

7/81

U.S.T.H.B

204

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ENTREPOT FRIGORIFIQUE DE VIANDE ANNEXE
A UN ABATTOIR

proposé et suivi par :

ME DIMITROV
maître de conférences

étudié par :

O. KHEMIS

PROMOTION janvier 1981

المدرسة الوطنية للتعليم الهندسية
البيروت - لبنان
1970

— Remerciements —

je remercie vivement

Monsieur DIMITROV maître de conférences

professeur à L'ENRA de m'avoir suivi tout

au long de mon travail et pour ses conseils

et suggestions qui m'ont été d'une grande utilité.

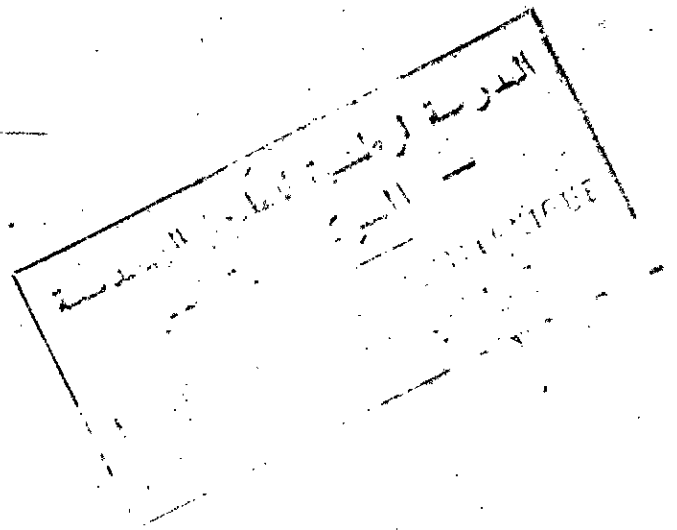
je tiens à remercier également tous les professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

مكتبة جامعة القاهرة
القاهرة - مصر
1975

-- dédicace --

Je dédie ce modeste travail

- à La mémoire de mon frère mostefa.
- à mes parents qui m'ont menagé aucun effort durant ma formation.
- à mes frères et sœurs
- à mon fils Khaled.
- à tous mes amis.



THEME DU PROJET

INSTALLATION FRIGORIFIQUE

A BLIDA

Données du centre météorologique de D.A.R. F.I. BEIDA (Période 1953-1972)

Température maximum : 44°C observé en juillet 1960

Température minimum : $-0,1^{\circ}\text{C}$ " " janvier 1960

Degré hygrométrique maximum : 86% observé en juillet 1960

Degré hygrométrique minimum : 38% " " Août 1958.

Données de base

Arrivage journalier de viande (ovins et bovins) : 25 t/j

Stockage de viande réfrigérée à -1°C : 250 t

Congélation de viande 12 t/24h à -23°C .

Stockage de viande congelée à -18°C : 500 t

Volume de travail :

1. Calcul technique des éléments de l'installation.
2. Conception d'ensemble de l'entrepôt frigorifique à l'échelle $\frac{1}{50}$.
3. plan de détail du tunnel de congélation à l'échelle $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{20}$.
4. plan et sections caractéristiques de la salle des machines.
5. schéma des tuyauteries de l'installation (y compris l'automatisation)

plan d'étude

Introduction.

Chapitre I. Conception Technologique

- 1.1. implantation.
- 1.2. format de l'entrepôt frigorifique.

Chapitre II ISOLATION.

- 2.1. qualité d'un isolant
- 2.2. choix de l'isolant
- 2.3. fixation de l'isolant sur les parois.
- 2.4. épaisseur de l'isolant.
- 2.5. calcul du coefficient global de transmission K.

Chapitre III Calcul des besoins frigorifiques

- 3.1. transfert de chaleur à travers les parois.
- 3.2. refroidissement de la viande
- 3.3. transfert de chaleur due à la ventilation.
- 3.4. transfert de chaleur due à l'équivalent calorifique des moteurs et ventilateurs.
- 3.5. transfert de chaleur par l'éclairage
- 3.6. transfert de chaleur due au personnel
- 3.6. transfert de chaleur due aux pertes incalculables.

Chapitre IV Etude du cycle frigorifique.

- 4.1. but
- 4.2. transformations subies par le fluide
- 4.3. Les fluides frigorigènes.
- 4.4. choix des fluides frigorigènes
- 4.2. dégivrage
- 4.3. hygrométrie

Chapitre V CALCUL ET CHOIX DES APPAREILS PRINCIPAUX.

- 5.1. le condenseur
- 5.2. l'évaporateur
- 5.3. le compresseur.

CHAPITRE VI appareillage de fonctionnement

- 6-1 appareils auxiliaires
- 6-2 tuyauteries
- 6-3 choix des moteurs et pompes
- 6-4 régulation.

CONCLUSION.

CHAPITRE I

CONCEPTION TECHNOLOGIQUE

1.1 Implantation

L'entrepôt frigorifique étant implanté à Blida. Il sera de préférence installé sur un terrain horizontal au dessus du niveau du sol. Il doit être desservi par la voie ferrée d'un côté et par la route de l'autre côté.

1.2 Format de l'entrepôt frigorifique

Le calcul du format de l'entrepôt dépend de plusieurs facteurs à savoir :

- Tonnage des marchandises à entreposer.
- De leurs natures (Viandes, poissons, légumes, fromages...)
- De leurs formes (Viandes en carcasses, demi carcasses, quartiers...)
- Appareils de levage et de manutention utilisés (rails aériens, treuils, tapis roulants...)

Dans notre cas, nous aurons à entreposer de la viande de boeufs, de veaux, ainsi que de moutons.

1.2.1 Gabarits de la viande en carcasse et demi carcasse.

On appelle carcasse : toute bête tuée et débarrassée de toutes ses entrailles.

On appelle demi-carcasse : une carcasse qui est divisée en deux parties égales dans le sens longitudinal.

Dans notre étude on a opté pour la suspension de la viande sur rails aériens (sur lequel roule un chariot à crochet de suspension.)

Le temps de congélation et de réfrigération dépend de l'épaisseur de la carcasse. La viande sera réfrigérée ou congelée sous les formes suivantes :

BOEUF : en demi-carcasse pour réfrigération et congélation.

VEAUX : en carcasse " " " "

MOUTONS : en carcasse " " " "

La suspension de la viande sur rails aériens dans les entrepôts

frigorifiques est actuellement partout utilisée. La manutention est des plus aisée et cela depuis l'abattage jusqu'à l'entrepôt.

Les rails aériens auront même hauteur que cela soit pour la suspension des demi-carcasses de bœufs ou pour des carcasses de veaux et de moutons.

TABLEAU N° 1

ESPECES		Ecartements des Voies aériennes [m]	densité d'entreposage en kg / m linéaire de rail
Bœufs	demi-carcasse sur crochet	0,9 ÷ 1	300 ÷ 400
	Suspendu sur rail aérien		
Veaux	2 à 3 Veaux en carcasses	1	225 ÷ 320
	Suspendus sur crochets		
Moutons	par groupe de 8 carcasses suspendues superposées	0,8 ÷ 1	290 ÷ 400

1.22 Chambre de réfrigération à -1°C :

Arrivage journalier 13 tonnes.

suivant le tableau N°1 portant sur les gabarits de la viande en carcasse, on obtient la longueur des rails.

Remarque : La plus grande surface des carcasses de viande sera dans le sens du courant d'air de ventilation.

Tonnage [kg]	densité d'entreposage en kg/m linéaire	Longueur du rail aérien [m]	nombre de Voies	Longueur de la salle [m]	Largeur de la salle [m]
13.000	300	43,33	3	17	4

1.23 Tunnel de congélation de la viande à -23°C

Arrivage journalier 12 tonnes

Tonnage [kg]	densité d'entreposage en kg/m linéaire	Longueur du rail aérien [m]	nombre de Voies	Longueur de la salle [m]	Largeur de la salle [m]
12.000	300	40	3	17	4

1.24 Calcul de la section des chambres de stockage pour la réfrigération et la congélation.

Pour le calcul de la section des rails, on admet que chaque espèce (boeufs, moutons, veaux) aura une proportion de l'ordre $\frac{1}{3}$ sur la quantité totale en tonnage

1.2.5 DIMENSIONS DES CHAMBRES DE STOCKAGE

a. chambres de stockage à -1°C (200 tonnes):

ESPECES	E.V [m]	Nombre de Salles	densité kg/m linéaire de rail	nombre de voies	longueur de la salle	largeur de la salle	longueur du rail [m]	Section (m^2)
Boeufs	1	1	300	16	20	17	278	340
Veaux	1	1	300	16	20	17	278	340
Moutons	1	1	300	16	20	17	278	340

Surface totale = 1020 m^2

E.V: écartement de voies aériennes.

b. chambres de stockage à -18°C (500 tonnes):

ESPECES	E.V [m]	Nbre de Salles	densité kg/m linéaire de rail	nombre de Voies	longueur de la halle	longueur de la salle	longueur du rail [m]	Section (m^2)
Boeufs	0,9	1	300	18	32	17	555,56	544
Veaux	0,9	1	300	18	32	17	555,56	544
Moutons	0,9	1	300	18	32	17	555,56	544

Surface totale = 1632 m^2

CHAPITRE II

ISOLATION

Les matériaux isolants doivent posséder certaines qualités afin de pouvoir répondre aux principes de la réfrigération:

2.1 Qualités que doit avoir un isolant.

- léger et non hygroscopique, afin de conserver dans le temps ses qualités isolantes (substitution de l'air humide à l'air sec).
 - imputrescible
 - inodore pour ne pas communiquer d'odeur à la viande
 - neutre chimiquement.
 - ne brûle pas.
 - plastique pour épouser les déformations que peut avoir l'installation
 - résister à la pression et aux tassements.
 - ne pas servir d'aliments aux rongeurs
 - Très peu perméable à la vapeur d'eau afin d'éviter des congélations ou des condensations de vapeur d'eau à l'intérieur de l'isolant
- Parmi les conditions citées ci-dessus on peut affirmer qu'il n'existe pas de matériaux isolants.

Aussi suivant les besoins et les contraintes qui peuvent avoir lieu dans l'étude de l'entrepôt frigorifique, on adoptera l'isolant dont on a besoin.

Néanmoins, dans le choix d'un isolant, la condition (1) doit être satisfaite, c'est à dire que l'isolant doit être hygroscopique.

Les isolants les plus utilisés dans l'industrie frigorifique

- sont :
- Liège pur expansé
 - Liège en aggloméré à la caséine comprimée ou surcomprimée
 - Fibre de verre.
 - Stirofoam.
 - Polystyrène expansé de densité (15, 20, 30)
 - mousse de polyméthane
 - chlorure de polyvinyle qualité (33, 40)
 - Verre cellulaire qualité (T₂, S₃)

2.2 Choix de l'isolant :

Sous la présente étude, le choix est porté sur le liège aggloméré à la caséine et comprimé. Il a les caractéristiques suivantes

- masse volumique : $\rho = (135 - 200) \text{ kg/m}^3$
- Coefficient de conductibilité thermique : $\lambda = [0,038 - 0,050] \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$
- Résistance à l'écrasement : $P = 5 \text{ kg/cm}^2$
- Les lièges agglomérés se présentent sous forme de panneaux, de carreaux, de coquilles et de doubles. Ils ont une bonne résistance mécanique, et d'être en fait des matériaux constructifs.
- Ils sont faciles à poser, à coller, à clouer, à scier ...
- Ils sont imputrescibles et difficiles à enflammer. Le liège en aggloméré peut être employé jusqu'aux plus basses températures de l'ordre de -200°C
- Il existe à la S.N.L.B (société nationale de liège et bois) en quantité suffisante
- se présente dans le commerce sous forme de panneaux de dimensions $(1 \times 0,5)$ mètres et des épaisseurs allant de 3 mm à 50 mm

2.2.1 La migration de la vapeur d'eau à travers un isolant.

Les deux côtés de l'isolant étant à des températures différentes et l'humidité relative de l'air baignant ses faces peut être alors identique ou différente

Nous aurons alors transmission de chaleur d'une face à l'autre de la paroi, et migration de la vapeur d'eau de la face chaude vers la face froide.

Les variations de température à travers une paroi composée de plusieurs matériaux n'est pas linéaire mais elle varie en raison inverse du coefficient de conductibilité de chaque matériau.

De chaque côté de l'isolant nous aurons respectivement :

du côté chaud : t_1, h_1 et P_{v1}

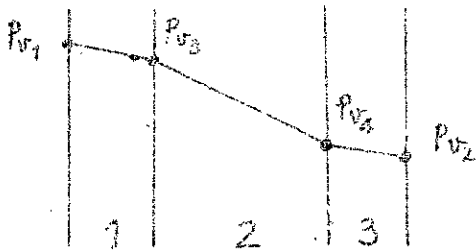
du côté froid : t_2, h_2 et P_{v2}

[P_v : tension partielle de vapeur d'eau]

Pour l'effet de cette différence de tension de vapeur $P_{v1} - P_{v2}$, nous aurons transmission de la vapeur d'eau à travers l'isolant du côté haute pression vers le côté basse pression.

Cette migration de vapeur d'eau à travers la paroi sera d'autant plus grande que :

- La différence de tension de vapeur $\Delta P = (P_{v1} - P_{v2})$ est assez grande
 - La perméabilité des matériaux est élevée
 - L'épaisseur de l'isolant sera faible.
- « La chute de pression partielle n'est pas linéaire »



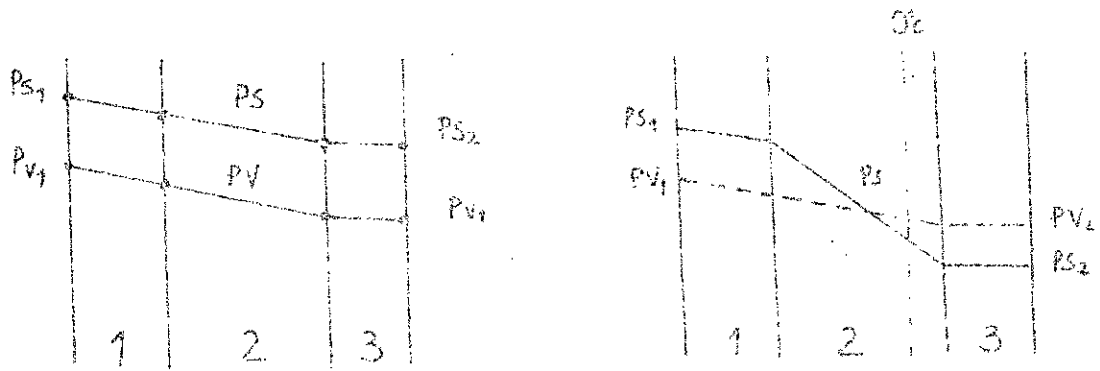
2.2.2 Risque de condensation et congélation :

La vapeur d'eau au cours de sa migration à travers l'isolant a pour support l'air atmosphérique. Si au cours de sa migration la température de l'air atmosphérique s'abaisse au dessous de son point de rosée. Nous aurons condensation de la vapeur d'eau si le point de rosée est supérieur à zéro et congélation de cette vapeur.

Si la température de cette paroi est inférieure à zéro, nous aurons alors deux cas qui peuvent se présenter

Condensation : Le coefficient de conductibilité augmente d'où la perte de frigories à travers la paroi qu'il faut compenser.

Congélation : risque de détérioration de l'installation frigorifique. En effet lorsque la vapeur d'eau est congelée elle augmente de volume.



- | | | | |
|---|------------|---------------|--------------------------------|
| 1 | Maçonnerie | $PS_2 > PV_2$ | ni condensation ni congélation |
| 2 | isolant | $PS < PV$ | condensation |
| 3 | enduit | $PV_2 > PS_2$ | Condensation plus congélation. |

2.2.3 Ecran anti-vapeur:

Nous avons vu que les risques de condensation et de congélation se situent du côté haute pression de l'isolant. on intercalera donc un écran anti-vapeur qui est imperméable à la vapeur d'eau entre la maçonnerie et l'isolant.

Il existe plusieurs matériaux servant d'écran anti-vapeur à savoir le feukote, les mastics fosters, le voluthène, le paraxalumine...

On utilisera dans cette étude comme écran le "feukote" émulsion stabilisée de bitume.

2.3 FIXATION DE L'ISOLANT SUR LES PAROIS

2.3.1 Fixation sur parois verticales:

on adopte deux couches d'isolant en liège aggloméré sous forme de panneaux rectangulaires.

Les attaches métalliques sont scellées directement sur la paroi. Ces attaches posées, l'écran anti-vapeur sera mis en place en deux couches de feukote. pose de la première couche de liège et leur serrage par l'intermédiaire des agrafes métalliques. Les joints des panneaux de liège sont bitumés. pose de la deuxième couche de liège et leur serrage par des chevilles en bois dur. Enfin on termine par une couche d'enduit en ciment armé.

2.3.2 Protection des murs :

Afin d'éviter toute infiltration d'eau l'isolant est protégé sur sa face supérieure par un écran anti-vapeur en fléko. un béton de 6cm sera posé sur l'ensemble, ensuite on termine par une légère couche de ciment de 2 à 3 cm.

2.3.3 Fixation sur le plafond :

Plafond existant, on procède de la même manière que pour les parois verticales, sauf que la deuxième couche de liège ne peut être suffisamment maintenue par clouage avec chevilles en bois. Les agrafes métalliques doivent donc être doubles et permettant le serrage contre le plafond de la première et la deuxième couche de liège.

2.3.4 Protection du sol contre le gel :

La congélation du sol se produit surtout dans les chambres froides à températures négatives. elle entraîne la détérioration des murs du bâtiment par soulèvement du sol.

On prévoiera un vide sanitaire.

L'entrepôt frigorifique sera donc à 1,20 mètres du sol. Ce sous-sol peut servir aux canalisations électriques de l'entrepôt.

CHARGES SUPPORTÉES PAR L'ISOLANT

On prévoit pour des denrées congelées 2000 kg/m^2

" " " réfrigérées $[1200 - 1500] \text{ kg/m}^2$

plus une majoration de $(500 - 750) \text{ kg/m}^2$ pour des voies

aériennes, plus une majoration de 2780 kg/m^2 pour emploi

de chariot élévateur à fourche électrique type EV 634 charge utile 1000 kg

Il faut donc que le liège résiste à une pression d'écrasement de l'ordre :

chambres réfrigérées : $P_{ec} = 1500 + 750 + 2780 = 5030 \text{ kg/m}^2$

chambres congelées : $P_{ec} = 2000 + 750 + 2780 = 5530 \text{ kg/m}^2$

Le liège aggloméré à la caséine comprimé supporte une charge de 5 kg/cm^2 soit 50.000 kg/m^2 . Le problème de l'écrasement ne se pose pas.

2.4 ÉPAISSEUR DE L'ISOLANT

Le calcul de l'épaisseur des isolants est assez illusoire, compte tenu de la durée appréciable des amortissements, des fluctuations économiques fréquentes... Sauf que l'utilisation d'une épaisseur d'isolation insuffisante est à déconseiller, tandis que des épaisseurs largement calculées n'occasionnent jamais de débours même si les pertes de froid sont assez importantes.

Plusieurs méthodes sont utilisées :

- Une première solution approchée consiste à calculer les épaisseurs des isolants en liège en partant du principe qu'on admet une perte de froid admissible de $(8 \div 12) \text{ fg/m}^2 \cdot \text{h}$. Et en négligeant les coefficients de convection on arrive à avoir des épaisseurs de l'ordre de la moitié de la variation de température des deux côtés de l'isolant $e \approx \frac{\Delta\theta}{2}$
- Une deuxième solution plus utilisée préconise de prendre des épaisseurs choisies d'avance et de vérifier que le coefficient de conduction global ne dépasse pas une certaine valeur critique conseillée. Voir tableaux des épaisseurs moyennes conseillées ainsi que les coefficients de conduction global.

	chambres 0°C	chambres 0° ÷ -10°C	chambres -10°C ÷ -18°C	chambres -18°C ÷ -25°C
K en Kcal/m ² ·h·°C	≤ 0,40	≤ 0,35	≤ 0,30	≤ 0,25

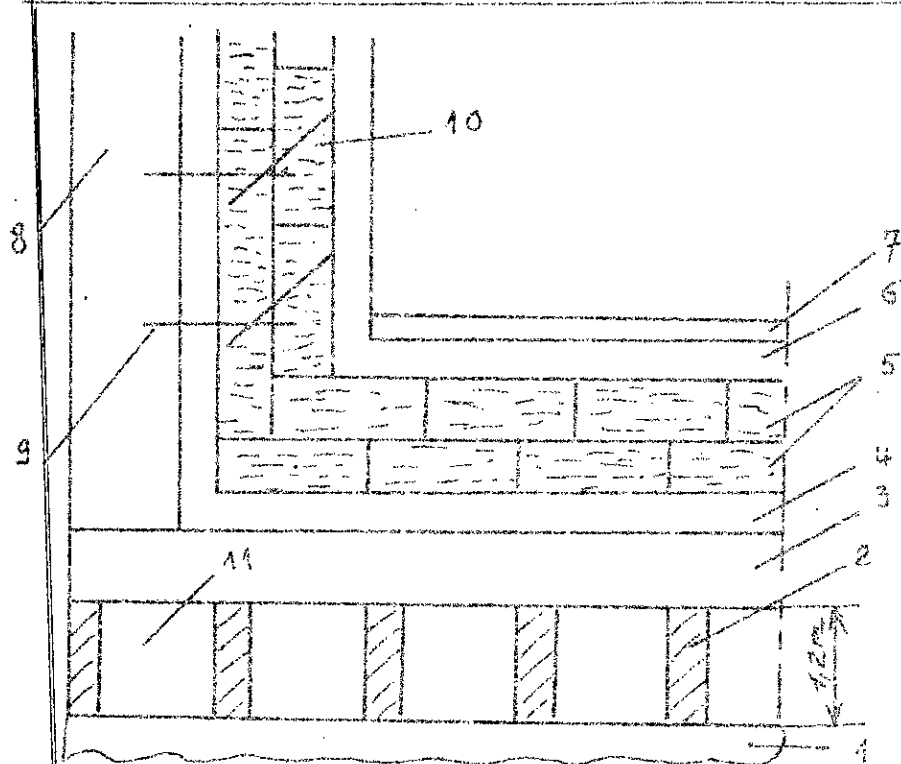
Épaisseurs usuelles d'isolation des chambres froides (cm) pour le liège
 $\lambda = [0,04 \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C}]$

PAROIS	chambres de réfrigération -1°C	chambres de congélation -1°C ÷ -25°C
Sol sur vide sanitaire	10	20
Sous-toiture en béton armé	16	24
Mur extérieur	Exposition à l'ombre	20
	Exposition au soleil	24
Cloisons	Entre chambres froides à une température	12
	entre chambres réfrigérées et congelées	16

D'après BELLAROVISKY (chauffage et climatisation) les coefficients de convection sont pris égaux à 7 pour la surface en contact avec une pièce chauffée ou refroidie et à (18-20) pour la face extérieure.

Nature de la paroi	Coefficient de Convection		Coefficient de Conductibilité			
	α_1	α_2	Brique	Béton	Liège aggloméré	Enduit
Mur extérieur	20	20	0,25-0,70	—	0,04	0,02 ÷ 0,6
Mur intérieur	7	7	0,25	—	0,04	0,02 ÷ 0,6
Plafond	—	—	—	0,15 ÷ 1,30	0,04	0,02 ÷ 0,6
Sol.	—	—	—	0,15 ÷ 1,30	0,04	0,02 ÷ 0,6

Coefficient de convection et coefficient de conductibilité thermique



ISOLATION [SOL - mur]

1 SOL ; 2 piliers ; 3 béton ; 4 écran anti-vapeur et son retour vertical (2 couches) ; 5 Lièges (2 couches) ; 6 béton armé ; 7 enduit de ciment ; 8 maçonnerie (briques + couche de ciment) ; 9 attaches métalliques scellés sur parois ; 10 chevilles en bois dur ; 11 vide sanitaire.

2.5 CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSMISSION GLOBAL K

Sol, plafond, murs

Le coefficient de transmission global pour une paroi composée a l'expression suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} ; [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}]$$

Avec : α_1 et α_2 : coefficients de convection des deux faces de la paroi.

e_1, e_2, \dots, e_n : épaisseurs des différentes couches constituant la paroi

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$: coefficients de conductibilité des différentes couches constituant la paroi.

2.5.1 SOUS TOITURE EN BETON ARME

CHAMBRES A -1°C

Une dalle de béton : $e_1 = 10 \text{ cm}$; $\lambda_1 = 1,10 \text{ kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

deux couches de liège : $e_2 = 16 \text{ cm}$; $\lambda_2 = 0,04$ " "

Une dalle en béton de gravillon $e_3 = 6 \text{ cm}$; $\lambda_3 = 0,65$ " "

Une couche d'enduit $e_4 = 8 \text{ mm}$ $\lambda_4 = 0,10$ " "

$$\Rightarrow K = \frac{1}{\frac{0,1}{1,1} + \frac{0,16}{0,04} + \frac{0,06}{0,65} + \frac{0,08}{0,1}} = 0,23 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

CHAMBRES A -18°C et -23°C

une dalle de béton $e_1 = 10 \text{ cm}$; $\lambda_1 = 1,10 \text{ kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Couches de liège $e_2 = 24 \text{ cm}$; $\lambda_2 = 0,04$ " "

une dalle de gravillon $e_3 = 6 \text{ cm}$; $\lambda_3 = 0,65$ " "

une couche d'enduit $e_4 = 8 \text{ mm}$; $\lambda_4 = 0,10$ " "

$$\Rightarrow K = 0,16 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

2.5.2 SOL

Chambres à -1°C

Une couche de béton $e_1 = 10 \text{ cm}$; $\lambda_1 = 1,10 \text{ kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

deux couches de liège $e_2 = 10 \text{ cm}$; $\lambda_2 = 0,04$ " "

Béton de gravillon $e_3 = 6 \text{ cm}$; $\lambda_3 = 0,65$ " "

Enduit en ciment $e_4 = 2 \text{ cm}$; $\lambda_4 = 0,10$ " "

on obtient $k = 0,35 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Chambres à -18°C et -23°C

Même disposition que pour chambres à -1°C , sauf que l'épaisseur du liège change ($e = 20 \text{ cm}$)

on obtient $k = 0,19 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

2.5.3 PAROIS EXTERIEURES AVEC EXPOSITION AU SOLEIL

Chambres à -1°C

lriques de 25 cm $e_1 = 25 \text{ cm}$; $d_1 = 0,60 \text{ kcal/m} \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

deux couches de liège $e_2 = 14 \text{ cm}$; $d_2 = 0,04 \text{ " "}$

Enduit en ciment $e_3 = 8 \text{ mm}$; $d_3 = 0,10 \text{ " "}$

Coefficient de convection ($\alpha_1 = 20$; $\alpha_2 = 7$)

on obtient $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{d_1} + \frac{e_2}{d_2} + \frac{e_3}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,24 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Chambres à -18°C et -23°C

Épaisseur du liège 24 cm

On obtient $k = 0,15 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

2.5.4 Parois extérieures avec exposition à l'ombre

Chambres à -1°C

Même disposition que chambres exposées au soleil sauf que nous avons une épaisseur de liège de 10 cm.

on obtient $k = 0,31 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Chambres à -18°C et -23°C

Épaisseur du liège de 20 cm

on obtient $k = 0,18 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

2.5.5 Parois des cloisons

Entre chambres à -1°C et -18°C

Un mur en briques $e_1 = 12,5 \text{ cm}$; $d_1 = 0,60 \text{ kcal/m} \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

deux couches de liège $e_2 = 16 \text{ cm}$; $d_2 = 0,04 \text{ kcal/m} \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Une couche d'enduit de part et d'autre. $e_3 = e_4 = 8 \text{ mm}$; $d_3 = d_4 = 0,10 \text{ kcal/m} \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Coefficients de convection ($\alpha_1 = 7$; $\alpha_2 = 7$)

on obtient $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,27 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Entre-chambres à -18°C et -18°C

une couche d'isolant de 12 cm

Les autres valeurs restent inchangées

on obtient $k = 0,27 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

Entre-chambres à -10°C et -10°C

Épaisseur de l'isolant de 8 cm

Les autres valeurs restent inchangées

On obtient $k = 0,38 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

CHAPITRE III

CALCUL DES BESOINS FRIGORIFIQUES :-

DONNÉES :-

CAPACITÉ DU TUNNEL DE CONGÉLATION A (-23°C)

Introduction de 12 tonnes / 24 heures.

Durée de la congélation de 18 heures.

CAPACITÉ DES CHAMBRES FROIDES 2. (-18°C).

Stockage de 500 tonnes

Durée de l'entreposage : 42 jours

CAPACITÉ DE LA CHAMBRE DE REFRIGÉRATION 2 (-1°C)

Introduction de 13 tonnes / 24 heures.

Durée de la réfrigération : 18 heures.

CAPACITÉ DES CHAMBRES FROIDES 4 (-1°C).

Stockage de 250 tonnes

Durée de l'entreposage : 20 jours.

3 FORMULES GÉNÉRALES POUR LE CALCUL DES DÉPENSES :

Les dépenses dans les entrepôts frigorifiques sont dues aux conditions suivantes :-

- 3.1 Transfert de chaleur à travers les parois (murs, sol, plafond).
- 3.2 Refroidissement de la viande de la température d'abatage jusqu'à la température de réfrigération (-1°C) ou congélation (-23°C).
- 3.3 Transfert de chaleur due à la ventilation des chambres froides.
 - a) Ventilation forcée par ventilateurs.
 - b) Ventilation naturelle (par les portes lors de leurs ouvertures pour la rentrée et la sortie de la viande).
- 3.4 Transfert de chaleur due à l'équivalent calorifique du travail des moteurs et des ventilateurs.
- 3.5 Transfert de chaleur due à l'éclairage.
- 3.6 Transfert de chaleur due aux pertes incalculables.

3.1 TRANSFERT DE CHALEUR À TRAVERS LES PAROIS :-

C'est une quantité de chaleur qui pénètre dans les chambres par transmission ; elle aura pour expression :-

$$Q_p = K \cdot S \cdot \Delta T \quad [\text{Kcal/h}]$$

Avec :

K : coefficient de transmission global propre à chaque paroi en $\text{Kcal/h m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$.

S : surface de transmission de la paroi en m^2 .

ΔT : Différence de température de chaque paroi, entre la température extérieure ^{de la} et intérieure de la chambre froide :

Nous aurons trois modes de transmission de chaleur à travers les parois, à savoir conduction, convection et rayonnement.

La transmission par conduction et convection étant prise en considération dans le calcul du coefficient de transmission global K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{kcal./m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}]$$

α_1 et α_2 : coefficients de convection.

Pour en tenir compte dans nos calculs de la transmission de chaleur par rayonnement, on majorera la direction Sud et le plafond de l'entrepôt frigorifique de 10°C .

Nous aurons à BLIDA les températures suivantes :

$44 + 10 = 55^\circ\text{C}$ sur les toits et les murs exposés au soleil

(SUD).

44°C : Sur les autres murs (EST, OUEST, NORD)

20°C : Pour le sol sur vide sanitaire.

3.2 REFROIDISSEMENT DE LA VIANDE :-

La viande est composée de 60% en eau et 40% chair

Pour le calcul de la chaleur spécifique de la viande on peut adapter les formules suivantes :

refrigration : $C_p = \frac{a + 0,14b}{100} \quad [\text{kcal./kg} \cdot ^\circ\text{C}]$

Congélation : $C'_p = \frac{0,5a + 0,14b}{100} \quad [\text{kcal./kg} \cdot ^\circ\text{C}]$

Avec a et b les pourcentages respectifs de l'eau et de la chair contenus dans la viande.

Deux cas sont à envisager :-

CAS DE REFRIGERATION DES DENRÉES :

$$Q_v = C_p \cdot m \cdot \Delta T \quad [\text{kcal/Kg}]$$

avec C_p : chaleur spécifique de la denrée en kcal/Kg °C.

m : masse de la denrée (en kg) à refroidir.

ΔT : différence entre la température extérieure de la denrée après abattage et la température en fin de réfrigération.

CAS où nous avons congélation et refroidissement après congélation :

$$Q_v = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad L_c = 80 \cdot \frac{\%}{100} \quad [\text{kcal/Kg}]$$

$$Q_1 = C_p \cdot m (t_e - t_c) \quad [\text{kcal}]$$

$$Q_2 = L_c \cdot m \quad [\text{kcal}]$$

$$Q_3 = C'_p \cdot m (t_c - t_f) \quad [\text{kcal}]$$

avec : C_p : chaleur massique de la denrée avant congélation

C'_p : chaleur massique de la denrée après congélation

t_e : température après abattage de la viande

t_c : température de congélation

t_f : température finale après congélation

L_c : chaleur latente de congélation de la denrée.

REMARQUE :

Les températures après abattage sont les suivantes :

BOEUFS : $37^{\circ}5$ à 38°

VEAUX : 37° à 38°

MOUTONS : 38° à $39^{\circ}5$

Comme il s'écoule un certain temps pour que les carcasses et les demi-carcasses pénètrent à l'intérieur des chambres froides. On admet que la température de la viande à l'entrée des chambres froides est de 37°C [boeufs, veaux, moutons].

3.3. Transport de chaleur due à la ventilation des chambres froides

Nous avons deux sortes de ventilation :

a) Ventilation naturelle :-

Nous avons une différence de température et de pression entre les chambres froides et l'extérieur, cela implique une circulation d'air par les portes lors de leurs ouvertures.

On admet $6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ de perte pour l'ouverture des portes

b) Ventilation forcée :-

C'est une ventilation par renouvellement d'air indispensable à la bonne tenue des chambres froides.

$$Q_{ve} = R \cdot \frac{V}{V_a} (h_e - h_i) \quad [\text{Kcal/h}]$$

avec :

Q_{ve} : quantité de chaleur due à la ventilation forcée :

V : volume de la chambre froide en m^3 .

V_a : volume massique de l'air extérieur en m^3/kg

h_e : enthalpie de l'air extérieur en Kcal/kg

h_i : enthalpie de l'air intérieur en Kcal/kg

h_e et h_i sont déterminées par le diagramme psychométrique de l'air humide.

$$t_{\text{ext}} = 44^\circ\text{C}$$

$$h_e = 42 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\varphi_{\text{ext}} = 86\%$$

nous donne sur diagramme

$$V_a = 0,972 \text{ m}^3/\text{kg}$$

air intérieur : Supposé pour l'ensemble des chambres de stockage de (-1°C) égal à 0°C .

$$t_{\text{int}} = 0^\circ\text{C}$$

on obtient $h_i = 1,85 \text{ Kcal/Kg}$, d'où

$$\varphi_{\text{intérieur}} = 90\%$$

$$Q_{ve} = \frac{R \cdot V}{0,972} [42 - 1,85] = 41,31 \times R \cdot V \quad [\text{Kcal}/24 \text{ h}]$$

3.4 Transfert de chaleur dû à l'équivalent calorifique des moteurs et Ventilateurs :-

Les moteurs ainsi que les ventilateurs, au cours de leur marche, dégagent de la chaleur.

$$Q_{ve} = 860 \times P \times H \quad [\text{kcal}/24\text{h}]$$

avec :

P: puissance des moteurs en kW

H: nombre d'heures de travail des moteurs et ventilateurs

3.5 Transfert de chaleur par l'éclairage :-

Nous avons d'après des normes Roumaines, une puissance de 25 Watts/m².h. de planchers.

$$Q_{ec} = \frac{S \cdot H \cdot 25 \times 860}{1000} \quad [\text{kcal}/24\text{h}]$$

avec :

S: surface du plancher de la chambre froide.

H: temps d'éclairage.

REMARQUE :-

L'éclairage des chambres froides n'est utile que lors de l'ouverture des portes pour l'entrée et la sortie de la viande.

3.6 Transfert de chaleur dû au personnel :-

On ne tient compte dans le calcul des besoins en froid dû au personnel que si leur nombre est élevé et leur présence prolongée.

On admet 10 personnes qui ont une présence maximum de 7 heures par 24 heures dans les chambres froides.

chaleur totale émise par individus .

10°C et pour un travail d'ûr : $Q_1 = 190 \text{ Kcal/h}$

0°C et pour un travail d'ûr : $Q_1 = 240 \text{ Kcal/h}$

-18°C et pour un travail d'ûr : $Q_1 = 280 + 300 \text{ Kcal/h}$

exemple : Chambre de stockage de viande réfrigérée (-1°C,

$$Q_{pe} = 10 \times 7 \times 240 = 16800 \text{ Kcal/h.}$$

3.7 Transfert de chaleur due aux pertes incalculables :-

Dans l'entrepôt frigorifique, il existe toujours des phénomènes qu'on ne peut pas prévoir.

On évalue les pertes incalculables de (5 à 10%) de la puissance frigorifique totale.

3.8. Puissance frigorifique globale par 24 h

Ce sont les pertes globales.

$$Q_{gl} = Q_p + Q_v + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_I \quad [\text{Kcal}/24\text{h}]$$

A. TUNNEL DE CONGELATION :-

$$T_c = -23^\circ\text{C}$$

$$H_{rc} = 95\%$$

hauteur = 5,5 m.

1) Déperditions par transmission à travers les parois :-

	S	ΔT	S. ΔT	K	K.S ΔT
sol	68	20 - (-23)	2924	0,19	555,56
plafond	68	54 - (-23)	5236	0,16	837,76
Nord	93,5	10 - (-23)	3085,5	0,18	555,39
Sud	93,5	-1 - (-23)	2057	0,21	431,97
Est	22	10 - (-23)	726	0,31	225,06
Ouest	22	10 - (-23)	726	0,31	225,06
TOTAL =					2830,8 Kcal/h = 67.939,2 Kcal/24h

II) Chaleur à enlever à la viande :

Nous avons congélation et refroidissement après congélation de la viande.

La quantité de chaleur à enlever à la viande sera donc :

$$Q_v = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_v = C_p \cdot m (t_e - t_c) + L_c \cdot m + C'_p (t_c - t_f) \quad [\text{Kcal}]$$

$$C_p = \frac{a + 0,4b}{100} = \frac{60 + 0,4 \times 40}{100} = 0,76 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C'_p = \frac{0,5a + 0,4b}{100} = \frac{0,5 \times 60 + 0,4 \times 40}{100} = 0,46 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$L_c = \frac{80 \times a}{100} = \frac{80 \times 60}{100} = 48 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

on a :

a : proportion en eau de la viande.

b : proportion en chair de la viande.

C_p : Chaleur massique de la viande avant congélation.

C'_p : Chaleur massique de la viande après congélation.

L_c : Chaleur latente de la viande.

t_e : température de la viande à l'entrée du tunnel de congélation (37°C).

t_f : température finale dans la chambre de congélation (-23°C).

m : masse de viande introduite dans le tunnel (12.000 Kg).

t_c : température de congélation (0°C).

On obtient :

$$Q_v = 12000 \times 0,76 \times 37 + 12000 \times 48 + 12000 \times 23 = 1049520 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$$

$$Q_v = 1049520 \text{ Kcal} / 24 \text{ heures.}$$

2) Rapport des conducteurs pour le régime variable par la fréquence des ailes

Ventilateurs

On admet un taux de brassage de 150 fois le volume du tunnel par heure.

Débit d'air brassé par seconde (Q)

$$Q = 150 \cdot V = 150 \cdot (4 \times 17 \times 5,5) = 56100 \text{ m}^3/\text{h} = 15,58 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Puissance des Ventilateurs:

$$N = \frac{Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \text{ [ch]} \text{ avec } Q = 15,58 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$H = 80 \text{ mm d'eau (}$$

$$\text{d'où : } \eta = \text{rendement} = 0,6$$

$$N = \frac{15,58 \cdot 80}{75 \cdot 0,6} = 27,7 \text{ ch} = 20,36 \text{ kW}.$$

Nous aurons 10 ventilateurs de 2kW chacun.

$$Q_{ve} = N \times 860 = 20 \times 860 = 17200 \text{ Kcal/h}.$$

$$Q_{ve} = 418800 \text{ Kcal/24h}$$

Calcul de la Vitesse de l'air (-25°C) sur la surface de la viande

La ventilation se fait par un faux plafond.

On suppose que la viande occupe les $\frac{9}{10}$ de la surface du tunnel de congélation. Le $\frac{1}{10}$ restant sera la surface de passage de l'air.

$$\text{Surface vide : } S = \frac{17 \times 4}{10} = 6,80 \text{ m}^2$$

Vitesse de l'air au contact de la viande:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{15,58}{6,8} = 2,30 \text{ m/s}.$$

3) Quantité de chaleur totale pour le tunnel à -23°C

$$Q'_t = Q_p + Q_v + Q_{ve}$$

$$= 67939,2 + 104952,0 + 418800 = 1536259,2 \text{ Kcal/24h}$$

8°) PERTES INCALCULABLES:

$$Q_I = \frac{Q_{I'}}{10} = 133\,625,92 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

9°) PUISSANCE FRIGORIFIQUE: GLOBALE

$$Q_L = Q_I + Q_{I'} = 1689\,885 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

10°) TUNNEL DE REFRIGÉRATION DE LA VIANDE:-

$$T_i = -1^\circ\text{C}$$

$$HR_i = 90\%$$

$$\text{Hauteur} = 5,5 \text{ m}$$

10°) Déperditions par transmission à travers les parois:-

	S	ΔT	S. ΔT	K	K.S. ΔT
sol	68	20 - (-1)	1428	0,35	499,80
plafond	68	54 - (-1)	3468	0,23	797,64
Nord	93,5	-23,0 - (-1)	-2057	0,21	-431,97
Sud	93,5	10 - (-1)	1028,5	0,31	318,84
Est	22	10 - (-1)	242	0,31	75,02
Ouest	22	10 - (-1)	242	0,31	75,02
Total = 1334 Kcal/h =					32024,4 Kcal/24h

2°) Chaleur à enlever à la viande:-

Nous avons 13 tonnes/24h sur lesquelles on doit faire abaisser la température de 37°C à (-1°C) .

$$Q_v = C_p \cdot m (t_e - t_f) \text{ Kcal avec } C_p = \frac{1 \cdot 0,46}{100} = 0,76 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

C_p : chaleur massique de la viande ($0,76 \text{ Kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$).

m : masse de viande à refroidir (13.000 kg).

t_e et t_f : température respectivement de l'entrée et finale du tunnel

$$Q_v = 0,76 \times 13000 (37 - (-1)) = 345\,440 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

3°) Apport de chaleur dû à l'équivalent calorifique des ventilateurs :

On admet un taux de brassage de 30, c'est à dire un recyclage du volume du local de 30 fois par heure.

Débit d'air à recycler par les ventilateurs :

$$Q_v = 30 \cdot V = 30 \cdot 17,4 \times 5,5 = 11220 \text{ m}^3/\text{h} = 3,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

Puissance des ventilateurs :-

$$N = \frac{Q_v \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{3,12 \times 80}{75 \times 0,6} = 5,55 \text{ ch} = 4 \text{ kW}$$

Nous aurons 4 ventilateurs de 1 kW chacun.

$$Q_{ve} = N \times 860 = 4 \times 860 = 3440 \text{ Kcal/h} = 82560 \text{ Kcal/24h}$$

4°) Quantité de chaleur totale

$$\begin{aligned} Q_t' &= Q_p + Q_v + Q_{ve} \\ &= 32024,4 + 375440 + 82560 = 490024,4 \text{ Kcal/24h} \end{aligned}$$

5°) Pertes incalculables :-

$$Q_x = \frac{Q_t'}{10} = 49002,44 \text{ Kcal/24h}$$

6°) Puissance frigorifique totale/24h :-

$$Q_t = Q_x + Q_t' = 539027 \text{ Kcal/24h}$$

STOCKAGE de La viande Congelée

chambres 4 ; 5 ; 6

$$T_c = -18^{\circ}\text{C}$$

$$\text{H.R.i} = 95\%$$

$$\text{hauteur} = 5,5 \text{ m}$$

1. Déperditions par transmission à travers les parois.

<u>chambre N°4</u>	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
SOL	544	20 - (-18)	20672	0,19	3927,68
PLAFOND	544	54 - (-18)	39168	0,16	6266,88
NORD	93,5	44 - (-18)	5797	0,15	869,55
SUD	93,5	10 - (-18)	2616	0,18	471,24
EST	176	44 - (-18)	10912	0,15	1636,80
OUEST	176	-18 - (-18)	0	0,27	0
TOTAL = 13172 Kcal/h					= 316131 Kcal 24h

<u>chambre N°5</u>	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
SOL	544	20 - (-18)	20672	0,19	3927,68
PLAFOND	544	54 - (-18)	39168	0,16	6266,88
NORD	93,5	54 - (-18)	5797	0,15	869,55
SUD	93,5	10 - (-18)	2618	0,18	471,24
EST	176	-18 - (-18)	0	0,27	0
OUEST	176	-18 - (-18)	0	0,27	0
TOTAL = 11535,35 Kcal/h					= 276848,40 Kcal 24h

CHAMBRE N°	S	ΔT	S. ΔT	K	K. S. ΔT
SOL	544	20 - (-18)	20672	0,19	3927,68
plafond	544	54 - (-18)	39168	0,16	6266,88
Nord	93,5	44 - (-18)	5797	0,15	869,55
Sud	93,5	10 - (-18)	2618	0,18	471,24
Est	176	-18 - (-18)	0	0,27	0
Ouest	176	44 - (-18)	10912	0,15	1636,8
Total = 13472 Kcal/h =					316131,6 Kcal/24h

La viande passe du tunnel de congélation avec une température à cœur de (-18°C) et une température à la surface de -23°C dans les chambres de stockage à -18°C .

Nous n'avons pas, donc de transfert de chaleur de la viande dans les chambres de stockage.

$$Q_v = 0$$

2°) Pertes dues à l'ouverture des portes :-

Pertes de $6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$.

nombre de portes : $n = 2$

Durée d'ouverture : $H = 7 \text{ h/jour}$.

Section des portes : $S = 1,5 \times 5 = 7,5 \text{ m}^2$ } $Q_p = 6 \times 2 \times 7 \times 7,5 = 630 \text{ Kcal/24 h}$

$$Q_{dp} = 6 n H S$$

3°)

Pertes de chaleur par éclairage :-

Apport de 25 Watts/m^2 de planchers.

Surface de la chambre : $S = 554 \text{ m}^2$

Durée d'ouverture : $H = 7 \text{ h/jour}$

$$P = 25 \times S = 25 \times 554 = 13850 \text{ W}$$

$$\text{nombre de lampes : } n = \frac{13850}{65} = 213$$

nous avons donc 213 lampes de 65 Watts chacune

$$Q_e = \frac{13850 \times 7 \times 860}{1000} = 83377 \text{ Kcal/24 h}$$

4°) Apport de chaleur par le personnel :-

nombre de travailleurs : $n = 10$

Durée de travail par personne : $H = 7 \text{ h/jour}$

A $(-18)^\circ\text{C}$, une personne dégage une chaleur totale de $300 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

$$Q_{pe} = 300 \times 10 \times 7 = 21000 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_{t'} = Q_p + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe}$$

CHAMBRE N°4

$$Q_{t'} = 316131 + 630 + 83377 + 21000 = 421138 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_I = \frac{Q_{t'}}{10} = 42113,8 \text{ Kcal/h}$$

$$\Rightarrow Q_{gl} = 463251 \text{ Kcal/24 h}$$

CHAMBRE N°5

$$Q_{t'} = 276848 + 630 + 83377 + 21000 = 381855 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_I = \frac{Q_{t'}}{10} = 38185,5 \text{ Kcal/24 h}$$

$$\Rightarrow Q_{gl} = 420040 \text{ Kcal/24 h}$$

CHAMBRE N°6 :-

$$Q_{t'} = 316131 + 630 + 83377 + 21000 = 421138 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_I = \frac{Q_{t'}}{10} = 42113,8 \text{ Kcal/24 h}$$

$$\Rightarrow Q_{gl} = 463251 \text{ Kcal/24 h}$$

D) stockage de la viande réfrigérée

chambre n° 1, 2, 3.

$T_c = -1^\circ\text{C}$

$HR = 90\%$

$h = 5,5 \text{ m.}$

1. déperditions par transmission à travers les parois.

<u>chambre n° 1</u>	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
SOL	380	20 - (-1)	7140	0,35	24,99
PLAFOND	380	54 - (-1)	18700	0,25	4675
NORD	93,5	10 - (-1)	1028,5	0,31	318,84
SUD	93,5	54 - (-1)	5142,5	0,24	1234,2
EST	110	44 - (-1)	4950	0,24	1188
OUEST	110	-1 - (-1)	0	0,38	0
TOTAL			=	$9915 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	= $237960 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$

<u>chambre n° 2</u>	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
SOL	340	20 - (-1)	7140	0,35	2499
PLAFOND	340	54 - (-1)	18700	0,25	4675
NORD	93,5	10 - (-1)	1028,5	0,31	318,84
SUD	93,5	54 - (-1)	5142,5	0,24	1234,2
EST	110	-1 - (-1)	0	0,38	0
OUEST	110	-1 - (-1)	0	0,38	0
TOTAL			=	$8727 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	= $209448 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$

CHAMBRE N°3	S	ΔT	S. ΔT	K	KS ΔT
sol	340	20 - (-1)	7140	0,35	2499
plafond	340	54 - (-1)	18700	0,25	4675
Nord	93,5	10 - (-1)	1028,5	0,31	318,84
Sud	93,5	54 - (-1)	5142,5	0,24	1234,2
Est	110	-1 - (-1)	0	0,38	0
Ouest	110	44 - (-1)	4950	0,24	1188
				Total =	$9915 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 237960 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$

29 L'apport calorifique de la viande

Le transfert de chaleur de la viande est nul, car c'est un transfert de viande de 2 chambres ayant la même température.

39 Renouvellement d'air:

Le renouvellement d'air dans les chambres de stockage de viande réfrigérée est indispensable pour la bonne tenue de celle-ci.

On admet un renouvellement d'air de 4 fois le volume des chambres par 24 h.

$$Q_R = n \cdot \frac{V}{V_e} (h_e - h_i) \left[\frac{\text{Kcal}}{24\text{h}} \right]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} n = 4 \\ V = 17 \cdot 20 \cdot 5,5 = 1870 \text{ m}^3 \\ t_e = 44 \quad h_i = 1,85 \text{ Kcal/Kg AS} \\ t_i = 0^\circ\text{C} \quad h_e = 42 \text{ Kcal/Kg AS} \\ H_{Re} = 86\% \quad V_e = 0,972 \text{ m}^3/\text{Kg AS} \\ H_{Ri} = 90\% \end{array} \right.$$

$$Q_R = \frac{4 \cdot 1870}{0,972} (42 - 1,85) = 30897,3 \text{ Kcal/24h}$$

4) APPORT DE CHALEUR PAR L'OUVERTURE DES PORTES:-

Durée d'ouverture des portes $h = 7 \text{ h/jour}$

nombre de portes $n = 2$

Surface des portes : $S = 7,5 \text{ m}^2$

$$Q_{op} = G \cdot h \cdot n \cdot S = 6 \times 7 \times 2 \times 7,5 = 630 \text{ Kcal/24 h.}$$

5) EQUIVALENT CALORIFIQUE DES VENTILATEURS:-

Puissance des ventilateurs : N [ch].

4 renouvellements par 24 h = $4 \times 1870 = 7480 \text{ m}^3/24 \text{ h} = 0,09 \text{ m}^3/\text{s}$

H = pression de l'air dans les ventilateurs en mm d'eau = 80

η : rendement du ventilateur : $\eta = 0,5$

$$N = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot 75} = \frac{0,09 \times 80}{0,5 \times 75} = 0,19 \text{ ch} = 141 \text{ Watts.}$$

On placera dans chaque chambre un ventilateur de 141 Watts.

$$Q_{ve} = \frac{141 \times 860 \times 24}{1000} = 2910,3 \text{ Kcal/24 h.}$$

6) APPORT EN CHALEUR PAR ECLAIRAGE:-

25 Watts/m² de planchers.

$$S = 17 \times 20 = 340 \text{ m}^2$$

$$P = 340 \times 25 = 8500 \text{ W.}$$

Nous aurons : 131 lampes de 65 Watts chacune et par chambre.

Durée d'éclairage : $h = 7 \text{ h/j}$

$$Q_{ec} = \frac{131 \times 65 \times 860 \times 7}{1000} = 51260 \text{ Kcal/24 h}$$

7) APPORT EN CHALEUR PAR LE PERSONNEL :

A (-1°C) nous avons une quantité de chaleur totale de 240 Kcal/h qui est dégagée par personne.

Nombre de personnes : $n = 10$

Durée de travail par jour : $h = 7 \text{ h/j}$

$$Q_{pe} = 10 \times 7 \times 240 = 16800 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_t' = Q_p + Q_{re} + Q_{op} + Q_v + Q_{ec} + Q_{pe}$$

CHAMBRE N°1

$$Q_t' = 237960 + 308973,26 + 630 + 2910,3 + 51200 + 16800 =$$

$$Q_t' = 617.843,5 \text{ Kcal/24 h.}$$

$$Q_I = \frac{Q_t'}{10} = 61784,35 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_t = Q_t' + Q_I = 679628 \text{ Kcal/24 h}$$

CHAMBRE N°2 :

$$Q_t' = 209448 + 308973,3 + 630 + 2910,3 + 51200 + 16800 =$$

$$Q_t' = 589331,5 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_I = \frac{Q_t'}{10} = 58933,15 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_t = 648265 \text{ Kcal/24 h}$$

CHAMBRE N°3

$$Q_t' = 237960 + 308973,3 + 630 + 2910,3 + 51200 + 16800 =$$

$$Q_t' = 617.843,5 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_t = Q_I + Q_t' = 679628 \text{ Kcal/24 h.}$$

E) ANTI CHAMBRES N°7 et N°8:-

$T_e = 10^\circ C$

HR = 90%

Hauteur = 5,5 m

1°) Déperditions par transmission à travers les parois :-

ANTI CHAMBRE N°7	S	ΔT	S. ΔT	K	K. S ΔT
SOL	88	20 - (10)	880	0,35	308,50
PLAFOND	88	54 - (10)	3872	0,23	890,56
EST	44	44 - (10)	1496	0,38	568,48
TOTAL =					$1767 \frac{\text{Kcal}}{h} = 42408,9 \frac{\text{Kcal}}{24h}$

ANTI CHAMBRE 8	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
SOL	88	20 - (10)	880	0,35	308,5
PLAFOND	88	54 - (10)	3872	0,23	890,56
OUEST	44	44 - (10)	1496	0,38	568,48
TOTAL =					$1767 \frac{\text{Kcal}}{h} = 42408,9 \frac{\text{Kcal}}{24h}$

2°) Apport de chaleur par l'ouverture des portes :-

Anti chambre N°7 et N°8 :-

Un apport de 6 Kcal / m² . h

Section porte S = 7,5 m²

Nombre de portes : n = 2 nombre de chambre ch = 2

Durée d'ouverture : H = 7h/2

$Q_{op} = 6 \times S \times n \times H \times ch = 6 \times 7,5 \times 2 \times 7 \times 2 = 1260 \text{ Kcal} / 24$

3°) Apport de chaleur par le personnel :-

Un homme travaillant dans une chambre à 10°C dégage une quantité de chaleur de 190 Kcal/h

nombre d'hommes : n = 10

durée du travail : $H = 7 \text{ h/j}$

Nombre de chambre : 2

$$Q_{pe} = 190 \times n \times H \times 2 = 26600 \text{ Kcal/24h}$$

4°) Apport de chaleur par éclairage : (25 Watts/m²)

Durée d'éclairage : $H = 7 \text{ h/j}$

Surface chambre : $S = 11 \times 8 = 88 \text{ m}^2$

nombre de chambres : 2

$$Q_{ec} = 25 \times H \times S \times 2 = 30800 \text{ Kcal/24h}$$

17 lampes de 65 Watts dans chaque chambre.

5°) PERTES TOTALES :-

$$\begin{aligned} Q_{t'} &= Q_p + Q_{op} + Q_{pe} + Q_{ec} \\ &= 42408,94 \times 2 + 1260 + 26600 + 30800 = 143478 \text{ Kcal/24h} \end{aligned}$$

6°) PERTES INCALCULABLES :-

$$Q_I = \frac{Q_{t'}}{10} = 14347,8 \text{ Kcal/24h}$$

7°) PERTES GLOBALES :-

$$Q_t = Q_{t'} + \frac{Q_I}{10} = 157825,8 \text{ Kcal/24h}$$

f) COULOIRS. N° 1 - 2 - 3 - 4.

$T_i = 10^\circ\text{C}$
 $HR = 90\%$
 $h = 5,5 \text{ m}$

1. deperditions par transmission à travers les parois.

COULOIR N°1

	S	ΔT	S ΔT	K	K $S\Delta T$
SOL	306	20-(10)	3060	0,35	1071
plafond	306	54-(10)	13464	0,23	3096,72
NORD	93,5	-1-(10)	-1028,5	0,31	-308,84
SUD	280,5	-1-(10)	-3085,5	0,31	-956,51
EST	33	44-(10)	1122	0,38	426,36
OUEST	33	44-(10)	1122	0,38	426,36
TOTAL = $3745 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 89882 \text{ Kcal}/24\text{h}$					

COULOIR N°2

	S	ΔT	S ΔT	K	K $S\Delta T$
SOL	306	20-(10)	3060	0,35	1071
PLAFOND	306	54-(10)	13464	0,23	3096,72
NORD	280,5	-18-(10)	-7854	0,18	-1413,72
SUD	93,5	-23-(10)	-3085,5	0,18	-555,39
EST	33	44-(10)	1122	0,38	426,36
OUEST	33	44-(10)	1122	0,38	426,36
TOTAL = $3051,33 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 73232 \text{ Kcal}/24\text{h}$					

couloir n°3	S	ΔT	S. ΔT	K	K S ΔT
Sol	48	20 - (10)	480	0,35	168
plafond	48	54 - (10)	2112	0,23	485,76
Ouest	22	-1 - (10)	-242	0,31	-75,02
Ouest	22	-23 - (10)	-726	0,18	-130,68
Total =					$448,06 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 10753 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$

couloir n°4	S	ΔT	S. ΔT	K	K S ΔT
SOL	48	20 - (10)	480	0,35	168
PLAFOND	48	54 - (10)	2112	0,23	485,76
EST	22	-1 - (10)	-242	0,31	-75,02
EST	22	-23 - 10	-726	0,18	-130,68
Total =					$448,06 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 10753 \frac{\text{Kcal}}{24\text{h}}$

2°) Apport en chaleur par l'ouverture des portes:-

Couloir n°1 : 2 portes de 7,5 m² avec 7 h/j d'ouverture

Couloir n°2 : 2 portes de 7,5 m² avec 7 h/j d'ouverture

$$Q_{op} = (6 \times 2 \times 7,5 \times 7) \cdot 2 = 1260 \text{ Kcal} / 24 \text{ h.}$$

3°) Apport de chaleur par le personnel:-

à 10°C une personne dégage une quantité de chaleur de 190 Kcal/h.

nombre de personnes : n = 10

Durée de travail : H = 7 h/j

Dans les 4 couloirs :

$$Q_{pe} = 190 \times 7 \times 10 = 13300 \text{ Kcal} / 24 \text{ h.}$$

Les couloirs ne sont pas ventilés

49/ Apport de chaleur par éclairage :-

$P = 25 \text{ Watts/m}^2$ de planchers.

Couloir n°1 $S = 306 \text{ m}^2$

Couloir n°2 $S = 306 \text{ m}^2$

Couloir n°3 $S = 48 \text{ m}^2$

Couloir n°4 $S = 48 \text{ m}^2$

$S_t = 708 \text{ m}^2$ avec 7 heures d'éclairage par jour.

$$P_{ec} = 25 \times 708 = 17,7 \text{ kW.}$$

Couloir n°1 : 118 lampes de 65 Watts

" 2 : 118 lampes de 65 Watts

" 3 : 18 lampes de 65 Watts

" 4 : 18 lampes de 65 Watts.

50/ Chaleur dégagée par les lampes :-

$$Q_{ec} = \frac{(118 + 118 + 18 + 18) 65 \times 860 \times 7}{1000} = 106433 \text{ Kcal/24h.}$$

50/ Pertes totales :-

$$Q_t = Q_p + Q_{op} + Q_{pe} + Q_{ec} \text{ [Kcal/24h]}$$

$$= 89882 + 73232 + 10753 + 10.753 + 1260 + 13300 + 106433$$

$$= 305613 \text{ Kcal/24h.}$$

60/ PERTES INCALCULABLES :-

$$Q_I = \frac{10}{100} Q_t = 30561,3 \text{ Kcal/24h}$$

70/ PERTES GLOBALES :-

$$Q_t' = Q_I + Q_t = 336174,3 \text{ Kcal/24h}$$

besoin frigorifique de chaque chambre de
L'installation frigorifique

chambres froides	puissance fri. en Kcal/24h	puissance fri. en Kcal/h
tunnel de congélation (+23°C)	1689885	70412
tunnel de réfrigération (-1°C)	539027	22460
chambre -1°C N°1	679628	28318
" -1°C N°2	648265	27011
" -1°C N°3	679628	28318
" -18°C N°4	463251	19302
" -18°C N°5	420040	17502
" -18°C N°6	463251	19302
antichambre 10°C N°7	78908	3288
" 10°C N°8	78908	3288
COULOIR 10°C N°1,2,3,4	336174	14007
TOTAL	6.076.965	253.208

CHAPITRE IV

4.1. ÉTUDE DU CYCLE FRIGORIFIQUE

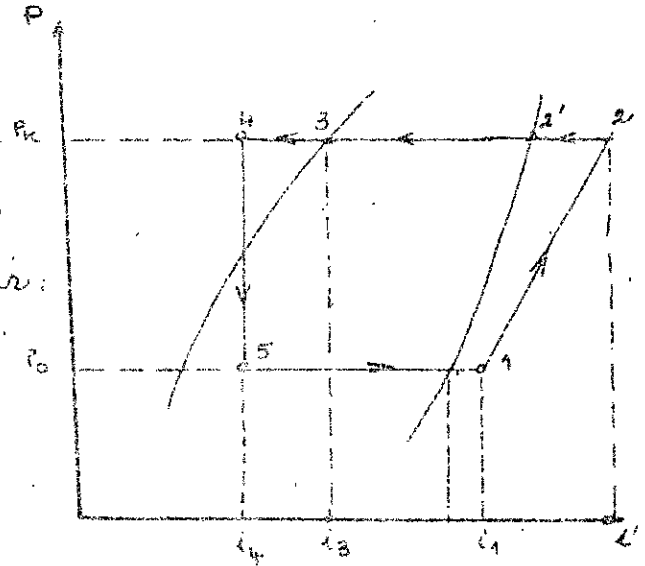
(sur diagramme enthalpique)

4.1.1 BUT :-

Cette étude a pour but de déterminer les principaux appareils de l'entrepôt frigorifique à savoir :

- le compresseur
- l'évaporateur
- le condenseur.

Ainsi que d'autres appareils annexes d'amélioration et de contrôle du cycle.



4.1.2 TRANSFORMATIONS SUBIES PAR LE FLUIDE :-

[1-2] : Compression du fluide polytropiquement de l'état 1 (vapeurs froides), à l'état 2 (vapeurs surchauffées) par l'intermédiaire d'un compresseur.

Le travail du compresseur sera : $W_{1,2} = i_2 - i_1$ [Kcal/Kg fluide]

[2-4] Condensation du fluide par l'intermédiaire d'un condenseur (à eau ou à air).

La quantité de chaleur que le condenseur doit évacuer est égale à celle absorbée à l'évaporateur plus l'équivalent thermique du travail de compression, elle sera égale à : $W_{2,4} = (i_2 - i_4)$ [Kcal/Kg fluide].

Lors de la condensation le fluide traverse 3 étapes :

[2-2'] : désurchauffe du fluide surchauffé jusqu'à la température de saturation de la vapeur, donc pression

constante et température variable.

[2'-3] : Condensation du fluide de l'état vapeur saturante à l'état de liquide saturant, à pression et température constantes.

[3-4] : sous refroidissement du fluide jusqu'à la température t_4 à pression constante.

[4-5] : Détente du fluide : Lors de la détente il n'y a eu que transfert d'énergie et modification de l'état physique du liquide. $i_4 = i_5$ [Kcal/Kg fluide].

[5-1] : Évaporation du fluide :

Le mélange vapeur liquide de l'état 5 se vaporise totalement dans l'évaporateur sans changer de température ni de pression jusqu'au point de saturation de la vapeur, en cédant du froid à celui-ci.

Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

$$Q_5 - Q_1 = i_1 - i_5 \text{ [Kcal/Kg de fluide]}$$

REMARQUE:-

La quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur est la production de froid.

L'évaporateur est donc la partie essentielle du cycle ; pour cela, on essaiera d'avoir des fluides frigorigènes qui ont une chaleur latente de vaporisation la plus grande possible.

4.13 LES FLUIDES FRIGORIGÈNES

Il existe une multitude de fluides frigorigènes présentant chacun des avantages et des inconvénients

4.13.1 Qualités que doit avoir un fluide frigorigène :-

- 1°) Chaleur latente de vaporisation élevée
- 2°) Point d'ébullition sous la pression atmosphérique bas.
- 3°) Taux de compression faible.
- 4°) Faible volume massique de la vapeur saturée.
- 5°) Température et pressions critiques élevées
- 6°) Pas d'action sur les fluides, gaz ou les métaux qu'il rencontre
Au cours de son cycle (Chimiquement).
- 7°) Non inflammable, non explosif, etc.

4.13.2 CHOIX DE L'AGENT FRIGORIGÈNE :-

Ces derniers temps on a tendance à utiliser les fluides fluorés on adoptera pour notre cas le fréon 12 (CF_2Cl_2).

Le fréon 12 est un gaz incolore qui n'est ni toxique, ni inflammable. Il dégage une odeur douce étherée qui n'est perceptible que pour des concentrations supérieures à 20% en volume dans l'air.

Son action sur les métaux est presque nulle.

Toutefois il est recommandé de ne pas utiliser les métaux à base d'aluminium et de magnésium.

Les pays les plus expérimentés dans son utilisation (U.S.A) préconisent l'emploi du cuivre et de l'acier galvanisé

Tableau représentant quelques fluides frigorigènes les plus utilisés ainsi que leurs particularités :

	Antyhride sulfureux	chlorure de Méthyte	Fréon 12	Ammoniac
Formule chimique	SO ₂	CH ₃ Cl	C Cl ₂ F ₂	NH ₃
chaleur de Vaporisation à (-10°C) [kcal/Kg]	93,13	99,25	38,07	309,64
Volume spécifique (Vapeur) à -10°C [m ³ /Kg]	0,328	0,233	0,078	0,418
Production frigorifique à -10°C fg/m ³	259,3	386	416	673,9
Tension de Vapeur Saturée [kg/cm ²]	1,034 3,997	1,808 5,783	2,234 6,636	2,966 10,225
température critique (en °c)	157	143	111,5	132
Pression critique [kg/cm ²]	80,3	68,1	40,87	115,2
Odeur	irritante	faible d'ether	pres que nulle	Irrespirable
Combustibilité	non combustible	non	non	brule très difficilement
Cause des troubles graves en % en Volume dans l'air	0,04%	(5-10)%	80%	0,35%

4-2 Le dégivrage

Le givrage des parois froides qui se produit par condensation et solidification de l'humidité atmosphérique provenant de l'air et de la viande des chambres froides est un phénomène absolument inévitable. Il est particulièrement gênant lorsqu'il se produit sur les évaporateurs destinés à transmettre le froid à un milieu ambiant. Le givre se dépose sous forme de cristaux qui emprisonnent l'air et constituent un bon isolant. A la longue le givre atteint une épaisseur assez importante qui peut affaiblir la capacité des évaporateurs. Il est donc indispensable de faire disparaître périodiquement ce givre. Pour cela on utilisera des résistances à cannes chauffantes qui sont disposées à côté des évaporateurs. Les résistances sont réglées de façon à fonctionner le nombre de fois qu'il est nécessaire par jour.

4-3. hygrométrie

L'humidité relative est égale au rapport de la quantité de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air à la masse maximum que ce même volume pourrait contenir s'il était saturé à la même température. (air sec : humidité relative = 0 air saturé : H.R. = 100).

La quantité de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air ne peut dépasser un maximum, on dit que l'air est saturé. Si après la saturation de l'air on le refroidit encore, il apparaîtra une buée sur les parois de l'enceinte ou l'air est refroidi, ce sera le point de rosée (la vapeur d'eau commence à se condenser)

Il faut retenir qu'une H.R. assez élevée favorise le développement des moisissures et des bactéries, tandis qu'une H.R. faible favorise la migration de l'humidité de la denrée (perte de poids) vers les évaporateurs ou elle se dépose sous forme de givre. Selon l'importance des deux cas on réglera l'humidité relative à l'aide d'hygrostat dans chaque chambre froide.

CHAPITRE V

calcul et choix des appareils de
l'installation frigorifique

5.1 LE CONDENSEUR

5.2 L'ÉVAPORATEUR

5.3 LE COMPRESSEUR

NOTATIONS

- c_p : chaleur spécifique en $\text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}$
- D_1 : diamètre intérieur du tube en mètre
- D_2 : diamètre extérieur du tube en mètre
- e : épaisseur du tube en mètre
- g : accélération de la pesanteur en m/h^2
- i : enthalpie
- K : coefficient de transmission global de la chaleur en $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
- h_1 : coefficient de transmission de la chaleur de l'eau aux tubes en $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
- h_2 : coefficient de transmission de la chaleur des tubes au R12 en $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
- m : débit massique de l'eau en Kg/h
- r : chaleur de condensation en Kcal/Kg
- Pr : nombre de prandtl
- Re : nombre de réynolds
- St : nombre de stranton
- S : surface d'échange en m^2
- t_v : température d'évaporation du fluide frigorigène en $^\circ\text{C}$
- t_c : température de condensation du R12 en $^\circ\text{C}$
- t_e : température d'entrée de l'eau dans les tubes en $^\circ\text{C}$
- t_s : température de sortie de l'eau dans les tubes en $^\circ\text{C}$
- T_p : température de la paroi extérieure des tubes en $^\circ\text{C}$
- v_e : vitesse de l'eau dans les tubes en m/h
- ϕ : chaleur échangée le long de la surface S en Kcal/h
- $\lambda_c, \lambda_e, \lambda_f$: les coefficients de conductibilité thermique du cuivre, de l'eau et du fréon en $\text{Kcal/m}^\circ\text{C}$
- ρ_e : masse volumique en Kg/m^3
- μ_e, μ_f : viscosité dynamique de l'eau et du fréon en $\text{Kg/m}^\circ\text{C}$
- ρ_f : masse volumique du fréon en Kg/m^3

5-1 LE CONDENSEUR

Le condenseur est essentiellement un échangeur de chaleur. Il y a échange de chaleur entre le fluide frigorigène (R12 chauffé et comprimé par le compresseur) et le fluide froid (eau ou air). Les condenseurs à air ne sont utilisés que pour les petites installations frigorifiques. Ils ne peuvent évacuer qu'une faible quantité de chaleur de 30 à 40.000 Kcal/h. Dans notre étude, on utilisera les condenseurs à eau.

5-1-1. Différents types de condenseurs à eau.

Il existe

1. condenseurs à immersion
2. condenseurs à ruissellement
3. condenseurs à doubles tubes et contre courant
4. condenseurs multitubulaires (vitesse de l'eau 1-2,5 m/s)
c'est le condenseur multitubulaire qui a été retenu.

5-1-2 Rôle du condenseur.

Le rôle du condenseur comme vu précédemment sur le cycle frigorifique est d'enlever de la chaleur au fluide frigorigène par l'intermédiaire de la chaleur sensible de l'eau (l'eau entre dans le condenseur froid et sort chaude). Il est donc primordial que le coefficient de conductibilité du métal constituant le condenseur soit le plus élevé possible. Pour cela le condenseur sera en cuivre.

5-1-3 Choix de la température de condensation.

La température de condensation du fluide frigorigène doit être environ supérieure de 5°C à la température de sortie de l'eau du condenseur

prenons : $t_e = 30^\circ\text{C}$

$$t_s = 36^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{me}} = \frac{t_e + t_s}{2} = 33^\circ\text{C}$$

5-1-4 constantes physiques du R12, de l'eau et du cuivre

a) R12

T. condensation °C	ρ_f	λ_f	μ_f	C_{pf}	ν
unités	Kg/m ³	Kcal/m.h°C	Kg/m.h	Kcal/Kg°C	Kcal/Kg.
40	1228	0,06	0,856	0,24	31,53.

b) Eau

T. moyenne °C	ρ_e	λ_e	μ_e	C_{pe}
unités	Kg/m ³	Kcal/m.h°C	Kg/m.h	Kcal/Kg°C
33	993,5	0,586	2,728	1

c) Cuivre.

T [°C]	0°C	33°C	100°C
λ_c	334 Kcal/m.h°C	330 Kcal/m.h°C	324 Kcal/m.h°C

5-1-5 déperditions dans les chambres froides.

En général les compresseurs travaillent à raison de 18h/24h
Les déperditions seront donc divisées par 18.h

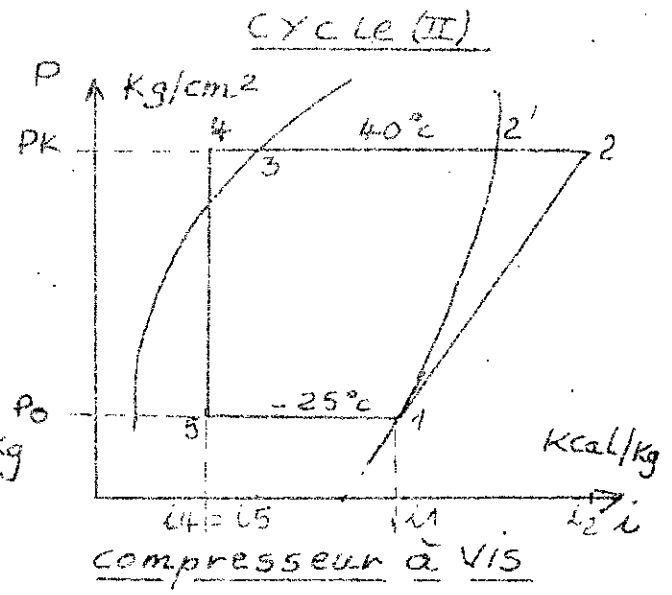
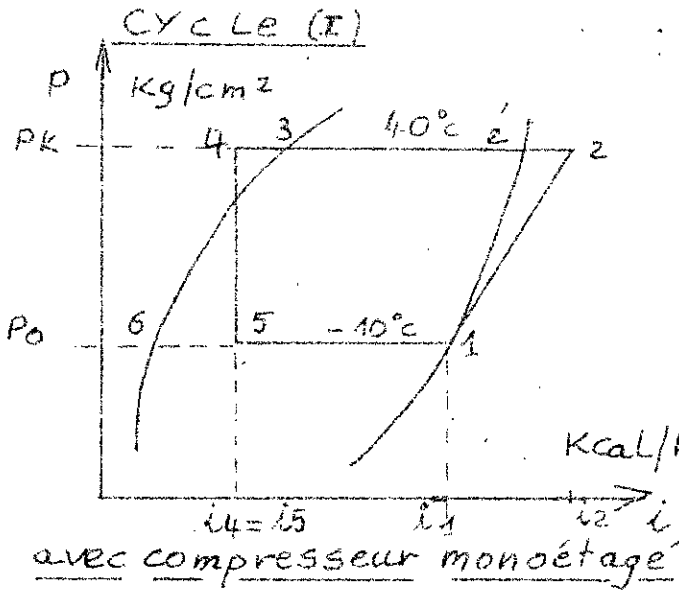
CYCLE I.

chambres froides	T°C	déperditions horaires (Kcal/h)
tunnel de réfrigération	-1°C	29946
CH. F. N° 1	-1°C	27757
CH. F. N° 2	-1°C	36015
CH. F. N° 3	-1°C	27757
CH. F. N° 7	+10°C	4384
CH. F. N° 8	+10°C	4384
Couloirs 1,2,3,4	+10°C	16676
TOTAL		168920

CYCLE II

Chambres froides	T°C	déperditions (Kcal/h.)
Tunnel de congélation	-23	33883
CH. F. N° 4	-18	25736
CH. F. N° 5	-18	23336
CH. F. N° 6	-18	25736
TOTAL		168691

5-1-6 tracé du diagramme enthalpique
des deux cycles



points	T	h	v	P
/	[°C]	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
1	-10	135,87	0,078	2,23
2	45	142,30	0,02	9,77
2'	40	140,94		9,77
3	40	109,41		9,77
4	36	108,43		9,77
5	-10	108,43		2,23

points	T	h	v	P
/	[°C]	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
1	-25	134,13	0,13	1,26
2	50	143	0,021	9,77
2'	40	140,94		9,77
3	40	109,41		9,77
4	36	108,43		9,77
5	-25	108,43		9,77

$$C = \frac{9,77}{2,23} = 4,38$$

$$C = \frac{9,77}{1,26} = 7,75$$

CYCLE I

production par Kg de R12.

$$q_{0m1} = i_1 - i_5 = 135,87 - 108,43 = 27,44 \text{ Kcal/Kg}$$

dépense des chambres froides par heure

$$Q_{0h1} = 168920 \text{ Kcal/h}$$

débit massique du fréon 12

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{0h1}}{q_{0m1}} = \frac{168920}{27,44} = 6155 \text{ Kg/h}$$

débit volumique du fréon 12

$$V_1 = \dot{m}_1 v = 6155 \times 0,078 = 480 \text{ m}^3/\text{h}$$

Chaleur à évacuer par Kg de fréon 12

$$q_{01} = i_2 - i_5 = 142,30 - 108,43 = 33,87 \text{ Kcal/Kg}$$

Chaleur à évacuer par le condenseur dans le cycle I.

$$Q_{0I} = \dot{m}_1 \cdot q_{01} = 33,87 \times 6155 = \underline{208500 \text{ Kcal/h}}$$

Cycle II

production frigorifique par Kg de fréon 12.

$$q_{0m2} = i_1 - i_5 = 134,13 - 108,43 = 25,70 \text{ Kcal/Kg}$$

dépense des chambres froides par heure

$$Q_{0h2} = 168691 \text{ Kcal/h}$$

débit massique du fluide frigorigène

$$\dot{m}_2 = \frac{Q_{0h2}}{q_{0m2}} = \frac{168691}{25,70} = 6563,85 \text{ Kg/h}$$

débit volumique du fréon 12

$$V_2 = \dot{m}_2 v = 6563,85 \times 0,13 = 853,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Chaleur à évacuer par Kg de fréon 12

$$q_{02} = i_2 - i_5 = 143 - 108,43 = 34,57 \text{ Kcal/Kg}$$

Chaleur à évacuer par le condenseur dans le cycle II.

$$Q_{0II} = \dot{m}_2 \cdot q_{02} = 6563,85 \times 34,57 = \underline{226912 \text{ Kcal/h}}$$

nous prenons pour le calcul, des tubes en cuivre de diamètre 20/24 mm, et une vitesse de l'eau dans ses derniers de 2 m/s (7200 m/h)

5-1.7 Calcul de la Surface d'échange des condensateurs

cycle I

$$\Phi_{0I} = K \cdot S_1 \Delta T \Rightarrow S_1 = \frac{\Phi_{0I}}{K \Delta T}$$

cycle II

$$\Phi_{0II} = K \cdot S_2 \Delta T \Rightarrow S_2 = \frac{\Phi_{0II}}{K \Delta T}$$

Calcul de ΔT .

L'écart moyen logarithmique de température entre deux fluides en circulation est donné par la relation suivante

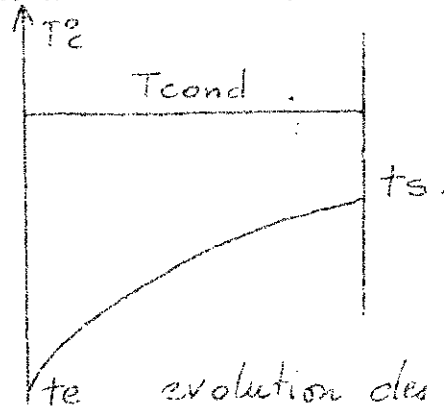
$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}$$

avec

$$\Delta T_{\max} = t_c - t_e = 40 - 30 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = t_c - t_s = 40 - 36 = 4^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{10 - 4}{\ln \frac{10}{4}} = 6,55^\circ\text{C}$$



evolution des deux fluides (eau et R12)

autres méthodes de calcul de ΔT (approximative)

$$\Delta T = t_{\text{cond}} - t_{\text{m eau}} = 40 - \frac{t_e + t_s}{2}$$

$$\Delta T = 40 - \frac{30 + 36}{2} = 40 - 33 = 7^\circ\text{C}$$

prenons alors $\Delta T = 7^\circ\text{C}$

Calcul du coefficient global de transmission de chaleur k

Le coefficient global de transmission de chaleur k entre deux fluides en circulation à travers une paroi est donné par la relation suivante

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

Calcul de h_1 (échange entre eau et paroi)

donné par la relation

$$h_1 = C_p \times \rho_e \times v_e \cdot St$$

St étant le nombre de Stanton, il est donné par la relation

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

Calcul du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V_e \cdot D_1 \cdot \rho_e}{\mu_e} \quad \text{avec} \quad V_e = 7200 \text{ m/h}$$

$$D_1 = 0,020 \text{ m}$$

$$\rho_e = 993,5 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_e = 2,725 \text{ Kg/m.h}$$

$$Re = \frac{7200 \times 0,020 \times 993,5}{2,725} = 52500$$

c'est un mouvement turbulent et le nombre de Prandtl est

$$\text{donné par : } Pr = \frac{c_{pe} \times \mu_e}{\lambda_e} \quad \text{avec : } c_{pe} = 1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_e = 2,725 \text{ Kg/m.h}$$

$$\lambda_e = 0,536 \text{ Kcal/m.h } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{1 \times 2,725}{0,536} = 5$$

$$\text{donc } St = 0,023 \times 52500^{-0,2} \times 5^{-0,43} = 8,95 \times 10^{-4}$$

$$\text{d'où } h_1 = c_{pe} \rho_e V_e St = 1 \times 993,5 \times 7200 \times 8,95 \times 10^{-4} = 6402 \text{ Kcal/m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}$$

Calcul de h_2 . (échange de chaleur entre paroi et R12)

Ce coefficient d'échange superficielle est donné par la relation

$$h_2 = 0,725 \left[\frac{\lambda_f^3 \rho_f^2 g \cdot r}{N D_2 \mu_f [T_c - T_p]} \right]^{1/4}$$

avec N : nombre de tube du condenseur sur la verticale;
prenons 22 tubes

T_p : température de la paroi extérieure des tubes; donnée

$$\text{par } T_p = \frac{t_{\text{eau}} + t_{\text{cond}}}{2} = \left(\frac{t_e + t_s + t_c}{2} \right) \frac{1}{2}$$

$$= \frac{33 + 40}{2} = 36,5^\circ\text{C}$$

r = chaleur latente de condensation du fréon 12 = $31,53 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$

Les autres valeurs sont données par les tableaux

$$\lambda_f = 0,06 \text{ Kcal/m.h } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_f = 0,856 \text{ Kg/m.h}$$

$$D_2 = 0,024 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 = 1,27 \cdot 10^8 \text{ m/h}^2$$

$$\rho_f = 1225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{on obtient } h_2 = 0,725 \left[\frac{0,06^3 \cdot 1225^2 \cdot 1,27 \cdot 10^8 \cdot 31,53}{22 \cdot 0,024 \cdot 0,856 (40 - 36,5)} \right]^{1/4} = 689 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}}$$

Calcul du coefficient global de transmission: K

$$K = \frac{1}{1/h_1 + e_c/\lambda_c + e_t/\lambda_t + e_h/\lambda_h + 1/h_2} \quad \left[\text{Kcal/m}^2 \text{h } ^\circ\text{C} \right]$$

avec e_t , e_h , λ_t , λ_h Les épaisseurs et leur coefficient de conductibilité de la tarte et l'huile

mais on suppose que la tarte et l'huile sont en faible quantité.

$$K = \frac{1}{1/h_1 + e_c/\lambda_c + 1/h_2} \quad \text{avec } e_c = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\lambda_c = 330 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

on obtient

$$K = \frac{1}{1/6402 + 2 \cdot 10^{-3}/330 + 1/689} = 620 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Surface du condenseur raccordé au compresseur du cycle I

$$S_1 = \frac{Q_{0I}}{K \Delta T} = \frac{208500}{620 \times 7} = 48,04 \text{ m}^2$$

$$S_1 \times 1,1 = 48,04 \times 1,1 = 53 \text{ m}^2$$

le coefficient 1,1 est un terme correctif qui tient compte de l'échange de chaleur dans la zone de désurchauffe et de son refroidissement ainsi que des épaisseurs de l'huile et de la tarte qui sont accolées sur les parois des tubes du condenseur.

Surface du condenseur raccordé au compresseur du cycle II

$$S_2 = \frac{Q_{0II}}{K \Delta T} = \frac{226912}{620 \times 7} = 52 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 52 \times 1,1 = 57 \text{ m}^2$$

masse d'eau en circulation dans les condenseurs

a) Cycle I

$$Q_{0I} = \dot{m}_1 c_{pe} (T_s - T_e) \quad \text{avec } c_{pe} = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

débit massique

$$T_s = 36^\circ\text{C}$$

$$T_e = 30^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{0I}}{c_{pe}(T_s - T_e)} = \frac{208500}{36 - 30} = 34750 \text{ Kg/h.}$$

débit volumique en eau

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_e} = \frac{34750}{993,5} = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

La vitesse de l'eau dans les tubes étant égale à 2 m/s.

Section d'une voie du condenseur (I)

$$Sv = \frac{V1}{Ve} = \frac{35}{7200} = 4,86 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Section d'un tube } S1 = (3,14 \times 0,02^2) \frac{1}{4} = 314 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

nombre de tube par voie (Nt)

$$Nt = \frac{Sv}{S1} = \frac{4,86 \times 10^{-3}}{3,14 \cdot 10^{-6}} = 16$$

longueurs des tubes

La surface d'échange étant de 53 m^2

$$L = \frac{53}{\pi D} = \frac{53}{3,14 \times 0,024} = 704 \text{ m}$$

on adoptons 10 voies (chaque voie avec 16 tubes)

Longueur d'une voie :

$$l = \frac{L}{10 \times 16} = \frac{704}{160} = 4,4 \text{ m}$$

b) Cycle II

$$Q_{0II} = \dot{m}_2 c_p \Delta T \Rightarrow \dot{m}_2 = \frac{Q_{0II}}{c_p \Delta T} = \frac{226912}{6} = 37818 \text{ Kg/h}$$

$$\text{débit volumique } \dot{V}_2 : \dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_c} = \frac{37818}{993,5} = 38 \text{ m}^3/\text{h}$$

section d'une voie

$$Sv = \frac{\dot{V}_2}{Ve} = \frac{38}{7200} = 5,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Les tubes ayant un diamètre intérieur égale à 20 mm

nombre de tube par voie Nt

$$Nt = \frac{Sv}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 \times 5,28 \cdot 10^{-3}}{3,14 \times 0,02^2} = 18$$

Sachant que la surface d'échange est de 57 m^2 on adoptera 10 voies

Longueur d'une voie

$$l = \frac{57}{3,14 \times 0,024 \times 10 \times 18} = 4,2 \text{ m}$$

5.2 L'ÉVAPORATEUR

L'évaporateur est un organe essentiel dans l'installation frigorifique puisque c'est le siège de la production de froid. Ces qualités principales doivent être

- Surface de contact entre le fréon 12 et le fluide à refroidir (air) assez grande, pour que l'écart de température entre les deux fluides soit aussi réduit que possible (de l'ordre de 5°C)
- faibles pertes de charge permettant une évacuation facile des vapeurs de frigorigène.
- possibilité de purger l'huile
- encombrement aussi réduit possible

- Les évaporateurs refroidisseurs d'air (batteries à détente directe) sont généralement constitués par un ensemble de tubes à ailettes situés dans une gaine et sur lesquels un ventilateur souffle de l'air à une grande vitesse de l'ordre de 3 - 4 m/s.

Comme les condenseurs, les évaporateurs sont essentiellement des échangeurs de chaleur. Ils doivent donc avant tout avoir un bon coefficient de transmission global de chaleur; pour cela les évaporateurs sont en cuivre.

5.2.1 Choix des évaporateurs.

J'ai choisi deux sortes d'évaporateurs.

- évaporateurs placés sur un faux plafond avec circulation d'air forcé assurée par des ventilateurs pour le tunnel de congélation (-23°C) et le tunnel de réfrigération (-1°C)
- évaporateurs plafonniers avec circulation d'air naturelle pour les autres chambres froides. Les tubes des évaporateurs seront à ailettes.

5.2.2 CALCUL DES SURFACES D'ÉCHANGES DES ÉVAPORATEURS

$$Q_{oi} = K_i S_i \Delta T_i \Rightarrow S_i = \frac{Q_{oi}}{K_i \Delta T_i}$$

avec Q_{oi} = dépenses de chaque chambre froide par heure

K_i = coefficient de transmission global de chaleur

ΔT_i = écart moyen logarithmique dans chaque chambre

froides entre le fluide frigorigène (R12) et l'air de la chambre.

Considérons séparément chacun de ses paramètres

5-2-3 Coefficient de transmission global de chaleur (K_i)

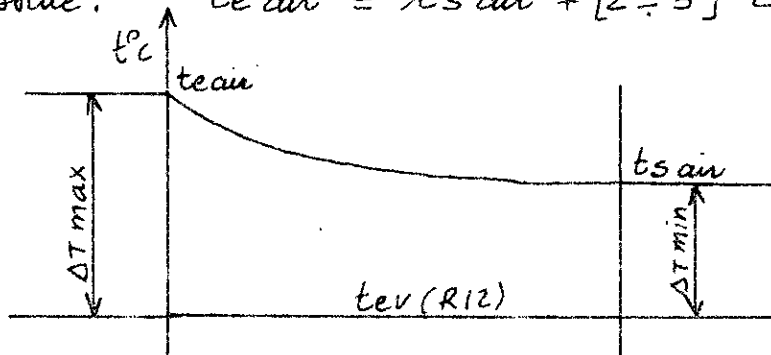
Le calcul de K_i pour chaque chambre étant difficile à évaluer car il dépend de plusieurs facteurs qui sont variables avec le temps d'après Rapin "installations frigorifique"

circulation d'air naturelle	tubes ailettes des évaporateurs	$K_i = 6 - 8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$
circulation d'air forcée	tubes ailettes des évaporateurs	$K_i = 14 - 20 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$

5-2-4 ÉCART moyen Logarithmique de température (ΔT_i)

on considère que la température de sortie de l'air des évaporateurs égale à la température des chambres froides, et la température d'entrée de l'air supérieure de 2-3 °C de celle de la température de sortie.

$$t_{e \text{ air}} = t_{s \text{ air}} + [2 \div 3]^\circ\text{C}$$



$$\Delta T_{\max} = t_e - t_{s \text{ air}}$$

$$\Delta T_{\min} = t_s - t_{e \text{ air}}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}$$

évolution des deux fluides (air, R12)

notations

circulation d'air forcé : F

circulation d'air moyen : M

circulation d'air naturelle : N

Q_{oi} = déperditions de la chambre i en Kcal/h

S_i = surface de l'évaporateur en m^2

pour les évaporateurs plafonniers; la différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur ne doit pas dépasser 2 à 3 °C pour la circulation d'air naturelle ou forcée.

5-2-5 APPLICATION AUX CALCULS DES SURFACES D'ÉCHANGE

chambres	te [°C]	ts [°E]	tev [°C]	ΔT [°C]	Circu- Lation	K [$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$]	Qo [kcal/h]	S [m ²]	nombre	S m ²
tunnel congélation -23°C	-20	-23	-25	3,27	F	20	93883	1436	5	287,2
tunnel réfrigération -1°C	2	-1	-10	10,43	M	14	29946	205,08	1	-
chambre -1°C N° 1	2	-1	-10	10,43	N	8	37757	452,05	1	-
chambre -1°C N° 2	2	-1	-10	10,43	N	8	36015	431,63	1	-
chambre -1°C N° 3	2	-1	-10	10,43	N	8	37757	452,05	1	-
chambre -18°C N° 4	-15	-18	-25	8,41	N	8	25736	382,2	1	-
chambre -18°C N° 5	-15	-18	-25	8,41	N	8	23336	346,85	1	-
chambre -18°C N° 6	-15	-18	-25	8,41	N	8	25736	382,2	1	-
antichambre +10°C N° 7	12	10	-10	20	N	8	4384	27,4	1	-
antichambre +10°C N° 8	12	10	-10	20	N	8	4384	27,4	1	-

5-2-6 dimensionnement des évaporateurs

a) tunnel de congélation (-23°C)

nous avons 5 évaporateurs de même capacité

Chaque évaporateur a :

$S_1 = 287,2 \text{ m}^2$; diamètre de tubes lisses 21/26, diamètre ailettes 70 mm
 écartement des ailettes 15 mm ; 66 ailettes par mètre linéaire
 longueur d'une voie 2,5 m ; $0,56 \text{ m}^2$ par mètre linéaire.

donc : Surface tube à ailette par voie : $0,56 \times 2,5 = 1,4 \text{ m}^2$

et on adoptons 8 voies on obtient : $\frac{287,2}{1,4} = 205,14$ tubes.

soit (27 tubes par voie ; 8 voies ; longueur d'une voie $2,5 \text{ m}$)

b) tunnel de réfrigération (-1°C)

on adoptons les mêmes dimensions que précédemment

nombre de voie : 4

nombre de tube par voie : $N_6 = \frac{205,8}{1,4 \times 4} = 37$ tubes.

c) chambre à -1°C N° 1.

nombre de voie : 1

Longueur d'une voie : 16 m

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{226}{0,56 \times 16} = 25$ tubes

d) chambres - 1°C N° 2

nombre de voie : 1

longueur d'une voie : 16 m

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{216}{0,56 \times 16} = 24$ tubes

e) chambre - 1°C N° 3

nombre de voie : 1

longueur d'une voie : 16 m

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{226}{0,56 \times 16} = 25$ tubes

f) chambre - 18°C N° 4

une voie avec une longueur de 20 m.

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{382,5}{0,56 \times 20} = 34$ tubes

g) chambre - 18°C N° 5

une voie avec une longueur de 20 m

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{346,85}{0,56 \times 20} = 31$ tubes

h) chambre - 18°C N° 6

une voie avec une longueur de 20 m.

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{382,5}{0,56 \times 20} = 34$ tubes

i) chambre 7,8 à 10°C

chacune : nombre de voie : 1, longueur d'une voie : 10 m.

nombre de tubes par voie : $Nt = \frac{27,4}{10 \times 0,56} = 5$ tubes.

5.3 LES COMPRESSEURS

Les conditions atmosphériques sont en fonction des saisons; les pertes de froid des chambres frigorifiques seront donc eux aussi variables.

Pour cette raison, on utilisera plusieurs compresseurs pour les deux cycles, et la production frigorifique des compresseurs peut être fractionnée. Chaque compresseur, de chaque cycle peut fonctionner séparément.

Les compresseurs travaillent en général 18 h / 24 h. Leurs puissances sera donc les déperditions des chambres froides divisées par 18 h

5.3-1 CYCLE I

puissance frigorifique: $Q_{0I} = 168920 \text{ Kcal/h}$

température de condensation = 40°C

température de vaporisation = -10°C

débit volumique théorique du R12 qui traverse le compresseur

$$\dot{V} = \dot{m}_{R12} = 6155 \times 0,078 = 480 \text{ m}^3/\text{h}$$

le constructeur donne: "compresseur à R12"

type: AAU: 6072

t_{ev}	10°C	0°C	-10°C	-20°C
t_{ec}	40°C	40°C	40°C	40°C
Q_0	$250.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$165.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$100.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$58.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

nombre de cylindre: 6

vitesse de rotation: 1450 tr/min

course x alésage: $82 \times 115 \text{ mm}$

poids net: 770 Kg.

on utilisera donc deux compresseurs à piston de type AAU 6072 qui ont chacun une puissance de 100.000 Kcal/h , avec deux autres compresseurs de même puissance de réserve.

5.3.2 : Calcul du volume balayé par le piston (V_p)

- Le rendement mécanique pour les compresseurs au R12 est en général de $0,85 - 0,93$
- Le rendement volumétrique et le rendement indiqué dépendent du taux de compression

prenons alors

$$\begin{aligned}\eta_i &= 0,78 \\ \eta_v &= 0,82 \\ \eta_m &= 0,90\end{aligned}$$

$\frac{P_k}{P_0}$	η_v	η_i
2	0,88	0,90
4	0,83	0,82
6	0,78	0,74

pour notre cas
 $\frac{P_k}{P_0} = \frac{3,77}{2,23} = 1,7$

on obtient :

$$V_p = \frac{\dot{V}}{\eta_v} = \frac{480}{0,82} = 585 \text{ m}^3/\text{h}$$

vitesse linéaire du piston
course du piston étant égale à 82 mm.

$$v = \frac{1450 \times 2 \times 0,082}{60} = 3,96 \text{ m/s}$$

Calcul de la section de conduite d'aspiration

pour le 2/2 on admet une vitesse de 15 m/s à l'aspiration

$$\Rightarrow S = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{585}{15 \times 3600} = 10,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \Rightarrow d_A = 2 \sqrt{\frac{10,83 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 12 \text{ cm}$$

puisque nous avons deux compresseurs nous auront $d_A = \frac{12}{2} = 6 \text{ cm}$

Calcul de la section de conduite de refoulement :

la conduite de refoulement est diminuée de 20 à 25 % par rapport à la conduite d'aspiration ; le gaz ayant diminué de volume du fait de la compression.

Soit $d_r = 9,6 \text{ cm}$ pour chaque compresseur : $d_r = 4,8 \text{ cm}$

coefficient de performance frigorifique

$$\epsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1} = \frac{27,44}{142,3 - 135,87} = 4,27$$

production frigorifique spécifique théorique.

$$K_{th} = 860 \times \epsilon = 860 \times 4,27 = 3672,2 \text{ kcal/kwh}$$

production frigorifique spécifique indiquée

$$K_i = \eta_i \cdot K_{th} = 0,78 \times 3672,2 = 2864,32 \text{ kcal/kwh}$$

puissance indiquée par compresseur

$$P_i = \frac{Q_{01}}{K_i} = \frac{100.000}{2864,32} = 34,91 \text{ Kw}$$

5-3-3 puissance absorbée sur l'arbre

$$P = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{34,91}{0,90} = 38,79 \text{ Kw} = 53 \text{ cv.}$$

CYCLE II.

5-3-4 : COMPRESSEUR à VIS

Puissance frigorifique du cycle II : $Q_{0II} = 168691 \text{ Kcal/h}$

température de condensation : $t_c = 40^\circ\text{C}$

température d'évaporation : $t_{ev} = -25^\circ\text{C}$

débit massique : $m_2 = 6563,85 \text{ Kg/h}$

débit volumique : $v_2 = 853,30 \text{ m}^3/\text{h}$

puissance frigorifique volumétrique : 186 Kcal/m^3

Le constructeur tchécoslovaque donne :

compresseur à vis de type : SKR 2045 pour fréon 12

utilisé pour des taux de compression de (2-20) voir fig 3-4

condition nominale : $T_{ev} = -15^\circ\text{C}$

$T_{cond} = +35^\circ\text{C}$

$Q_0 = 232.000 \text{ Kcal/h}$

on sait que la puissance frigorifique d'un compresseur varie avec la température de condensation et d'évaporation de la manière suivante.

$$Q_0' = \frac{Q_0 \cdot \eta_v' \cdot q_0' \text{ th}}{\eta_v \cdot q_0 \text{ th}} \quad [\text{Kcal/h}]$$

avec : η_v' , $q_0' \text{ th}$ = rendement volumétrique et production frigorifique par m^3 aux conditions d'utilisation
 η_v , $q_0 \text{ th}$ = rendement volumétrique et production frigorifique par m^3 aux conditions nominales.

Q_0' = puissance frigorifique aux conditions d'utilisation
conditions d'utilisation :

$T_{cond} = 40^\circ\text{C}$

$T_{ev} = -25^\circ\text{C}$

$$z = \frac{p_k}{p_0} = \frac{3,77}{1,26} = 7,75$$

on a d'après la figure 3,4 et le diagramme enthalpique

$\eta_v' = 0,78$ $q_0' \text{ th} = 186 \text{ Kcal/m}^3$

conditions nominales

$t_{cond} = 35^\circ\text{C}$

$T_{ev} = -15^\circ\text{C}$

$$\text{Soit : } Q_0' = \frac{Q_0 \eta_v' q_0' \text{ th}}{\eta_v q_0 \text{ th}}$$

$z = 4$ on a : $\eta_v = 0,85$, $q_0 \text{ th} = 232,8 \text{ Kcal/m}^3$

$$Q_0' = \frac{292.000 \times 0,78 \times 186}{0,85 \times 292,8} = 170.216 \text{ Kcal/h}$$

Puisque nous avons une puissance frigorifique de 168691 Kcal/h, on utilisera le compresseur à vis qui a une puissance frigorifique de 292.000 Kcal/h, aux conditions nominales (-15, +35°C) et qui peut nous fournir une puissance frigorifique de 170.216 Kcal/h dans nos conditions d'utilisation (-25; +40°C); plus un autre compresseur de même capacité de réserve.

Calcul de la puissance absorbée sur l'arbre. (P_{abs})

Coefficient de performance frigorifique.

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1} = \frac{134,13 - 108,43}{143 - 134,13} = 2,90$$

production frigorifique par kWh.

$$Kth = 860 \times \varepsilon = 860 \times 2,90 = 2494 \text{ Kcal/kWh}$$

puissance mécanique théorique

$$P_r = \frac{170.216}{2494} = 68,25 \text{ kW avec un } \eta_{gl} = 0,75$$

$$P_{abs} = P_r / \eta_{gl} = \frac{68,25}{0,75} = 91 \text{ kW} = 124 \text{ CV.}$$

Calcul des diamètres d'aspiration et refoulement du compresseur à vis.

on admet une vitesse du fréon 12 à l'aspiration de 15 m/s
le rendement volumétrique étant de 0,78

débit volumique balayé par le compresseur à vis

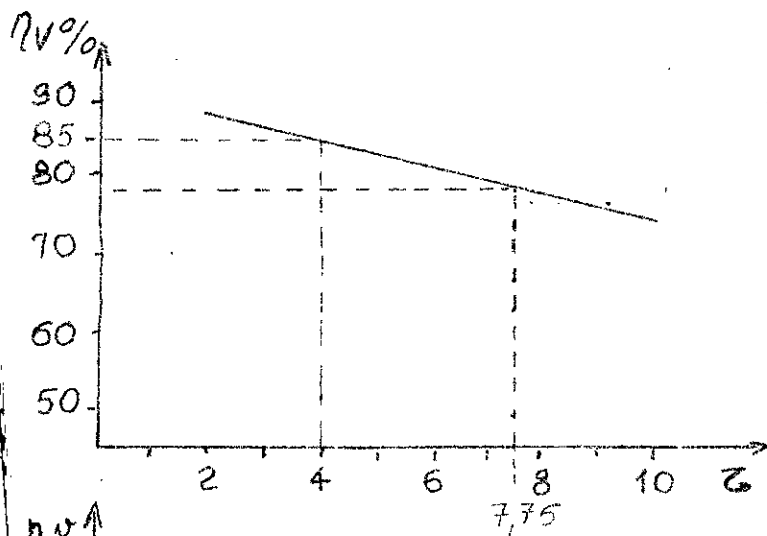
$$V_2 = \frac{853,3}{0,78} = 1094 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow d_{asp} = 2 \cdot \left[\frac{V_2}{12 \cdot \pi} \right]^{1/2} = 2 \cdot \left[\frac{1094}{3,14 \times 3600 \times 15} \right]^{1/2}$$

$$d_{asp} = 16 \text{ cm.}$$

pour la conduite de refoulement on admet une réduction de 20% du fait de la compression des gaz.

$$d_{ref} = 16 \times 0,8 = 12,8 \text{ cm.}$$

Influence du fluide comprimé
sur le rendement volumétrique du
Compresseur à vis à R12



$$z = \frac{P_k}{P_0} = \frac{9,77}{1,26} = 7,75$$

$z = 4$ condition $-15/35^\circ\text{C}$

$z = 7,75$ condition $-25/40^\circ\text{C}$

fig 3

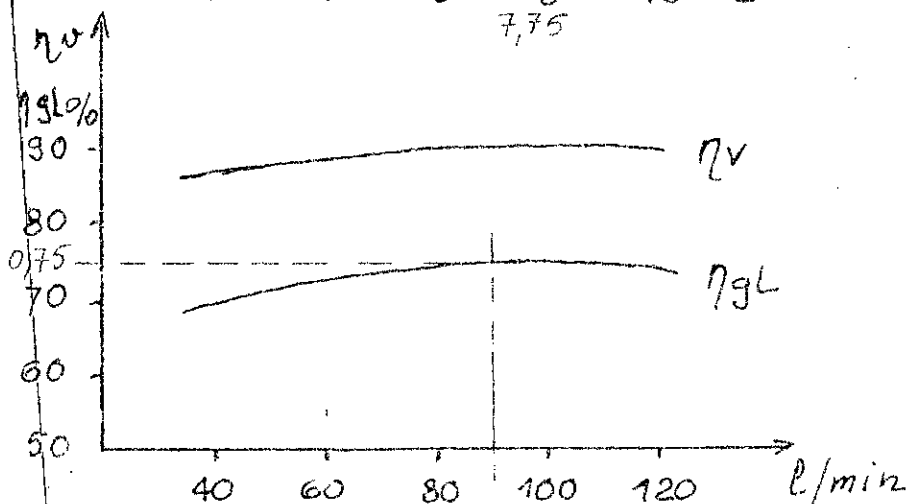


fig 4

évolution du rendement volumétrique et du rendement global en fonction du débit d'huile injecté dans l'espace de protection du compresseur à R12 à vis.

données du constructeur tchécoslovaque :

« Compresseur à vis à R12 »

type : SKR 204 S.

Conditions nominales : T. évaporation = -15°C
T. condensation = $+35^\circ\text{C}$

Puissance frigorifique : $Q_0 = 292.000 \text{ kcal/h}$.

Taux de compression [1 - 10]

CHAPITRE VI APPAREILLAGES

- 6-1. appareils auxiliaires
 - 6-2 tuyauteries
 - 6-3 choix des moteurs et pompes
 - 6-4 Régulation
-

6-1 appareils auxiliaires

6-1-1 clapet de retenue

Le clapet de retenue est situé pour les deux cycles au refoulement des compresseurs. Son rôle est d'empêcher l'échappement du frigon 12 dans l'atmosphère en cas de rupture d'un organe du compresseur.

6-1-2 séparateur d'huile

Le séparateur d'huile est situé avant le condenseur; son rôle est de retenir l'huile qui peut être entraînée par le fluide frigorigène soit sous forme de gouttelette, soit sous forme de vapeur.

6-1-3 bouteille accumulatrice (receiver)

Elle sert de volant de liquide frigorigène pour compenser partiellement les défauts de réglage ou les pertes du fluide. Elle est située après le condenseur. En cas de rupture d'un organe quelconque de l'installation frigorifique, elle sert pour stocker tout le fluide frigorigène pour la réparation.

6-1-4 Séparateur de Liquide (fig 2)

Le séparateur de liquide assure la séparation des gouttelettes de liquide entraînées par les gaz et les fait retourner à l'évaporateur, pendant que les vapeurs sèches sont aspirées par les compresseurs. Il sera placé après la bouteille accumulatrice.

6-1-5 Le FILTRE.

Le filtre est chargé d'empêcher les impuretés solides qui pourraient se trouver dans le circuit et qui risqueraient de provoquer des accidents si elles pénétraient dans le compresseur; il sera donc

placé avant le compresseur

6-1-6 Le désaérateur [fig 1]

Les circuits du fluide frigorigène contiennent toujours en exploitation une quantité de gaz non condensable. La présence de ces gaz non condensables présente l'inconvénient d'augmenter inutilement la pression de refoulement. Leur pression propre vient s'ajouter à la tension de vapeur du fluide. Le désaérateur sera donc incorporé après l'évaporateur. (voir fig 1)

6-1-7 applications aux calculs des appareils auxiliaires.

a) Séparateur de Liquide

1°) cycle 1.

débit volumique à l'aspiration des compresseurs : $480 \text{ m}^3/\text{h}$

pour l'efficacité du séparateur de liquide, il faut que la vitesse des gaz dans celui-ci ne dépasse pas $0,4 - 0,5 \text{ m/s}$ prenons $v_g = 0,4 \text{ m/s}$.

$$\text{diamètre du séparateur : } d_{SI} = 2 \left[\frac{V_1}{\pi v_g} \right]^{1/2} = 2 \left[\frac{480}{3,14 \times 0,4 \times 3600} \right]^{1/2}$$
$$d_{SI} = 650 \text{ mm.}$$

2°) CYCLE 2

débit volumique à l'aspiration du compresseur : $\dot{v}_2 = 853,3 \text{ m}^3/\text{h}$

diamètre du séparateur : en imposant un $v_g = 0,4 \text{ m/s}$

$$d_{SII} = 2 \left[\frac{\dot{v}_2}{\pi \times v_g} \right]^{1/2} = 2 \left[\frac{853,3}{3,14 \times 0,4 \times 3600} \right]^{1/2} = 870 \text{ mm.}$$

b) bouteilles accumulatrice.

1°) CYCLE 1.

En général la bouteille accumulatrice est dimensionnée tel qu'en aucun cas, on ne doit avoir une diminution du débit du fluide frigorigène. Le volume de la bouteille accumulatrice dépend donc essentiellement du bilan frigorifique. En général en admet $2 - 4$ litres par kW.

Puissance frigorifique : $Q_{01} = 168920 \text{ kcal/h} = \frac{168920}{860} = 196 \text{ kW}$

volume de la bouteille : $V_{b1} = 196 \times 4 = 784 \text{ l.}$

en considérons que 40% du R12 reste en circulation on obtient

$$V_{b1} = \frac{704 \times 100}{40} = 1960 \text{ litres} \approx 2000 \text{ l}$$

on obtient un diamètre de la bouteille de 1 mètre et une longueur de 2,5 mètres

2°) CYCLE II

Puissance frigorifique horaire : $Q_{0II} = 168691 \text{ kcal/h}$

On choisira une bouteille de même capacité que la première

6.2 tuyauteries

Pour les installations frigorifiques de grande dimensions on la disposition de la tuyauterie est assez complexe. on détermine le diamètre des tubes à l'aide d'abaque.

Ces abaques nous donnent le diamètre si on connaît :

- 1 - La longueur de la tuyauterie
- 2 - Les pertes de charge
- 3 - Les déperditions de froid
- 4 - La température d'évaporation du fluide frigorigène.

6.2-1 Longueur de La tuyauterie

Nous disposons de trois sortes de tuyauterie en fonction de l'état physique du fluide frigorigène qu'ils véhiculent (liquide, vapeur, liquide + vapeur)

nous avons donc :

Les tuyauteries d'aspiration

Les tuyauteries de refoulement

Les tuyauteries de détente

6.2-2 Pertes de charges.

Les pertes de charges dépendent des conditions physiques du fluide frigorigène et de sa vitesse d'écoulement. Le calcul des pertes de charge est difficile à calculer car nous n'avons pas de canalisations droites dans toute leur longueur. Elles comportent des coudes, des embranchements, des robinets, des raccords qui sont le siège dans le circuit de pertes de charge dites singulières et qu'il est difficile à calculer ; de plus on ne connaît pas de diamètre des tubes. Le calcul des pertes de charge dans une tuyauterie est plus

complexe encore car le fluide frigorigène change d'état d'un lieu à un autre : en général il est conseillé de choisir les pertes de charge suivantes.

- tuyauterie véhiculante un liquide $\Delta P \leq 0,30$ bars
- tuyauterie d'aspiration $\Delta P \leq 0,16$ bars
- tuyauterie de refoulement $\Delta P \leq 0,12$ bars

Les valeurs représentent les pertes de charges dynamiques et statiques.

Les pertes de charge se traduisent par :

- une baisse de la production frigorifique
- une diminution de l'effet frigorifique
- une augmentation du taux de compression

Suivant la longueur de la tuyauterie, l'état physique du fluide frigorigène et sa température de condensation, on obtient les pertes de charge par mètre linéaire. (J_L , J_{as} , J_{re})

a) conduite liquide

$$J_L = \frac{\Delta P_L \times T_c}{L_e} \quad \text{avec } \Delta P_L = 0,30 \text{ bars}$$

$$T_c = 40^\circ\text{C}$$

L_e = longueur conduite de liquide

b) conduite d'aspiration

$$J_{as} = \frac{\Delta P_{as} \times T_c}{L_{as}} \quad \text{avec } \Delta P_{as} = 0,16 \text{ bars}$$

$$T_c = 40^\circ\text{C}$$

L_{as} = longueur conduite aspiration

c) conduite de refoulement

$$J_{re} = \frac{\Delta P_{re} \times T_c}{L_{re}} \quad \text{avec } \Delta P_{re} = 0,12 \text{ bars}$$

$$T_c = 40^\circ\text{C}$$

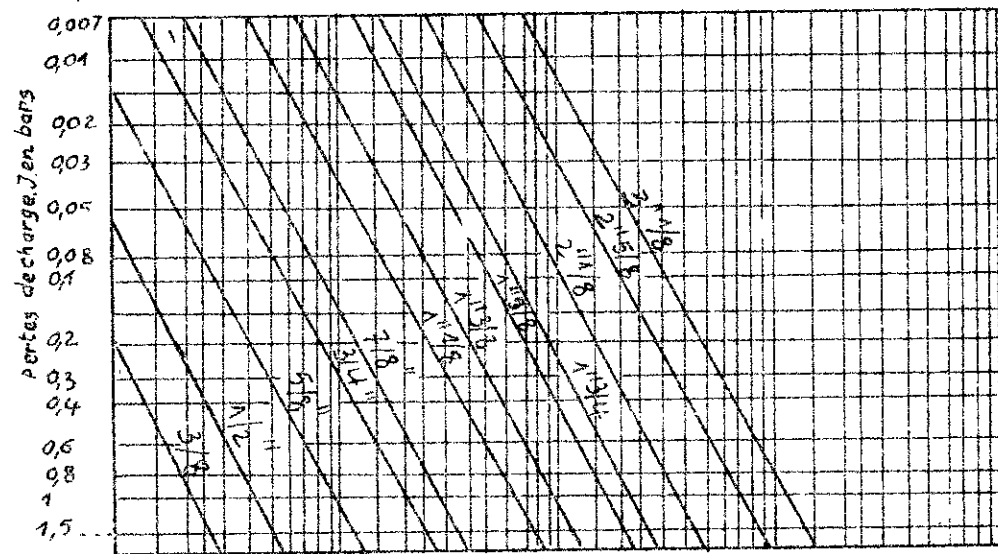
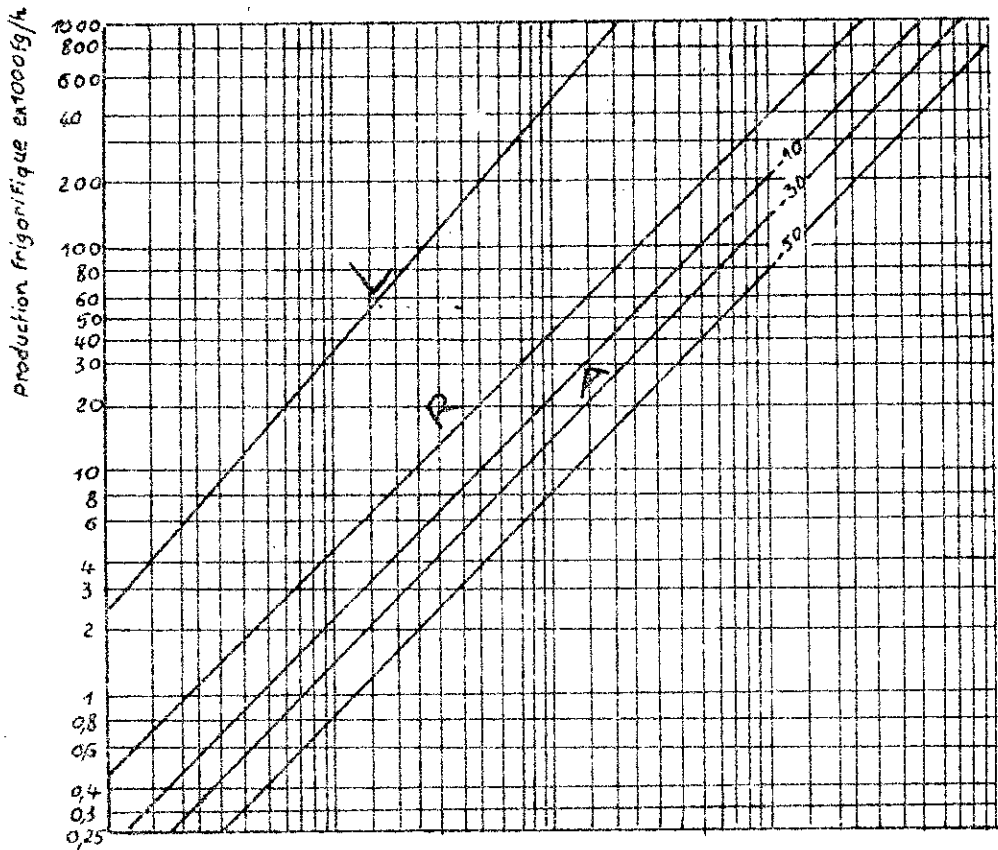
L_{re} = longueur conduite refoulement

6-2-3 Les déperditions de froid.

voir bilan frigorifique dans le chapitre 3.

6-2-4 : Température d'évaporation

Nous avons une température d'évaporation pour le cycle 1 de -10°C et une température de -25°C pour le cycle 2.



Abaque

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

application

conduite de refoulement des évaporateurs [collecteur-évaporateurs]

chambres	Longueurs	ΔP_{re}	J_{ref}	deperditions	diametres
unités	mètres	bars	bars	Kcal/h.	Pouces
CH.F. N° 1	79	0,12	0,06	37557	2" 1/8
CH.F. N° 2	68	0,12	0,08	36015	1" 3/4
CH.F. N° 3	69	0,12	0,07	37757	1" 3/4
CH.F. N° 7	75	0,12	0,06	4384	7/8"
CH.F. N° 8	75	0,12	0,06	4384	7/8"
T. réfrigération	57	0,12	0,08	29346	1" 3/4
CH.F. N° 4	58	0,12	0,08	25736	1" 5/8
CH.F. N° 5	57	0,12	0,08	23336	1" 5/8
CH.F. N° 6	58	0,12	0,08	25736	1" 5/8
T. congélation	53	0,12	0,09	33883	2" 5/8

conduite de liquide [collecteur - évaporateurs]

chambres	Longueurs	ΔP_L	J_L	deperditions	diametres
unités	mètres	bars	bars	Kcal/h	pouces
CH.F. N° 1	74	0,3	0,16	37757	7/8"
CH.F. N° 2	57	0,3	0,21	36015	3/4"
CH.F. N° 3	74	0,3	0,16	37757	7/8"
CH.F. N° 7	69	0,3	0,17	4384	1/2"
CH.F. N° 8	69	0,3	0,17	4384	1/2"
T. réfrigération	58	0,3	0,23	29346	6/8"
CH.F. N° 4	53	0,3	0,23	25736	6/8"
CH.F. N° 5	42	0,3	0,29	23336	5/8"
CH.F. N° 6	53	0,3	0,23	25736	6/8"
T. congélation	48	0,3	0,25	33883	1"

CYCLE I.

conduite aspiration (séparateur deliquide - compresseur)
 $L_{as} = 21 \text{ m}$; $J_{as} = 0,36$ $Q_{0I} = 168920 \text{ Kcal/h}$; on obtient

une conduite de 3" 2/8 de pouce soit 82,55 mm
Conduite de refoulement (condenseur - compresseur)

$L_{re} = 24 \text{ m}$; $J_{re} = 0,26$; $\Phi_{0I} = 168920 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$ un diamètre de 66,68 mm
conduite de Liquide. (Séparateur - collecteur)

$L_L = 10 \text{ m}$; $J_L = 1,46$; $\Phi_{0I} = 168920 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$ un diamètre de 25,4 mm
CYCLE II.

Conduite d'aspiration. (Séparateur - compresseur)

$L_{ao} = 11 \text{ m}$, $J_{ao} = 0,586$; $\Phi_{0II} = 168691 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$ un diamètre de 32 mm.

Conduite de refoulement (condenseur - compresseur)

$L_{re} = 20 \text{ m}$; $J_{ref} = 0,246$; $\Phi_{0II} = 168691 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$ un diamètre de 66,68 mm.

Conduite de Liquide. (Séparateur - collecteur)

$L_L = 7 \text{ m}$, $J_L = 1,76$; $\Phi_{0II} = 168691 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$ un diamètre de 22,23 mm

6-3. CHOIX DES MOTEURS ET POMPES

6-3-1. pompes.

Les Condenseurs du cycle I et II sont à circulation d'eau, il faut leur assurer un débit d'eau régulier.

Condenseur I: débit en eau = $35 \text{ m}^3/\text{h}$, on emploie une pompe assurant $40 \text{ m}^3/\text{h}$

condenseur II: débit en eau = $38 \text{ m}^3/\text{h}$, on emploie une pompe assurant $42 \text{ m}^3/\text{h}$

Vue les longueurs importantes de la tuyauterie véhiculant le fluide frigorigène du séparateur de liquide jusqu'aux évaporateurs de chaque chambre froide on utilisera des pompes pour le faire circuler (R12). Les pompes auront respectivement pour les deux cycles.

cycle I: débit massique du R12 = 6155 Kg/h ; poids spécifique = 1425 Kg/m^3

débit volumique: $\frac{6155}{1425} = 4,32 \text{ m}^3/\text{h}$. on utilisera une pompe qui peut assurer un débit volumique de $5 \times 4,32 = 22 \text{ m}^3/\text{h}$.

CYCLE II: débit massique du R12 = $6585,83 \text{ Kg/h}$; poids spécifique du R12 = 1472 Kg/m^3 ; débit volumique = $\frac{6585,83}{1472} = 4,46 \text{ m}^3/\text{h}$

on utilisera une pompe qui peut assurer un débit volumique de $23 \text{ m}^3/\text{h}$.

6-3-2 moteurs

En général les pannes d'électricité arrivent souvent en hiver ou les températures extérieures en dehors de l'entrepôt frigorifique sont ~~assez~~ faible donc déperditions dans les chambres froides faibles. J'ai prévu quatre moteurs électriques et deux moteurs diesels.

CYCLE I.

- trois moteurs électriques de puissance 55 chevaux chacun pour les compresseurs à piston.
- un moteur diesel de puissance 55 ch pour le compresseur à piston restant.

CYCLE II.

- un moteur électrique de puissance 124 ch pour le compresseur à vis
- un moteur diesel de puissance 130 ch pour le compresseur à vis qui reste.

6.4 LA RÉGULATION

Le but de la régulation et de maintenir à une valeur définie, une constante physique en un lieu bien déterminé de l'installation frigorifique (température, hygrométrie)

exemple : tunnel de congélation (-23°C , 30%)

Si la température dépasse la fourchette de $[-24^{\circ}\text{C} - -22^{\circ}\text{C}]$ la régulation intervient et corrige la température en intervenant sur l'arrêt ou la marche du compresseur ou autres appareils afin que la température du tunnel de congélation revienne aux voisinage immédiat de -23°C . Le même principe est utilisé pour le contrôle de l'hygrométrie.

6.4-1 détenteur thermostatique.

Il maintient un remplissage maximum de l'évaporateur en fraction des apports de chaleur extérieur à celui-ci. Il agit donc sur le débit du R12 à l'entrée de l'évaporateur

6.4-2 vanne à pression constante

Elle maintient la pression d'évaporation au dessus d'une pression limite minimum préalablement déterminée. En effet si la pression à l'évaporateur diminue beaucoup, le taux de compression augmente et cela peut détériorer le compresseur par une surchauffe exagérée.

6.4-3 vanne de démarrage.

Au démarrage de l'installation frigorifique nous avons des températures d'évaporation élevées. on protège le moteur du compresseur contre les surchauffes exécutives.

6.4-4 vanne à action brusque.

En cas de panne du compresseur en marche, les vannes à action brusque permettent la mise en marche du compresseur de secours.

6.4-5 Préssostat basse et haute pression.

Ils servent d'appareils de conduite et de protection, ces deux

fonction leur permettent :

d'assurer la marche automatique de l'installation en fonction de la pression d'évaporation et de refoulement du fluide frigorigène et régler ainsi indirectement la température de l'enceinte refroidie.

Ils permettent de mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'évaporation ou d'augmentation excessive de la pression de refoulement et le remettre en marche lorsque les conditions normales sont rétablies.

6-4-6 thermostat à bilame

Formée par deux lames de métaux différents, elle 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.

6-4-7 hygostat.

Permet le réglage entre deux limites prédéterminées de l'humidité relative d'une enceinte froide.

6-4-8 régulateur de capacité.

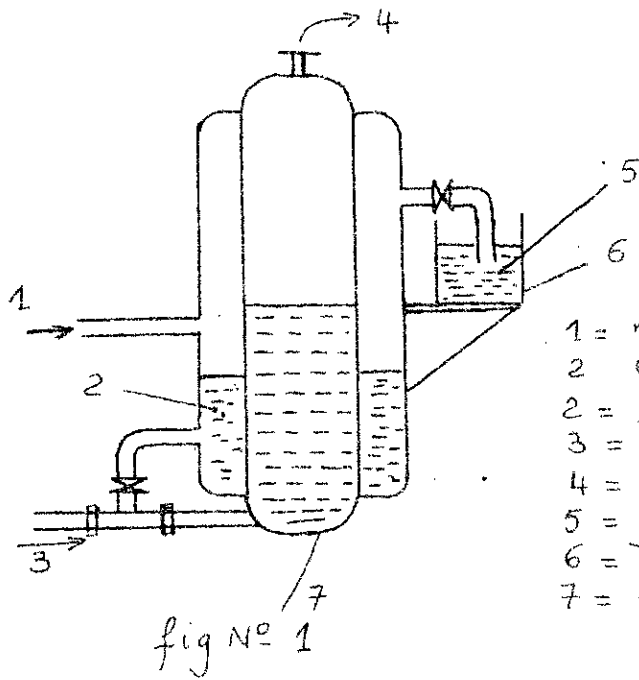
Diminue la production frigorifique du compresseur en réalisant sur (BY-Pass) entre refoulement et aspiration en limitant à une valeur prédéterminée la pression d'aspiration du compresseur.

6-4-9 Vanne SOLÉNOÏDE.

Cette vanne, par l'intermédiaire du thermostat d'ambiance à bilame ouvre et ferme l'injection du liquide dans l'évaporateur.

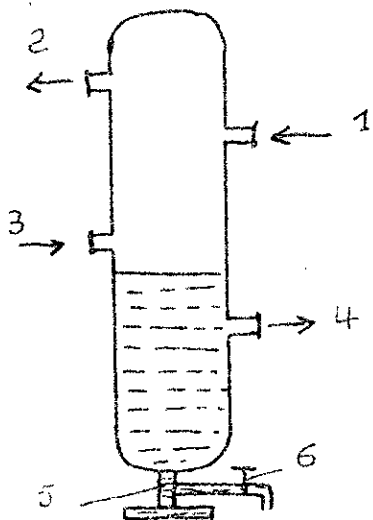
6-4-10 Clapets anti-RETOUR

Ils laissent passer le fluide frigorigène dans un sens unique.



- 1 = mélange de gaz non condensable et de fluide.
- 2 = fluide récupéré
- 3 = Liquide du condenseur
- 4 = vers aspiration.
- 5 = gaz non condensable
- 6 = Bâc de verre.
- 7 = désaérateur.

fig N° 1



- 1 = arrivé de vapeur humide de l'évaporateur
- 2 = sortie de vapeurs sèches vers le compresseur.
- 3 = arrivé de liquide du condenseur
- 4 = départ de liquide vers l'évaporateur.
- 5 = poche à huile
- 6 = robinet de sûreté

fig 2 : (Séparateur de Liquide)

- Conclusion -

- En Algérie et particulièrement dans les grandes agglomérations les besoins croissants de viande sont durement ressentis. J'estime qu'avec l'élaboration de ce projet, j'ai apporté secours aux problèmes de la conservation de cette denrée qui est très périssable en fonction du temps, surtout en été.
 - Dans la partie régulation je n'ai fait que citer les différents appareils les plus utilisés ainsi que leurs rôles respectifs, car pour une étude complète cela nécessiterait plusieurs projets de fin d'étude.
 - Vue l'importance de l'installation frigorifique ainsi que l'énorme quantité de viande entreposée, il aurait été souhaitable de mécaniser l'entrée et la sortie de la viande, donc les voies aériennes. Mais cela suppose que la quantité de viande à l'entrée et à la sortie soit la même sinon le problème devient plus complexe encore.
 - Je souhaite dans l'avenir qu'un projet portant sur la mécanisation et la régulation d'un entrepôt soit proposé.
-

- BIBLIOGRAPHIE -

PJ. Rapin . - installation frigorifique (I et II) -

- formulaire du froid -

G. VASSOGNE - machines frigorifiques

documentation - Science et technique du froid -

