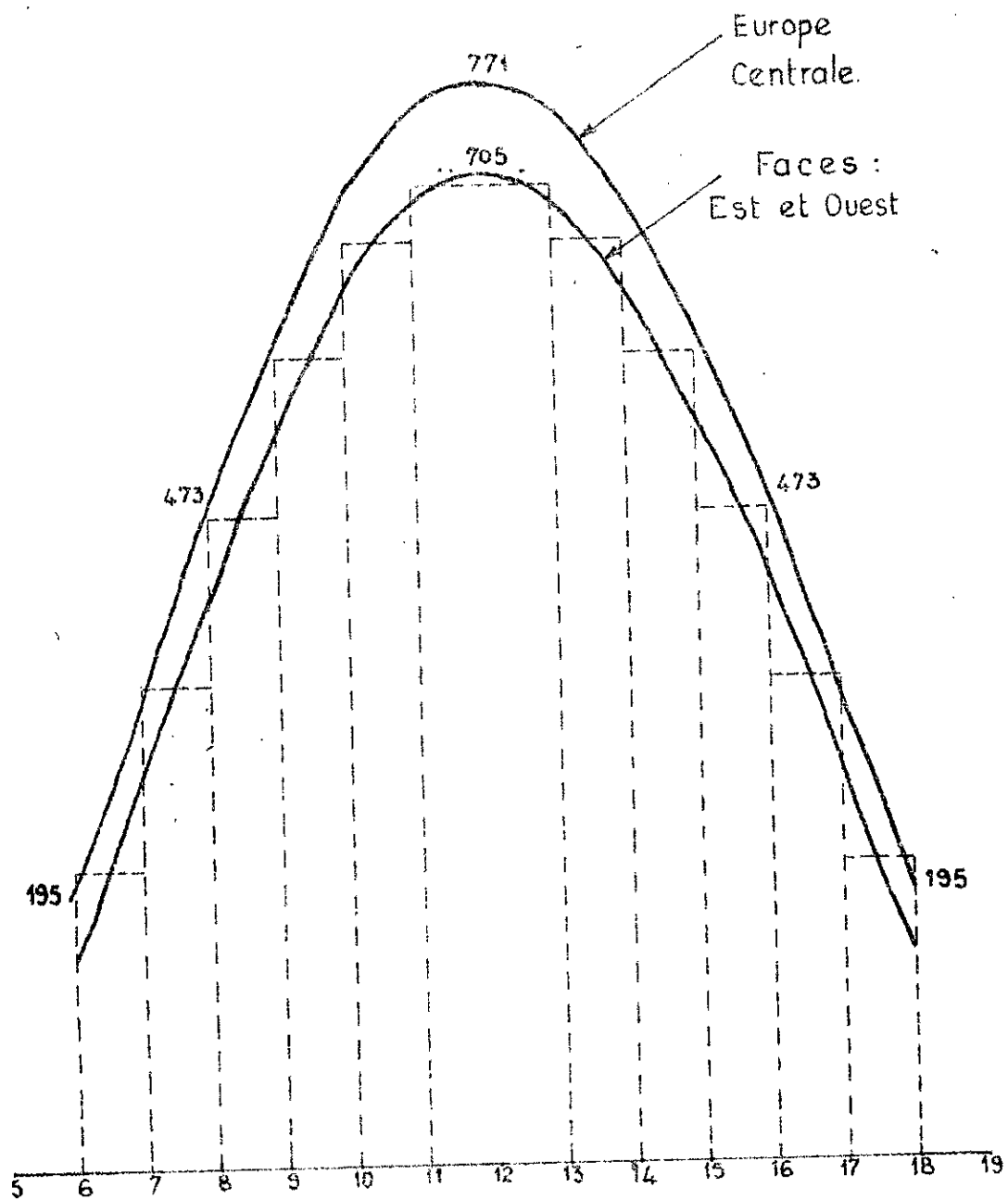
. coefficient global de transmission: K = 0,32  $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$

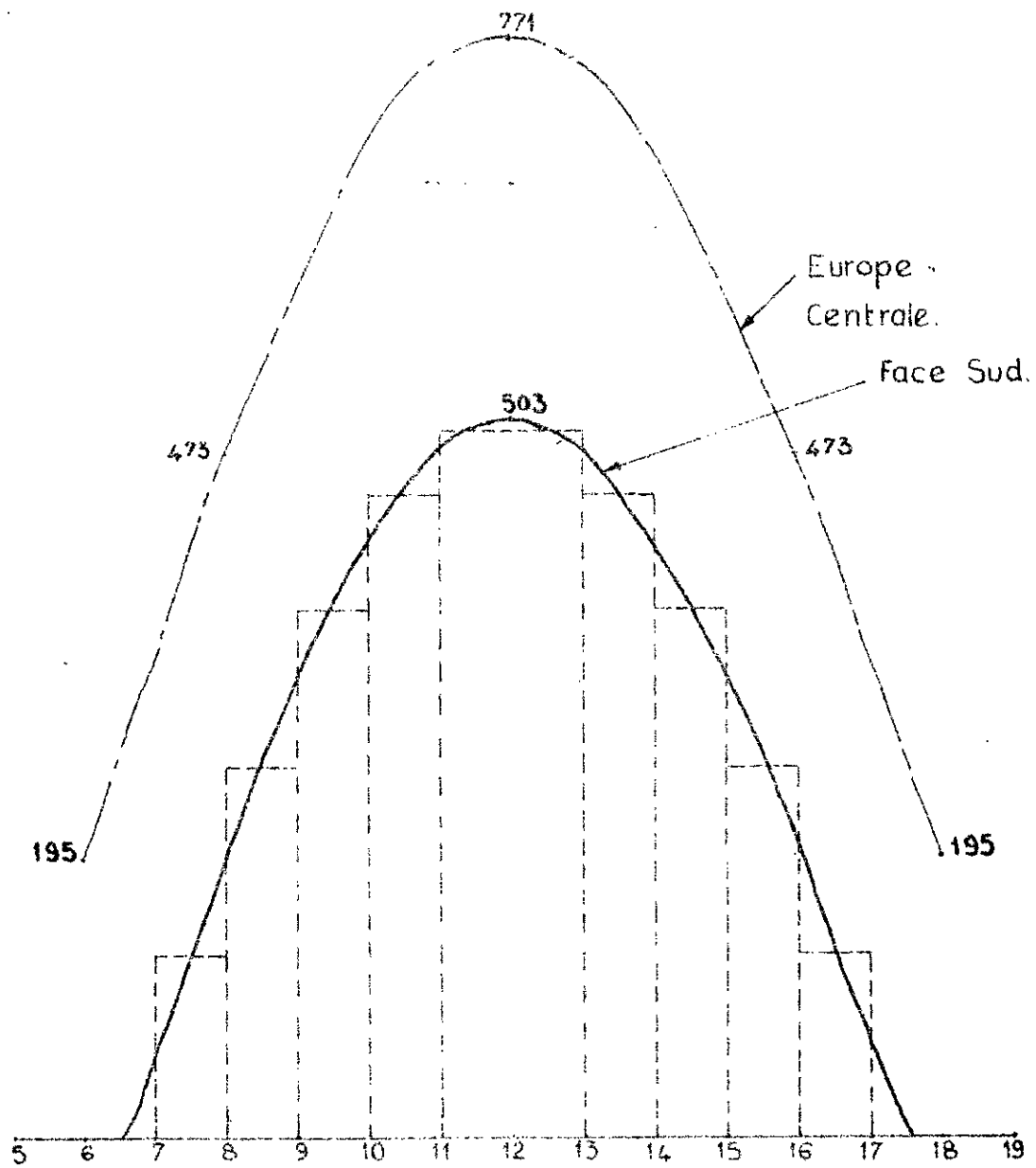
. la chaleur pénétrante par 24 heures est donc de:

$$Q_{24h} = \left( \frac{0,32}{20} \times 0,7 \times 1033 \times 2(10 \times 17) + 0,32(59 - 3) \times 10 \times 17 \times 2 \right) 24 = 240636 \frac{\text{Kcal}}{24h}$$

la chaleur réelle pénétrante: 240636 x 0,425 = 102270 Kcal/24h







3.2.2.2: Déperdition par la réfrigération  
de la marchandise;

Cette quantité de froid perdue est due à l'introduction journalière de la marchandise, c'est à dire qu'il faut évacuer de la chaleur pour abaisser la température des fruits de la température d'introduction à la température de conservation. Celle-ci est proportionnelle à:

-masse de la marchandise à réfrigérer; M

-la chaleur massique des fruits: c

-la différence des températures d'entrée et de sortie

La quantité de froid à produire pour la réfrigération de la marchandise est donnée par la relation suivante:

$$Q_r = M \times C \times (t_{em} - t_{cm}) \text{ en Kcal/h}$$

avec M en Kg

C en Kcal/Kg.°C

la valeur de C est donnée par des tableau: pour les légumes en général elle vaut : 0,90 Kcal/Kg.°C

.détermination de la masse de marchandise :

.hauteur de stockage: 5 m

.volume de stockage pour une chambre:  $(5 \times 10 \times 17) \text{ m}^3$

.volume total pour l'ensemble du local:

$$(5 \times 10 \times 17) \times 6 = 5100 \text{ m}^3$$

les normes donnent une quantité de stockage de  $(0,3 \text{ à } 0,35) \text{ t/m}^3$

soit donc une quantité de marchandise de:  $5100 \times 0,35 = 1785$  tonnes en admettant une entrée journalière de: 10%;

la quantité de marchandise à introduire est donc de:

$$M = 1785 \times 10\% = 178,5 \text{ tonnes}$$

et pour une chambre froide:  $\frac{178,5}{6} = 29,75$  tonnes.

la température d'entrée de la marchandise est prise égale à :  
28°C.

La quantité de froid est donc de: cas de la chambre froide à 3°C

$$Q_r = 29,75 \times 10^3 \times 0,9 \times (28-3) = 669375 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

cette quantité de marchandise est réfrigérée pendant 24h et  
la quantité de froid à produire à l'heure:

$$Q_r = \frac{669375}{24} = 33469 \text{ Kcal}/\text{h}$$

### 3.2.2.3: Dépèrditions de froid par la respiration de la marchandise:

La chaleur à apporter pour vaincre la chaleur de rèspiration  
de la marchandise dépend de :

- .la quantité de marchandise à stocker,
- .la chaleur de rèspiration des fruits et légumes.

Cette quantité de froid est donnée par la relation suivante:

$$Q_{res} = C_r \times M$$

avec:

$C_r$ : chaleur de rèspiration, elle est donnée par des tableaux  
pour les fruits et légumes elle est égale à: 10Kcal/t.h

Exemple d'application pour une chambre froide:

.cas de la chambre froide à 3°C:

$$Q_{res} = 10 \times 29,75 = 297,5 \text{ Kcal}/\text{h}$$

soit pour une journée:

$$Q_{res} = 297,5 \times 24 = 7140 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

### 3.2.2.4: Dépèrditions par renouvellement d'air:

Une quantité de frigories est absorbée par ce renouvellement  
d'air qui est indispensable à la bonne tenue des chambres  
froides et par conséquent à la bonne tenuè des marchandises.

Cette quantité de froid dépend de :

- .des caractéristiques de l'air intérieur et extérie  
ieur:  $(t^o, \varphi \%)$
- .du nombre de renouvellement d'air par jour: n
- .du volume de la chambre froide: v (m<sup>3</sup>)

La relation suivante donne la quantité de chaleur introduite:

$$Q_{air} = n \times \frac{V}{v_a} \times (h_e - h_i)$$

Avec:

$h_e$ : enthalpie de l'air extérieur

$h_i$ : enthalpie de l'air intérieur

$v_a$ : volume massique de l'air

Le diagramme psychrométrique donne:

.air extérieur:  $t = 19^o C, \varphi = 56\%$

la lecture du diagramme donne:  $h_e = 38 Kcal/Kg$

.l'air intérieur supposé pour l'ensemble du local:

$t = 0^o C, \varphi = 90\%$ , donne  $h_i = 1,85 Kcal/Kg$

Exemple d'application numérique:

-----  
.cas de la chambre froide à  $3^o C$ :  
-----

.volume de la chambre:  $v = 17 \times 10 \times 5 = 850 m^3$

.en admettant un renouvellement d'air tous les six heures, soit quatre fois par jour.

.volume massique de l'air:  $v_a = 1,293 m^3/Kg$

$$Q_{air} = \frac{4 \times 850}{1,293} \times (38 - 1,85) = 95058 Kcal/24h$$

### 3.2.2.5: Dépèrditions dues aux personnels

=====

Lors de l'introduction de la marchandise ainsi qu'à la sortie le personnel travaillant dans le local frigorifique émet de l'énergie thermique ainsi que de la vapeur d'eau produite par la respiration des individus; donc on doit dépenser une certaine quantité de froid pour maintenir la température du local dans les conditions voulues.



Cette quantité de chaleur introduite est proportionnelle:

- .au nombre de personnes dans le local,
- .aux nombres d'heures de travail de ces individus:
- .à la chaleur totale émise par l'individu.

Celle-ci est donnée par des tableaux:

Température de la salle °C	travail léger q(Kcal/h)	travail moyen q(Kcal/h)	travail dur q(Kcal/h)
0	230	235	240
5	200	210	220
10	170	180	190
15	145	155	170
20	115	130	145

ce tableau a été relevé du manuel du frigoriste.

soit pour une température de base égale à 0°C et pour un travail dur : q =240Kcal/h pour une personne.

Application:

.on estime le nombre d'individus travaillant dans le localégal à 8

.Le temps de séjour est estimé à7heures.

la quantité de chaleur est donc de:

$$Q_{pers} = P \times t \times q$$

$$8 \times 7 \times 240 = 13440 \text{ Kcal}/24h$$

3.2.2.6: Déperditions dues à l'éclairage

Les normes Roumaines donnent la puissance installée par m2 de plancher soit(25W/m2).

on admet un temps de marche des lampes de 7 heures.

la surface du plancher égale à:1200m2

la puissance totale installée:P=1200x25=30000W

Cette énergie se transforme en chaleur à raison de 860Kcal/KW

donc la chaleur dégagée par l'éclairage:  $Q_{\text{écl}}$

$$Q_{\text{écl}} = 30 \times 860 = 27800 \text{ Kcal/h}$$

la quantité de chaleur journalière est donc de:

$$Q_{\text{écl}} = 7 \times 27800 = 194600 \text{ Kcal/24h}$$

$$Q_{\text{écl}} = 194600 \text{ Kcal/24h}$$

3.2.2.7: Dépèrditions dues à l'ouverture  
des portes:

Il existe aussi des pertes dues à l'ouverture des portes lors de l'introduction et la sortie de la marchandise, ces dépèrditions sont d'après les normes Bulgare de : 6. Kcal/m<sup>2</sup>.h

Les portes sont étanches et ont les dimenssions suivantes:

largeur: 2,5m

hauteur: 4 m

surface: 10 m<sup>2</sup>

soit en prenant un temps d'ouverture des portes égal à celui du temps de séjour des travailleurs dans le local: soit 7 heures les dépèrditions pour une chambre froide sont donc de:

$$Q_{\text{ouv}} = S \times t = 10 \times 7 \times 6 = 420 \text{ Kcal/24h}$$

3.2.2.8: Pèrtes incalculables:

Ces pertes représentent un certain pourcentage du bilan frigorifique, ils sont estimées à 5% de la puissance frigorifique totale.

Le bilan frigorifique pour chaque chambre froide est porté dans des tableaux.

BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N°1.  $t_1 = 3^{\circ}\text{C}$

I. Dépèrditions par conductibilité:

	surface de dépèrdit	coef glob de transmiss	differ de tempèr	PERTES en Iheure	PERTES en 24 heures
Désignation de la paroi	m <sup>2</sup>	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$^{\circ}\text{C}$	Kcal/h	Kcal/24h
SOL-CH. FROIDE	170	0,32	25	1360	32640
PLAF-CH. FROIDE	170	0,32	46	2502	60048
PAROI Sud	55	0,31	46	784	18816
PAROI Ouest	93,5	0,31	46	1333	31992
Couloir-CH. FROIDE	55	0,37	7	143	3432
Conduction par parois donnant sur le couloir					10437
TOTAL					157365

2. Dépèrditions par rayonnement:

Désignation des parois	Surf m <sup>2</sup>	coef. Gl Kc/m <sup>2</sup> h <sup>o</sup> C	Coef. Sup "	Coef. Abs -	Int Kc/mh <sup>o</sup> C	St C	Pertes 24h Kc/24h	%	Pertes réelles Kc/24h
Toit-CH. FR	170	0,32	20	0,7	1033	56	120338	125	51135
Mur .Sud	55	0,31	20	0,7	503	56	30119	282	8494
Mur .Ouest	93,5	0,31	20	0,7	705	16	49164	35	17207
rayonnement par le couloir:									9167
Total:									86003

3. Réfrigération de la marchandise: 111563

4. Respiration de la marchandise: 7140

5. Renouvellement d'air : 95058

6. Introduction du pèrsonnel : 2240

7. Ouverture des portes : 420

Eclairage des lampes : 32433

9. Pertes incalculables=5% : 25001

Total du Bilan thermique

325025

BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N°2.  $t_i = 3^{\circ}\text{C}$

I. Dépèrditions par conductibilité:  
elles sont les mêmes que pour celles de la CH.fr N°I:  
Q<sub>conc</sub>: 157365

2. Dépèrditions par rayonnement:

	surf	coeffi global	coef supèrfrayon	Int. frayon	$\Delta t$	Pertes Fictiv	%	Pertes Réelles
Désignation des Parois	m <sup>2</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h.°C	Kcal m <sup>2</sup> h.°C	Kcal m <sup>2</sup> .h	°C	Kcal 24h	-	Kcal 24h
Paroi-Ouest	935	0,31	20	705	46	49164	35	17207
Paroi-Nord	55	0,31	20	187	46	21504	16,3	3494
Toiture Ray-Couloir	170	0,32	20	1033	56	120318	42,5	51135 9167
TOTAL:	-	-	-	-	-	-	-	80973

3. Réfrigération de la marchandise: III573

4. Rèspiration de la marchandise : 7140

5. Renouvellement d'air : 95058

6. Introduction du pèrsonnel : 2240

7. Ouverture des portes : 420

8; Eclairage des lampes : 32433

9. Pertes incalculables : 25000

. Total du Bilan frigorifique : 512200

BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N°3.  $t_1 = 1^{\circ}\text{C}$

I. Dépèrditions par conductibilité:

	surf ace	coefficid glob de T	différ de temp	Pertes en Iheure	Pertes en 24 heures
Désignation de la paroi.	m <sup>2</sup>	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$^{\circ}\text{C}$	Kcal/h	Kcal/24h
Sol-CH.FROIDe	170	0,32	27	1469	35256
Toiture	170	0,32	48	2611	62664
Mur.dir.ec.Sud	55	0,31	48	818	19632
CH.FR-Couloir	55	0,37	9	183	4392
Conduction par les parois donnant au couloir:					10137
Total	-	-	-	-	132381

2. Dépèrditions par rayonnement:

	surf	coef Glob	coef Sup	Int Ray	$\Delta t$	Pertes Fictiv	%	Pertes Réelles
Désignation des parois	m <sup>2</sup>	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	$^{\circ}\text{C}$	Kcal/24h	-	Kcal 24h
Parci Sud	55	0,31	20	505	58	30938	292	8724
Toiture	170	0,32	20	1033	58	122929	425	52245
Ray; par le couloir								9167
Total:	-	-	-	-	-	-	-	70136

3. Réfrigération de la marchandise:	111573
4. Rèspiration de la Marchandise :	7140
5. Renouvellement d'air :	95058
6. Introduction du personnel :	2240
7. Ouverture des portes :	420
8; Eclairage des lampes :	32433
9: Pertes incalculables :	25000
Total du Bilan frigorifique :	476380

BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N° 4  $t_i = 1^\circ C$

I.  
I. Dépèrditions par conductibilité:

$$Q_{cond} = 132381$$

2. Dépèrditions par rayonnement:

	S	coef Glob	coef sup	Int Ray	$\Delta t$	Pertes Fictive	%	Pertes Réelles
Désignation des parois	m <sup>2</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>o</sup> C	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>o</sup> C	Kcal m <sup>2</sup> h	<sup>o</sup> C	Kcal 24h	-	Kcal 24h
Paroi.Nord	55	0,31	20	187	48	22320	16,3	3627
Toiture couloir	170	0,32	20	1033	58	122929	42,5	52245 9167

.Total: 65040

- 3. Réfrigération de la marchandise: III573
- 4. Réspiration de la marchandise : 7140
- 5. Renouvellement d'air : 95058
- 6. Introduction du personnel : 2240
- 7. Ouverture és portes : 420
- 8. Eclairage des lampes : 32433
- 9. Pertes incalculables : 25000

Total du Bilan frigorifique : 471285

## BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N°5.  $t_i = -1^\circ\text{C}$ 

## 1. Dépèrditions par conductibilité:

Désignation des parois	surf	coef. Glob	dif. tem	Pertes par heure	Pertes par heure
	m <sup>2</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>°C</sup>	°c	Kcal/H	Kcal/24h
Paroi Sud	55	0,31	50	853	20472
Paroi Est	93,5	0,31	50	1449	34776
Toiture	170	0,32	50	2720	65280
Sol	170	0,32	29	1578	37872
Paroi-Couloir	55	0,37	11	224	5376
Paroi. ext-COUL					10437
Total					174213

## 2. Dépèrditions par rayonnement:

Désignation des parois	surf	coef glob	coef sup	Int Ray	$\Delta t$	Pertes Fictives	%	Pertes Réelles
	m <sup>2</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>°C</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>°C</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h	°c	Kcal 24h	-	Kcal 24h
toiture	170	0,32	20	1033	60	125540	425	53354
Paroi Sud	55	0,31	20	503	60	31760	282	8955
Paroi Est	93,5	0,31	20	705	50	51950	35	18180
Parois ext- couloir								9167
Total	-	-	-	-	-	-	-	89656

## 3. dépèrditions par réfrigération:

4. Réspiration de la marchandise :	7140
5. Renouvellement d'air :	95058
6. Introduction du personnel :	2240
7. Ouverture des portes :	420
8. Eclairage des lampes :	32433
9. Pertes incalculables :	25000
Bilan frigorifique	437733

## BILAN FRIGORIFIQUE

CHAMBRE FROIDE N°6.  $t_i = -1^\circ\text{C}$ 

## I. LE PERDITION par conductibilité:

 $Q_{\text{cond}} =$ 

174213

## 2. Dépèrditions par rayonnement:

	surf	coef Glob	coef Sup	Int Ray	$\Delta t$	PERTES Fictive	%	PERTES Réelles
Désignation des parois	m <sup>2</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h. <sup>°C</sup>	Kcal m <sup>2</sup> h <sup>°C</sup>	Kcal m <sup>2</sup> .h	°C	Kcal 24h	—	Kcal 24h
toiture	170	0,32	20	1033	60	25540	42,5	53354
Paroi-Est	935	0,31	20	705	50	51950	35	18180
Paroi-Nord Paroi extèrie couloir	55	0,31	20	187	50	23138	16,3	3760  9167
<b>Total :</b>								84161

3. Réfrigération de la marchandise:	111573
4. Rèspiration de la marchandise :	7140
5. Renouvellement d'air :	95058
6. Introduction du personnel :	2240
7. Ouverture des portes :	420
8. Eclairage des lampes :	32433
9. Pertes incalculables :	25000
<b>Bilan frigorifique</b>	<b>433038</b>



Vérification des calculs:

D'après les normes Bulgare:les dépèrditions pour le cas d'une de stockage de produits réfrigérés ayant une température de base de 0°C ,sont de :2000 à 2500 Kcal/24h.m2

Les dépèrditions totales du local sont de :289166IKcal/24h soit pour un mètre carée de surface:2410 Kcal/24h.m2

Le résultat se situe bien dans la fourchette donnée par les normes Bulgare.Les calculs sont donc exacts.

=====

# PRODUCTION DU FROID

- LE CONDENSEUR
- L'EVAPORATEUR
- LE COMPRESSEUR
- LES Appareils Annexes  
du Circuit
- LA RÉGULATION

CHAPITRE I: LE CONDENSEUR.

=====

Le condenseur est un échangeur de chaleur entre le fluide froid et le fluide frigorigène qui vient d'être chauffé et comprimé, par le compresseur.

4.1: Différents type de condenseur:

=====

On distingue les condenseurs à air et les condenseurs à eau.

Dans cette étude on ne s'intéresse qu'aux condenseurs à eau car les condenseurs à air ne peuvent évacuer qu'une quantité de chaleur de l'ordre de 30000fg.h.

Les condenseurs à eau :

- condenseurs multitubulaires
- condenseurs à immersion
- condenseurs à ruissellement
- condenseurs à évaporatio forcée:
  - à tubes lisses
  - tubes à ailettes.

Le choix est porté sur les condenseurs multitubulaires utilisant un économiseur d'eau, l'eau est ainsi recyclé et refroidie à chaque entrée au condenseur sur un refroidisseur d'eau atmosphérique appelé: Tour de refroidissement d'eau. La consommation d'eau est ainsi limitée à l'appoint d'eau évaporée pour un autorefroidissement plus les pertes.

4.2: Etude et calcul du condenseur:

=====

4.2.1: Rôle du condenseur:

=====

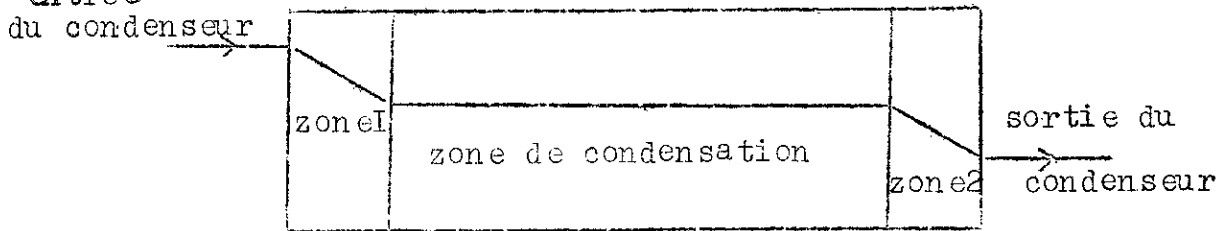
Le rôle du condenseur est d'enlever de la chaleur au fluide frigorigène par l'intermédiaire du fluide de condensation: eau.

Il existe 3 zones de condensation:

- une zone de désurchauffe: qui permet de désurchauffer les vapeurs comprimées,

- une zone de condensation,
- et une zone de sous refroidissement.

Le schéma ci-dessous montre les 3 zones du condenseur ainsi que l'évolution du fluide frigorigène dans le condenseur.



Dans la pratique les constructeurs d'appareils adoptent un coefficient global de transfert de chaleur moyen compte tenu que la chaleur évacuée par les zones de surchauffe et de sous refroidissement étant faible.

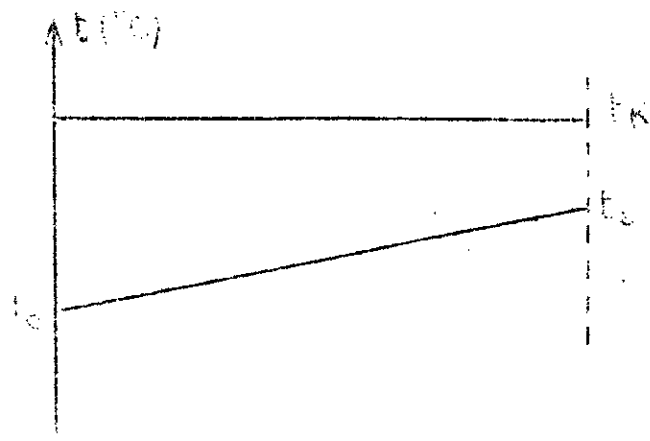
#### 4.2.2: Choix de la température de condensation:

Le diagramme (i,x) pour l'air humide montre l'évolution de l'air depuis les conditions initiales:  $t_a = 48,7^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_a = 56\%$   
Par une transformation simple (voir diag (i,x)): refroidissement à enthalpie constante, le diagramme montre que la formation de la vapeur humide s'obtient à  $39^\circ\text{C}$ .

Ainsi on choisit une température de condensation de  $40^\circ\text{C}$ , et on utilisera de l'eau circulant dans un circuit fermé, et ainsi la quantité d'eau est minimisée au maximum.

ON prendra une température de sous refroidissement égal à  $35^\circ\text{C}$   
L'échange entre l'eau et le fluide frigorigène montre qu'il faut un écart de température d'au moins  $5^\circ\text{C}$ .

Le schéma ci-dessous montre l'évolution des deux fluides:



tk: température de condensation

te: température d'entrée de l'eau dans le condenseur

ts: température de sortie de l'eau du condenseur.

1.2.3: Calcul de l'écart moyen logarithmique

écart à l'entrée:  $\Delta t = t_f - t_e$

écart à la sortie:  $\Delta t = t_f - t_s$

L'écart moyen logarithmique est défini de la façon suivante:

$$\Delta t = \frac{t_e - t_s}{\ln \frac{t_e}{t_s}} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

il est défini aussi d'une autre façon:  $\Delta t = \frac{t_e - t_s}{2} = t_f - \frac{t_e + t_s}{2}$

soit une température de l'eau à l'entrée du condenseur égal à

30°C, l'écart moyen de température sera de :

$$t = 40 - \frac{30 + 35}{2} = 7,5^\circ\text{C}$$

ou bien:  $t = \frac{(40 - 30) - (40 - 35)}{\ln \frac{(40 - 30)}{(40 - 35)}} = 7,2^\circ\text{C}$

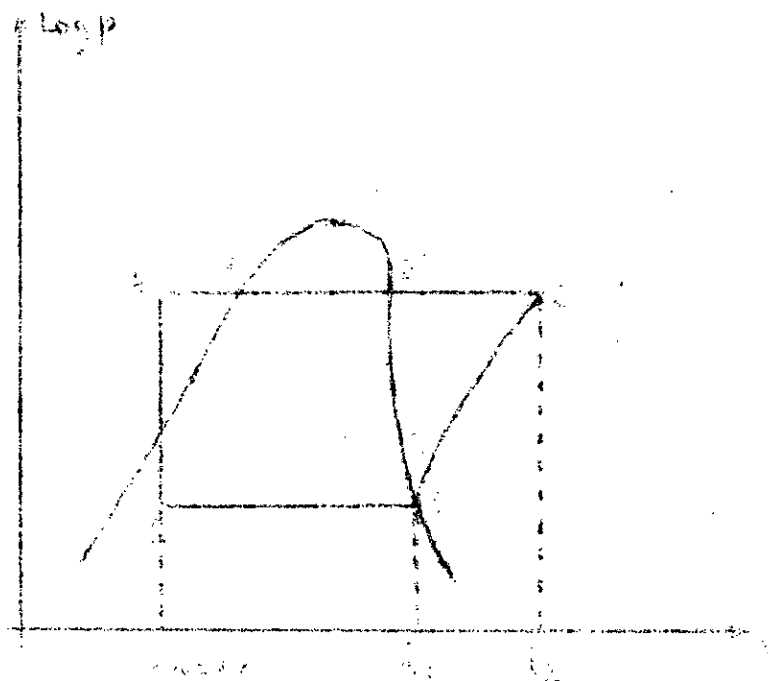
prenons alors:

$$t = 7,5^\circ\text{C}$$

1.2.4: Cycle du fluide frigorigène:

1.2.4.1: Représentation sur diagramme

Logp-i:



.Partant de l'état initial ( $p_I, t_I$ ) le fluide est comprimé polytropiquement jusqu'à la température  $T_2$  et pression  $P_2$

2.2' : refroidissement du fluide dans le condenseur à la pression constante  $p_2$  .

2'-3 : Condensation du fluide à pression et température constantes

3-4 : un sous refroidissement à pression constante .

4 - 5: Le fluide effectue une détente isenthalpique en cédant du froid à l'évaporateur .

5 - I: retour à l'état initiale .

La lecture sur le diagramme logp-i donne :

	1	2	2'	3	4	5
T(°C)	-5	40	40	50	35	-5
i(Kcal/K)	185	210	202	74	69,5	69,5

4.2.4.2. : Chaleur évacuée par kilogramme de fluide frigorigène :

La chaleur évacuée par kg de fréon I2 :  $q_0 = i_2 - i_5$  , elle est donnée directement sur le diagramme logp-i :

$$q_0 = i_2 - i_5 = 210 - 69,5 = 140,5 \text{ kJ/kg.}$$

$$q_0 = \frac{140,5}{4,18} = 33,61 \frac{\text{k cal}}{\text{kg}}$$

4.2.4.3 : quantité de froid produit par 1 kg de CCl2 F2 : Freon I2 :

Elle est donnée aussi directement par le diagramme logp-i :

$$q_f = i_1 - i_5 = 185 - 69,5 = 115,5 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$q_f = 115,5 / 4,18 = 27,63 \frac{\text{k cal}}{\text{kg}}$$

4.2.4.4 : Déperditions de froid horaire :  
c'est la somme des déperditions de chaque chambre froide divisée par le nombre d'heures de travail par jour du compresseur .

Sachant que le compresseur travaille 18 heures par jour ; la quantité de froid horaire est donc de :

$$\Phi_{oh} = \frac{2.855.661}{18} = 158648 \frac{\text{k cal}}{\text{h}}$$

4.2.4.5 : Masse de fluide en circulation

La masse totale de fluide frigorigène en circulation est donc :

$$M = \frac{\Phi_{oh}}{q_c} = \frac{158648}{27,63} = 5742 \text{ kg/h}$$

4.2.4.6. : Chaleur évacuée par le condenseur en kcal / h

La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est la somme de :  
-La chaleur de fluide obtenue lors de la compression et de la quantité de froid cédée à l'évaporateur .

$$Q_k = q_o \cdot M = 33,61 \cdot 5742 = 192989 \text{ kcal/h}$$

$$k = 192989 \text{ kcal/h}$$

Remarque : cette quantité de chaleur évacuée par le condenseur  
pourrait être récupérée pour le chauffage pendant la nuit .

4.3 : Calcul du coefficient global de transfert de  
chaleur :

Le coefficient global de transfert de chaleur est donné par :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}$$

$h_1$  : Coefficient de transmission de la chaleur de l'eau aux tubes en ( kcal/m<sup>2</sup>.h.°c )

$h_2$  : coefficient de transmission de la chaleur des tubes au fluide frigorigène dans les deux cas: condensation ou évaporation (kcal/m<sup>2</sup> h°c).

$e_i$  : épaisseurs des tubes .(m) de l'huile de graissage, tartre.

$\lambda_i$  : coefficient de conductibilité . (kcal/mh°c).

On choisit des tubes en cuivre de dimension : 20/24 .

Les épaisseurs du film d'huile et de la tartre sont prises d'une façon approximative . Prenons :

$$e_h = 0,005 \text{ mm}$$

$$\lambda_h = 0,124 \text{ Kcal/m.h.°C}$$

$$e_t = 0,2 \text{ mm}$$

$$\lambda_t = 1,5 \text{ Kcal/m.h.°C}$$

$$e_{cu} = 2 \text{ mm}$$

$$k_{cu} = 320 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.°C} \text{ à } 20^\circ\text{C}$$

4.3.1: Calcul du coefficient d'échange

superficiel:  $h_1$

$$h_1 = c_p \cdot \rho_e \cdot v_e \cdot s_t$$



st : nombre de stanton donné par :  
 $st = 0,023 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{-2/3}$

avec Pr : nombre de prandtl .

$$Re = \frac{Ve \cdot DI \cdot \rho_e}{\mu_e}$$

Ve : vitesse de l'eau (m/s)

$\rho_e$  : masse volumique de l'eau (kg/m<sup>3</sup>)

$\mu_e$  : viscosité dynamique de l'eau (kg/m.h).

DI : diamètre intérieur du tube (m).

Soit en choisissant des tubes en cuivre 20/24 .

La vitesse économique recommandée varie : (0,5 à 2 ) m/s .

On choisit  $ve = 1,5$  m/s .

La température moyenne de l'eau étant :

$$tm = \frac{te + ts}{2} = \frac{30 + 35}{2} = 32,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

et la viscosité dynamique de l'eau à cette température vaut:  
 2,30 kg/m.h.

$$Re = \frac{1,5 \cdot 3600 \cdot 0,02 \cdot 1000}{2,30} = 46956$$

Le mouvement est donc turbulent et pour ce cas le nombre de prandtl est donné par :

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{\lambda}$$

Cp : chaleur spécifique ( kcal/kg °C )

$\lambda_{ea}$  : 32,5°C = 0,51 (kcal/m.h.°C)

$$Pr = \frac{1 \cdot 2,30}{0,51} = 4,51$$

$$St = 0,023 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{-2/3}$$

$$= 0,023 (46956)^{-0,2} \cdot (4,51)^{-2/3} = 9,8 \cdot 10^{-4}$$

d'où :

$$h_I = Cp \cdot \rho_e \cdot Ve \cdot St$$

$$h_1 = 1 \cdot 1000 \cdot 1,5 \cdot 3600 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4}$$

$$h_1 = 5292 \text{ kcal/m}^2\text{h} \cdot \text{°C}$$

4.3.2 : Calcul du coefficient d'échange superficiel  $h_2$

Pour les écoulements dans des tubes horizontaux  $h_2$  est donné par

$$h_2 = 0,725 \frac{(\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r)^{0,25}}{N \cdot D_2 \cdot (T_c - T_p)}$$

r : chaleur de condensation :  $r = i_2 - i_4 = \frac{210-69,5}{4,18} = 33,61 \text{ kcal/Kg}$

N : Nombre de tubes sur la verticale qu'on prend égal à 20 .

$D_2$  : diamètre extérieur des tubes .

$T_c$  ; température de condensation . (°C)

$T_p$  : température de la paroi extérieure des tubes donnée par :

$$T_p = \left( \frac{T_c + T_s}{2} + T_c \right) \cdot I/2$$

$$T_p = \left( \frac{30 + 35}{2} + 40 \right) \cdot I/2 = 36,25 \text{ °C}$$

PARAMÈTRES du Fréon I2 :

t(°C)	kg/m <sup>3</sup>	Cp kcal/kg° C	$\mu 10^5$ n <sup>2</sup> /m.s	$\nu 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$\lambda$ kcal/mh° C	Pr
-7	1430	0,22	31,3	0,221	0,062	4,0
0	1395	0,223	29,8	0,214	0,062	3,8
38	1255	0,24	23,8	0,191	0,059	3,5

Application au calcul de  $h_2$  :

La température de condensation étant égale à 40 °C , prenons alors les paramètres du fluide frigorigène à la température  $t = 38 \text{ °C}$  donné par le tableau .

$$h_2 = 0,725 \frac{(0,059)^3 \cdot (1255)^2 \cdot (9,81 \cdot (3600))^2 \cdot 33,61^{0,25}}{20 \cdot 0,024 \cdot (23,8 \cdot 3600 \cdot 10^{-5}) (40 - 36,25)} = 705 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h} \cdot \text{°C}}$$

$$h_2 = 705 \text{ kcal/m}^2\text{h} \cdot \text{°C}$$

. Application au calcul du coefficient global de transfert de chaleur .

. Epaisseur du tube en cuivre  $e_{cu} = 4mm$

$$\lambda_{cu} (\text{à } 20^{\circ}C) = 320 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}C.$$

Prenons  $\lambda_{cu} = 300 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}C$  à  $40^{\circ}C$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5292} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{300} + \frac{1}{705} = 619,75$$

$$K = 620 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^{\circ}C.$$

On est bien dans la gamme des coefficients globaux de transfert de chaleur qui varient entre 600 à 1000 kcal/m<sup>2</sup> · h.°C.

4.3.3. : Application au calcul de la surface d'échange :

. Chaleur évacuée par le condenseur :  $Q_k = 192989 \text{ kcal/h}$

. Ecart moyen logarithmique = 7,5 °C

d'où :  $S = \frac{192989}{620 \cdot 7,5} = 41,5 \text{ m}^2$

. Section du groupement :

$$S_g = \frac{m}{\rho_e V_e}$$

avec :  $k = m C_p \Delta T = m C_p (T_s - T_e)$

ou :  $m = \frac{k}{C_p (T_s - T_e)}$

$$S_g = \frac{k}{C_p (T_s - T_e) \cdot \rho_e V_e} = \frac{192989}{1 \cdot (35 - 30) \cdot 1000 \cdot (1,5 \cdot 3600)} = 7,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_g = 7,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

. Nombre de tubes dans le groupement:

$$N = S_g / S$$

$$S = \frac{d^2}{4}$$

donc :  $N = \frac{S_g \cdot 4}{d^2} = \frac{7,15 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{(20 \cdot 10^{-3})^2} = 22,8$

soit :

$$N = 23 \text{ tubes}$$

### 1.3.4 : Choix du condenseur :

les condenseurs construits par une forme Bulgare ont des caractéristiques suivantes :

TYPE	Surface de condensation	Chaleur évacuée	débit d'eau	Long	Larg	Haut	Poids
	m <sup>2</sup>	Kcal/h	m <sup>3</sup> /h	m	m	m	Kg
KO-40	42,1	172000	12	7190	1500	2260	1700
KO-63	63,2	258000	15	7190	1950	2260	2460
KO-80	84,3	295000	24	7190	2700	2260	3300

La surface de condensation la plus proche à celle calculée est celle du condenseur type KO-63 de 63,2m<sup>2</sup> de surface et purant évacuée 258000 Kcal/h .

Calculons alors la nouvelle valeur du coefficient moyen logarithmique :

$$\Delta\theta = \frac{192989}{617.63,2} = 5^{\circ}\text{C} .$$

La différence de température  $\theta_s$  est ainsi diminuée; soit en laissant constante la température de condensation; calculons les températures d'entrée et de sortie de l'eau :

De la relation du coefficient moyen logarithmique on tire :

$$(\theta_s + \theta_c) = 2(\theta_c - \theta_0) = 2(40 - 5) = 70^{\circ}\text{C} .$$

Prenons alors comme nouvelles valeurs :

température de l'eau à l'entrée :  $\theta_e = 33^{\circ}\text{C}$ .

température de l'eau à la sortie :  $\theta_s = 37^{\circ}\text{C}$ .

Remarque : il faut remarquer qu'il est plus facile d'avoir l'eau à l'entrée d'une température de 33°C.

Il faut noter aussi que l'écart de température entre la température de condensation et la température de sortie de l'eau a diminué.

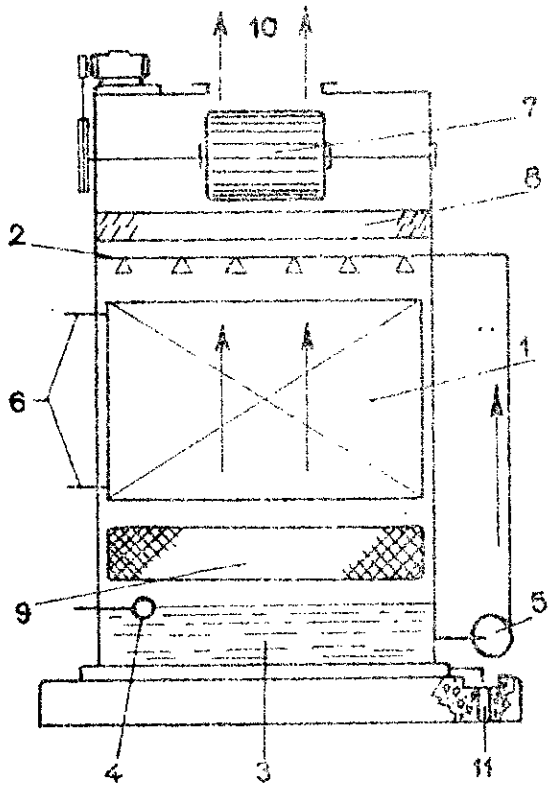


Fig 5a : Condenseur à évaporation forcée.

2: Dispositif de pulvérisation.

8: arrête gouttes.

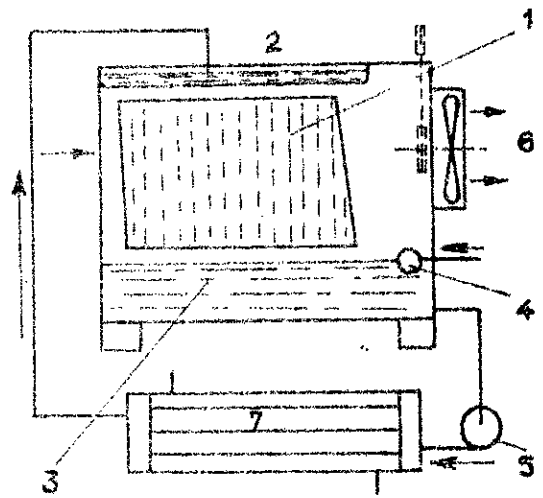


Fig 5b: Economiseur d'eau.

1: Faisceau refroidisseur.

2: Distributeur.

3: Bac à eau refroidie.

4: flotteur.

5: pompe de circulation.

6: Ventilateur.

7: Condenseur.

L'ÉVAPORATEUR

L'évaporateur est l'élément essentiel de l'installation, c'est l'élément produisant ce froid : c'est le but principale et final de l'installation .

L'évaporateur est un échangeur de chaleur ,il convient donc de calculer sa surface d'échange .

5.1. : Rôle :

Comme il a été défini ,l'évaporateur est un échangeur thermique il assure le transfert de chaleur du flux calorifique provenant du milieu à refroidir au fluide frigorigène .

5.2 : Classification des évaporateurs :

On distingue suivant le but de l'utilisation les évaporateurs suivants :

- 1- Evaporateurs refroidisseur de liquide
  - . évaporateurs à immersion
  - . évaporateurs à ruissellement
- 2- Evaporateurs refroidisseurs de gaz
  - .évaporateurs à anovac
  - .évaporateurs à fluides chlorofluorés
- 3- Evaporateurs congélateurs
- 4- Evaporateurs spéciaux
  - .à enveloppe
  - .à tambour

5.3 : Choix de l'évaporateur :

Les évaporateurs à circulation forcé sont très utilisés dans les grandes chambres froides d'entrepôts frigorifiques de fruits et légumes, ce qui et le cas du projet .Ceux sont les "frigorifères à buses" la figure 5 montre la constitution de ce type d'évaporateur .

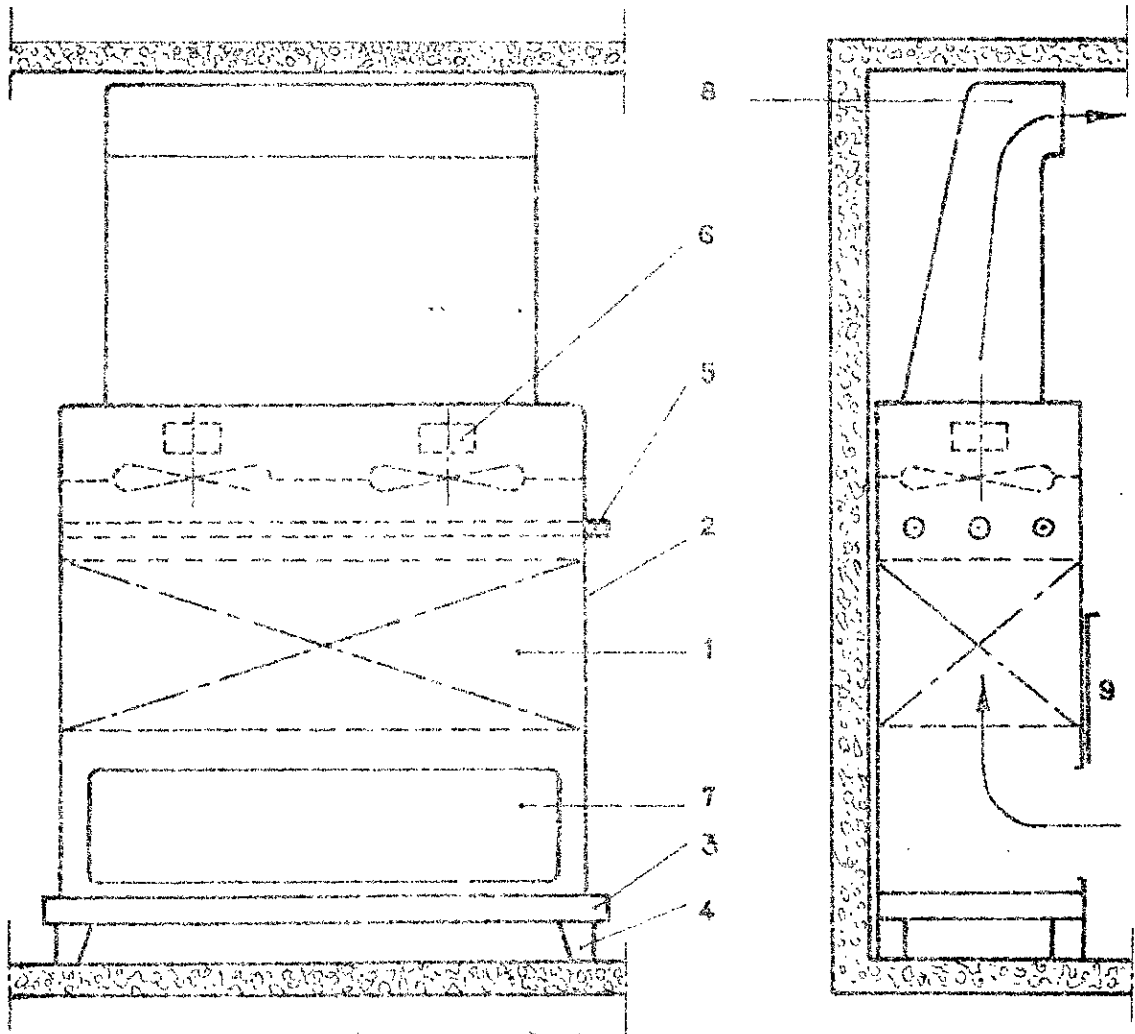


Fig 5: Frigorifère à Buse

- 1: Faisceau aileté . 2: Caisson monobloc. 3: Ecouloir. 4: Pieds .
- 5: Rampe . 6: Ventilateurs. 7: Orifice d'aspiration d'air.
- 8: Buse de distribution d'air. 9: Volet mobile.

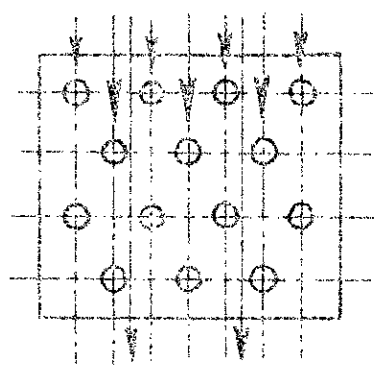


Fig 6: Disposition en quinconce.

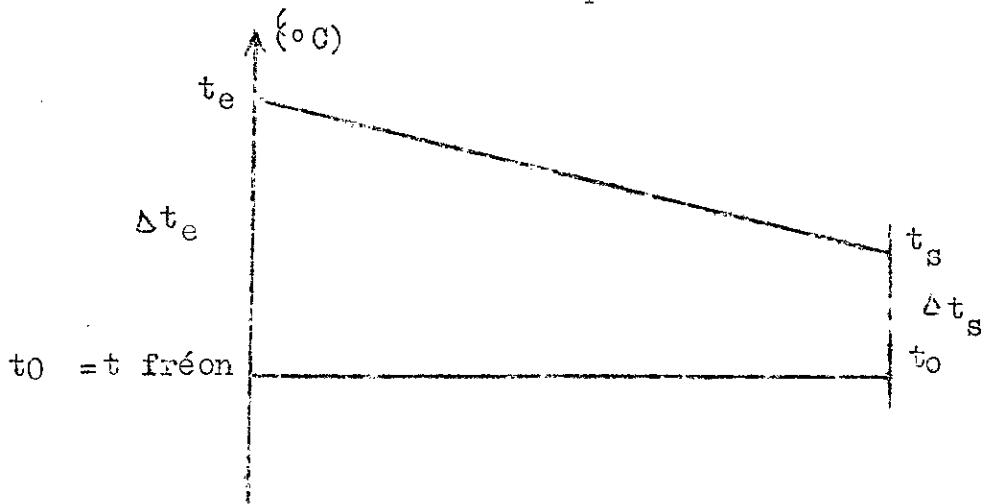
Les tubes sont en cuivre et les ailettes en aluminium .

L'écartement des ailettes est variable et l'on trouve couramment les écartements suivantes : 4-6-8-10-12-16 mm .

La position des tubes est de telle façon qu'ils soient tous touchés par les filets d'air comme le montre la figure 6 .

Evolution de la température du fluide frigorigène et du fluide à refroidir :

La vaporisation à température constante du fluide frigorigène entraîne une diminution de la température à refroidir .



et l'écart moyen est donc  $\Delta t = \frac{\Delta t_e + \Delta t_s}{2} = \frac{t_e + t_s}{2} - t_0$

#### 5.4 : Calcul de la surface d'échange des évaporateurs

La surface d'échange est donnée par la formule :

$$\bar{Q} = K \cdot S \cdot \Delta t$$

$\bar{Q}$  : déperditions de froid

K : coefficient global de transfert de chaleur

S : surface d'échange

$\Delta t$  : écart moyen logarithmique

#### 5.4.1 : Calcul de l'écart moyen logarithmique

La température de sortie de l'air est celle des chambres froides

et pour que l'échange se fait dans de bonnes conditions on



prend pratiquement une température d'évaporation de moins de 5°C de celle de la chambre. L'écart moyen pourra être ainsi déterminé. Mais ce calcul de l'écart moyen arithmétique peut conduire à la détermination de surfaces d'échanges insuffisants. On calculera alors l'écart moyen logarithmique donné par la formule de HANS - BRAND :

$$\Delta t = \frac{t_e - t_s}{\log \frac{t_e}{t_s}}$$

soit une température d'évaporation  $t_o = -5^\circ\text{C}$

pour l'ensemble des chambres froides de ;

Le fluide à refroidir étant de l'air, sa température d'entrée  $t_{fe}$  sera déterminée d'après le volume d'air, la quantité de froid à produire le débit d'air à refroidir est donné par :

$$V_a = \frac{\dot{Q}_o}{C_{pa}(t_{fe} - t_{fs}) \cdot 3600}$$

$$\dot{Q}_o = V_a \cdot C_{pa} (t_{fe} - t_{fs}) \cdot 3600$$

avec  $V_a$  : débit volumique d'air du ventilateur :  $\text{m}^3/\text{s}$

$C_{pa}$  : chaleur absorbée par mètre cube :  $\text{Kcal}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$

pour des débits d'air  $V_a = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$ , on peut supposer sans commettre d'erreurs appréciables que l'air est sec .

$C_{pa} = 0,31 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$  , on adopte alors un débit d'air

$V_a = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$  .

$t_{fe}$  : température d'entrée de l'air :  $^\circ\text{C}$

$t_{fs}$  : température de sortie de l'air  $^\circ\text{C}$

Le coefficient 3600 sert pour la conversion du débit  $V_a$

la température d'entrée de l'air sera

$$t_{fe} = \frac{\dot{Q}_o}{3600 \cdot V_a \cdot C_{pa}} + t_{fs}$$

Application

.Chambre 1 : température de la chambre = tfs = 3°C

$$\Phi_0 = 525025 \text{ Kcal}/24\text{h} = 525025/18 \text{ Kcal/h}$$

$$V_a = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$C_{pa} = 0,31 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_c = 525025/18 \cdot 5000 \cdot 0,31 + 3 = 22^\circ\text{C}$$

.Chambre 2 :

$$\Phi_0 = 512200 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

$$t_{fe} = 512200/18 \cdot 5000 \cdot 0,31 + 3 = 22^\circ\text{C}$$

.Chambre 3 :

$$\Phi_0 = 476380 \text{ Kcal}/24\text{h} = 476380/18 \text{ Kcal/h}$$

$$t_{fe} = 476380/18 \cdot 5000 \cdot 0,31 + 1 = 18^\circ\text{C}$$

.Chambre 4 :

$$\Phi_0 = 471285 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

$$t_{fe} = 471285/18 \cdot 5000 \cdot 0,31 + 1 = 18^\circ\text{C}$$

.Chambre 5 :

$$\Phi_0 = 437733 \text{ Kcal}/24\text{h} = 437733/18 \text{ Kcal/h}$$

$$t_{fe} = 437733/18 \cdot 6000 \cdot 0,31 - 1 = 15^\circ\text{C}$$

.Chambre 6 :

$$\Phi_0 = 433038 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

$$t_{fe} = 433038/18 \cdot 5000 \cdot 0,31 - 1 = 15^\circ\text{C}$$

5.4.2 : Application au calcul de l'écart

moyen logarithmique :

.Chambre 1 . 2

$$t_s = 3 - (-5) = 8^\circ\text{C}$$

$$t_e = 22 - (-5) = 27^\circ\text{C}$$

et  $t = 27 - 8 / \ln 27/8 = 16^\circ\text{C}$

$\Delta t = 16^\circ\text{C}$
-------------------------------

.Chambre 3 . 4

$$\Delta t_s = I - (-5) = 6^{\circ}C$$

$$\Delta t_e = I_8 - (-5) = 23^{\circ}C$$

$$\Delta T = 23 - 6 / \ln 23/6 = 12,6^{\circ}C$$

$$\Delta t = 13^{\circ}C$$

.Chambre 5 . 6

$$\Delta t_s = - I - (-5) = + 4^{\circ}C$$

$$\Delta t_e = I_5 - (-5) = 20^{\circ}C$$

$$\Delta t = 20 - 4 / \ln 24/4 = 8,9^{\circ}C$$

$$\Delta t = 9^{\circ}C$$

Les valeurs pratiques de  $t$  donnés par les fabricants varient entre  $6^{\circ}C$  et  $16^{\circ}C$  les valeurs de l'écart moyen calculées sont donc bonnes .

5.5 : Calcul du coefficient global de transmission

Pour les évaporateurs refroidisseurs d'air le coefficient global de transmission est donné par la relation suivante :

$$K = \frac{I}{I/\alpha_{air} + d_{ext}/d_{int} \cdot I/\alpha_0}$$

Le coefficient de transmission de chaleur de l'air  $\alpha_{air}$  est donné par :

$$\alpha_{air} = (\alpha_{ray} + \alpha_{conv} \cdot \varphi)$$

$\varphi = 1,3 / 1,9$  : c'est le coefficient d'humidification .

$\alpha_R = 2,4 / 3 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}C$  : c'est le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement .

$e = 0,8 / 0,9$  : c'est le coefficient de givrage et d'encrassement

.Calcul de conv :

$$\alpha_{conv} = C \cdot \xi_m \cdot \lambda_0 / d \cdot \sqrt{\frac{w_{ed}}{V}}^n$$

$d$  : diamètre extérieur des tubes .

$\lambda_a$  : coefficient de conductibilité de l'air .

$\sqrt{v_a}$  : coefficient de viscosité cinétique de l'air .

$\bar{w}$  : vitesse de l'air .

Le tableau ci - dessus donne les valeurs de  $\lambda_a$  et  $\nu_a$  en fonction de la température:

t <sub>air</sub> (°C)	+20	0	-20	-30
$\lambda_a \cdot 10^2 \cdot (\text{Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	2,17	2,04	1,94	1,75
$\nu_a \cdot 10^6 \text{ (m}^2/\text{s)}$	15,70	13,70	11,93	9,54

Tableau donnant les paramètres : n , m et c :

Nombre de rangeés	Disposition des tubes				C	Remarques
	en corridor		en quinconce			
	n	m	n	m		
1	0,6	0,150	0,60	0,150	$1 + 0,1 \frac{x}{d}$	$\xi = 1,2/3,0$
2	0,65	0,138	0,60	0,200		
3	0,65	0,138	0,60	0,255	$1,3 + 0,1 \frac{x}{d}$	3
4	0,65	0,138	0,60	0,255		

Choix :  
=====

choisissons des tubes : 0 57 x 3

dont la vitesse de l'air :  $w = 3 \text{ m/s}$

$n = 0,60$

Nombre de rangeés = 4  $m = 0,255$

$$c = 1,3 + 0,1 \frac{x}{d} = 1,3 + 0,1 \times 3,5$$

$$= 1,65$$

et prenons une température de l'air  $t_{\text{air}} = 20^\circ\text{C}$  :

$$= 2,17 \cdot 10^{-2} \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$= 15,70 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{\text{conv}} = 1,65 \cdot 0,255 \cdot \frac{2,17 \cdot 10^{-2}}{57 \cdot 10^{-3}} - \frac{3 \cdot 57 \cdot 10^{-3}}{15,70 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,60 = 12,35 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Cette valeur du coefficient de transmission superficielles est dans le cas où l'écoulement de l'air à travers les tubes se fait sous un angle =  $90^\circ$ , cette valeur change avec la variation de

$$\alpha'_{\text{conv}} = \psi \cdot \alpha_{\text{conv}}$$

l'abaque donne en prenant =  $50^\circ$  un coefficient = 0,8.

donc : 
$$\alpha'_{\text{conv}} = 0,8 \cdot 42,35 = 33,88 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

.Calcul de  $\alpha_{\text{air}}$  :

=====

prenons :

$$\alpha_{\text{ray}} = 2,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

$$\psi = 1,3$$

$$e = 0,8$$

d'où :

$$\alpha_{\text{air}} = (2,5 + 33,88 \cdot 1,3) \cdot 0,8 = 37,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

et prenons : 
$$\alpha_o = 1150 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

d'où : 
$$k = \frac{1}{\frac{1}{37,24} + \frac{57}{54} \cdot \frac{1}{1150}} = 36 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

$K = 36 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$
---

Les tableaux donnent la valeur du coefficient global de transmission .Cas de l'évaporateur à refroidisseur d'air du type en circulation d'air forcé :

$$K = 30/40 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}} \text{ (J.P.RAPIN Page 172 )}$$

Le calcul est donc bien dans la fourchette donnée par les tableaux et le choix du type de l'évaporateur est donc bon .

5.6 : Calcul des surfaces d'échange des évaporateurs :

Le calcul des surfaces d'échange des évaporateurs sera fait pour des évaporateurs à tube lisses et tubes à ailettes. Mais pour le cas des évaporateurs à tubes à ailettes on prendra la valeur du coefficient global de transmission conseillé par la documentation. D'après " P.J. Rapin " pour le cas de l'évaporateurs tubes à ailettes

$$K = 14 / 20 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Et la surface représentée par un tube à ailettes est de dix à vingt fois celle du tube lisse .

Fixons alors :

$$K = 16 \text{ Kcal}/\text{m}^2;\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

surface du tube à ailettes = 10 fois la surface du tube lisse .

a) Chambre froide I :

. Apport de chaleur horaire : sachant que le compresseur travaille 18 h/Jour :  $\dot{Q}_{ch} = \frac{528026}{18} = 29168 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

. Ecart moyen logarithmique .

$$\Delta \theta = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

. Surface d'échange pour le cas des tubes lisses SI

$$S_{II} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{K \cdot \Delta \theta} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_{II} = \frac{29168}{36 \cdot 16} = 50,64 \text{ m}^2$$

prenons alors  $S_{II} = 50,64 \text{ m}^2$

. Nombre total de tubes lisses

On adopte une longueur de tubes égale à 2,1 mètres . Valeur qui est comprise dans les normes

1,9 / 2,5 m .

d'où : 
$$N = \frac{S_I}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{50,64}{\pi \cdot (0,057) \cdot 2,1} = 135$$

Prenons  $N = 140$  tubes .

. Le nombre de groupement doit être pair ce qui permet d'avoir l'entrée et sortie d'un même côté ce qui est le plus fréquent :

prenons :  $ng = 4$

. Nombre de tubes par groupement :

$$n = \frac{140}{4} = 35 \text{ tubes}$$

Surface d'un tube  $Stl = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,057 \cdot 2,1 = 0,376 \text{ m}^2$

$Stl = 0,376 \text{ m}^2$
---------------------------

. Surface d'échange pour le cas des tubes à ailettes

$$S_{Ia} = \frac{\phi h}{K_a \cdot o} = \frac{29168}{16 \cdot 16} = 113,94 \text{ m}^2$$

$S_{Ia} = 114 \text{ m}^2$
----------------------------

Soit comme il a été cité avant :

surface d'un tube à ailette = 10 fois la surface d'un tube lisse :

$$S_a = 10 \text{ fois } Stl = (10 \times 0,376) \text{ m}^2 = 3,76 \text{ m}^2$$

$S_a = 3,76 \text{ m}^2$
--------------------------

. Le nombre total de tubes à ailettes est donc de :

$$N = \frac{114}{3,76} = 31 \text{ tubes}$$

soit :

$N = 32 \text{ Tubes}$
------------------------

. Nombre de tubes par groupement :  $n = 8$ .

b) Chambre froide N° 2

. Apport de chaleur horaire :

$$\dot{Q}_h = 28456 \text{ Kcal/h}$$

. Ecart moyen logarithmique :  $\Delta\theta = 16^\circ\text{C}$

. Surface d'échange pour le cas des tubes lisses :

$$S_2 = 49,4 \text{ m}^2$$

. Nombre total de tubes :

$$N = \frac{S_2}{N_{\text{de.l}} \cdot (0,057) \cdot 2,1} = \frac{49,4}{(0,057) \cdot 2,1} = 132 \text{ tubes}$$

. Nombre de groupement :

$$n_g = 4$$

. Nombre de tubes par groupement :

$$n = \frac{132}{4} = 33 \text{ tubes}$$

. Surface d'échange pour le cas des tubes à ailettes :

$$S_{2a} = 28456 = \frac{111,16}{16 \cdot 16} \text{ m}^2$$

. Nombre total de tubes à ailettes :

$$N_a = \frac{111,16}{3,76} = 30 \text{ tubes}$$

prenons :

$N = 32 \text{ tubes}$
------------------------

. Nombre de tubes pour groupement :

$$n = 32/4 = 8$$

$n = 8$
---------

c) Chambre froide 3 :

. Apport de chaleur horaire :

$$Q_h = 26466 \text{ Kcal/h}$$

. Ecart moyen logarithmique :

$$\Delta\theta = 13^\circ\text{C}$$

. Surface d'échange :

$$S_3 = 56,6 \text{ m}^2$$

. Nombre total de tubes :

$$N = \frac{S_3}{N_{\text{de.l}} \cdot (0,067) \cdot 2,1} = \frac{56,6}{(0,067) \cdot 2,1} = 151 \text{ tubes}$$

prenons :

$N = 152 \text{ tubes}$
-------------------------



- . Nombre de groupement :  $ng = 4$
- . Nombre de tubes lisses par groupement :

$$n = \frac{152}{4} = 38 \text{ tubes}$$

- . Surface d'échange pour le cas des tubes à ailettes :

$$S_{3a} = \frac{26183}{16.13} = 127,24$$

$S = 127,24 \text{ m}^2$
--------------------------

- . Nombre total de tubes à ailettes :

$$N_a = \frac{127,24}{3,76} = 34 \text{ tubes}$$

Soit :

$N_a = 36 \text{ tubes}$
--------------------------

- . Nombre de tubes par groupement :

$n = 9$
---------

d) Chambre froide 4 :

- . Apport de chaleur horaire :

$$oh = 26183 \text{ Kcal/h}$$

- . Ecart moyen logarithmique

$$\Delta t = 13^\circ\text{C}$$

- . Surface d'échange pour le cas de tubes lisses :

$$S_4 = 55,95 \text{ m}^2$$

- . Nombre total de tubes lisses :

$$N = \frac{S_4}{d \cdot l} = \frac{55,95}{(0,057) \cdot 2,1} = 149 \text{ tubes}$$

Prenons :

$N = 152 \text{ tubes}$
-------------------------

soit en prenant un nombre de groupement  $ng = 4$

Le nombre de tubes lisses par groupement sera de  $\frac{152}{4} = 38 \text{ tubes}$

- . Surface d'échange pour le cas d'évaporateurs à tubes à ailettes :

$$S_{4a} = \frac{26183}{16.13} = 125,88 \text{ m}^2$$

$S = 126 \text{ m}^2$
-----------------------

. Nombre total de tubes :

$$N = \frac{126}{10.0,376} = 34$$

Prenons : N = 36 tubes

. Nombre de tubes par groupement

$$n = \frac{36}{4} = 9$$

n = 9 tubes

e) Chambre froide 5 :

. Apport de chaleur horaire

$$\dot{q}_h = 24319 \text{ Kcal/h}$$

. Ecart moyen logarithmique

$$\Delta\theta = 9 \text{ }^\circ\text{C}$$

. Surface d'échange pour le cas de tubes lisses :

$$S_5 = 75,1 \text{ m}^2$$

. Nombre total de tubes :

$$N = \frac{S_5}{\text{de } .1} = \frac{75,1}{0,057.2,1} = 200 \text{ tubes}$$

et soit un nombre de groupement  $n_g = 4$

donc un nombre de tubes par groupement de :

$$n = \frac{200}{4} = 50 \text{ tubes}$$

. Surface d'échange pour le cas d'évaporateurs à tubes

à ailettes :

$$S_{5a} = \frac{24319}{16,9} = 168,88 \text{ m}^2$$

Prenons : S<sub>5a</sub>=169 m<sup>2</sup>

. Nombre total de tubes :

$$N = \frac{169}{10.0,376} = 45$$

Prenons : N = 48 tubes

. Nombre de tubes par groupement :

$$n = \frac{48}{4} = 12$$

n = 12 tubes

f) Chambre froide 6 :

- Apport de chaleur horaire :

$$\dot{q}_h = 24058 \text{ Kcal/h}$$

- Ecart moyen logarithmique

$$\Delta\theta = 9 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Surface d'échange

$$S_6 = 72,25 \text{ m}^2$$

- Nombre total de tubes :

$$N = \frac{S_6}{\pi \cdot \text{de.1}} = \frac{72,25}{0,057 \cdot 2,1} = 198 \text{ tubes}$$

Prenons :

$$N = 200 \text{ tubes}$$

soit un nombre de groupement  $ng = 4$

donc un nombre de tubes par groupement :  $n = 50 \text{ tubes}$  ;

- Surface d'échange pour le cas d'évaporateurs à tubes à ailettes :

$$S_{6a} = \frac{24058}{16,9} = 167,1 \text{ m}^2$$

$$S_{6a} = 167,1 \text{ m}^2$$

- Nombre total de tubes :

$$N = \frac{167,1}{10,0,376} = 45$$

Prenons :

$$N = 48 \text{ tubes}$$

- Nombres de tubes par groupement :

$$n = \frac{48}{4} = 12$$

$$n = 12 \text{ tubes}$$

### CONCLUSION /

Les calculs montrent que l'évaporateur à tubes lisses est très encombrant et lourd bien que sa surface d'échange est nettement inférieure à celle de l'évaporateur de tubes à ailettes . Ceci justifie bien notre choix .

CHAPITRE 6: Calcul et choix des compresseurs.

Les compresseurs sont choisis en fonction de la puissance frigorifique horaire qu'ils puissent fournir.

Les catalogues des normes Bulgare "TECHNOEXPORT" donnent la puissance frigorifique horaire ainsi que la puissance des compresseurs en fonction des températures de condensation et d'évaporation.

Tableau récapitulatif des déperditions  
du local frigorifique:

Dénomination des chambres	température d'évaporation °C	température de condensation °C	déperditions journalières	déperditions horaire
			Kcal/24h	Kcal/h
CHAMBRE N° 1	-5	40	525025	29168
CHAMBRE N° 2	-5	40	512200	28455
CHAMBRE N° 3	65	40	476380	26465
CHAMBRE N° 4	-5	40	471285	26183
CHAMBRE N° 5	-5	40	437733	24319
CHAMBRE N° 6	-5	40	433038	24058
Total des déperditions de froid:			2855661	158648

Remarque: Les compresseurs travaillent 18 heures par jour. Par conséquent la puissance frigorifique horaire est égale à la puissance frigorifique journalière divisée par 18.

6.1: Choix des compresseurs:

Caractéristiques données par la firme "Linde-Technoexport":

$n = 1300 \text{ mn}^{-1}$ :

Type	Tk (°C)	Puissance frigorifique (Kcal/h), Puissance du compresseur Kw				
		Température d'évaporation (°C)				
		5	0	-5	-10	-15
AAF.405	40	275000	222000	180000	140000	110000
AAF.605	40	410000	325000	262000	205000	160000
AAF.805	40	540000	440000	360000	280000	212000

On choisira donc le compresseur AAF.405 qui fournit une puissance frigorifique de 180000 kcal/h et travaillant sous les conditions:

- .température de condensation: 40°C
- .température d'évaporation : -5°C

Dans l'installation il y'aura donc deux compresseurs dont un de réserve

Détermination des caractéristiques du compresseur:

Le constructeur donne les caractéristiques suivantes :

- .puissance frigorifique (Kcal/h)
- .Puissance (Kw)
- .Nombre de tours par minute .

On doit alors déterminer les autres caractéristiques telles que :

- Le débit massique  $q_m$
- La course du piston:  $c$
- Le diamètre de l'alesage :  $d$

Il est assez difficile de pouvoir déterminer toutes ces caractéristiques avec le peu de données, pour cela on se donne à priori par analogie avec des compresseurs existant :

- Le rendement volumétrique
- Le rendement indiqué
- Le rendement mécanique

L'expérience allemande sur les compresseurs travaillant au R12 donne

$$\eta_o = 0,75 ; \eta_i = 0,85 ; \eta_m = 0,85$$

Nota : Pour la détermination des grandeurs:  $n$  ,  $d$  ,  $c$  , on introduit la vitesse linéaire admissible qui dans la pratique vaut :

$$m = 2,5 \% 4 \text{ m/o}$$

$$\frac{c}{d} = 0,65 / 1$$

On se fixe alors :

m = 3,8 m/o

$\frac{c}{d} = 0,9$

N = 1300 tr / mn

Calcul du debit massique du fluide frigorigene traversant le compresseur :

$\dot{M} = \frac{q_o}{q_v} = \frac{158648}{27,63} = 5742 \frac{Kg}{h}$

$M = 5742 \text{ Kg / h}$

. Débit volumique théorique aspiré par le compresseur : Va

le tableau du R 12 donne : V' = 66,35 dm<sup>3</sup>/Kg = 0,06635 m<sup>3</sup>/Kg

Va = 381 m<sup>3</sup>/h

. Débit volumique ou volume balayé

$V_b = \frac{V_a}{v} = \frac{381}{0,75} = 508 \text{ m}^3/\text{h}$

$V_b = 508 \text{ m}^3/\text{h}$

. Determination des dimensions :

1.  $V_b = \frac{d^2}{4} \cdot C \cdot N \text{ (m}^3/\text{h)}$

2.  $\frac{c}{d} = 0,9$

$V_b = \frac{d^2}{4} \cdot d \cdot 0,9 \cdot N$

$d = \left( \frac{4 \cdot V_b}{0,9 \cdot N} \right)^{1/3} = \left( \frac{4 \cdot 508}{0,9 \cdot 1300 \cdot 60} \right)^{1/3} = 0,21 \text{ m}$

Prenons :

$d = 25 \text{ cm}$

$\frac{c}{d} = 0,9, C = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 25 = 22,5 \text{ cm}$

$C = 22,5 \text{ cm}$

. Coefficient de performance:

$\xi = \frac{h_I - h_5}{h_2 - h_I} = 4,62$

$\xi = 4,82$

7.1 AUTRES APPAREILS COMPOSANT

=====  
1° INSTALLATION FRIGORIFIQUE.  
=====

Pour le fonctionnement de l'installation, il est indispensable de mettre en place sur le circuit frigorifique certains appareils hormis les trois éléments étudiés: le condenseur, l'évaporateur et le compresseur.

Ces appareils sont:

- le réservoir de liquide,
- le déshydrateur,
- le voyant,
- le filtre,
- le séparateur de liquide,
- la pompe à liquide frigorigène.

7.1.1: Le réservoir de liquide:

=====

Le fluide frigorigène condensé est admis à l'évaporateur par un robinet à pointeau à commande automatique qui crée une perte de charge sur le passage de liquide, si cette perte de charge était constante il deviendrait possible de régler le débit du fluide. Mais les conditions de marche dépendent des facteurs qui sont imprévisibles: entrée de marchandises...

Il faudrait donc intervenir continuellement sur le robinet et pour remédier à cet inconvénient, il est nécessaire de constituer une réserve de liquide entre le condenseur et l'évaporateur

CALCUL ET CHOIX DU RÉSERVOIR DU FRÉON 12:

=====

Sa capacité doit être déterminé de façon à pouvoir emmagasiner une grande partie de fréon 12 en cas d'avarie de l'installation. Une méthode Roumaine donne la capacité du réservoir en fonction du bilan frigorifique. On prendra (3 litres) pour 1Kw: soit à un Kw correspond 3 litres de fréon 12.

.Puissance frigorifique horaire totale:

$$\dot{Q}_{ch} = 158648 \text{ Kcal/h} = 184,5 \text{ Kw}$$

.Volume utile du réservoir:

$$V_u = 184,5 \times 3 = 553,5 \text{ Litres}$$

Et en considérant que 36% du fluide frigorigène reste en circulation, le volume réelle du réservoir est donc:

$$V_R = V_u / 0,36 = 15381$$

On choisira alors un réservoir de capacité: 2000l, ayant un diamètre de: 1000mm et une longueur de: 2550mm

### 7.1.2: Le déshydrateur:

=====

après un certain temps de fonctionnement, l'humidité ou des traces d'humidité apparaissent dans le circuit qui entraîne le blocage du poiteau de l'appareil de détente et à l'hydrolyse du fluide frigorigène. Il convient donc de placer sur le circuit frigorifique une cartouche que l'on nome "Déshydrateur" chargé d'un produit déshydratant et destinée à retenir l'humidité.

### CALCUL DE LA CAPACITE D'UN DESHYDRATEUR:

=====

La capacité d'un déshydrateur est fonction de la quantité de fluide frigorigène en circulation, il faut connaître par conséquent la teneur en eau exacte du fluide frigorigène.

Caractéristiques du fréon 12:

.Teneur en humidité avant déshydratation:

$$565 \text{ mg d'eau/Kg R 12}$$

.Etat d'équilibre après déshydratation :

$$15 \text{ mg d'eau/Kg R 12}$$

La quantité d'eau à absorber par kilogramme d'eau est donc de :

$$565 - 15 = 550 \text{ Kg d'eau/Kg R 12}$$



7.1.3: Les voyants:

Les voyants sont placées sur les tuyauteries de liquide et permettent de déceler la présence des bulles de vapeur dans la tuyauterie liquide ou vérifier le bon fonctionnement du retour d'huile automatique d'un séparateur d'huile.

Les voyants sont des organes spécifiques des installations à fluides chlorofluorés.

7.1.4: Les filtres:

Il est pratiquement nul de réaliser une installation parfaitement propre, c'est pour cela qu'il devient nécessaire de mettre en place des filtres capable de retenir les impuretés.

7.1.5: Le séparateur de liquide:

Le séparateur de liquide a pour role de séparer les gouttelettes de liquide non évaporées et assurer l'alimentation par gravité ou par pompe en régime noyé du ou des évaporateurs de l'installation. Et afin d'éviter le cheminement des gouttelettes jusqu'au compresseur on dispose sur le circuit d'aspiration une capacité qui par perte de vitesse et par changement de direction les gouttelettes entraînées seront séparées et ainsi seules les vapeurs sèches parviendront au compresseur.

CALCUL DU SEPARATEUR DE LIQUIDE

.Débit volumique à l'aspiration du compresseur:

$$V_a = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

.La vitesse des vapeurs à l'intérieur du séparateur

est supposée égale à:  $W_v = 0,25 \text{ m/s}$

$$\text{donc } V_a = W_v \times \frac{\pi d^2}{4}$$

d'ou le diamètre du séparateur:  $d_s =$

$$\left( \frac{4 V_a}{\pi W_v} \right)^{1/2} = \left( \frac{4 \times 500}{3600 \times 0,25} \right)^{1/2}$$

soit  $d_s = 15 \text{ cm}$

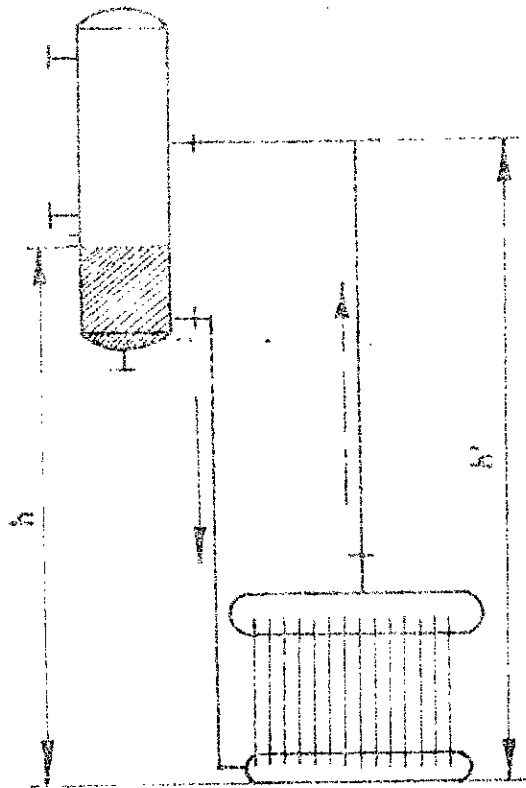


Fig 8: Séparateur de liquide

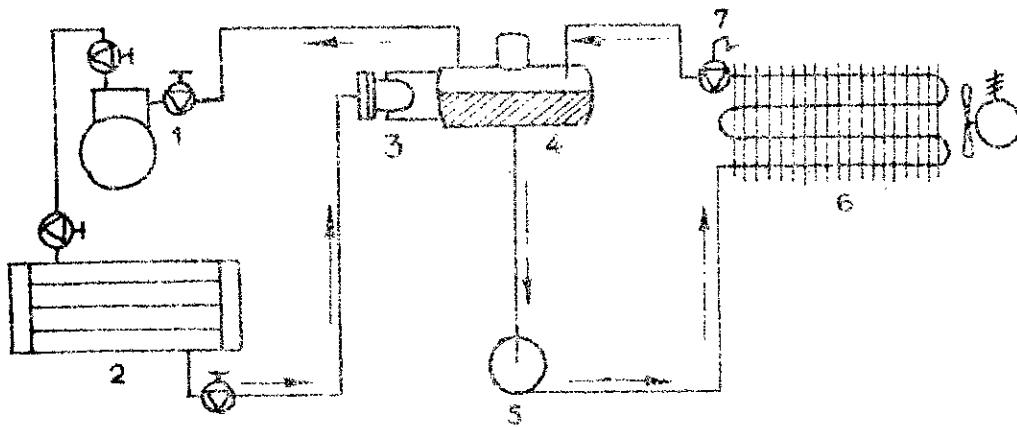


Fig 9: Installation par pompe: 1. Compresseur. 2. Condenseur. 3. Détendeur à flotteur.  
4. Réservoir de liquide détendu. 5. Pompe. 6. Evaporateur. 7. Vanne.

7.I.6: La pompe à fluide frigorigène:

"Les installations à pompe" a pris ces dernières années une grande expansion. Le fluide frigorigène détendu dans un réservoir s'écoule à la température de vaporisation dans une pompe qui le refoule dans les évaporateurs.

Les avantages de ce type d'installation sont certains lorsque les évaporateurs se trouvent éloignés de la salle des machines car les pertes de charges se trouvent éliminées et le coefficient global de transmission se trouve amélioré par l'augmentation de la vitesse du fluide.

CALCUL ET CHOIX DE LA POMPE:

=====

Connaissant les températures d'entrée

et de sortie de l'eau dans le condenseur:

$$t_e = 30^{\circ}\text{c}$$

$$t_s = 35^{\circ}\text{c}$$

la quantité de chaleur à évacuer par le condenseur s'écrit:

$$Q_c = \dot{M} \times C_p \times t$$

avec  $\dot{M}$  débit massique de l'eau

. Application:

$$\dot{M} = \frac{150613}{1 \times (35 - 30)} = 301226 \text{ Kg/h}$$

soit:

$$q_v = 30.1226 \text{ m}^3/\text{h}$$

. Choix de la pompe:

On choisit donc une pompe assurant un débit de 35 m<sup>3</sup>/h

7.I.7: Clapet de retenue:

Afin d'éviter les coups de liquide dus à la condensation de vapeurs et pour remédier aussi à la circulation intempestive à contre courant du flux normal on placera à cet effet sur

Les tuyauteries concernent un clapet de retenue.

7.2: DETERMINATION DES DIAMETRES DES TUBES: ..

La détermination des diamètres des tubes se fait à partir des diagrammes et d'abaques.

Ces abaques donnent le diamètre en connaissant:

- .la longueur de la tuyauterie
- .les pertes de charges
- .les déperditions de froid
- .et la température d'évaporation du fluide.

.Calcul des pertes de charges:

-----  
 la valeur des pertes de charges tolérées dépend des conditions de fonctionnement de l'installation et des conditions dans lesquelles se trouve le fluide c'est à dire de l'état physique du fluide. Dans la pratique les pertes de charges dans les tuyauteries sont suivant la nature de la tuyauterie:

.tuyauteries de liquide :

-----  
 Dans ces tuyauteries les pertes de charge ne doit pas dépasser 0,350bar, cette valeur représente les pertes de charge dynamique et statique.

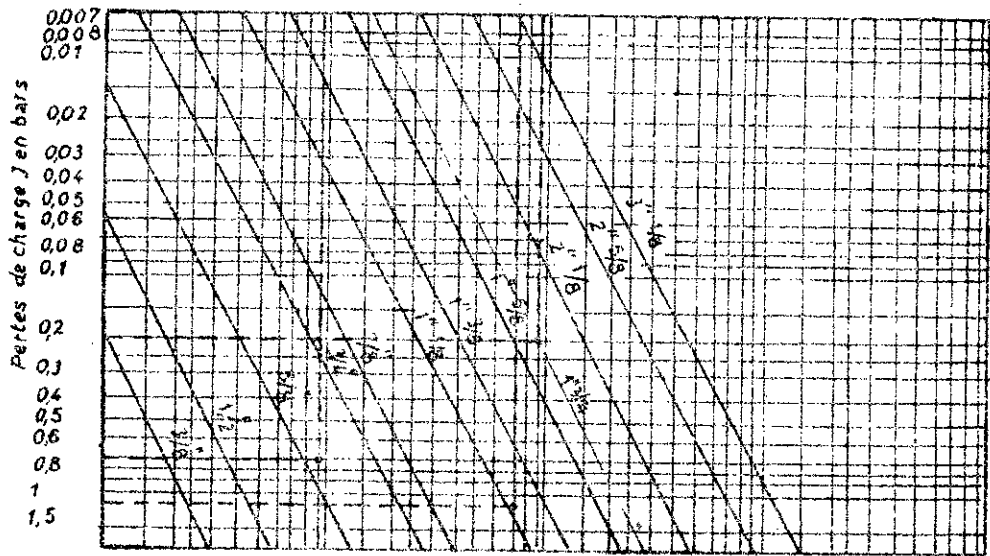
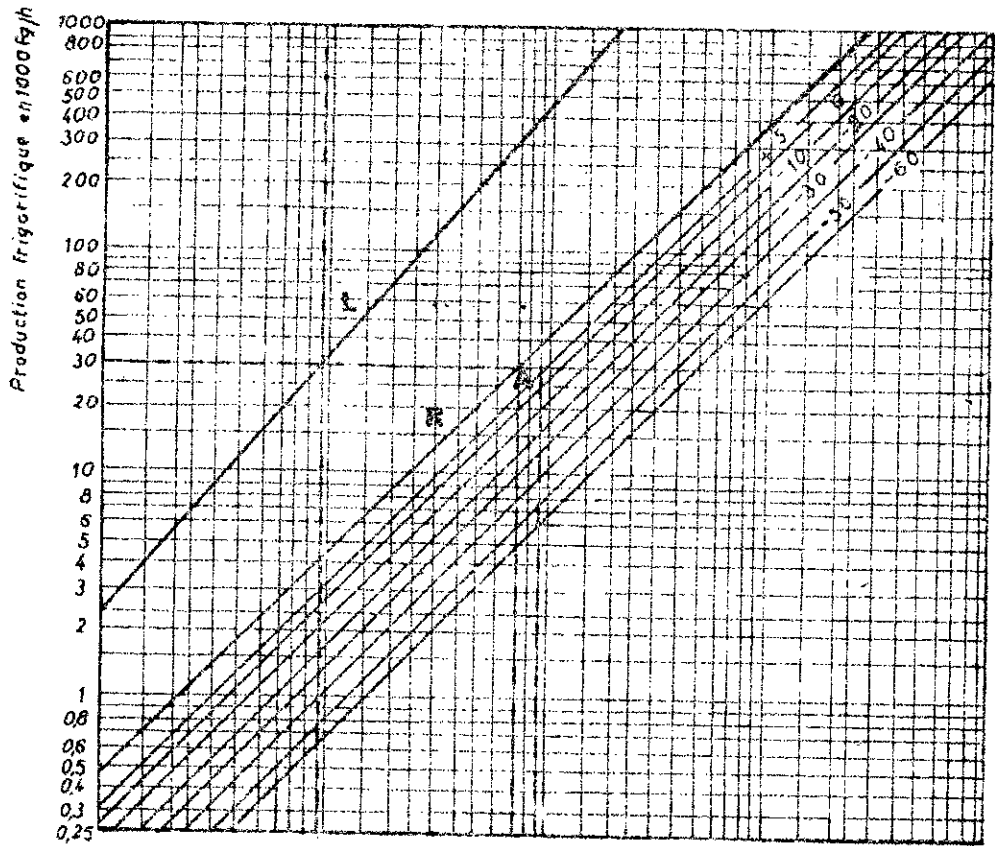
.tuyauteries de refoulement:

-----  
 Les pertes de charge ne dépassent pas pratiquement la valeur 0,140 bar ,sauf dans les cas ou le fluide frigorigène admet une vitesse élevée.

.tuyauteries d'aspiration:

-----  
 les valeurs des pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration sont variables avec les conditions de fonctionnement. Dans la pratique la valeur admise est de :0,150 bar.

Pour déterminer les pertes de charges dans les différentes canalisations on évalue les longueurs de la tuyauterie:



Abaque.

NOTA :

- L : Tuyauterie de liquide.
- R : Tuyauterie de refoulement.
- A : Tuyauterie d'aspiration.

.longueur à l'aspiration :l = 30 m

.longueuer au refoulement:l = 5 m

.longueur de liquide :20 m

les conditions:

.température de condensations 40°c

.température d'évaporation =-5°c

CALCUL DES PERTES DE CHARGE DANS LES TUYAUTERIES:

=====  
 .Pertes dans les tuyauteries de liquide:Jl  

$$Jl = \frac{0,35 \times 40}{20} = 0,70 \text{ bar}$$

-----  
 .Pertes dans les tuyauteries de refoulement:Jr  

$$Jr = \frac{0,140 \times 40}{5} = 1,12 \text{ bar}$$

-----  
 .Pertes dans les tuyauteries d'aspiration:Ja  

$$Ja = \frac{0,150 \times 40}{30} = 0,20 \text{ bar}$$

CALCUL DU DIAMETRE DE LA TUYAUTERIE:

.Application:

=====  
 .Soit une une perte de froid pour chaque chambre du local de: 250.000Kcal/h = 2.500 kcal/h.

.température d'évaporation: -5°c

.longueur des tuyauteries:

.tuyauterie de liquide:20 m

.tuyauterie d'aspiration:30 m

.tuyauterie de refoulement: 5 m

L'abaque représentée par la figure donne

.Diamètre de la tuyauterie de liquide: 5/8" " "

.Diamètre de la tuyauterie d'aspiration:1" " "

.Diamètre de la tuyauterie de refoulement:1 1/8" " "

Il sera seulement défini le rôle de ces différents appareils.

7.1 : Le détendeur thermostatique :  
=====

Le rôle d'un détendeur thermostatique est d'assurer l'admission automatique du fluide frigorigène à l'évaporateur afin d'obtenir un remplissage maximum de celui-ci en fonction des apports calorifiques extérieurs à l'évaporateur.

7.2 : Robinet à pression constante :  
=====

Le robinet à pression constante permet de maintenir la pression d'évaporation au dessus d'une pression limite minimum prédéterminée par le réglage du robinet .

7.3 : Robinet de démarrage :  
=====

Le robinet de démarrage est utilisé pour protéger le moteur du compresseur contre les surcharges dues aux températures d'évaporation élevées constatées au démarrage d'installations frigorifiques .

7.4 : Robinet magnétique :  
=====

Le rôle du robinet magnétique consiste à assurer ou à interrompre l'alimentation en fluide frigorigène d'un circuit , en fonction de la mise sous tension ou hors tension de la bobine de commande , cette mise ou hors tension étant obtenue à l'aide d'un thermostat .

7.5 : Robinet à action brusque :  
=====

Le rôle de cet appareil est de régler les températures d'arrêt et de remise en service d'un évaporateur en fonction de la pression régnant dans cet évaporateur .

7.6 : Pressostat basse pression :  
=====

Le pressostat basse pression sert d'appareil de conduite et

d'appareil de protection ces deux fonctions lui permettent :

- D'assurer la marche automatique de l'installation en fonction de la pression d'évaporation du fluide frigogène et régler ainsi indirectement la température de l'enceinte refroidie

- Mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration et le remettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies : c'est le rôle de l'appareil de sécurité .

7.7 : Pressostat haute pression :

Le pressostat haute pression permet l'arrêt du compresseur en agissant sur le discontacteur de commande du moteur en cas de hausse anormale de la pression de refoulement et remettre le compresseur en service lorsque les conditions normales de fonctionnement sont rétablies .

7.8 : Régulateur de capacité: (By - pass)

Le régulateur de capacité permet de diminuer la production frigorifique du compresseur en réalisant automatiquement sur by-pass entre refoulement et aspiration en limitant ainsi à une valeur minimum pré-réglée la pression d'aspiration du compresseur .

7.9 : Thermostat à bilame :

Une bilame est une lame métallique formée par deux lames de métaux différents, la bilame est en contact direct avec l'air de la chambre froide et ce sont les variations de la température de l'air qui provoquent sa déformation.

7.10 : Hygrostat :

L'hygrostat permet de régler , entre deux limites prédéterminées par le réglage de l'appareil, l'humidité relative d'une enceinte gazeuse réfrigérée .

. Ceux sont les principaux appareils assurant la régulation .



## CONCLUSION

On estime qu'avec l'élaboration de ce projet on a apporté secours au problème de la conservation des fruits et légumes dans une ville où les besoins en ces produits sont ressentis.

Le problème du stockage des denrées alimentaire en quantité suffisante pour la ville de Hassi - Messaoud et ses environs et ainsi résolu par le stockage dans toutes ses formes a été et il est toujours un problème de fond dans toutes les industries. Notre projet est la résolution du problème : conservation à température voulu des fruits et légumes avec comme producteur de froid les moyens mécaniques, et comme l'Algérie est un pays chaud et plus particulièrement le Sahara où le soleil est presque toujours présent : énergie gratuite, on propose alors dans une prochaine étude : "installation frigorifique à production solaire".

NOTA : Cette installation qui a été étudiée spécifiquement pour la ville de Hassi - Messaoud peut - être applicable pour d'autres villes du sud qu'ont les mêmes données météorologiques telles que

- TOUOOURT :  $t_o = 49 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\varphi = 53 \%$

- OUARGLA :  $t_o = 49,1 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\varphi = 56\%$

- EL - OUED :  $t_o = 49,9 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $\varphi = 46\%$

BIBLIOGRAPHIE

=====

1. Chauffage et climatisation ..... BELLADOWSKY

2. Thermodynamique technique ..... M. Bailly

3. Les installations frigorifiques... P.J. RAPIN

4. Traité de chauffage et de climatisation...

H. RIETSCHL et W. RAISS

5. Manuel du frigoriste ..... L. MINORREAU

6. THERMODYNAMIC TABLES

7. Documents Normés... Firme "BULGARE TECHNOEXPORT"

8. Projet de fin d'études:

- Etude et réalisation d'un réfrigérateur  
solaire; ..... Janvier 79

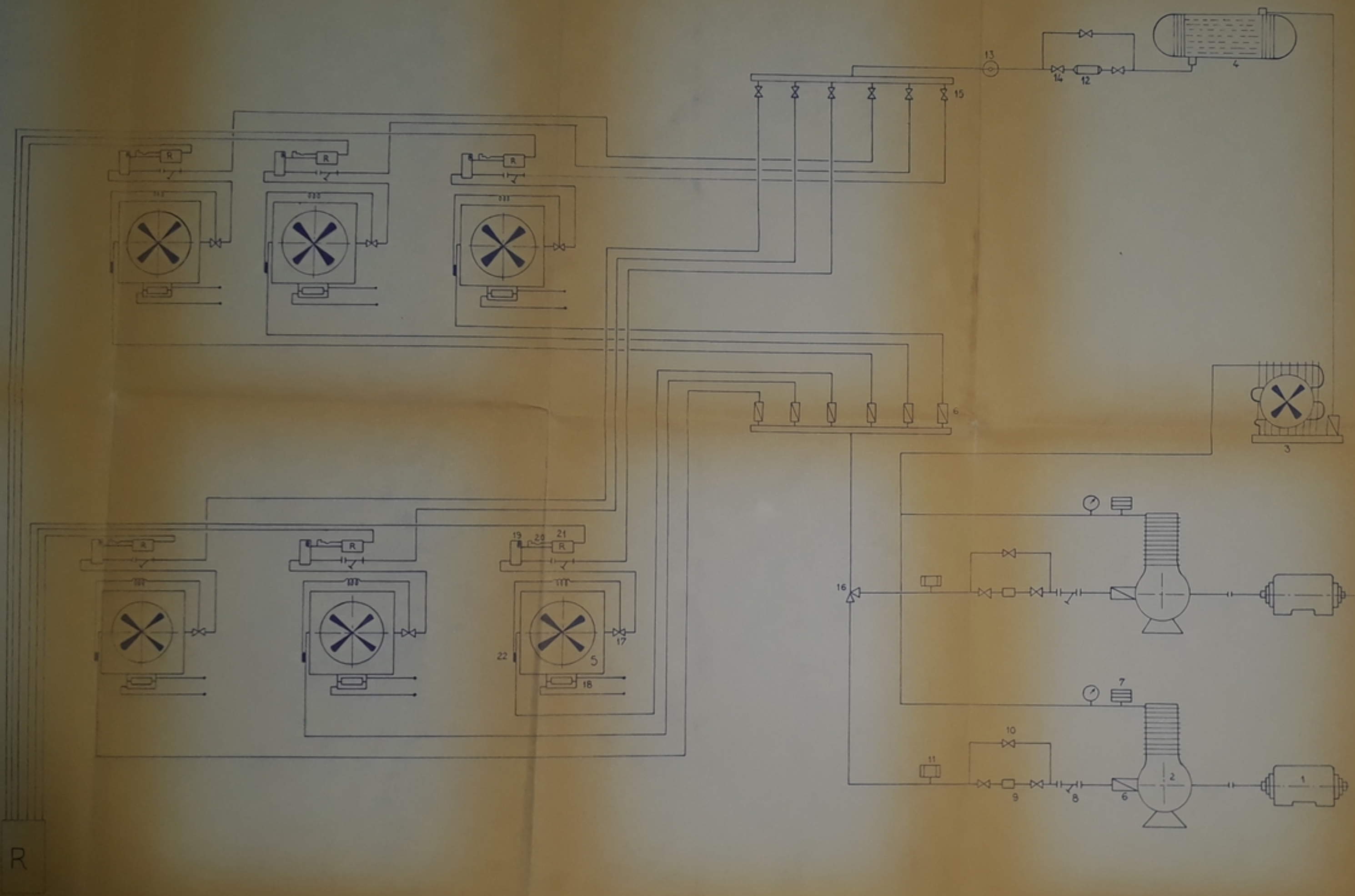
- Chauffage urbain par pompe à  
chaleur ..... Juin 79

=====



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

PM01780  
-2-



22	6	Bulbe
21	6	Relai intermédiaire
20	6	Bilame
19	6	Vanne solénoïde
18	6	Résistance de dégivrage
17	6	Detendeur thermostatique
16	1	Vanne à action brusque
15	6	Vanne de réglage
14	2	Vanne anti-retour
13	1	Voyant de liquide
12	1	Déshydrateur
11	2	Pressostat basse pression
10	3	By-Pass
9	2	Vanne de démarrage
8	8	Filtre
7	2	Pressostat haute pression
6	8	Vanne pression constante
5	6	Évaporateur
4	1	Receiver
3	1	Condenseur
2	2	Compresseur
1	2	Moteur

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

← vers le Moteur

Rep Nb DESIGNATION  
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
PROJET DE FIN D'ÉTUDES  
LA RÉGULATION DE  
L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE  
Promotion J...  
Proposé et suivi  
par DIMI...  
Étudié par...

