

L. 01

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : MECANIQUE

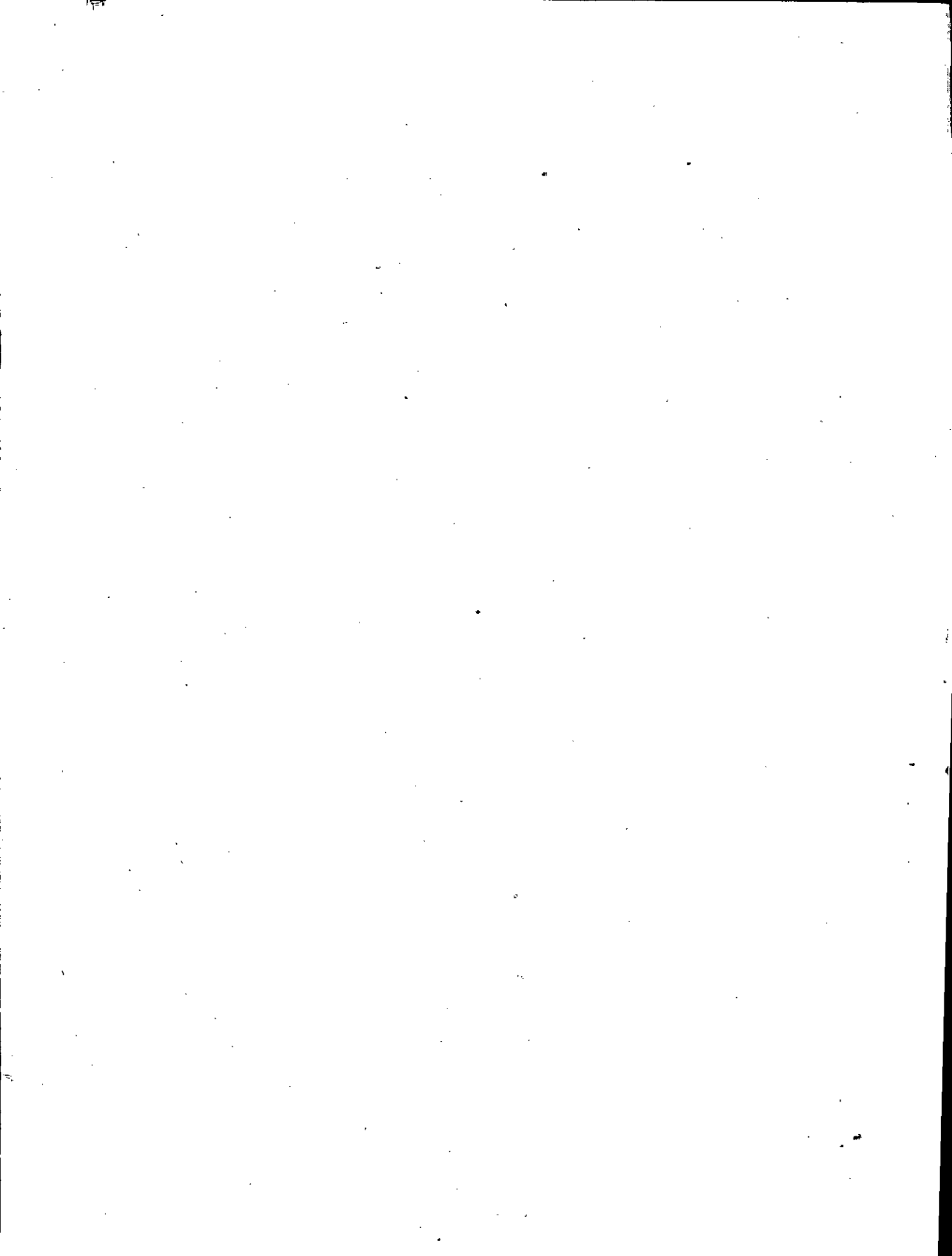


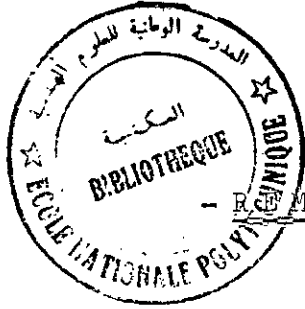
PROJET DE FIN D'ETUDES

**INSTALLATION FRIGORIFIQUE
POUR PORT DE PÊCHE**

M







- REMERCIEMENTS -

Je remercie vivement

Monsieur DIMITROV pour son precieux patronage.

Messieurs les Professeurs qui ont contribué à ma formation.

Monsieur Martin ingenieur à la SMIT, pour ses conseils et suggestions.

P L A N

- Introduction.
- Revue théorique.
- Formules générales des calculs de déperditions.
- Calcul des besoins frigorifiques.
- Calcul des échanges de chaleur (condenseurs - Evaporateurs).
- Caractéristiques des compresseurs.
- Choix des pompes, générateurs de glace, moteurs.
- Régulation.
- Conclusion.

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

Ce présent projet consiste à étudier un entrepôt frigorifique pour le stockage de poisson réfrigéré et la congélation d'une partie de la quantité de poisson introduite journellement.

La congélation permet d'approvisionner les marchés qu'un éloignement excessif de la mer rend difficilement accessible au poisson réfrigéré. Elle permet d'amortir les variations des cours provoqués par une production à caractère saisonnier et d'étaler dans le temps les livraisons aux usines de transformation ou au commerce de détail.

Voyons maintenant l'aspect naturel du poisson. Le poisson commence à se détériorer dès l'instant de la pêche par suite de la croissance bactérienne à l'intérieur et à la surface de l'animal. En conséquence, pour maintenir la qualité du poisson, il est essentiel de ralentir ce processus dans toute la mesure du possible. Etant donné que la cadence de la croissance bactérienne et donc la putréfaction qui s'en suit, dépend essentiellement de la température ambiante, il est évident que toute réduction de cette dernière permettra de contrôler cette croissance et il est incontestable que plus cette réduction sera rapide plus il sera possible de conserver le poisson pendant des durées plus longues.

Théorie des machines frigorifiques

• à compression de vapeur •

I.1 Eléments principaux d'un cycle à compression de vapeur :

Un cycle à compression de vapeur comprend essentiellement :

- Un évaporateur dans lequel le fluide frigorigène se vaporise en enlevant une certaine quantité de chaleur Q_0 à la source froide .

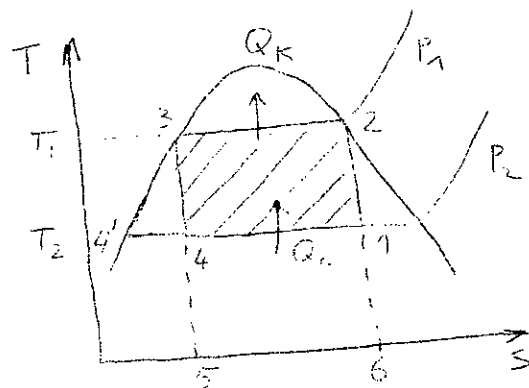
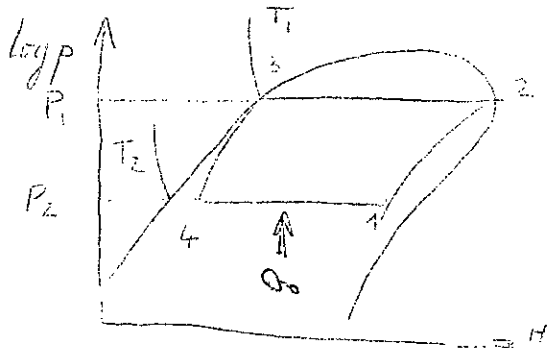
- Un compresseur mécanique qui aspire les vapeurs formées à l'évaporateur à la pression p_2 , les comprime et les refoule à une pression p_1 , en absorbant l'énergie mécanique W .

- Un condenseur dans lequel le fluide frigorigène se condense en cédant une certaine quantité de chaleur Q_k à la source chaude .

- Un détendeur fixe , qui laisse passer le fluide frigorigène liquide du condenseur vers l'évaporation en abaissant sa pression de p_1 à p_2 .

I.2 Cycle théorique (Cycle de Carnot inversé)

Dans l'industrie frigorifique on utilise couramment, en dehors du diagramme (S,T), le diagramme (H,P) proposé par Mollier ou plus souvent le diagramme (H,log P)



Le cycle théorique se décompose en 4 phases :

1- Vaporisation du fluide à la pression p_2 et à la température T_2 constantes dans l'évaporateur , avec absorption de Q_0 au milieu extérieur qui est à une température $T'_2 > T_2$ et c'est cette absorption qui constitue la production de froid .

2 - Compression adiabatique de la vapeur humide : de P_2 à P_1 .

Cette compression absorbe un certain travail fourni par une source extérieure .

3- Condensation du fluide dans le condenseur à pression P , et température T_I constantes, et écoulement de la chaleur de condensation Q_k au milieu extérieur qui est à une température $T'_I < T_I$.

4- Détente adiabatique du fluide liquifié dans un détendeur attelé sur le même arbre que le compresseur pour récupérer ce travail de détente de P_I à P_2 .

Sur le diagramme entropique, on peut lire :

aire (2,3,5,6,2) = Q_k chaleur évacuée au condenseur.

aire (1,4,5,6,1) = Q_0 chaleur absorbée à l'évaporateur (effet - frigorifique)

aire (2,3,4,1,2) = travail absorbé par le compresseur.

aire (3,4,4',3) = travail récupéré dans le détendeur.

aire (1,2,3,4,1) = W = travail consommé par la machine.

Ce qui permet de calculer l'effet frigorifique:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{W} = \frac{T_I}{T_2 - T_I}$$

I.3 Cycle pratique :

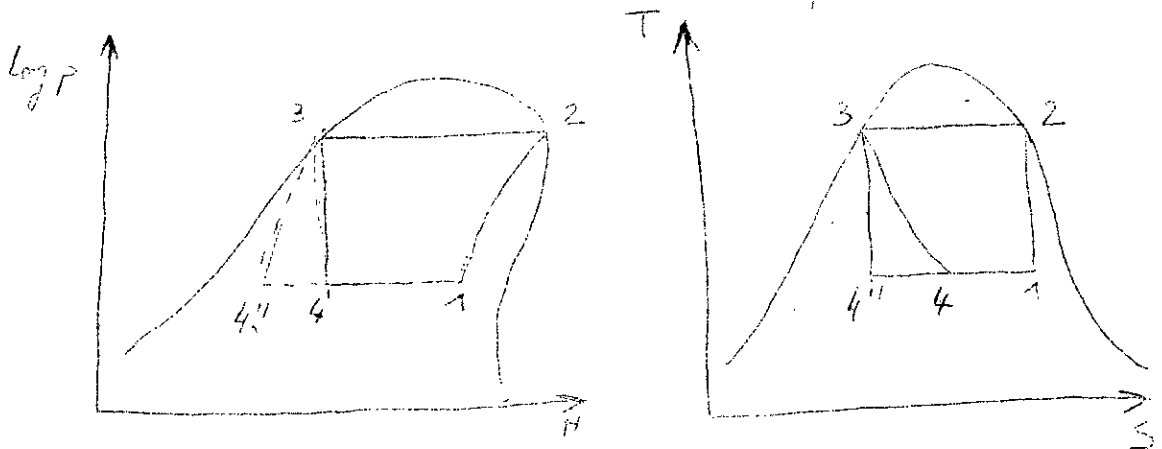
- Suppression du moteur de détente ,

La détente isenthalpique est moins avantageuse que la détente isentropique du cycle de Carnot : en effet, si de 3, on suit l'isentrope passant par ce point pour arriver jusqu'à P_2 , cette isentrope (3,4'') est située à gauche de l'isenthalpe (3,4). Il en résulte un gain (4'',4) de production du froid.

Pour la plus part des fluides frigorigènes, ce gain (4'',4) est minime qu'il ne vaudrait pas la complication d'un moteur détendeur fonctionnant à basse température .

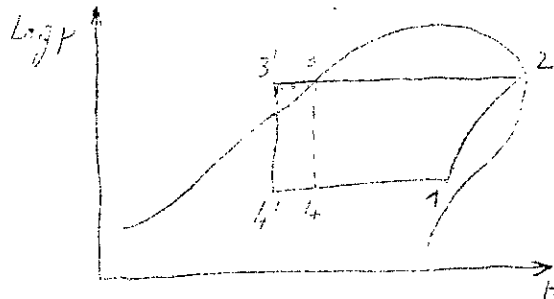
Dans un but de simplification mécanique, il est donc remplacé par un détendeur par laminage. $DH = 0$

Le nouveau diagramme sera donc :



I - 4 . Sous - refroidissement :

Les premières spires du condenseur servent à refroidir le gaz, ensuite les spires principales ont pour rôle de le condenser, enfin les dernière à sous - refroidir le liquide.



Sur le diagramme le sous - refroidissement se traduit par la prolongation vers la gauche de l'isobare (3,3') , cet intervalle étant celui qui sépare la température de condensation de celle qui est atteinte par sous - refroidissement .

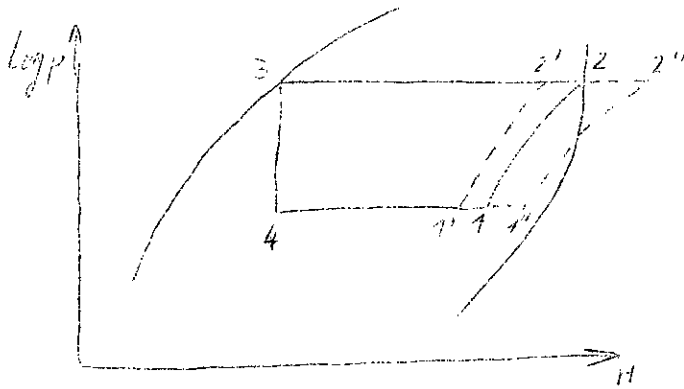
La détente commence en 3' au lieu de 3 et se termine en 4'. L'effet frigorifique est augmenté de la quantité ' (4',4) , de plus ce gain est obtenu sans augmentation du travail du compresseur.

I,5 Regime humide :

Le cycle de carnot choisi comme cycle de référence évolue entièrement à l'interieur de la courbe de saturation, le point I origine de la compresseur est choisi de tel façon qu'en fin de compression la vapeur humide se trouve à l'état de vapeur sèche (point 2) .

En fait il semble nécessaire pour le réaliser d'arrêter l'évaporation au point I sur l'isentrope du point 2 . Ce point I est très difficile, sinon impossible à déterminer.

Deux cas peuvent se poser :



a) Si le fluide est aspiré en I , il y aura une légère surchauffe en fin de compression .

b) Si au contraire , il est aspiré en I' , il restera du liquide en fin de compression : c'est la marche en " régime humide " .

Inconvénient de la marche en régime humide :

I/ Risque de coups de liquide si le volume de liquide restant en fin de compression est supérieur au volume de l'espace mort .

Un coup de liquide est un choc très violent dû, en fin de course du piston à la présence dans le cylindre d'un liquide peu compressible qui transmet au fond du cylindre l'effort direct du piston. Ce choc est très dangereux pour le matériel , il peut aller jusqu'à la rupture du fond du cylindre , de ses boulons de fixation ou bien de se répercuter sur l'embiellage et l'arbre du moteur d'entraînement. La soupape de refoulement est fréquemment brisée ou tordue .

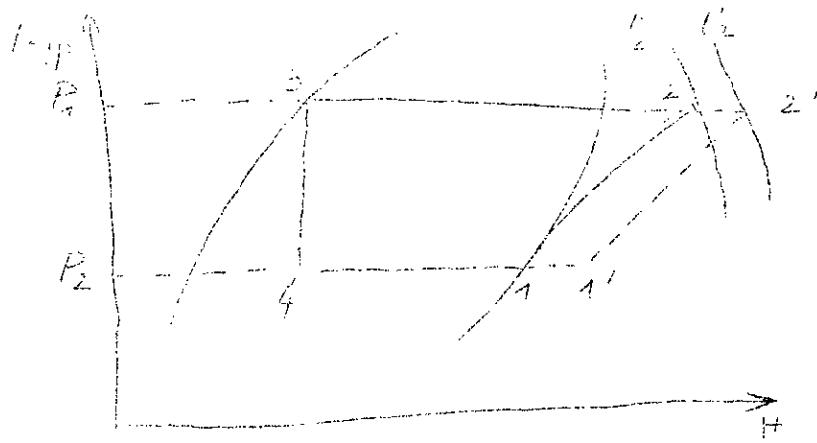
C'est donc un danger très grave qu'il faut éviter .

2/ Risque de diminution de la capacité d'aspiration du compresseur du fait de l'évaporation et de l'expansion de ce liquide au début de la course d'aspiration.

3/ Enfin la surface interne du cylindre étant en quelque sorte lavée par ce liquide, le film d'huile peut - être interrompu et le graissage n'est plus assuré .

I.6. Marche en régime sec ou surchauffé :

Née d'observations américaines selon lesquelles la production frigorifique est meilleure lorsqu'on aspire des vapeurs saturées sèches .



Dans ce régime, le point figmatif en début de compression est sur la courbe de saturation et la compression s'effectue entièrement dans la zone des vapeurs surchauffées .

En réalité pour des raisons de sécurité, le début de compression se trouve en un point I' dans la zone de surchauffe ce qui élève la température en fin de compression .

- Avantages :

- 1/ Evite tous les inconvénients du régime humide.
- 2/ L'effet frigorifique est augmenté .

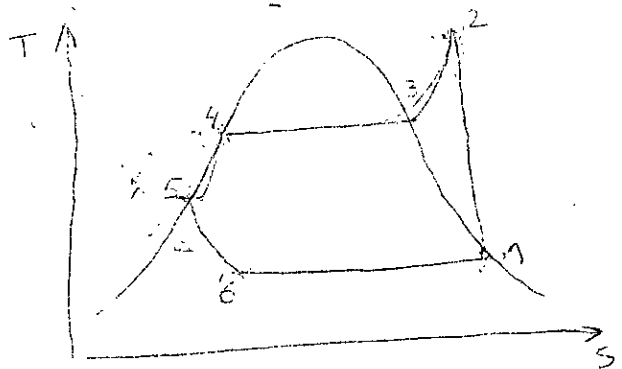
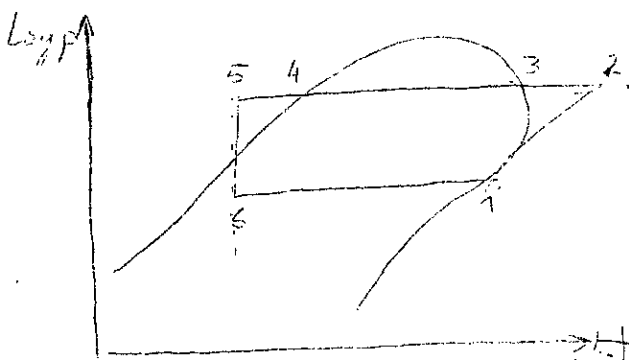
- Inconvénients :

- 1/ Augmentation de l'énergie motrice .
- 2/ Il faudra s'assurer qu'à cette nouvelle température t_2' , si les qualités lubrifiantes de l'huile de graissage ne sont pas détruites.

Généralement, les huiles utilisées dans ce genre de compresseur conservent leurs caractéristiques tant que la température ne dépasse pas 100°C . A ces températures, la viscosité de l'huile diminuant rapidement , il pourrait y avoir rupture du film lubrifiant entre le piston et le cylindre .

I.7 Cycle retenu :

Le cycle pratique figuré dans les diagramme (S,T) et (H,log p) est le suivant :



I.8 Calcul des éléments caractéristiques du circuit :

Production frigorifique par kg :

$$AHo = h_1 - h_6 = h_I - h_5$$

Volume de vapeur aspiré par le compresseur par heure :

$$Va = \frac{Q_0 V_I}{h_1 - h_6}$$

Q_0 = production frigorifique

V_I = volume massique au point I .

Consommation d'énergie motrice pour I kg de fluide .

$$W = h_2 - h_1$$

Coefficient de performance frigorifique :

$$= \frac{h_I - h_6}{h_2 - h_I}$$

Production frigorifique spécifique :

l'unité S I est la frigorie (F) par kWh .

Comme 1 kwh = 3600 Kws correspondant à 3600 kJ soit

$$\frac{3600}{4,18} = 860 \text{ kcal .}$$

4,18

On a définit $\epsilon = \frac{Q_0}{W_0}$ soit $Q_0 = \epsilon W_0$.

et pour un travail de I kWh la production frigorifique spécifique est $K_f = 860 \epsilon$ F/kwh .

Cycle étage :

α : partie de l'agent frigorigère évaporé pour reconduire les vapeurs surchauffées à l'état saturé.

α se réfèrent à 1kg qui traverse le compresseur HP, le condenseur, le robinet de laminage R L I, le récipient intermédiaire.

Refroidissement intermédiaire :

Refroidissement isobare de 2 à 4 grâce à l'agent frigorigère dans le R_{ce} I. Les vapeurs surchauffées de l'état 2 provoquent par barbotage l'ébullition de l'agent frigorigère dont une partie s'évapore, en absorbant la quantité de chaleur $(i_2 - i_4)$ pour ramener le gaz comprimé par l'étage BP à saturation; de plus, il est formé par la détente de P_k à P₀₁ une certaine quantité de vapeur x_1 par kilogramme de liquide détendu.

Titre de vapeur au point 8 :

$$X_1 = \frac{i_8 - i_9}{i_4 - i_9} = \frac{i_8 - i_9}{i''_{01} - i'_{01}} = \frac{i_8 - i'_{01}}{r_{01}}$$

Titre de vapeur au point 10 après passage du liquide dans le robinet de laminage II (R L II)

$$X_2 = \frac{i_{10} - i_{11}}{i_1 - i_{11}} = \frac{i'_{01} - i'_{02}}{i''_{02} - i'_{02}} = \frac{i'_{01} - i'_{02}}{r_{02}}$$

Puissance frigorifique :

$$Q_{02} = G_2 (1 - X_2) r_{02} = G_2 (i_{02} - i'_{01})$$

$$\text{Ou } G_2 = (1 - \alpha) G (1 - X_1)$$

Dans le Rec I : (détermination de α)

Pour que les vapeurs surchauffées, état (2) arrivent à l'état (4) (vapeurs saturées), il faut que la quantité

$$Q_S = G_2 (i_2 - i_4) = G_2 (i_2 - i''_{01}) \quad (A)$$

Soit transmise à l'agent frigorigène en ébullition qui est porté à l'évaporation par l'effet de karbotage, cette quantité est :

$$Q_S = G_0 \times r_{01} = G_0 (i''_{01} - i'_{01}) \quad (B)$$

donc (A) = (B)

$$G_0 (i''_{01} - i'_{01}) = G_2 (i_2 - i''_{01})$$

$$G (1 - X_1) (i''_{01} - i'_{01}) = (1 - \alpha) G (1 - X_1) (i_2 - i''_{01})$$

$$\frac{i''_{01} - i'_{01}}{i_2 - i''_{01}} = \frac{1 - \alpha}{\alpha}$$

$$\frac{i''_{01} - i'_{01}}{i_2 - i''_{01}} = \frac{1}{\alpha} - 1 \implies \frac{1}{\alpha} = \frac{i''_{01} - i'_{01}}{i_2 - i''_{01}} + 1 \implies$$

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{i''_{01} - i'_{01} + i_2 - i''_{01}}{i_2 - i''_{01}} = \frac{i_2 - i'_{01}}{i_2 - i''_{01}}$$

d'où $\alpha = \frac{i_2 - i''_{01}}{i_2 - i'_{01}}$

De la relation qui exprime Q_{02} , on peut déterminer la quantité de frigorigène dans le circuit :

$$Q_{02} = (1 - \alpha) G (1 - X_1) (i''_{02} - i'_{01})$$

$$G = \frac{Q_{02}}{(1 - \alpha) (1 - X_1) (i''_{02} - i'_{01})}$$

$$= \frac{Q_{02}}{\left\{ 1 - \frac{i_2 - i''_{01}}{i_2 - i'_{01}} \right\} \left(1 - \frac{i_3 - i'_{01}}{i''_{01} - i'_{01}} \right) (i''_{02} - i'_{01})}$$

$$= \frac{Q_{02}}{\left(\frac{i_2 - i'_{01} - i_2 + i''_{01}}{i_2 - i'_{01}} \right) \left(\frac{i''_{01} - i'_{01} - i_8 + i'_{01}}{i''_{01} - i'_{01}} \right) (i''_{02} - i'_{01})}$$

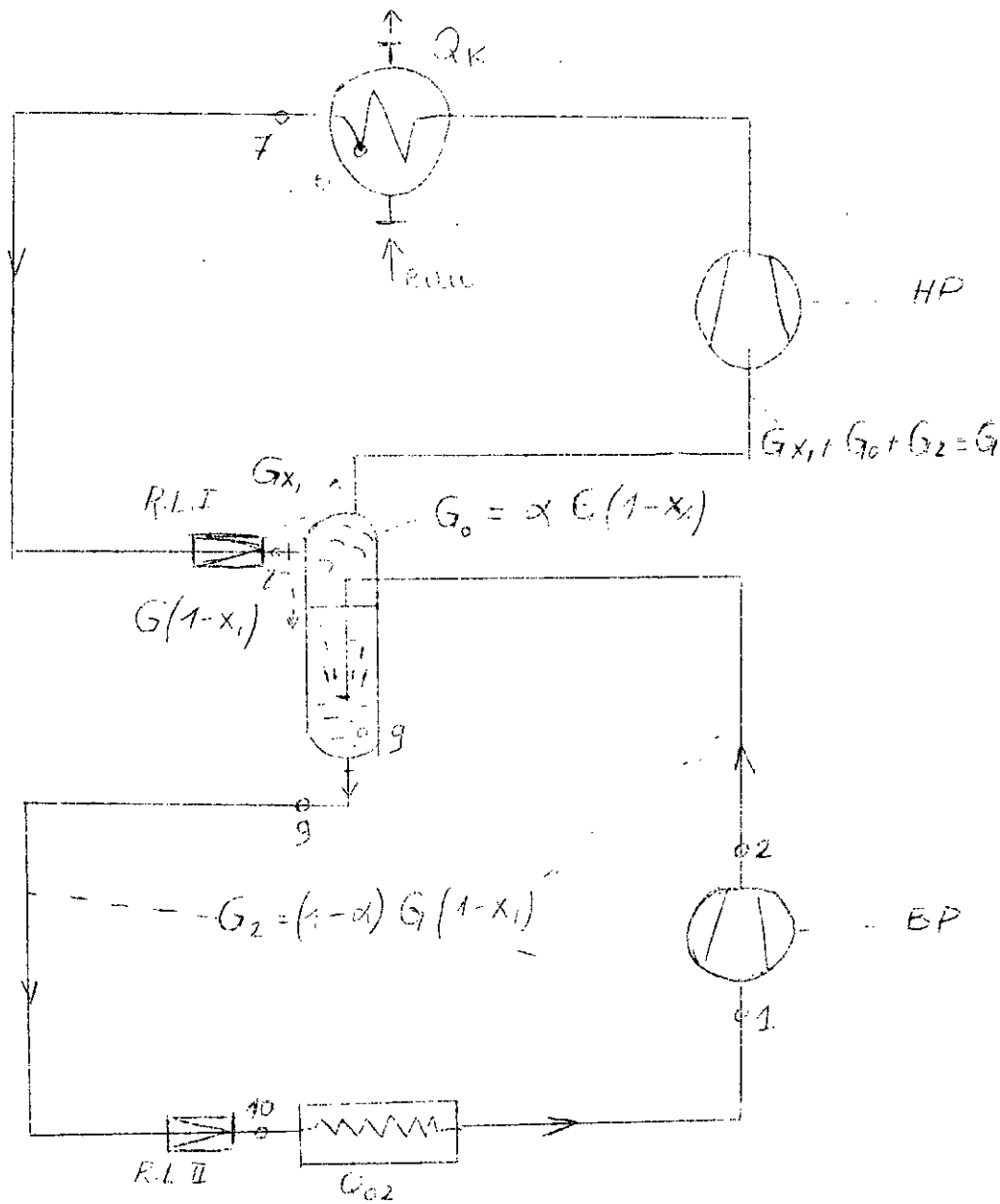
$$= \frac{Q_{02}}{\left(\frac{i''_{01} - i'_{01}}{i_2 - i'_{01}} \right) \left(\frac{i''_{01} - i_8}{i''_{01} - i'_{01}} \right) (i''_{02} - i'_{01})}$$

$$= \frac{Q_{02}}{\left(\frac{i''_{01} - i_8}{i_2 - i'_{01}} \right) (i''_{02} - i'_{01})}$$

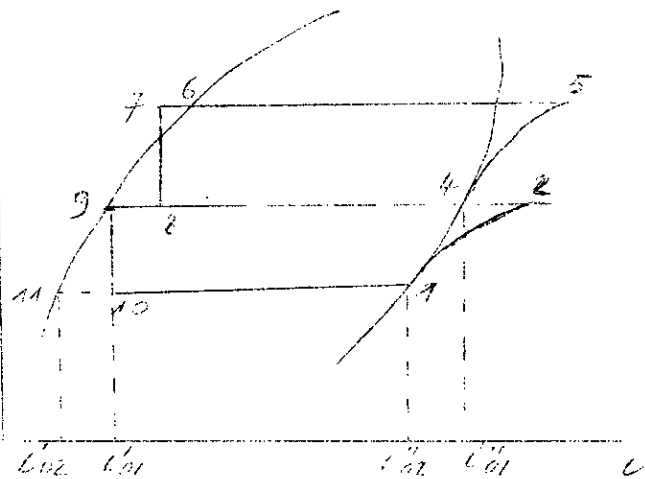
$$G = \frac{Q_{02} (i_2 - i'_{01})}{(i''_{01} - i_8) (i''_{02} - i'_{01})}$$

Cycle pratique

Liquide, Vapeur



Log P



FORMULES GENERALES DES
CALCULS DE DEPERDITIONS

1)- Apports calorifiques par les parois:

Pour chacune des parois constitutives de la chambre froide, la quantité de chaleur pénétrant par heure nous sera donnée en kcal/h par:

$$Q_{\text{paroi}} = KxSx\Delta t$$

formule dans laquelle:

K:représente le coefficient global de transmission de chaleur propre à chaque paroi en kcal/m²/h/°C.

Si la surface de transmission de la paroi en m².

Δt : la différence de température propre à chaque paroi entre t_e température extérieure et t_i température de la chambre froide en °C. En Algérie au bord de la mer, les températures extérieures généralement admises pour les calculs sont:

+ 30°C sur les toits et les murs exposés au sud.

+ 25°C sur les autres faces extérieures.

+ 10°C pour le sol.

+ 20°C pour le vide sanitaire.

2) Refroidissement des denrées:

La quantité de frigories nécessaire au refroidissement des denrées est proportionnelle:

- à la masse des denrées à refroidir m kg;

- à la chaleur massique de la denrée c kcal/kg.°C.

- à la différence de température ($t_e - t_i$) entre la température l'introduction de la denrée (t_e) et la température de celle-ci en fin de réfrigération (t_i). Notons que le poisson à un pourcentage en eau de 76% donc il reste 24% de chair.

$$Q_{\text{poiss}} = m \cdot At \left[c_x 0,24 + c_{\text{eau}} \cdot 0,76 \right]$$

3) Refroidissement, congélation, refroidissement après congélation:

Dans le cas où nous avons congélation et refroidissement après congélation il nous faut subdiviser la quantité de frigories nécessaire au traitement de la denrée en trois parties: pour les quantités: eau, poisson.

a) Refroidissement de t_e à t_c : Q_1

t_c étant la température de congélation de la denrée (on suppose que la température de congélation de l'eau et du poisson sont les même).

$$Q_1 = m(t_e - t_c) [0,24 \times c + 0,76 \cdot c_{\text{eau}}]$$

b) Congélation de la denrée: à t_c :

$$Q_2 = m (0,24 l_c + 0,76 q_1)$$

l_c = représente la chaleur latente de congélation de la denrée.

q_1 = chaleur latente de l'eau.

c) Refroidissement de la denrée congelée de t_e à t_i :

$$Q_3 = m (t_e - t_i) [0,24 \cdot c' + 0,76 \cdot c_{gl}]$$

Soit au total $Q_{\text{poiss}} = Q_1 + Q_2 + Q_3$.

Données numériques:

$$c = 0,8 \text{ Kcal/kg/}^\circ\text{c}$$

$$c' = 0,4 \text{ "}$$

$$c_{\text{eau}} = 1 \text{ "}$$

$$c_{\text{face}} = 0,5 \text{ "}$$

$$l_c = 60 \text{ Kcal/kg.}$$

$$q_1 = 80 \text{ kcal/kg.}$$

4) Apports par renouvellement d'air:

$$Q_{\text{ren}} = N \times \frac{V}{v_a} \times (h_e - h_i)$$

avec

t_e = température de l'air extérieur

t_i = " " " " intérieur

e = humidité relative de l'air extérieur

i = " " " " " intérieur

h_e = enthalpie de l'air extérieur

h_i = " " " " " intérieur

M: nombre de renouvellements d'air par jeu.

V: (m^3) volume intérieur de la chambre froide.

v_e : volume massique de l'air extérieur.

Les enthalpie nous sont données par le diagramme psychométrique.

5) Equivalat calorifique du travail des moteurs:

a) Pour compenser les apports calorifiques dûs au travail mécanique des ventilateurs et des moteurs des engins de manutention, il nous faut absorber:

$$\text{Ventilateur: } Q_v = 860 \underline{P} \times H.$$

P: puissance unitaire des moteurs en KW.

H: nombre d'heure de fonctionnement.

b) Pour les engins de manutention, j'ai choisi:

un chariot élévateur du type EV 631.45.3

Capacité à une décharge de 5h:400A.h.

Tension 24 V.

Puissance: $N = v.A.$

$$N = 24 \times 80 = 1,92 \text{ kw.}$$

6) Refroidissement des caisses.

- Si les denrées sont emballées, il faut ajouter aux quantités de frigories calculées déjà, celle nécessaire au refroidissement des emballages qui représente une valeur.

$$Q_b = m_b \times c_b \times (t_e - t_i)$$

C_b : chaleur massique du materiau d'emballage.

m_b = masse des emballages en kg.

7) Apports dûs à l'éclairage:

La quantité de chaleur dégagée à incandescence sera de :

$$Q_{ec} = 800 \times N \times H.$$

N: puissance totale des lampes en KW.

H: temps de service.

Evaluation du bilan général:

Le pourcentage forfaitaire est évalué à 10% de Q'_t/h (pertes lors de l'ouverture des pertes.

$$Q'_t/h = Q_{\text{paroi}} + Q'_{\text{paroi}} + Q'_v + Q'_{\text{ren}} + Q'_b + Q'_{ec} + Q'_{ch} \text{ kcal/h.}$$

Le bilan général devient donc:

$$Q_T/24h = Q'_t/24h + \frac{10}{100} Q'_t \text{ kcal/24h.}$$

Détermination de la puissance du compression:

Si ce bilan général est établi pour 24 heures, il est bien évident que pour des raisons de bonne tenue et de longévité du matériel celui-ci ne peut assurer la production frigorifique ainsi calculée en 24h, d'une part et d'autre, la moindre baisse de rendement ou un arrêt accidentel de la machine mettrait en cause la production frigorifique journalière. On choisit un temps de fonctionnement de 18h.

La puissance de la machine sera donc dans ces conditions en appelant H le temps de marche en termes:

$$\Phi \text{ o fg/h} = \frac{Q_t}{H}$$

Isolation:

Le froid est d'autant plus couteux à produire que la température à laquelle il est produit est basse.

L'isolation est donc un élément essentielle de l'installation frigorifique permettant une meilleure rentabilité de son exploitation.

Le choix d'un matériau isolant résulte pour chaque problème de l'examen des critères suivants:

- * Pouvoir isolant(caractérisé par le coefficient de conductibilité)
- * perméabilité à la vapeur d'eau.
- * dilatation linéaire et stabilité dimensionnelle
- * résistance mécanique.
- * résistance chimique.
- * odeur
- * résistance aux parasites et micro-organismes
- * inflammabilité
- * facilité de pose.

prix de revient

A) pour plafond et parois

Dans cette étude j'ai choisi des panneaux modulables de polyuréthane. Ceux sont des éléments standardisés, préfabriqués:industriellement en usine.Ses dimensions sont multiples de l'unité de base (40cm),il est symétrique et possède ses propres dispositifs d'assemblage.Le panneau "saudwich" est un élément complet,puisque'il intègre tous les constituants qu'il faut mettre en oeuvre séparément dans la réalisation d'une chambre traditionnelle:son revêtement qui est au même temps le pore vapeur,est indissociable de l'isolant par liaison chimique(panneau "saudwich")injecté.

La mise en oeuvre de ces panneaux:

L'application du principe de la préfabrication industrielle Modulée permet d'éviter les techniques utilisées pour la mise en oeuvre de chantiers traditionnels.Les panneaux approvisionnés sont prêts à être poser, tout au niveau des parois que les plafonds.

Le Montage:

Il est simple pour deux raisons essentielles:

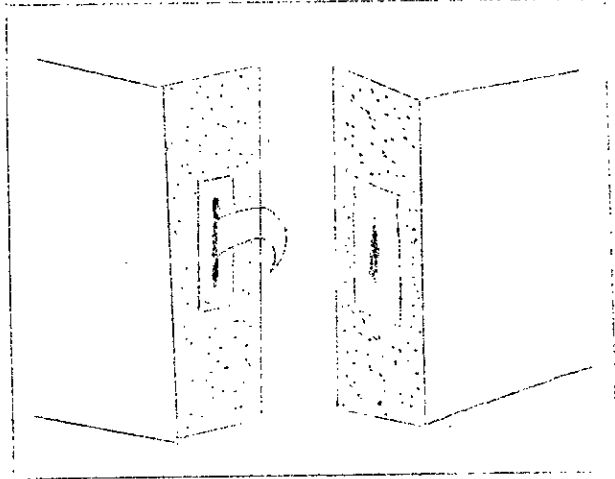
- la maniabilité des panneaux:

dont les dimensions limitées et le poids ne necessitent pas l'utilisation de moyens de levage lourd et coûteux,un simple échafaudage étant suffisant.

- Les systèmes d'assemblage:

Ils sont positionnés lors de la fabrication des panneaux avec une très grande précision,et se manoeuvrent avec une simple .

Le montage ne nécessite pas une main-d'oeuvre qualifiée. Cette simplicité permet d'arriver à des résultats étonnants:



- * 6 minutes pour monter 1m^2 de paroi en moyenne.
- * 5 semaines pour le montage complet d'un entrepôt de 20000m^3 et ce en période d'hiver.

L'assemblage des panneaux est réalisé par systèmes à exentriques positionnés tous les 40cm.

Pour les chambres froides à températures négative j'ai choisi des panneaux MA 18 et pour les chambres à températures positives j'ai choisi les panneaux MA9. Ainsi que pour les chambres à $T^{\circ} = -1^{\circ}\text{C}$. Actuellement dans le monde la majorité des réalisations des parois et plafonds des installations frigorifiques se font par la pose des panneaux de polyuréthane. En chiffre: 75% : pose de panneaux 25%: construction traditionnelle.

D'après la SMIT le prix de revient des installations (panneaux) revient beaucoup moins cher que celles des installations traditionnelles.

Caracteristiques techniques des panneaux MA 9 et MA 18:

Fabrication: sandwich injecté

Revêtement parois et plafond: tôle galvanisée, revêtue d'une laque blanche cuite au four (intérieur et extérieur)

isolation: 8,5 et 18cm de polyuréthane (conductivité thermique = 0,02)

Coefficient pratique de déperdition

MA 9: $K = 0,25 \text{ kcal/h/m}^2/^{\circ}\text{C}$.

MA 18: $K = 0,124 \text{ kcal/h/m}^2/^{\circ}\text{C}$.

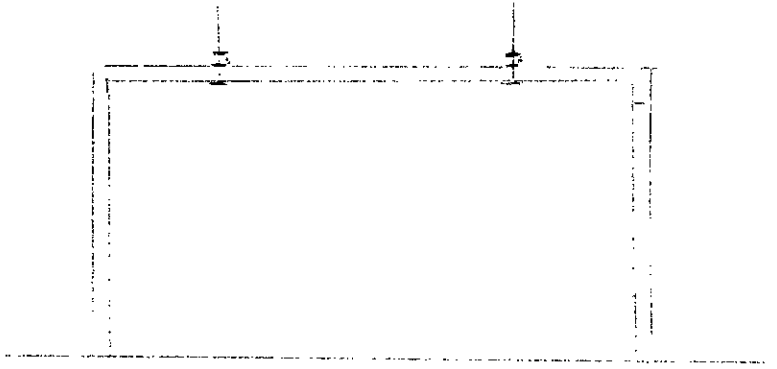
Amplitude maximum de température entre intérieur et extérieur.

MA9 40/45°C

MA18: 60/75°C

Remarques:

1) Supports de plafond.



2) tout le bâtiment: parois et plafond est protégé contre les radiations solaires et les mauvaises conditions météorologiques.

3) les raccords entre panneaux MA9 et MA18 existent.

B) isolation du sol:

isolation traditionnelle

a) Détermination des coefficients de transmission surfacique K.

Considérant un paroi séparant l'ambiance intérieure d'une ambiance extérieure, composée de plusieurs couche hétérogènes.

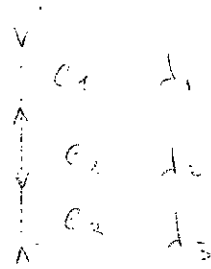
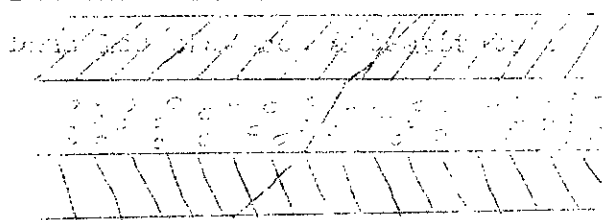
Si l'on veut évaluer le coefficient de transmission K d'une paroi, pour représenter le nombre de calories qui la traversent pendant l'unité de temps (heure), par m² de surface et par degré de différence entre les températures observées de part et d'autre, on adopte la relation:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_e}}$$

avec h_i et h_e: coefficient de convection

λ_i = coefficient de conductibilité.

isolation du sol traditionnelle:



h_e

Protection du sol contre le gel:

Dans les chambres à températures négatives (très basses) il faut éviter la congélation du sol, car cette congélation entraînerait une détérioration des murs du bâtiment par soulèvement du sol.

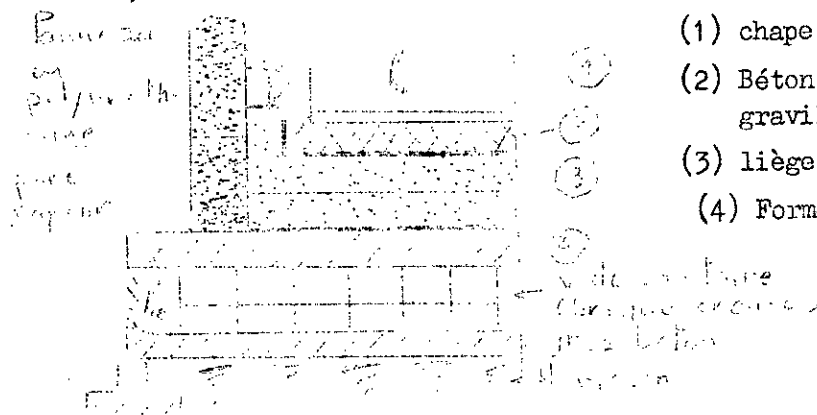
Pour éliminer ce risque de congélation, deux procédés différents peuvent être utilisés:

- Constitution d'un vide sanitaire.
- Chauffage du sol de la chambre froide.

Le deuxième procédé reviendrait excessivement cher, il est d'ailleurs utilisé que dans les cas exceptionnels. Quant à la constitution du vide sanitaire: (voir schéma 1)

Constitution du plancher

Pour les chambres : - 25°C, -18°C, -5°C, -4°C.



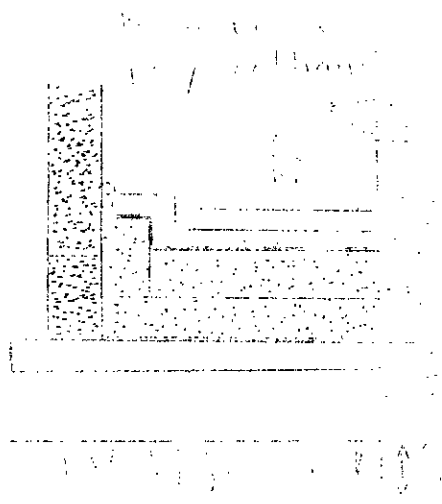
- (1) chape d'usine : $\lambda = 0,3$ e = 2cm
- (2) Béton de gravillons : $\lambda = 1$ e = 8cm
- (3) liège, $\lambda = 0,04$ kcal/m.h °C
- (4) Forme de Béton : $\lambda = 1,2$ e = 4cm

Schéma -1. $\frac{1}{h_i} = \frac{1}{7}$; $\frac{1}{h_e} = \frac{1}{20} \Rightarrow k = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{0,02}{0,3} + \frac{0,08}{1} + \frac{0,08}{0,04} + \frac{0,04}{1,2}}$

$$K = \frac{1}{0,1928 + 0,0666 + 0,08 + 2 + 0,0333} = 0,42 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Constitution du plancher :

Par les chambres et couloir. - 10,0° et + 10°



- | | | |
|---------------------------------|------------------|--------------------|
| (1) chape d'une
(circuit) | $\lambda = 0,3$ | $e = 2\text{cm}$ |
| (2) Béton de
gravillon. | $\lambda = 1$ | $e = 8\text{cm}$ |
| (3) liège | $\lambda = 0,04$ | $e = 8\text{cm}$ |
| (4) Force de Béton
(masique) | $\lambda = 1,2$ | $e = 4\text{cm}$ |
| (5) gravier | $\lambda = 2$ | $e = 10\text{cm}$ |
| | $\lambda = 1,3$ | $e = 50\text{cm.}$ |

Schéma 2. $T = 10^\circ\text{C}$ est la température à 50 cm de profondeur.

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{7} ; \quad k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,3} + 0,08 + \frac{0,08}{0,04} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,1}{2} + \frac{0,5}{1,3}}$$

$$= \frac{1}{0,142 + 0,066 + 0,08 + 0,033 + 0,05 + 0,384 + 0,08 + 0,04} = 0,36$$

2

- Caracteristiques physiques des fluides frigorigènes .
- Hygrométrie.
- Dégivrage.

I. Fluides Frigorigènes

On appelle fluides frigorigènes des composés chimiques facilement liquifiables et dont on utilise les changements d'états physiques comme source de production du froid (libération de la chaleur latente de vaporisation).

Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, je ne peux les énumérer tous. Cependant je peux donner les caractéristiques particulières des trois fluides frigorigènes (NH_3 , R_{12} et R_{22}) qui sont les plus utilisés dans les installations frigorifiques. A la fin de cette étude je dresserai un tableau récapitulatif des principales caractéristiques physiques des fluides frigorigènes examinés.

a) - Couleur et Odeur:

NH_3 : incolore, d'une odeur très âcre et facilement reconnaissable, il est irrespirable.

R_{22} , R_{12} : incolore à odeur très légèrement éthérée; modérés en mélange avec l'air.

b) - Inflammabilité et explosibilité:

NH_3 : Sous forte pression peut, avec les huiles de graissage, former un mélange explosif. Combustible en proportions convenables avec l'air; le mélange air-ammoniac s'enflamme et explose violemment.

R_{22} ; R_{12} : Ininflammables et inexposibles.

c) - Stabilité à la chaleur et sécurité:

NH_3 : Stable jusqu'à 150°C . En cas de fuite, fluide dangereuse, une concentration de 0,5 à 0,6% en volume dans l'atmosphère présentant un danger mortel lors d'un séjour prolongé (30 minutes).

R_{12} : Stable jusqu'aux environs de $+54^\circ\text{C}$, c'est un fluide dit de "sécurité". Il se décompose en présence d'une flamme à l'air libre en libérant du phosgène (gaz asphyxiant, une concentration de 30% en volume n'entraîne des troubles graves qu'après un séjour de deux heures).

R_{22} : Très stable aux températures usuelles d'utilisation, non toxique. Une concentration de 10% en volume n'entraîne des troubles graves qu'après un séjour de deux heures.

d) - Détection des fuites:

NH_3 : Le contrôle se fait en général au moyen d'une baguette soufrée, enflammée. La fuite se décèle par d'abondantes fumées blanches.

-R₁₂: Se fait à l'aide d'une lampe spéciale à flamme d'alcool, la coloration verte de la flamme est obtenue grâce à la formation d'halogénures du cuivre au contact d'une coupelle de cuivre rouge chauffée dans la flamme en présence de vapeurs de R12.

-R₂₂: Idem que pour le R₁₂:

c) Corrosion des métaux, joints et lubrifiants:

^{NH}3: Attaque le cuivre et tous ses alliages, n'attaque ni le fer ni l'acier. En présence d'eau une très légère action sur le fer. Neutre vis-à-vis des joints (Klingerite, néoprène), il est également vis-à-vis de l'huile si la température des fluides coexistence reste modérée.

-R₁₂: A l'état anhydre, sans action sur les métaux. Seul l'emploi du magnésium et d'alliages en contenant au moins 2% est à éviter. L'eau en suspension peut provoquer la formation de traces d'acide chlorhydrique particulièrement corrosif pour les métaux et l'huile de graissage. Neutre vis-à-vis des matières de joints (Klingerite et néoprène).

-R₂₂: A l'état anhydre est neutre vis-à-vis des métaux et alliages utilisés dans l'industrie frigorifique. En présence d'eau la formation de traces d'acide chlorhydrique risque de provoquer des corrosions. Sans action sur l'amiante et le carton; éviter l'utilisation de la Klingerite.

Conclusion:

Un fluide frigorigène parfait devrait présenter les qualités suivantes:

- 1° Chaleur latente de vaporisation très élevée
- 2° Point d'ébullition, sous la Pa, bas.
- 3° Faible rapport de compression $\frac{P_k}{P_0}$
- 4° Faible volume massique de la vapeur saturée
- 5° Température critique très élevée.
- 6° Pas d'action si les métaux composant le circuit - pas d'action sur les joints.
- 7° Pas d'action sur le lubrifiant
- 8° Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.
- 9° Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- 10° Sans effet sur la santé du personnel.
- 11° Sans action sur les denrées à conserver.
- 12° Sans odeur en ayant qu'une odeur non désagréable.
- 13° Fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelles.

Si on récapitule les qualités que doit remplir le fluide idéal en reprenant point par point les éléments énumérés précédemment on constaterait que ce fluide idéal devrait pouvoir répondre à environ douze propriétés remarquables. Aucun des fluides considérés ne possède l'ensemble de ces qualités. Cependant le réfrigérant 12 (R₁₂) est celui qui possède le plus grand nombre des qualités demandées des fluides frigorigènes idéals: c'est pourquoi je choisis le R₁₂.

II. Hygrométrie:

L'air contient de la vapeur d'eau en plus ou moins grande quantité. Cependant cette quantité ne peut pas dépasser un maximum pour une température donnée. C'est ainsi que la quantité de vapeur d'eau contenue dans un air à + 20°C ne peut pas être supérieure à 17,34g par m³. Dans ce cas on dit que l'air est saturé ou que l'humidité relative de cet air est de 100%.

Si on continue à refroidir cet air à 20°C, il apparaîtra une buée sur les parois de la chambre, ce sera le point de rosée, puisque au-delà de la saturation il y a condensation. Dans la plus part des cas on a besoin non seulement de refroidir l'air, mais de le sécher par condensation de sa vapeur d'eau pour obtenir un certain séchage de la denrée. Dans cette étude, on maintiendra l'état hygrométrique de chaque chambre à l'aide d'un hygromètre.

III Dégivrage:

La vapeur d'eau contenue dans l'air de la chambre, et l'humidité dégagée par les denrées entre posées, tendent à venir se déposer sur les surfaces réfrigérante dont la température est inférieure à celle de la chambre cette vapeur d'eau et celle humidité vont se déposer sous forme de de givre. Ce givre, formé de cristaux de glace enchevêtrés, emprisonne de l'air et constitue ainsi un bon isolant, et diminue considérablement le rendement de l'évaporateur.

A cet inconvénient de la bonne marche de l'évaporation, il faudra donc réaliser un degivrage périodique des surfaces réfrigérantes en utilisant l'un des procédés suivants.

- Dégivrage par chauffage électrique de l'évaporation.
- Dégivrage par gaz chauds.
- Dégivrage par renversement de cycle.

J'ai choisi le 1er procédé, qui consiste à chauffer les ailettes de l'évaporateur, au moyen de cannes chauffantes qui sont agrafées dans les ailettes. Le givre fondu est récupéré dans l'égouttoir placé sous l'évaporateur et qui est chauffé également à l'aide de résistance électrique.

La mise sous tension de cette résistance électrique est assurée par une pendule réglée de sorte à établir le contact une ou plusieurs fois par jour.

Ce système est l'un des plus répandus actuellement.

Caractéristiques physiques de fluides (NH_3 - R₁₂ - R₂₂)

Réfrigérant	Ammoniac	Dichlorodifluorométhane R 12	Monochlorodi- fluorométhane R22
Formule chimique	NH_3	$\text{CF}_2 \text{Cl}_2$	$\text{CHF}_2 \text{Cl}$
Température de solidification °C sous 1 bar	- 78	- 155	- 160
Température d'ébullition sous 1 bar °C	-33,3	-29,8	-40,8
Température critique °C	132,4	112	96
Pression critique (bars absolus)	113	40	50,22
Tension de vapeur à + 25°C (bars absolus)	10,00	6,50	10,52
Volume massique m ³ /kg			
- 30°C	0,9630	0,1613	0,135
- 10°C	0,4184	0,07813	0,0654
+ 40°C	0,0833	0,01882	0,0148
Chaleur latente de vaporisation à température d'ébullition normale kcal/kg	326,57	39,47	55,92
Pression aux températures (bars absolus)			
-30°C	1,198	1,0046	1,646
-10°C	2,910	2,1910	3,550
+40°C	15,540	9,5818	15,48

CALCUL DES BESOINS FRIGORIFIQUES

DONNEES :

DUREE
D'ENTREPOSE

Capacite des congélateurs (à -25°C)	15t/24h	9h
Capacite des chambres froide (à -18°C)	600t	40 jours
Capacité de production de glace :	35t/24h	
Capacité du magasin de glace (de résoudre en cas de panne)	100t	
Capacité des chambres froides (+1°C)	700t	10 jours

Tunnel de congélation :

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

$T_i = -25^\circ\text{C}$

$H = 90\%$

$h = 2\text{m}$

1°) Déperditions par transmission à travers les parois :

	S	AT	SAT	K	KSAT	
Sol	21x5=105	20-(-25)	4725	0,42	1984	
Plafond	105	30-(-25)	5775	0,124	716	
Murs						
N	21x2=42	(+1)-(-25)	1050	0,124	130	
S	42	(-18)-(-25)	294	0,124	36	
E	5x2=10	0-(-25)	250	0,124	31	
O	10	(-5)-(-25)	200	0,124	25	
						Total = 2922 kcal/h \dot{Q}_{paroi}

2°) Chaleur apportée par le poisson :

Congélation de 7,5 tonnes de poissons. On entame le calcul pour $m = 1000\text{ kg}$ de poissons de $t_e = +4^\circ\text{C}$ à $t_a = -15^\circ\text{C}$ en 9h. Congélation avec de l'air de $t = -25^\circ\text{C}$.

Poisson $\left\{ \begin{array}{l} 76\% \text{ d'eau} \\ 24\% \text{ de chair} \end{array} \right.$

On admet une congélation de la masse d'eau au taux de 95%

a) Réfrigération de l'eau de $+4^\circ$ à 0°C :

$$Q_a = 0,76 \text{ m } C_{\text{eau}} \Delta t = 0,76 \times 1000 \times 1 \times 4 = 3040 \text{ kcal}$$

b) Congélation de la partie d'eau :

$$Q_b = 0,76 \text{ m} \cdot 0,95 \cdot q_1 = 0,76 \times 1000 \times 0,95 \times 80 = 57.760 \text{ kcal.}$$

c) Réfrigération de la glace à -15°C :

$$Q_c = 0,76 \text{ m } C_{\text{glace}} \Delta t = 0,76 \times 1000 \times 0,5 \times 15 = 5.700 \text{ kcal.}$$

d) Réfrigération et congélation de la partie chair de + 4° à - 15 °C :

$$Q_d = (0,24 \times m_{\text{pois}} \cdot C_{\text{pois}} \cdot \Delta t_1) + (0,24 \times m_{\text{pois}} \cdot C'_{\text{pois}} \cdot \Delta t_2) + (0,24 \times m_{\text{pl}} \cdot C_{\text{pl}}) = (0,24 \times 1000) [(0,8 \times 4) + 60 + (0,4 \times 15)] = 17664 \text{ kcal}$$

avec $C_{\text{pois}} = 0,8 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ } avant congélation

$$\Delta t_1 = t_{\text{ex}} - t_{\text{cong}}$$

$C'_{\text{pois}} = 0,4 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ } après congélation

$$\Delta t_2 = t_{\text{cong}} - t_{\text{amb}}$$

e) Total de la chaleur à enlever au poisson

$$Q_e = \sum Q = 3040 + 57760 + 5700 + 17664 = 84164 \text{ kcal}$$

pour 7500 kg de poissons : $7,5 \times 84164 = 631230 \text{ kcal}$

pour la congélation en 1 heure

$$\dot{Q}_{\text{poisson}} = \frac{631230}{9} = 70136 \text{ kcal/h}$$

3°) Equivalent du travail des ventilateurs :

6 ventilateurs à hélice de 11 kw, moteur à l'extérieur du tunnel de congélation.

$$Q_v = Z \cdot N \cdot 860 = 6 \cdot 11 \cdot 860 = 56.760 \text{ kcal/h}$$

REMARQUE : Les ventilateurs font un recyclage dépassant 150 fois volume du tunnel.

4°) Refroidissement des plateaux et des chariots de + 4° à - 25°C avec une masse d'acier :

$$4,7 \text{ chariots} \quad m_{\text{ch}} = 47 \times 80 = 3760 \text{ kg}$$

$$375 \text{ plateaux} \quad m_{\text{pl}} = 375 \times 10 = 3750 \text{ kg}$$

$$m_{\text{f}} = 7510 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{fer}} = m_{\text{f}} \cdot C_{\text{f}} \cdot \Delta t = 7510 \times 0,114 \times 29 = 23803 \text{ kcal}$$

réduction à la puissance horaire

$$\dot{Q}_{\text{fer}} = \frac{23803}{9} = 2644 \text{ kcal/h}$$

5°) Apports dûs à l'éclairage :
négligeable

Production frigorifique totale :

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{\text{paroi}} + \dot{Q}_{\text{poisson}} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{\text{fer}} = 2922 + 70136 + 56760 + 2644 = 13189 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_t = 0,1 \dot{Q}_t + \dot{Q}_t = 145085 \text{ kcal/h}$$

Nombre de plateaux :

$$\frac{7500}{20} = 375 \text{ plateaux}$$

Plateau²⁰ de 0,9 x 0,9 x 0,34 = 0,277 m³

volume occupé par le poisson

$$375 \times 0,277 = 105 \text{ m}^3$$

volume du local

$$\frac{105}{0,5} = 210 \text{ m}^3 \Rightarrow \text{surface } \frac{210}{2} = 105 \text{ m}^2 \Rightarrow$$

$$L = 21$$

$$l = 5$$

Nombre de chariots = (chariots à roulettes)

$\frac{150 \text{ cm}}{40 \text{ cm}} = 3,74$ prenons 4 plateaux sur chaque hauteur et
8 plateaux sur chaque chariot,
d'en le nombre de chariots :

$$\frac{375}{8} = 47 \text{ chariots.}$$

8

150 cm : c'est la distance du sol au dernier plateau

40 cm : c'est la hauteur du plateau, plus 6 cm entre
chaque plateau pour permettre à l'air de circuler.

Dimension du chariot : L = 2 m

$$l = 1 \text{ m}$$

$$h = 1,80 \text{ m}$$

Chambre de réfrigération du poisson : I

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

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

$$H = 95\%$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

1°) Déperditions par transmission à travers les parois/

	S	AT	SAT	K	KSAT	
Sol	30x165=496	10-(-1)	44 64	0,36	1607	
Plafond	496	30-(-1)	14384	0,25	3596	
N	21,5x4,5=96,7	(0)-(-1)	193,4	0,25	48,	
N	8,5x4,5=38,25	25-(-1)	918	0,25	229.	
S	30x4,5=135	(-1)-(-1)	0	0,25	0	
E	145x4,5=74,25	25-(-1)	1782	0,25	445	
O	74,25	(+1)-(-1)	148,5	0,25	37-	

Total: 6029 . kcal/h = \dot{Q}_{paroi} .

Chambre de réfrigération du poisson : II

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

$$H = 95\%$$

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

$$h = 4,5 \text{ m}$$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois :

	S	AT	SAT	K	KSAT
Sol	30x16,5=496	10-(-1)	4464	0,36	1607
Plafond	496	30-(-1)	14384	0,25	3596
N	30x4,5=135	(-1)-(-1)	0	0,25	0
S	135 -	30-(-1)	3915	0,25	979
E	16,5x4,5=74,25	25-(-1)	1782	0,25	445
O	74,25	(+1)-(-1)	148,5	0,25	37

Total : 6 731 kcal/h = Q_{paroi} .

Réfrigération du poisson de $t_e = + 10^{\circ}\text{C}$ à $t_i = - 1^{\circ}\text{C}$, On atame le calcul avec $m = 1000$ Kg de poissons .

a) Réfrigération du poisson de $+ 10^{\circ}\text{C}$ à $- 1^{\circ}\text{C}$:

Dans ce cas, il n'y a pas congélation à l'intérieur

$$Q_a = 0,76.m.C_{\text{eau}}$$

du poisson, donc on ne considère pas les chaleurs latentes , ni de l'eau, ni du poisson .

$$Q_a = 0,76.m.C_{\text{eau}} + 0,24.m.C_{\text{pois}} . \Delta t = 0,76 \times 1000 \times 1 \times 11 + 0,24 \times 1000 \times 0,8 \times 11 = 10472 \text{ cal.}$$

b) Quantité de froid apportée par la glace :

$$Q_b = m.C_{\text{gl}} . \Delta t = 35.000 \times 0,5 \times (-1)-(-4) = - 52500 \text{ kcal/j}$$

$$\text{On 1 heure } = \frac{- 52500}{24} = - 2187 \text{ kcal/h.}$$

Pour une entrée journalière de 70t on aura :

$$Q_{\text{poiss}}/j = 70 \times 10472 = 733040 \text{ kcal /j}$$

$$\text{en 1 heure } Q_{\text{poiss}} = \frac{733040}{24} = 30543, \text{ kcal/h.}$$

Total de la chaleur à enlever au poisson :

$$Q_{\text{poiss}} = 30543 - 2187 = 28356 \text{ kcal/h.}$$

3°) Equivalent du travail des ventilations :

2 ventilateurs dans chaque chambre, donc 4 ventilateurs au total avec une puissance de Kw chacun.

$$Q_v = 4 \cdot I \cdot 860 = 3440 \text{ kcal/h.}$$

4°) Renouvellement d'air :

2 fois le volume de la chambre par 24 h.

$$Q_{ven} = N \cdot \frac{V}{v_a} \cdot (h_e - h_i)$$

$$N = 2 \text{ fois/24h.}$$

$$V = 30 \times 33 \times 4,5 = 4464 \text{ m}^3$$

$$t_e = 25^\circ\text{C}; H_e = 60\%; h_e = 12,7 \text{ kcal/kg et } v_e = 0,856 \text{ m}^3/\text{kg ou sec.}$$

$$t_i = 1^\circ\text{C}; H_i = 95\%, h_i = 1,8 \text{ kcal/kg au sec.}$$

$$Q_{ven} = \frac{2}{24} \cdot \frac{4464}{0,856} \cdot (12,7 - 1,8) = 4737 \text{ kcal/h.}$$

5°) Refroidissement des caisses i de + 10° à - 1° C :

Caisses de 0,9 x 0,5 x 0,34 = 0,153 m³ avec 40 kg de poisson et 20 kg de glace.

$$\text{Nombre de caisses : } \frac{700\,000 + 350\,000}{60} = \frac{1\,050\,000}{60} = 17\,500 \text{ caisses.}$$

Volume occupé par le mélange poisson - glace :

$$17\,500 \times 0,153 = 2\,678 \text{ m}^3.$$

$$\text{Volume du local : } \frac{2\,678}{0,6} = 4\,464 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume de chaque chambre : } \frac{4\,464}{2} = 2\,232 \text{ m}^3 == \text{surface de chaque}$$

chambre :

$$S = \frac{2\,232}{4,5} = 496 \text{ m}^2 == \begin{matrix} L = 30 \text{ m} \\ l = 16,5 \text{ m.} \end{matrix}$$

Entrée de caisses par jour :

$$\frac{70\,000 + 35\,000}{60} = 1\,750 \text{ caisses /Jou}$$

Masse de bois:

$$m_b = 1\,750 \times 5,5 = 9\,625 \text{ kg/J}$$

$$Q_{bois} = m_b \cdot C_b \cdot \Delta t = 9\,625 \times 0,6 \times 11 = 63\,525 \text{ kcal/J}$$

Réduction à la puissance horaire :

$$Q_b = \frac{63\,525}{24} = 2\,646 \text{ kcal/h.}$$

6°) Apports dûs aux chariots :

$$Q_{ch} = 860 \times N \times H .$$

$$N = 1,92 \text{ Kw}$$

$$H = 15 \text{ mn/h}$$

$$\text{Nombre : } 4 .$$

$$Q_{ch} = 4 \times 860 \times 1,92 \times \frac{15}{60} = 1651 \text{ kcal/h.}$$

7°) Apports dûs à l'éclairage :

$$N = 40 \text{ w/ lampe .}$$

$$== N = 100 \times 40 = 4 \text{ Kw .}$$

$$\text{Nombre de lampes} = 100 \text{ lampes .}$$

$$H : \text{ temps de service} = 15 \text{ mn/h .}$$

$$Q_{ec} = 860 \times N \times H = 860 \times 4 \times \frac{15}{60} = 860 \text{ kcal/h.}$$

Production frigorifique totale : pour chaque chambre :

$$Q_{pois} + Q_v + Q_{ven} + Q_b + Q_{ch} + Q_{ec} = 28356 + 3440 + 4737 + 2646 + 1651 + 860 = 41690 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Chambre I : } \frac{41690}{2} + Q_{I \text{ paroi}} = 26874 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Chambre II : } 20845 + Q_{II \text{ paroi}} = 27576 \text{ kcal/h.}$$

Chambre I :

$$Q_t = 0,1 \cdot Q_t + Q_t' = 29561 \text{ kcal/h.}$$

Chambre II :

$$Q_t = 0,1 \cdot Q_t + Q_t' = 30333 \text{ kcal/h .}$$

Chambre froide pour le stockage du poisson congelé : I

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

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

$H = 80\%$

$h = 4,5 \text{ m}$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	$Q_{\Delta T}$	K	$K \cdot \Delta T$
Sol	$21 \times 11 = 231$	$20 - (-18)$	8778	0,42	3686
Plafond	231 -	$30 - (-18)$	11088	0,124	1375
N	$21,2 = 42$	$48 - (-25)$	294	0,124	- 37
N	$21 \times 3,5 = 73,5$	$25 - (-18)$	3160,5	0,124	392
S	$21 \times 4,5 = 94,5$	$(-18) - (-18)$	0	0,25	0
E	$11 \times 4,5 = 49,5$	$(+1) - (-18)$	891	0,124	110
O	$11,5 \times 1,5 = 17,25$	$25 - (-18)$	741	0,124	91
O	$3 \times 4,5 = 13,5$	$(-5) - (-18)$	175,5	0,124	22
O	$11,5 \times 3 = 34,5$	$(+1) - (-18)$	6215	0,124	77

Total 5716 kcal/h = Q_{paroi}

Chambre froide pour le stockage du poisson congelé : II

$$T_i = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$H = 80 \%$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

1°) Déperditions par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	S ΔT	T	KS ΔT	
Sol	21 x 11 = 231	2° -(-18)	8778	0,42	3686	
Plafond	231	30-(-18).	11088	0,124	1375	
N	21x4,5 = 94,5	(-18)-(-18)	0	0,25	0	
S	94,5	(-18)-(-18)	0	0,25	0	
E	11 x 4,5 = 49,5	(+1)-(-18)	891	0,124	110	
O	11 x 3 = 33	(+1)-(-18)	594	0,124	73	
O	11 x 1,5 = 16,5	25 -(-18)	709,5	0,124	88	
Total = 5332 kcal/h = \dot{Q}_{paroi}						

Chambre froide pour le stockage du poisson congelé : III

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

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

$H = 80 \%$

$h = 4,5 \text{ m}$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	S ΔT	K	KS ΔT
Sol	$21 \times 11 = 231$	$20 - (-18)$	8778	0,42	3686
Plafond	231	$30 - (-18)$	11088	0,124	1375
<u>Murs</u>					
N	$21 \times 4,5 = 94,5$	$(-18) - (-18)$	0	0,25	0
S	94,5	$30 - (-18)$	4536	0,124	562
E	$11 \times 4,5 = 49,5$	$(+1) - (-18)$	891	0,124	110
O	$11 \times 3 = 33$	$(+1) - (-18)$	594	0,124	73
O	$11 \times 1,5 = 16,5$	$25 - (-18)$	709,5	0,124	88

Total = 5892 kcal/kg = \dot{Q}_{paroi}

2°) Refroidissement des caisses de + 4° à -18°C:

Caisses de $0,9 \times 0,5 \times 0,34 = 0,153 \text{ m}^3$ avec 50 kg de poissons.

Nombre de caisses: $\frac{600.000}{50} = 12.000$ caisses

50

Volume occupé par le poisson :

$$12.000 \times 0,153 = 1836 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume du local : } \frac{1836}{0,6} = 3060 \text{ m}^3$$

Volume de chaque chambre : $\frac{3060}{3} \text{ m}^3 = 1020 \text{ m}^3 \Rightarrow$ surface de

Vol. - chaque chambre : $\frac{3}{3}$

$$S = \frac{1020}{4,5} = 226 \text{ m}^2 \Rightarrow L = 21 \text{ m}$$

$$l = 11 \text{ m}$$

C'est égal à 10,73 m/j pour l = 11 m

Entrée de caisses journalière :

$$\frac{15.000}{50} = 300 \text{ caisses/j}$$

Masse de bois :

$$m_b = 300 \times 5,5 = 1650 \text{ kg/j}$$

$$Q_{\text{bois}} = m_b \cdot C_p \cdot \Delta t = 1650 \cdot 0,6 \cdot 22 = 21780 \text{ kcal/j}$$

Reduction à la puissance horaire :

$$Q_b = \frac{21780}{24} = 907 \text{ kcal/h}$$

3°) Apports dûs aux chariots :

$$Q_{\text{ch}} = \sum 860 \cdot N \cdot H.$$

Nombre de chariots : 6

Temps de service : 15 mn/h

Puissance : $N = 1,92 \text{ hp}$.

$$Q_{\text{ch}} = 6 \times 1,92 \times 860 \times \frac{15}{60} = 2964 \text{ kcal/h}$$

4°) Apports dûs à l'éclairage :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Nombre de lampes} = 30 \\ \text{Puissance} = 40 \text{ w/lampe} \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{W} = 30 \times 40 = 1,2 \text{ km}$$

$$\text{Temps de service} = 15 \text{ mn/h}$$

$$\dot{Q}_{ec} = 860 \times 1,2 \times \frac{15}{60} = 258 \text{ kcal/h.}$$

5°) Quantité de chaleur apportée pour le poisson à sa sortie des chambres d'emballage : Je suppose que le poisson rentre avec une température de -25°C dans les chambres de stockage vu qu'il reste un temps de quelques minutes seulement pour son emballage:

$$Q_5 = m.C.\Delta T = 15.000.0,4 \times 7 = 42.000 \text{ kcal/j}$$

$$\text{en 1 heure } \dot{Q}_5 = \frac{42.000}{24} = 1750 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale pour chaque chambre :

$$\dot{Q}_b + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ec} + \dot{Q}_5 = 907 + 2064 = 258 - 1750 = 1479 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Chambre I} : \frac{1479}{3} + \dot{Q}_{paroi} = 493 + 5716 = 6209 \text{ kcal/h} = \dot{Q}'_t$$

$$\dot{Q}_t = (0,1 \times 6209) + 6209 = 6829 \text{ kcal/h}$$

Chambre II :

$$493 + \dot{Q}_{paroi} = 493 + 5332 = 5825 \text{ kcal/h} = \dot{Q}'_t$$

$$\dot{Q}_t = (0,1 \times 5825) + 5825 = 6407 \text{ kcal/h.}$$

Chambre III :

$$493 + \dot{Q}_{paroi} = 5892 + 493 = 6385 \text{ kcal/h} = \dot{Q}'_t$$

$$\dot{Q}_t = (0,1 \times 6385) + 6385 = 7023 \text{ kcal/h.}$$

Couloir N° I

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

$H = 75 \%$

$h = 3\text{m}$

1°) Dépéditions par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	S ΔT	K	KS ΔT
Sol	$40,5 \times 2,8 = 113,4$	10 $- (1)$	1020,6	0,36	367
Plafond	113,4.	30 $- (1)$	3288	0,25	822
N	$2,8 \times 3 = 8,4$	1 $- (-10)$	92,4	0,124	-12
S	8,4	30 $- (1)$	252	0,25	63
E	$40,5 \times 3 = 121,5$	1 $- (-18)$	2187	0,124	-271.
O	121,5	25 $- (1)$	3037,5	0,25	760
Total: 1729 kcal/h = \dot{Q}_{paroi} .					

2°) Apports dus aux chariot

Nbre : 2

Puissance : $N = 1,92 \text{ kw.}$

durée de circulation : 10 mn/h. = H

$Q_{\text{ch}} = 860 \text{ N. H} = 2 \times 860 \times 1,92 \times \frac{10}{60} = 550 \text{ kcal/h}$

3°) Apports dûs à l'éclairage :

Puissance : 40 w/lampe $N = 40 \times 16 = 0,64 \text{ kw}$

Nbe de lampes : 16

Temps de service : 10 mn/h. = H

$$Q_{ec} = 860.N.H = 860 \times 0,64 \times \frac{10}{60} = 91 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale :

$$Q_t = Q_{paroi} + Q_{ch} + Q_{ec} = 1729 + 550 + 91 = 2370 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_t = 2607 \text{ kcal/h}$$

Couloir N° II

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

$$H = 75 \%$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
Sol	$38,5 \times 3 = 115,5$	10-(M)	1040	0,36	374
Plafond	115,5	30-(1)	3465	0,25	866
<u>Murs</u>					
N	$3 \times 4,5 = 13,5$	(+1)-(0)	13,5	0,25	4
S	13,5	30 -(1)	324	0,25	81
E	$38,5 \times 4,5 =$ 173,25	(1) -(-1)	346	0,25	86
O	173,25	1-(-18)	3118,5	0,124	- 387
Total 1024 kcal/h = \dot{Q}_{paroi}					

Couloir N° II :

2°) Apports dus aux chariots:

$$N_{be} = 2$$

$$\text{Puissance: } 1,92 \text{ kw} = N$$

$$\text{Temps de service : } 10 \text{ min/h} =$$

$$\dot{Q}_{ch} = 860 \times N \cdot H = 2.860 \cdot 1,92 \cdot \frac{10}{60} = 550 \text{ kcal.}$$

3°) Apports dûs à l'éclairage :

$$\text{Puissance : } 40 \text{ w/lampe} = N = 40 \times 16 = 0,64 \text{ kw}$$

Nbre de lampe : 16

Temps de service : 10 mn/h = H.

$$\dot{Q}_{ec} = 860 \cdot N \cdot 4 = 860 \times 0,64 \cdot \frac{10}{60} = 91 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale :

$$\dot{Q}'_t = \dot{Q}_{paroi} + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ec} = 938 + 550 + 91 = 1579 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_t = 0,1 \dot{Q}'_t + \dot{Q}'_t = 1737 \text{ kcal/h.}$$

Couloir N° III

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

$$H = 75 \%$$

$$h = 3 \text{ m}$$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois

	S	ΔT	S ΔT	K	KS ΔT
Sol	32x2,8 = 89,6	10 -(1)	806,4	0,36	290
Plafond	89,6	30 -(1)	2598	0,25	650
N	3 x 32 = 96	25 -(1)	2304	0,25	576
S	4 x 3 = 12	1 -(-10)	132	0,124	-17
S	21 x 3 = 63	1 -(-25)	1638	0,124	-203
S	7 x 3 = 21	(1) - (0)	21	0,25	- 5
E	2,8 x 3 = 8,4	25 - (1)	201,6	0,25	50
O	8,4	25 - (1)	201,6	0,25	50
Total : 1391 bcal/h = Q_{paroi}					

2°) Apport dûs aux charriots :

$$N_{be} = 1$$

$$\text{Puissance} : 1,92 \text{ kw} = N$$

$$\text{temps de service} : 10 \text{ mn/h} = H$$

$$Q_{ch} = 860 \cdot N \cdot H = 860 \times 1 \times 1,92 \times \frac{10}{60} = 275 \text{ kcal/h.}$$

3°) Apport dûs à l'éclairage :

Puissance : 40 w/lampe = /N = 40 x 8 = 0,32 kw

Nbe de lampe : 8

tps de service : 10 mn/h = H.

$$\dot{Q}_{ec} = 860 \cdot N \cdot H = 860 \times 0,32 \times \frac{10}{60} = 45 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale :

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{paroi} + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{ec} = 1391 + 275 + 45 = 1711 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_t = 0,1 \dot{Q}_t + \dot{Q}_t = 1882 \text{ kcal/h}$$

Chambre d'emballage du poisson congelé :

$T_i = - 5^{\circ}\text{C}$

$H = 90 \%$

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

$h = 4,5 \text{ mm}$

1°) Déperditions par transmission à travers les parois :

	S	AT	SAT	K	KSAT
Sol	8 x 8 = 64	20 - (-5)	600	0,42	67,2
Plafond	64	30 - (-5)	2240	0,24	278
N	4x4,5=18	25 - (-5)	540	0,24	67
N	I8	(+1) - (-5)	72	"	10
S	2,5x4,5=11,25	(+1) - (-5)	45	"	6
S	5,5x4,5=24,75	30 - (-5)	866	"	107
E	5x4,5=22,5	(-5) - (-25)	450	"	-56
E	3x4,5= 13,5	(-5) - (-18)	175,5	"	-22
O	8x4,5=36	25 - (-5)	1080	"	134

Total : 1196 kcal/h = Q_{paroi}

2°) Chaleur due aux chariot :

$N = 1,92 \text{ Kw}$

Nombre de chariot : 2

Travail durant : 15 mn/h. = H

$Q_{\text{ch}} = 860 \cdot N \cdot H = 2 \times 1,92 \times 15 \times 860 = 825 \text{ kcal/h.}$

3°) Apports dus à l'éclairage :

Puissance: 40 W / lampe .

Nbre de lampes: 14.

$N = 14 \cdot 40 = 0,56 \text{ Kw}$

H = temps de service : 30 mn / h .

$Q = 860 \times N \times H = 860 \times 0,56 \times 1 = 240 \text{ kcal/h.}$

Production frigorifique totale :

$Q'_t = Q_{\text{paroi}} + Q_{\text{ch}} + Q_{\text{éc}} = 1196 + 825 + 240 = 2261 \text{ kcal/h.}$

$Q_t = 0,10 \cdot Q'_t + Q'_t = 2487 \text{ kcal/h}$

Réception

$$T_i = 0^\circ\text{C}$$

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

$$H = 75 \%$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

1°) Déperditions par transmissions à travers les parois :

	S	Δ T	S	Δ T	K	KS Δ T
Sol	$14,5 \times 10 = 145$	$10 - (0)$	1450		0,36	522
Plafond	145	$30 - (0)$	4350		0,25	1087
Mur						
N	$7 \times 4,5 = 31,5$	$0 - (-4)$	126		0,124	-18
N	$7,5 \times 4,5 = 33,75$	$25 - (0)$	843,75		0,25	210
S	$14,5 \times 4,5 = 65,25$	$(0) - (-1)$	65,25		0,25	-16
E	$10 \times 4,5 = 45$	$25 - (0)$	1125		0,25	281
O	45	$61 - (0)$	0		0,25	0
Total = 2082 kcal/h Q paroi						

1°) Apports dus aux chariots :

Nombre = 4

Puissance : 1,92 kw = N

temps de service : 20 mn/h = H

$$Q_{ch} = 860 \cdot N \cdot H = 860 \times 1,92 \times \frac{20}{60} = 2201 \text{ kcal/h.}$$

2°) Apports dûs à l'éclairage :

Puissance : 40 w/lampe. $N = 40 \times 8 = 0,32 \text{ kw}$

Nombre de lampe

temps de service : 20 mm/h = H

$$Q_{ec} = 860 \cdot N \cdot H = 860 \times 0,32 \times \frac{20}{60} = 92 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale :

$$Q_t' = Q_{paroi} + Q_{ch} + Q_{ec} = 2098 + 2201 + 92 = 4391 \text{ kcal/h}$$

$$Q_t = 0,2 \cdot Q_t + Q_t' = 4830 \text{ kcal/h.}$$

Magasin de glace : avec capacité de 100 t (réservé en cas de panne de la machine)

$$T_i = - 4^{\circ}\text{C}$$

$$H = 95 \%$$

hauteur: 4,5 m

1°) Déperdition par transmission à travers le parois :

	S	ΔT	S ΔT	K	KS ΔT
Sol	10 x 4 = 40	20 -(-4)	960	0,42	403
Plafond	40	30 -(-4)	1360	0,124	168
Mur:					
N	10x4,5 = 45	25 -(-4)	1305	0,124	161
S	45	(+0) -(-4)	135	0,124	17
E	11x4,5 = 18	25 -(-4)	522	0,124	64
O	2,5x4,5 = 11,25	(+1) -(-4)	33,75	0,124	5
O	1,5x4,5 = 6,75	25 -(-4)	195,75	0,124	24
Total :					842 kcal/h = Q_{paroi}

* Apports dus aux chariots : négligeable

* Apport dus à l'éclairage : négligeable

Bilan général :

$$\dot{Q}_t = Q_p \cdot 0,10 + Q_p = 926 \text{ kcal/h.}$$

Chambre de stockage intermédiaire :

$T_i = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

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

$H = 80 \%$

$h = 4,5 \text{ m}$

1°) Déperdition par transmission à travers les parois :

	S	ΔT	S ΔT	K	K S ΔT
Sol	10 x 10 = 100	10 -(0)	1000	0,36	360
Plafond	100	30 -(0)	3000	0,25	750
Mur					
N	3 x 4,5 = 13,5	(0)-(-4)	54	0,124	-7
N	7 x 4,5 = 31,5	(+1)-(0)	31,5	0,25	8
S	3 x 4,5 = 13,5	(+1)-(0)	13,5	0,25	3
S	7 x 4,5 = 31,5	0 - (-1)	31,5	0,25	-8
E	45	(0) - (0)	0	0,25	0
O	5 x 4,5 = 22,5	(0)-(-25)	562,5	0,124	-69
O	22,5	(0)-(-18)	405	0,124	-50
Total :					1008 kcal/h = \dot{Q}_{paroi}

3°) Refroidissement du poisson à congeler : de + 10°C à + 4°C.

$$Q_3 = m C_{\text{pois}} \Delta t = 15.000 \times 0,8 \times 6 = 72000 \text{ kcal/j}$$

$$\text{On 1 heure } Q_3 = \frac{72.000}{24} = 3000 \text{ kcal/h}$$

Production frigorifique totale :

$$Q_t^c = Q_{\text{paroi}} + Q_{\text{ch}} + Q_{\text{ec}} + Q_3 = 1008 + 1238 + 172 + 3000 = 5418 \text{ kcal/h}$$

$$Q_t = 0,1 + Q_t^c + Q_t^e = 5960 \text{ kcal/h}$$

Tableau récapitulatif

Locaux	Production frigo- rifique $Q_T/24k$	Puissance frigorifique (fg/h)
Tunnel de congélation (-25°C)	3482040	193446
Chambre pour le stockage du poisson congelé (-18°C)(I)	163896	9105
" (II)	153768	8542
" (III)	168552	9364
Chambre d'emballage du poi- sson congelé (-5°C)	59688	3316
Chambre de réfrigération du poisson (-1°) (I)	709464	39414
" (II)	727992	40444
Chambre de stockage inter- mediaire (0°C)	130032	7224
Magasin de glace (-4°C)	2224	1234
Réception (0°C)	115920	6440
Couloir (I) (+1°C)	62568	3476
Couloir II (+1°C)	41688	2316
Couloir III (+1°C)	45168	2509

CALCUL DES ECHANGEURS DE CHALEUR
(Condenseurs - Evaporateurs)

NOTATIONS

- Cp : chaleur spécifique en kcal/kg °C
D₁ : Diamètre intérieur du tube en mètre
D₂ : Diamètre extérieur du tube en mètre
e : épaisseur du tube en mètre
g : accélération de la pesanteur m/h²
h, i : enthalpie
K : coefficient de transmission global de la chaleur en kcal/m².h.°C
K₁ : coefficient de transmission de la chaleur de l'eau aux tubes en kcal/m².h.°C.
K₂ : coefficient de transmission de la chaleur des tubes au fréon (en condensation) en kcal/m².h.°C.
l : longueur des tubes en mètre.
m : débit massique de l'eau en l/h
r : chaleur de condensation en kcal/kg.
Pr : nombre de Prandtl.
Re : nombre de Reynolds.
S : surface d'échange en m².
St : nombre de Stanton.
t_o : température d'évaporation du fluide frigorigène en °C.
t_c : température de condensation du fluide frigorigène en °C.
t_e : température d'entrée de l'eau dans les tubes en °C.
t_s : température de sortie de l'eau dans les tubes en °C.
t_p : température de la paroi extérieures des tubes en °C.
V_e : vitesse de l'eau dans les tubes en m/h.

ALPHABET GREC :

- ∅ : chaleur échangée le long de la surface S en kcal/h.
λ : coefficient de conductibilité thermique du matériau constituant les tubes (cuivre) en kcal/m.h.°C.
λ_e, λ_f : coefficient de conductibilité thermique de l'eau, du fréon en kcal/m.h.°C.

- ρ_e : masse volumique de l'eau en kg/m^3 .
 μ_e : viscosité dynamique de l'eau (kg/m.h)
 μ_f : " " du fréon (kg/m.h)
 ρ_f : masse volumique du fréon en (kg/m^3)

Tableau des constantes physiques.

Avant d'aborder le calcul du condenseur, j'ai d'abord relevé sur les tables thermodynamiques les constantes physiques du fluide frigorigène (R12) et ceux de l'eau

Ces constantes ont été relevée pour la température moyenne de fluides.

Remarque:

N'ayant pas pu avoir les constantes physiques de l'eau de mer, j'ai considéré celle-ci comme étant de l'eau usuelle.

$$T_{\text{moy eau}} = \frac{31 + 25}{2} = 28^{\circ}\text{C}$$

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

- Pour l'eau :

T (°C)	ρ (kg/m ³)	λ_e ($\frac{\text{kcal}}{\text{m.h.}^{\circ}\text{C}}$)	μ_e ($\frac{\text{kg}}{\text{m.h}}$)	c_p ($\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$)
28	995,16	0,520	2,73	1

- Pour le R 12:

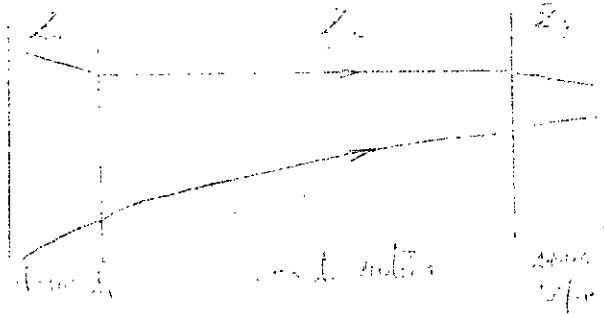
T (°C)	ρ_f	λ_f	μ_f	r ($\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$)
35	1255	0,0599	0,669	32

Variation de la conductivité du cuivre avec la température

T (°C)	0°C	100 °C
λ	334 (kcal/mh °C)	324 (kcal/mh °C)

Le Condenseur

Le condenseur d'une machine frigorifique est essentiellement un échangeur de chaleur. Il est donc primordial qu'il possède un bon coefficient global de transmission thermique k .



On voit donc qu'il y a 3 zones fonctionnelles.

- 1°) Zone 1 : l'échange se fait entre de la vapeur surchauffée à l'eau.
- 2°) Zone 2 : l'échange se fait entre la vapeur condensante et l'eau.
- 3°) Zone 3 : l'échange se fait entre le liquide condense et l'eau.

Les conditions de transfert du flux calorifique seront différentes dans chaque zone donc k a une valeur propre (k_1, k_2, k_3), dans chacune de celle-ci.

En fait, ceci est simplifié par les constructeurs d'appareils par l'adoption d'un coefficient pratique moyen de transmission de chaleur compte tenu du fait que les échanges de chaleur dans les zones 1 et 3 sont faibles par rapport à celle évacuée dans la zone 2.

On calculera donc le coefficient global de transmission dans la zone 2, et la surface d'échange sera majorée par un coefficient de 1,1. Le médium étant l'eau, qui agit par chaleur sensible (élévation de température).

Ce condenseur, à chaleur sensible, à eau peut être :

- 1°) - à immersion.
 - 2°) - à double-tube et contre courant.
 - 3°) - à faisceau - multitubulaires (vitesse de l'eau $V_{\text{eau}} = 1 \div 1,5 \text{ m/s}$)
- c'est le 3° condenseur qui a été retenu.

Données :

$$T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_e = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_s = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{cI} = 2q_{om} (h_2 - h_5) = 126228 \text{ kcal/h.}$$

Choix :

Tubes en cuivre 20/24.

Vitesse de l'eau dans les tubes $V_e = 1,5 \text{ m/s} = 5400 \text{ m/h}$

- Calcul de la surface d'échange :

$$\dot{Q}_c = K \cdot S_e \cdot \Delta t \quad \text{d'où} \quad S_e = \frac{\dot{Q}_c}{K \cdot \Delta t}$$

- Calcul de Δt

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

$$\Delta t_{\max} = T_c - T_e = 35 - 25 = 10^\circ\text{C} \quad \text{d'où} \quad t = 6,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\min} = T_c - T_s = 35 - 31 = 4^\circ\text{C}.$$

- Calcul du coefficient global de transmission de chaleur K :

entre 2 fluides à travers une paroi solide, k est donné par la relation :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{e}{\lambda e} + \frac{1}{k_2}$$

a) Calcul de k_1 : (eau - paroi)

$$k_1 = c_p \cdot f \cdot \nu \cdot \Gamma$$

Le nombre de Stanton est donné par la formule :

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

$$Re = \frac{V_e \cdot D_1 \cdot \rho_e}{\mu_e} = \frac{5400 \times 0,02 \times 995,16}{2,73} = 39368.$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_e}{\lambda e} = \frac{1 \times 2,73}{0,520} = 5,25$$

$$\text{d'où} \quad St = 0,023 (39368)^{-0,2} (5,25)^{\frac{-2}{3}} = 9 \cdot 10^{-4}$$

$$\text{d'où} \quad k_1 = 1 \cdot (995,16) (5400) (9 \cdot 10^{-4}) = 4836 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

b) Calcul du coefficient K_2 : (paroi - R_{12}).

Ce coefficient K_2 est donné par la formule :

$$k_2 = 0,725 \left[\frac{\lambda^3 \cdot P^2 \cdot g \cdot r}{N \cdot D_2 \cdot \mu \cdot (T_c - T_p)} \right]$$

où N : nombre de tubes sur la verticale, prenons $N = 20$.

$$T_p = \frac{1}{2} \left[\frac{T_e + T_s}{2} + T_c \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{28 + 31}{2} + 35 \right] = 32,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$K_2 = 0,725 \left[\frac{0,0599^3 \times 1255^2 \times 3600^2 \times 10 \times 32}{20 \times 0,024 \times 0,669 \times 2,75 \times 32,25} \right] = \frac{1}{4} \times 814 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}.$$

c) Calcul du coefficient global k :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{4836} + \frac{0,004}{330} + \frac{1}{814}$$

$$\text{d'où } k = 690 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

d) Calcul de la surface d'échange :

1) Pour le condenseur raccordé aux compresseurs (I)

$$S_1' = \frac{\dot{V} \cdot c_I}{k \cdot \Delta t} = \frac{126228}{690 \times 6,5} = 28,14 \text{ m}^2.$$

avec la majoration citée précédemment on adopte

$$S_1 = 1,1 \times 28,14 = 31 \text{ m}^2$$

Longueur des tubes : (1)

On adopte : $X = 8$ voies. et $n = 20$ tubes/voies.

$$L = \frac{S_1}{\pi \times 0,024} = \frac{31}{\pi \times 0,024} = 411 \text{ m d'où}$$

$$l = \frac{L}{8 \times 20} = \frac{411}{160} = 2,56 \text{ m.}$$

- Débit d'eau à faire circuler dans le condenseur

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad \text{avec} \quad t = 6^\circ\text{C} \text{ et } c_p : 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \dot{m} = \frac{P}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{126228}{6 \times 1} = 21038 \text{ l/h}$$

2) Pour le condenseur raccordé aux compresseurs - (II).

$$S'_2 = \frac{\dot{Q}_{cII}}{k \cdot \Delta t}$$

$$\text{avec } \dot{Q}_{cII} = 2 (4182) (161,2 - 126,8) = 287721 \text{ kcal/h.}$$

$$S'_2 = \frac{287721}{690 \times 6,5} = 64 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } S_2 = 64 \times 1,1 = 70,4 \text{ m}^2$$

Longueur des tubes : (1)

On adopte $x = 12$ voies et $n = 20$ tubes/voies.

$$L = \frac{S_2}{n \times 0,024} = \frac{70,4}{20 \times 0,024} = 930 \text{ m} \quad \text{d'où}$$

$$l = \frac{L}{12 \times 20} = \frac{930}{240} = 3,875 \text{ m.}$$

- Débit d'eau à faire circuler dans le condenseur.

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \implies \dot{m} = \frac{P}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{287721}{6 \times 1} = 48000 \text{ l/h}$$

EVAPORATEURS

Pour les évaporateurs, 3 sortes de ceux-ci ont été choisis.

- Évaporateurs muraux (chambres de réfrigération du poisson) à circulation d'air forcée.
- Évaporateurs portés sur un faux plafond (tunnel de congélation) à circulation d'air forcée.
- Évaporateurs plafonniers (pour le restant des locaux) à circulation d'air naturelle.

Ces évaporateurs étant tous à tubes ailettés.

- Calcul des surfaces d'échange :

$$S = \frac{\dot{Q}_0}{K \cdot \Delta t_m}$$

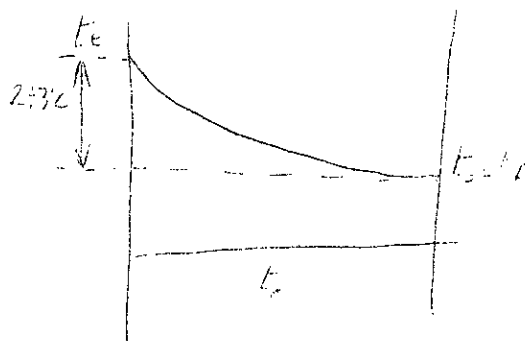
a) Détermination de Δt_m

L'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur a lieu entre un fluide se vaporisant à température constante t_0 et un fluide (liquide ou gaz) se refroidissant de t_e à t_s . La quantité de chaleur absorbée sans forme latente par le fluide frigorigène se vaporisant est fournie sans forme sensible par le fluide à refroidir.

Mais lorsque l'un des fluides participant à l'échange thermique est justement l'ambiance dans laquelle est placé l'échangeur thermique (cas des évaporateurs refroidisseurs d'air), la détermination de l'écart moyen de température introduit dans le calcul une température qui ne représente pas la température de l'ambiance où fonctionne cet appareil. Il est donc logique, pour l'étude d'un évaporateur refroidisseur d'air, d'utiliser pour la détermination de la surface d'échange à donner à l'appareil un écart t qui représente la différence entre la température de la chambre froide et la température, d'évaporation du fluide frigorigène, ce qui implique.

$$t = t_F - t_0$$

Mais en pratique, on considère l'entrée de l'air à l'évaporateur à une température : $t_e = t_F + (2 \pm 3^\circ\text{C})$. Et la température à la sortie de l'évaporateur $t_s = t_F$ ce que schématiquement il est représenté par la figure ci-dessous:



$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

avec $\Delta t_{\max} = t_e - t_o$
 $\Delta t_{\min} = t_s - t_o.$

b) Détermination de k :

Le RAPIN donne :

Circulation d'air naturelle	tubes ailettés	6 à 8
Circulation d'air forcée	tubes ailettés	14 à 20

k choisi :

circulation d'air naturelle : 7

circulation d'air forcée : 17

Connaissant k, Δt_m et ϕ_o de chaque local, on dresse un tableau donnant la surface d'échange de chaque évaporateur.

locaux	Surface m ²
Tunnel de congélation	1896
Chambre à T° = - 18°C (I)	88,3
Chambre à T° = - 18°C (II)	82,7
Chambre à T° = - 18°C III	90,7
Chambre à T° = - 5°C	79
Chambre à T° = - 1°C (I)	234
Chambre à T° = - 1°C (II)	240
Chambre à T° = 0°	65,8
Réception	73,8
Chambre à T° = - 4°C	22,3
Couloir (I)	36,5
Couloir (II)	24,3
Couloir (III)	26,3

Remarque : Dans le tunnel de congélation il sera placé 6 évaporateurs de surfaces 316 m² chacun.

Tracé du Cycle (I)

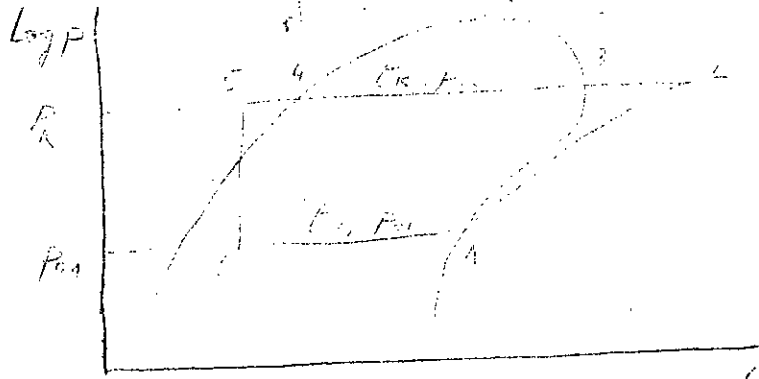
(compresseur monoétagé)

T° condensation : 35°C

T° évaporation : -10°C

Amplitude du sous refroidissement : 5°C

Fluide frigorigène : Fréon 12.



Point	Enthalpée		Volume massique (m ³ /kg)	T°. (°C)	Pression (bar)
	(kJ/kg)	kcal/kg			
1	650	155,5	0,084	- 10	2,2
2	676	161,7	0,038	44	8,4
3	670	160		35	8,4
4	535	128		35	8,4
5	529	126,5		30	8,4
6	529	126,5	0,018	- 10	2,2

- Caractéristiques du compresseur -

Soit à déterminer les dimensions principales du compresseur fonctionnant au R 12 au régime.

$$T^{\circ} \text{ d'évaporation} = - 10^{\circ}\text{C}$$

$$T^{\circ} \text{ de condensation} : + 35^{\circ}\text{C.}$$

et avec une puissance frigorifique de 103895 fg/h.
valeur arrondie à 104000 fg/h.

Dans un but économique, au lieu de placer en réserve (cas où le 1^{er} compresseur tombe en panne), un autre compresseur de cette taille.

On a choisi 2 compresseurs avec une puissance frigorifique $\dot{Q}_0 = 52000 \text{ kg/h}$ chacun et je placerai en réserve un seul compresseur ayant la même puissance que les 2 autres.

Pour entreprendre cette résolution, il faut faire certaines hypothèses.

A partir d'expériences allemandes sur les compresseurs travaillant au R 12

η_v et η_m sont en fonction de $\left(\frac{P_k}{P_0} \right)$.

$$\text{ainsi pour } \frac{P_k}{P_0} = 3,8 \quad \text{alors } \eta_v = 0,85 ; \eta_m = 0,9$$

de plus $\eta_i = 0,8$

Calculs

- Production frigorifique par kg :

$$q_{om} = h_1 - h_6 = 155,5 - 126,5 = 29 \text{ kcal/kg.}$$

- Production frigorifique par m^3 aspiré :

$$q_v = \frac{h_1 - h_6}{v_1} = \frac{29}{0,034} = 845 \text{ kcal/m}^3$$

- Débit massique du fluide à déplacer.

$$q_m = \frac{\dot{Q}_0}{q_{om}} = \frac{52\,000}{29} = 1793 \text{ kg/h}$$

- Volume aspiré :

$$V_a = \frac{q_m}{q_{ov}} = \frac{52\,000}{345} = 150,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Volume balayé ou débit volumique :

$$V = \frac{V_a}{\eta_v} = \frac{150,7}{0,85} = 177,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Coefficient de performance frigorifique :

$$= \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} = \frac{q_{om}}{W_c} = \frac{29}{6,2} = 4,83$$

- Production frigorifique spécifique théorique :

$$K_{th} = 860 = 860 \times 4,83 = 4153,8 \text{ kcal/kwh.}$$

- Production frigorifique spécifique indiquée :

$$K_i = \eta_i \cdot K_{th} = 0,8 \times 4153,8 = 3323 \text{ kcal/kwh.}$$

- Puissance indiquée

$$P_i = \frac{\dot{Q}_0}{K_i} = \frac{52\ 000}{3323} = 15,6 \text{ kw}$$

- Puissance absorbé sur l'arbre :

$$P = \frac{P_i}{\eta} = \frac{15,6}{0,9} = 17,33 \text{ kw}$$

$$P = 16,4 \times 1,36 = 23,5 \text{ CV}$$

La puissance donnée par le constructeur d'un compresseur: de puissance frigorifique : 52 000 fg/h

T° évap : - 10°C

T° cond : 35°C

et de 23,3 CV.

La différence se fait très minime, on choisit donc le compresseur suivant :

Compresseur COMEF du Type 6 CF 80

Caractéristiques techniques :

	Nombre :	6
	clésage ϕ (mm)	80
Cylindres	Course en (mm)	70
	Vitesse de rotation pour la puissance considérée	1450 t/mn.

Tracé du cycle (II)

(Compresseur biétagé)

T° condensation : 35 °C

T° évaporation : - 30 °C

Aplitude du sous refroidissement : 5 °C

Fluide frigorigène : Fréon 12.

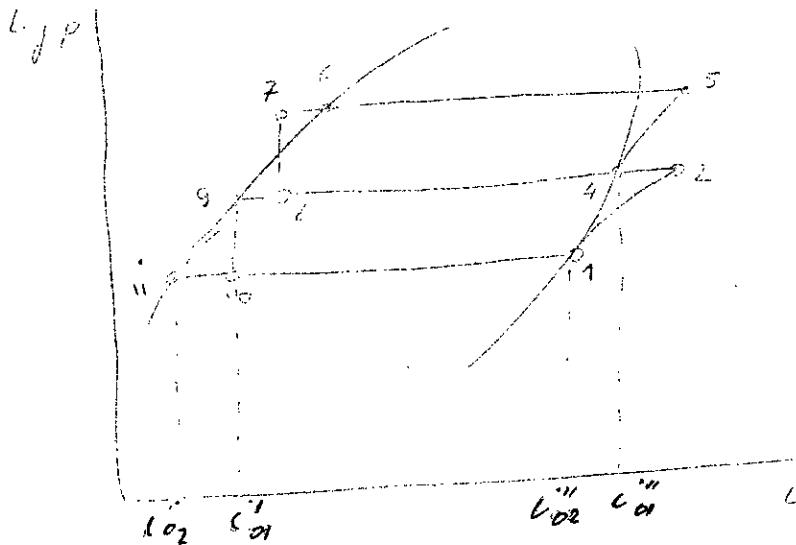
avec une puissance frigorifique de 219 457 fg/h,
valeur arrondie à 220 000 fg/h.

Dans le même but que pour le compresseur monoétagé, on choisit 2 compresseurs
de puissance frigorifique $\phi_o = 110\ 000$ fg/h.

$$\frac{P_K}{P_o} = 7,63$$

d'où $\gamma_m = 0,85$

de plus $\gamma_i = 0,8$



$$P_{01} = P_{02} \cdot P_K = 1,1 \times 8,4 = 3 \text{ bars}$$

Point	Enthalpie		Volume massique m ³ /kg	T° (°C)	Pression (kar)
	kJ/kg	kcal/kg			
1	640,5	153,2	0,16	- 30	1,1
2	660	157,8		8	3
4	655	156,7	0,064	- 1	3
5	674	161,2		42	8,4
6	535	127,9		35	8,4
7	530	126,8		30	8,4
8	530	126,8		- 1	3
9	500	119,6		- 1	3
10	500	119,6		- 30	1,1
11	472	113.		- 30	1,1

Calculs

- Production frigorifique par kg:

$$q_{om} = i_1 - i_{10} = i''_{02} - i'_{01} = 153,2 - 119,6 = 33,6 \text{ kcal/kg.}$$

- Débit massique à déplacer par l'étage HP :

$$G = \frac{\dot{V} (i_2 - i'_{01})}{(i''_{01} - i_8)(i''_{02} - i'_{01})} = \frac{110\,000 (157,8 - 119,6)}{(156,7 - 126,8) (153,2 - 119,6)}$$

$$G = 4182 \text{ kg/h.}$$

- quantité évaporé dans le récipient par kg :

$$x = \frac{i_2 - i''_{01}}{i_2 - i'_{01}} = \frac{157,8 - 156,7}{157,8 - 119,6} = 0,028$$

- Débit massique à envoyer à l'évaporateur :

$$G_2 = (1 - x) G (1 - X_1) \quad \text{avec } X_1 = 0,2$$

$$G_2 = (1 - 0,028) \cdot (4182) (1 - 0,2) = 3252 \text{ kg/h.}$$

- Puissance totale

$$P_{HP} = G (i_5 - i_4) = G (i_5 - i''_{01})$$

$$P_{HP} = 4182 (161,2 - 156,7) = 18819 \text{ kcal/h}$$

$$P_{BP} = G_2 (i_2 - i_1) = G_2 (i_2 - i''_{02})$$

$$P_{BP} = 3252 (157,8 - 153,2) = 14959 \text{ kcal/h.}$$

$$P = P_{HP} + P_{BP} = 18819 + 14959 = 33778 \text{ kcal/h.}$$

$$P = \frac{33778}{860} = 39,2 \text{ kw}$$

$$P = 39,2 \times 1,36 = 53,3 \text{ CV.}$$

- Puissance absorbée sur l'arbre :

$$P_i = \frac{P}{\eta_i} = \frac{53,3}{0,8} = 66,6 \text{ CV.}$$

$$P_{abs} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{66,6}{0,85} = 78 \text{ CV.}$$

N'ayant pas pu avoir de catalogue sur les compresseurs biétages, le type de ce compresseur ne sera pas donné.

CHOIX des POMPES, GENERATEURS DE GLACE, MOTEURS.

I) Pompes

1°) Pour l'installation à : (A)

T° évap : - 30°C

T° cond : + 35°C

Une pompe permettant un débit de 48 00 l/h dans le condenseur.

2°) Pour l'installation à : (B)

T° évap : - 10°C

T° cond : 35°C

Une pompe assurant un débit de 21100 l/h. dans le condenseur.

II) Générateurs de glace :

On installera deux générateurs de glace produisant chacun 17 t de glace par jour.

III) Moteurs d'entraînement :

1°) Pour l'installation : (A)

- moteur électrique.

- Fréquence 50 Hz

- Puissance à l'arbre 78 CV.

- démarrage à résistance.

2°) Pour l'installation : (B)

On prendra un moteur du même caractéristique que plus haut sauf la puissance, elle sera de 23,5 CV.

IV) Groupe électrogène :

Ce groupe doit assurer la puissance électrique nécessaire en cas de panne d'énergie.

Il doit fournir une puissance de :

$$P = (78 + 23,5) + (78 + 23,5) \times 0,15 = 116,7 \text{ CV}$$

et son moteur diesel aura une puissance de :

$$P = \frac{116,7}{0,95} = 122. \text{ CV}$$

- R E G U L A T I O N -

But : C'est maintenir automatiquement à une valeur déterminée, une grandeur physique (Température ou hygrométrie) soumise à des variations (pertes ou apports calorifiques)

Principe : - Mesurer de façon continue la valeur réelle de la grandeur physique à régler.

- La comparer à celle de consigne.

- s'il existe un écart entre la mesure et la consigne, la grandeur de réglage agira de manière à annuler l'écart initial.

Afin d'assurer une température convenable et un état hygrométrique précis dans chaque chambre froide pour ne pas altérer l'état des produits qui y sont entreposés, on a utilisé les appareils de régulation essentiels suivants:

a) Détendeur thermostatique:

Cet organe permet d'assurer le dosage du fluide liquide à admettre dans l'évaporateur. Il permet également le passage du fluide de la HP à la BP.

b) Vanne solénoïde :

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

c) Thermostat d'ambiance

Cet organe contrôle surtout la température ambiante de la chambre la chambre froide. Il utilise la dilatation des métaux en fonction de la température afin de permettre le contact d'un courant électrique.

d) Le dégivrage est assuré au moyen d'une pendule, qui plusieurs fois par jour mettra la résistance électrique sous tension et par effet Joule, le givre fond.

e) Les vannes de réglage assurent le débit de fluide pour chaque chambre froide.

f) les vannes à pression constante permettent de maintenir à la même pression les gaz qui retournent vers le compresseur.

- g) les clapets anti-retour laissent passer le fluide frigorigène dans un sens unique.
- h) les filtres sont lavables et permettent d'enlever les impuretés.
- i) les pressostats HP et les pressostats BP servent de sécurité contre une surpression et un "manque" de pression.
- j) En cas de panne du compresseur en marche, les vannes à action brusque permettent la mise en marche du compresseur de secours. En fonctionnement, l'une d'elles est fermée pendant que l'autre est ouverte.
- k) Les hygrostats pour maintenir l'humidité voulue.

- CONCLUSION -

Avant d'entamer mes calculs, j'ai essayé de rassembler le plus d'informations possible sur les méthodes de calcul utilisées actuellement dans l'industrie du froid.

Le but de cette étude était de définir les caractéristiques thermiques du matériel qui sera utilisé, c'est dans cet esprit que je me suis rapproché le plus de la réalité en profitant de l'expérience des autres surtout dans le choix de certains paramètres.

J'aurai voulu donner un aperçu sur le coût de l'installation par une étude technico-économique, mais cela nécessiterait une durée d'étude plus longue.

Supplément :

Le tunnel de congélation a été dimensionné avant de faire le choix des évaporateurs, or il faut prévoir un faux plafond qui portera les évaporateurs donc la hauteur du tunnel sera entre sol et le faux plafond 2m et entre le faux plafond et le plafond : 1,5m.

Donc les déperditions déjà calculées ne seront pas rigoureusement exactes.

- BIBLIOGRAPHIE -

- .P.J.RAPIN : - Installations frigorifiques (Tome 1 et 2).
 - Formulaire du froid.
- .G.VASSOGNE : Machines frigorifiques.
- .BROWN & Associates : Unit Operations.
- Techniques de l'ingenieur : Mécanique et chaleur (Tome 3)
- Documentations (par l'intermediaire de la SMIIT) (Dagard; COMEF).

