

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

*MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE*

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'étude

*En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie
mécanique*

THÈME

**ETUDE ET OPTIMISATION D'UNE
CHAMBRE FROIDE A
REFRIGERATION**

Proposé et dirigé par :

M. MADANI

Etudié par :

Nacer ABAS

Promotion 2007



Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A la lumière de ma vie, a mes parents. J'espère qu'ils trouveront ici le fruit de leurs sacrifices pour moi.

A mes soeurs : Fatma, Samia et Sabrina.

A ma tante Farida.

A la mémoire de mon grand père, que Dieu l'accueille dans son vaste paradis.

A mes amis de la promotion

Nacer

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes remerciements à mon promoteur Monsieur MADANI, pour ses conseils.

Mes sincères remerciements à Monsieur BENNOUR et ATEBATA dont les conseils m'ont été d'une aide précieuse.

Mes remerciements également à tous les enseignants qui ont participé à ma formation, à tous les employés de la bibliothèque de l'Ecole.

Je tiens également à remercier tous mes amis et mes camarades de la promotion, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

Nacer

المخلص:

الهدف من هذه الدراسة هو تحديد سمك الطبقة العازلة لغرفة تبريد موجهة لتخزين التمرن، ثم حساب الحصييلة الحرارية، و بعد ذلك نقوم باختيار العناصر المكونة لجهاز التبريد.

كلمات المفتاح

التبريد، الغرف الباردة، تحديد الأمتلية.

Résumé

L'objet de cette étude est le calcul de l'épaisseur de la couche isolante d'une chambre froide à réfrigération (Application sur les dattes), puis le calcul du bilan thermique de la chambre froide et la sélection des éléments constituant la machine frigorifique (évaporateur, groupe de condensation et le détendeur).

Mot clé

Réfrigération, chambre froide, optimisation

Abstract

The subject of this study is to calculate the thickness of the insulating layer of a date's cold store, and then the heat balance then, a selection of the elements of the refrigeration system is made.

Key worlds

Refrigeration, cold store, optimization.

TABLE DE MATIERES

INTRODUCTION GENERALE.....	01
----------------------------	----

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES CHAMBRES FROIDES ET LES MACHINES FRIGORIFIQUES

I.1. définitions.....	03
I.2. Production de froid.....	03
I.2.1. Rappels sur les cycles (le cycle idéal de Carnot)	03
I.2.2. Les cycles à changement de phases	04
I.3. Chambres froides	05
I.3.1. Définition	05
I.3.2. Classification des chambres froides	05
I.3.3. Construction des chambres froides	05
I.3.3.1. Le sol.....	06
I.3.3.2. Les parois verticales	06
I.3.3.3. Le plafond	06
I.4. Machines frigorifiques	06
I.4.1. Définition	06
I.4.2. Machines frigorifique à compression mécanique de vapeur.....	07
I.4.3. Coefficient de performance (COP)	09
I.4.4. Conditions de fonctionnements et caractéristique d'une machine frigorifique ..	10
I.4.4.1. Température d'évaporation.....	11
I.4.4.2. Température de condensation	11
I.4.4.3. Le sous refroidissement.....	13
I.5. Fluides frigorigènes.....	13
I.5.1. Définition	13
I.5.2. Nomenclature	14
I.5.3. Propriétés des fluides frigorigènes	14
I.5.4. Fluides frigorigène et l'environnement.....	14

CHAPITRE II

ISOLATION DE LA CHAMBRE FROIDE

II.1. Caractéristiques générales des isolants	16
II.2. Les principaux matériaux isolants	16
II.2.1. Le liège.....	16
II.2.2. Le polystyrène.....	17
II.2.3 Le verre cellulaire	17
II.3. Calcul de l'épaisseur de la couche isolante	17
II.4.Construction des parois.....	19
II.5.Evaluation des risques de condensation	20
II.5.1.Parois verticale	21
II.5.1.1. Parois Ouest et Est	22
II.5.1.2. Paroi Sud	23
II.5.1.3. Paroi Nord.....	24
II.5.2. Le plafond	25
Conclusion.....	26

CHAPITRE III

BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

III.1. les charges thermique	27
III.2. Calcul des charges thermiques externes	28
III.2.1. Charge thermique par transmission à travers les parois.....	28
III.2.2. Charge thermique par renouvellement d'air	29
III.2.3. Charge thermique par ouverture des portes.....	30
III.3. Calcul des charges thermiques internes.....	31
III.3.1. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées	31
III.3.1.1. Charge thermique due aux denrées entrantes	31
III.3.1.2. Charge thermique due à la respiration des denrées	31
III.3.2. Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées	32
III.3.2.1. Charge thermique due a l'éclairage	32
III.3.2.2. Charge thermique due aux personnes.....	33
III.3.2.3. Charge thermique lié à l'évaporateur	33
III.3.2.3.1. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs	33
III.3.2.3.2. Charge thermique due aux résistances de dégivrage.....	34
III.4. Application numérique	35
Conclusion	40

CHAPITRE IV

CHOIX DES EQUIPEMENTS DE L'INSTALLATION

IV.1. Choix de l'évaporateur	41
IV.1.1. Généralités sur l'évaporateur	41
IV.1.2. Sélection de l'évaporateur.....	42
IV.1.2.1. Evaporateur assurant le régime permanent	42
IV.1.2.2. Evaporateur assurant le régime transitoire	43
IV.2. Choix du groupe de condensation	44
IV.2.1. Généralités sur les compresseurs	44
IV.2.2. Sélection du groupe de condensation	44
IV.2.2.1. Le groupe assurant le régime permanent	45
IV.2.2.2. Le groupe assurant le régime transitoire	45
IV.3. Choix du détendeur	46
IV.3.1. Généralités	46
IV.3.2. sélection du détendeur	46
IV.3.2.1 détendeur de la machine assurant le régime permanent.....	48
IV.3.2.2. Détendeur de la machine assurant le régime transitoire	48
Conclusion	48

CHAPITRE V

REGULATION DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

V.1. Définition.....	50
V.2. Eléments constituant un automatisme	50
V.2.1. Le détecteur	51
V.2.2. L'émetteur	51
V.2.3 Le transmetteur	51
V.2.4. Le récepteur	51
V.3. Réglage des grandeurs internes	52
V.3.1. Organe de détente	52
V.3.1.1. Détendeur thermostatique à égalisation interne de la pression	52
V.3.1.2. Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression.....	53
V.4. Réglage de la température	54
V.4.1. Thermostat à bulbe	54
Conclusion	56

Conclusion générale.....	57
--------------------------	----

Bibliographie	58
Annexe I	60
Annexe II	61
Annexe III	69
Annexe IV.....	70

TABLE DES FIGURES

Figure.1.1 Exemple de cycles idéaux	4
Figure.1.2. Cycle de Rankine inverse.....	5
Figure.1.3. Schéma de principe d'une machine frigorifique	7
Figure 1.4. Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression de vapeur....	8
Figure.1.5. Représentation du cycle frigorifique.....	9
Figure.1.6. Variation du coefficient de performance d'une machine frigorifique en fonction de T_0 et T_c	10
Figure.1.7. Influence de la température d'évaporation sur les performances d'une machine frigorifique	11
Figure.1.8. Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique	12
Figure.1.9. Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous-refroidissement et la surchauffe	13
Figure.2.1. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers les parois verticales Est et Ouest	22
Figure.2.2. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers la paroi verticale Sud	23
Figure.2.3. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers la paroi verticale Nord	24
Figure.2.4. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers le plafond	26
Figure.3.1. Échanges thermiques provoqués par l'ouverture des portes.....	30
Figure.4.1. Le groupe de condensation sélectionnée.....	46
Figure.5.1. Schéma de principe d'un régulateur	51
Figure.5.2. Schéma de principe d'un détendeur thermostatique à équilibrage interne de la pression.....	53
Figure.5.3. Schéma de principe d'un détendeur thermostatique à équilibrage externe de la pression.....	54
Figure.5.4. Schéma de principe d'un thermostat à bulbe	55

NOMENCLATURE

T = Température de la source froide	(K)
P = Pression	(bar)
Q = Puissance thermique	(kJ)
ρ = Masse volumique	(kg/m ³)
λ = Coefficient de conductivité thermique	(W/m.K)
e = Epaisseur	(m)
h = Coefficient de convection	(W/m ² .K)
k = Coefficient de transmission de la chaleur	(W/m ² .K)
h = Enthalpies	(kJ/kg)
S = Entropie	(kJ/kg.K)
R = Résistance thermique	(m ² .K/W)
i = Flux de vapeur d'eau diffusée	(kg/m ² .s)
R _p = Constante particulière des gaz	(kJ/kg)
D = Coefficient de la diffusion de la vapeur d'eau	(m ² /s)
\dot{Q} = Puissance frigorifique	(kW)
L = Longueur	(m)
l = Largeur	(m)
H = Hauteur	(m)
A = Surface ou air	(m ²)
τ = Le temps	(s)

Indice principaux

tr	=	Transmission à travers les parois.
re	=	Renouvellement d'air.
de	=	Denrées entrant.
op	=	Ouverture des portes.
éc	=	Eclairage.
pe	=	Personnelle.
résp	=	Respiration.
vent	=	Ventilateurs.
dég	=	Dégivrage.
trans	=	Régime transitoire.
perman	=	Régime permanent.
int	=	Puissance frigorifique initiale.
pré	=	Puissance frigorifique prévisionnelle.
abs	=	Puissance absorbée.
int	=	Intérieure.
ext	=	Extérieure.

Facteurs

μ = Facteur de résistance à la diffusion de la vapeur d'eau.

f_1 = Coefficient d'hygrométrie.

f_2 = Coefficient de correction de ΔT .

f_3 = Coefficient du matériau de l'ailette.

f_4 = Coefficient du fluide frigorigène.

ε = Coefficient d'effet frigorifique.

Introduction générale

Introduction générale

Industriellement, le froid est souvent produit par la vaporisation d'un liquide dont les vapeurs doivent être condensées à la température ambiante. La recherche de la puissance frigorifique maximum pour un encombrement minimum, a permis l'évolution constante des matériels utilisés à sa production et la réduction considérable de leurs poids.

L'application du froid s'étend à divers domaines tels que la conservation des denrées alimentaires, l'industrie pharmaceutique, la liquéfaction des gaz.. etc.....

Dans les pays à climat chaud, les pertes de denrées périssables peuvent être très importantes, ce qui d'un côté réduit les revenus des producteurs et de l'autre côté, entraîne à une augmentation des prix des produits sur le marché. Si la production alimentaire est insuffisante, les pertes aggravent la situation.

L'objectif de tout procédé de conservation des denrées, soit par congélation soit par réfrigération, est de prolonger la période de commercialisation des denrées qu'elles soient périssables ou non.

Mais, le problème que pose la conservation des aliments n'est guère simple, surtout dans un pays chaud comme l'Algérie, où il prend une importance particulière. Aussi, l'établissement d'une chaîne de froid depuis la production jusqu'à la consommation s'avère primordial. La réalisation de la chambre froide est le premier maillon de la chaîne du froid.

Or, contrairement à la plupart des autres techniques de conservation des aliments, les procédées frigorifiques peuvent conduire à des coûts élevés si l'on ne prend pas le soin d'optimiser l'installation, c'est-à-dire déterminer les conditions de fonctionnement qui mènent au prix de revient le plus bas. En effet, une installation frigorifique se décompose en deux éléments fondamentaux: la machine frigorifique et l'enceinte isotherme. On peut imaginer que l'enceinte soit correctement isolée et que la puissance de la machine soit minimale, ou inversement. Il est évident que ces deux cas extrêmes conduisent à des prix de revient élevés et qu'il existe un couple <<machine frigorifique-isolation>> pour lequel le prix de revient est relativement bas.

Le but de ce travail est d'étudier une chambre froide destinée à la conservation des dattes, en déterminant (dimensionnant) les principaux éléments d'un système frigorifique, pouvant maintenir une température bien déterminée dans une enceinte donnée. Puis on passera à l'étape de l'optimisation de cette installation.

HISTORIQUE

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : ceux qui

consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les *systèmes mécano-frigorifiques*, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les *systèmes thermo-frigorifiques*.

Parmi les systèmes mécano-frigorifiques on distingue :

- les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- les systèmes utilisant des cycles à gaz.

Une première description du cycle à compression mécanique de vapeur a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans. Mais c'est l'américain Jacob Perkin qui a fabriqué le premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais James Harrison. Ces machines pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, *liquides frigoporteurs*. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique.

Au fil du temps, les composants des systèmes à compression ont, eux aussi, fortement évolué. Ainsi les compresseurs à pistons lourds, lents et encombrants sont remplacés par des machines rapides et légères. De nouveaux types de compresseurs sont successivement apparus : compresseur à vis bi-rotor (1934), compresseur à vis mono-rotor (1967), compresseur spiro-orbital (scroll) (les années 70), compresseurs centrifuges (travaux fondamentaux du français Auguste Rateau - 1890 puis de l'américain Willis Carrier - 1911).

La première machine (cycle à gaz) à air, à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie pour refroidir de la saumure à -7°C . Alexander Kirk réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'année, à partir de 1864, une température de -13°C

Parmi les Systèmes thermo-frigorifiques on distingue :

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et thermochimiques
- les systèmes à éjection

Le père du système à absorption est le français Ferdinand Carré qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.

Les systèmes à absorption et thermochimique apparaissent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20^{ème} siècle.

Le système frigorifique à éjection est entré en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc.

Chapitre I

GENERALITES SUR LES CHAMBRES FROIDES ET LES MACHINES FRIGORIFIQUES

Il existe plusieurs systèmes frigorifiques de production de froid, le plus utilisé est le système frigorifique de compression mécanique de vapeur. Le principe de ce système est de faire circuler un fluide actif (qui est le fluide frigorigène) dans un cycle, appelé cycle frigorifique et de récupérer la chaleur de vaporisation de ce fluide pour produire le froid. Les systèmes frigorifiques à compression mécanique de vapeur sont constitués essentiellement par une machine frigorifique, qui assure la production du froid.

I.1. définitions

- **La réfrigération**

La réfrigération est la technique de conservation des aliments à une température comprise entre 0 et 15°C. On ne change pas l'aspect des aliments. La réfrigération est donc la production de froid à un niveau compris entre 0 et 15°C.

C'est le principe utilisé dans les réfrigérateurs domestiques, en supermarché dans les chambres froides et dans les linéaires de vente.

Il est possible de conserver un aliment plusieurs jours

- **La congélation**

La congélation est la technique de conservation des aliments à une température comprise entre 0 et -18°C. On transforme l'eau contenue dans un aliment en glace. La congélation est donc la production de froid à un niveau compris entre 0 et -18°C.

C'est le principe utilisé dans un congélateur et en supermarché dans certains linéaires (crèmes glacées)

Il est possible de conserver un aliment plusieurs semaines, voire plusieurs mois

- **La surgélation**

La surgélation est une technique de congélation soit à très basse température, soit très rapide. Elle permet au produit une fois décongelé d'avoir des qualités organoleptiques améliorées.

Il est possible de conserver un aliment plusieurs mois.

I.2. Production de froid

I.2.1. Rappels sur les cycles (le cycle idéal de Carnot)

L'étude des machines thermiques permet de tracer les cycles correspondant aux transformations du fluide dans les diagrammes thermodynamiques. Nous pouvons citer

le cycle idéal de Carnot. Les évolutions au sein du cycle de Carnot sont représentées sur la figure 1.1.

Ils existe trois autres cycles idéaux : Les cycles de Stirling, Ericsson et Brayton-Joule dont les caractéristiques sont représentées dans les diagrammes T-S de la figure 1.1.

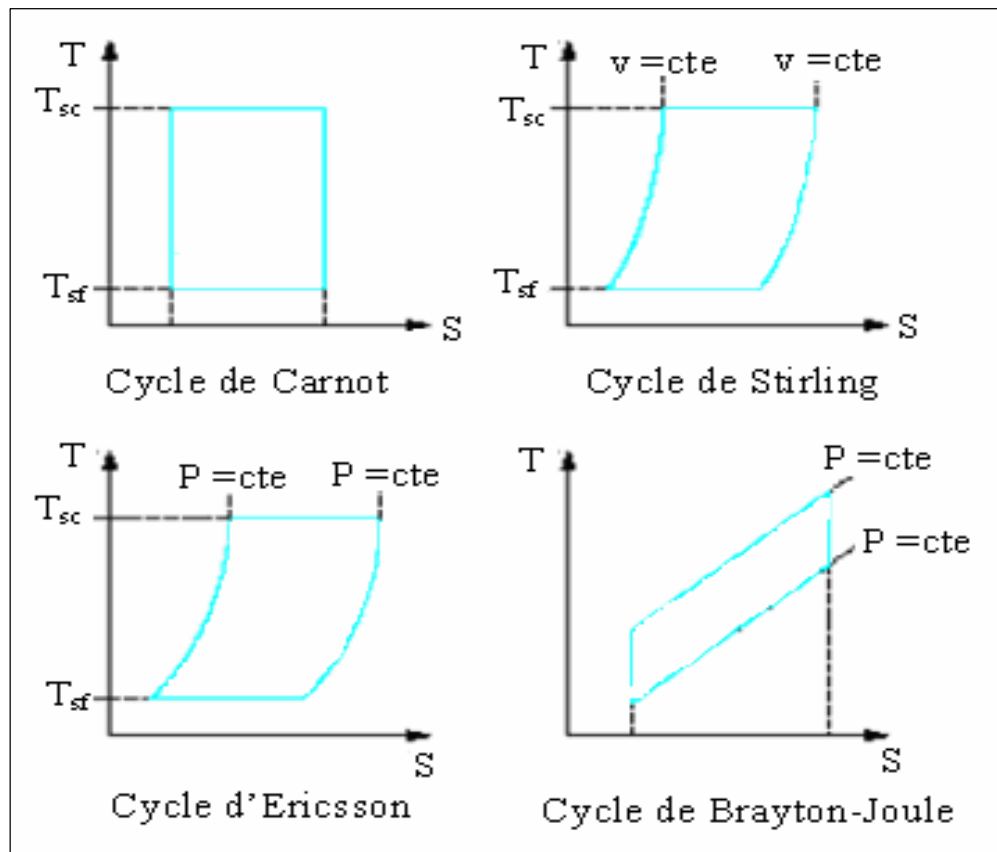


Figure 1.1. Exemple de cycles idéaux [1]

I.2.2. Les cycles à changement de phases

Ces cycles représentent un intérêt majeur car ils utilisent les changements d'état du fluide. Grâce à ce phénomène, nous pouvons récupérer les chaleurs de vaporisation du fluide et travailler à pression constante lors des changements de phases. Parmi ces cycles, on a le cycle à compression de vapeur. Le cycle idéal est connu sous le nom de cycle de Rankine inverse ou cycle de Perkins-Evans, représenté sur la figure 1.2.

Dans la pratique, le système de réfrigération par compression de vapeur comporte deux parties principales :

- le réfrigérateur ou la chambre froide ;
- la machine frigorifique.

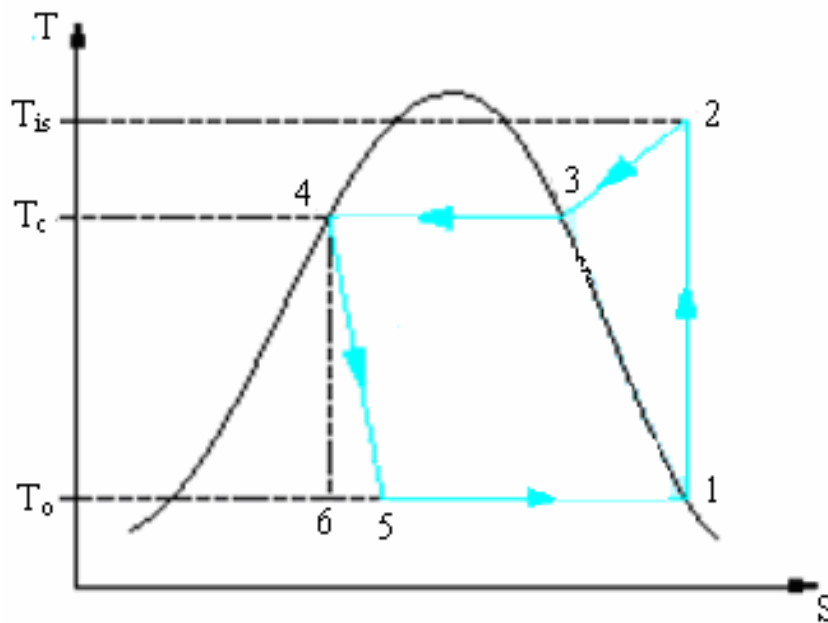


Figure 1.2. Cycle de Rankine inverse [1]

I.3. Chambres froides

I.3.1. Définition

Une chambre froide est une enceinte isolée dans laquelle sont maintenues de basses températures en vue de la conservation des produits alimentaires. L'abaissement de température étant assuré par une machine frigorifique

I.3.2. Classification des chambres froides

La classification des chambres froides peut se faire selon différents critères:

- les dimensions;
- le mode de construction;
- l'utilisation;
- la température intérieure;
- les applications spéciales requises.

I.3.3. Construction des chambres froides

Tous les isolants ont une faible résistance mécanique. Il est donc nécessaire de les protéger contre les chocs occasionnels et les effets de roulement et de poinçonnement (sol).

Il faut aussi protéger l'isolant de la formation de l'eau liquide par un écran pare-vapeur, qu'elle soit le résultat de la condensation de la vapeur d'eau qui peut migrer à travers la paroi, ou provenant du lavage et du dégivrage.

Ces protections dénommées très généralement «revêtements» peuvent aussi, accessoirement jouer un rôle esthétique.

I.3.3.1. Le sol

Le sol doit être préparé à recevoir l'isolant par la réalisation d'une forme en béton maigre, d'une pente généralement de 1 cm / m, puis une couche de pare-vapeur. L'isolant est posé sur l'écran pare-vapeur en deux couches à joints croisés.

Une dalle en béton de gravillons d'une épaisseur minimum de 60 mm, armée d'un treillis soudé, est coulée sur l'isolant. Cette dalle est terminée par une chape d'usure.

Dans le cas des chambres froides à température négative, des précautions doivent être prises contre le gel du sol (réaliser un vide sanitaire).

I.3.3.2. Les parois verticales

Les murs de soutien sont en briques couvertes d'une couche d'enduit de ciment de l'extérieur. L'isolant est posé en couches à joints croisés. La première couche, est collée et maintenue contre la paroi à l'aide de chevilles scellées à celle-ci. La seconde couche est collée et clouée sur la première à l'aide de chevilles en bois dur enfoncées obliquement et à fleur dans l'isolant; une couche d'écran pare-vapeur est appliquée sur l'isolant. Le revêtement intérieur peut être réalisé par une couche d'enduit de ciment grillagé.

I.3.3.3. Le plafond

L'isolant est posé de la même façon que pour les parois verticales, sauf que la seconde couche ne peut pas être chevillée sur la première. Il est donc indispensable de la serrer à l'aide de chevilles plus longues et spécialement prévues à cet effet.

Le revêtement est constitué par un enduit en ciment, armé d'un grillage à grandes mailles. Celui-ci est solidement maintenu par des barrettes de serrage sur la surface de l'isolant.

I.4. Machines frigorifiques

I.4.1. Définition

Une machine frigorifique est un système thermodynamique qui permet le transfert d'une quantité de chaleur (Q_f), soustraite d'une source froide (S_f), à une source chaude (S_c), moyennant une dépense d'énergie mécanique (W), figure.1.3.

Le transfert de chaleur de la source froide, à la température T_f , à la source chaude, à la température T_c , est effectué par un fluide frigorigène qui subit des changements de phase dans le circuit de la machine.

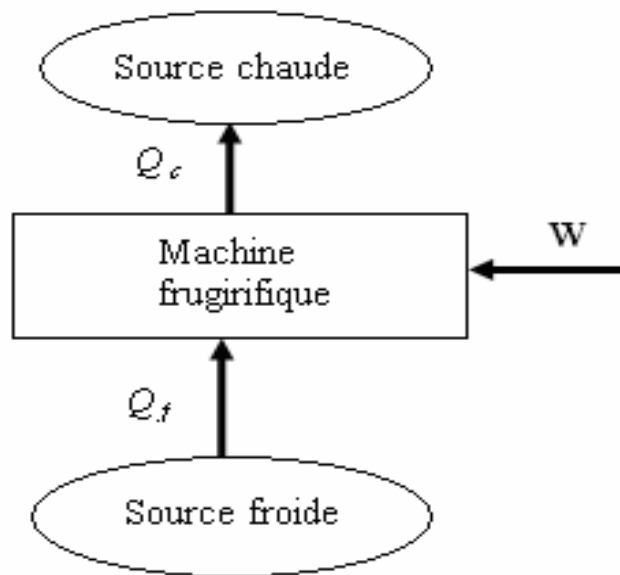


Figure.1.3. schéma de principe d'une machine frigorifique

I.4.2. Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

La machine à un étage de compression, très simple et très symétrique, comprend les éléments suivants :

- L'évaporateur, comme son nom l'indique est le siège de l'évaporation du fluide frigorigène.
- Le compresseur aspire, sous la pression P_0 , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression P_2 .
- Le condenseur ou le frigorigène se condense en cédant la chaleur à la source chaude.
- Le détendeur lamine le frigorigène légèrement sous refroidi, et alimente l'évaporateur sans défaut ni excès.

Dans la réalité, on dispose en général d'une bouteille accumulatrice de liquide à la sortie du condenseur. Cette bouteille permet d'alimenter le détendeur toujours en phase liquide malgré les fluctuations du volume de liquide frigorigène retenu à un moment donné dans les échangeurs. Elle est indispensable pour avoir une réserve de frigorigène dans le circuit sans risque de noyer l'évaporateur figure.1.4.

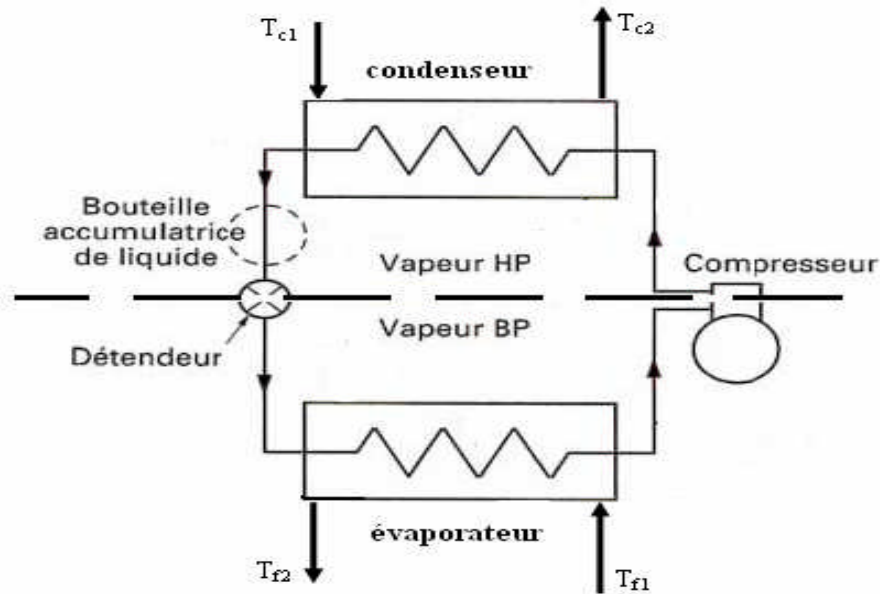


Figure 1.4. Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression de vapeur [3]

Le fluide frigorifique de la machine frigorifique à compression de vapeur (figure.1.4), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit) figure 1.5:

- entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigène est comprimée de P_0 à P_c ; si le compresseur était parfait et fonctionnait isentropiquement, c'est-à-dire adiabatiquement (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversiblement (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentrope $S = \text{constante}$; on atteindrait ainsi le point 2_s;

- entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigène est désurchauffée de T_{2s} à T_c , puis condensée à la température constante T_c , enfin le liquide formé est sous-refroidi de T_c à T_3 ;

- entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se déplace dans la conduite de liquide; sa température continue, généralement, à s'abaisser, de T_3 à T_4 ; son sous-refroidissement augmente;

- entre les points 4 et 5, le liquide frigorigène se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. Le liquide devant nécessairement se refroidir de T_4 à T_0 , une partie de sa masse se vaporise; après la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur est x_5 ;

- entre les points 5 et 6, le frigorigène se vaporise, sous la pression P_0 , à la température T_0 , en produisant le froid utile dans l'évaporateur. La vapeur qui en résulte subira ensuite une légère surchauffe au point 6 toujours sous la pression P_0 dans les derniers éléments de l'évaporateur;

- entre les points 6 et 1, le fluide frigorigène se réchauffe, dans la conduite d'aspiration, de T_6 à T_1 , toujours sous la pression P_0 .

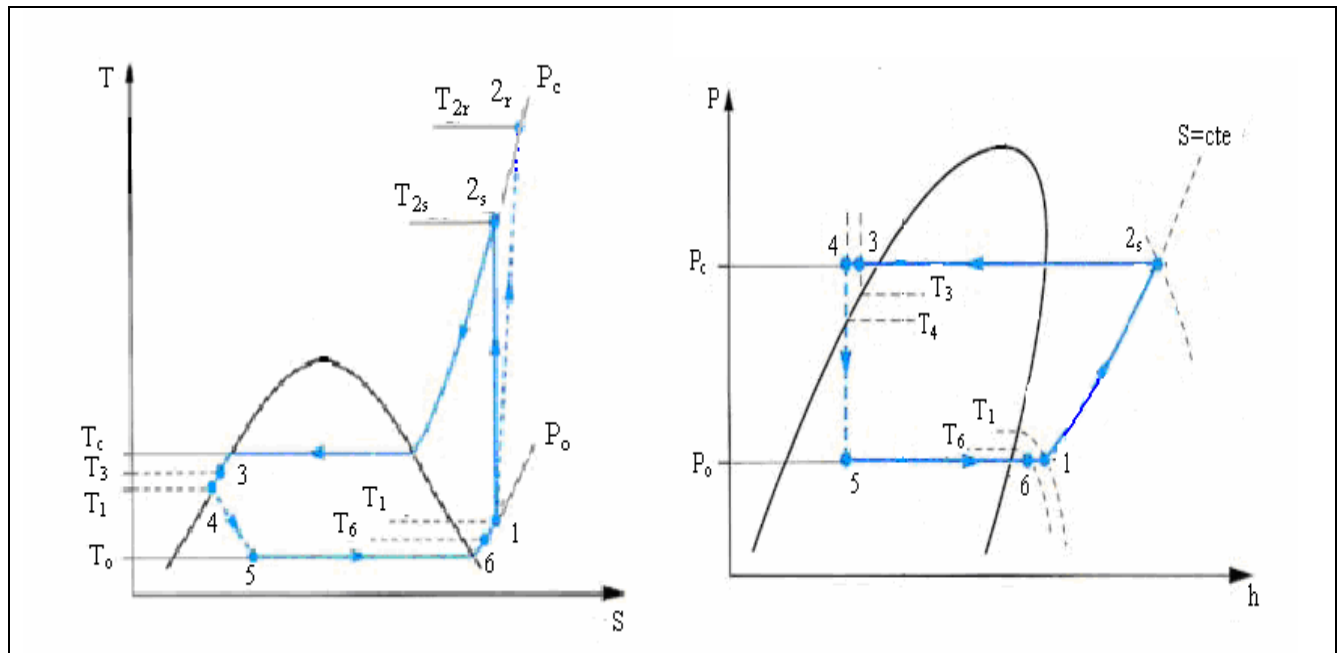


Figure.1.5. Représentation du cycle frigorifique [3]

I.4.3. Coefficient de performance (COP)

L'efficacité d'une machine frigorifique est caractérisée par un coefficient dit de performance, noté COP. Il est défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur puisée de la source froide (Q_0) et l'équivalent calorifique du travail dépensé (W).

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (1-1)$$

L'application du premier principe de la thermodynamique, les pertes thermiques étant négligées, permet d'écrire

$$Q_0 - Q_c = -W \quad (1-2)$$

Par ailleurs, l'énoncé de Clausius, appliqué à une machine idéale décrivant un cycle de Carnot et fonctionnant entre deux sources de chaleur à température constante, donne :

$$\frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (1-3)$$

Les équations (1-1) et (1-2) permettent d'écrire :

$$COP = \frac{Q_0}{Q_c - Q_0} \quad (1-4)$$

L'utilisation de l'équation (1-3) permet d'exprimer le COP d'une machine idéale en fonction des températures des deux sources :

$$COP = \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad (1-5)$$

Ce résultat montre que l'efficacité d'une machine frigorifique est d'autant plus élevée que l'écart de température entre les deux sources est faible.

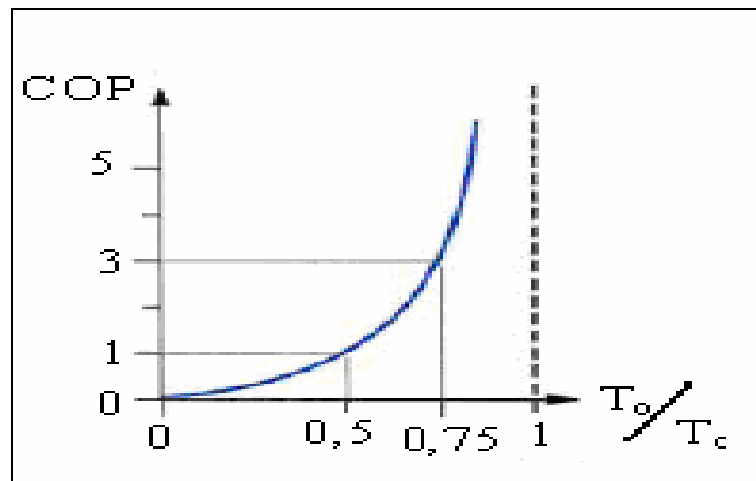


Figure 1.6. Variation du coefficient de performance d'une machine frigorifique en fonction de T_0 et T_c [3]

Dans la pratique, compte tenu des diverses irréversibilités déjà citées, le COP de Carnot ne peut jamais être atteint.

1.4.4. Conditions de fonctionnement et caractéristique d'une machine frigorifique

Les caractéristiques de fonctionnement d'une machine frigorifique, ou d'une pompe à chaleur, à compression mono-étagée (puissance frigorifique ou calorifique, coefficient de performance, puissance absorbée) dépendent plus ou moins fortement des paramètres suivants :

- la température (ou pression) d'évaporation;
- la température (ou pression) de condensation;
- la surchauffe de la vapeur à l'aspiration;
- le sous refroidissement du liquide.

Les valeurs de ces paramètres fixent les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.

Examinons l'influence de ces paramètres sur la puissance frigorifique (ou calorifique) et le coefficient de performance.

I.4.4.1. Température d'évaporation

La charge frigorifique Q_f produite par kg de fluide est représentée sur le diagramme P-h par le segment de droite (5,1). Quand la pression d'évaporation diminue tandis que les trois autres paramètres sont maintenus constants, Q_f diminue également alors que la puissance absorbée par le compresseur augmente, car h_5 restant constante, h_1 décroît et h_2 augmente comme illustré sur la figure 1.7; ce qui provoque une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'une baisse anormale de la température dans l'évaporateur sont les suivantes :

- des bouchons d'huile obturent la conduite d'aspiration, notamment si la vitesse de la vapeur est insuffisante;
- le débit d'huile entraînée avec le fluide frigorigène est anormalement grand, ce qui altère le transfert de chaleur;
- la batterie froide est givrée de façon excessive, éventuellement avec réduction du débit du ventilateur.

Pour éviter les conséquences d'une baisse anormale de la température d'évaporation, on utilise un pressostat basse pression et dans certains cas, également un robinet à pression constante.

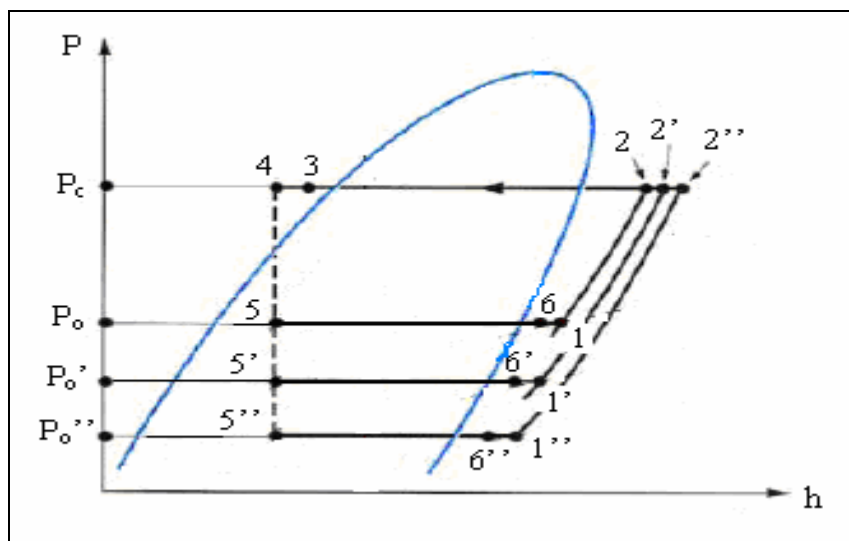


Figure 1.7. Influence de la température d'évaporation sur les performances d'une machine frigorifique [3]

I.4.4.2. Température de condensation

Une température de condensation ne doit pas devenir trop importante pour des raisons évidentes de sécurité, mais aussi pour des raisons de performance énergétique.

En fonctionnement normal, il peut être nécessaire de régler la pression de condensation pour éviter qu'elle ne devienne trop faible. En particulier, dans le cas de l'injection directe, le débit frigorigène délivré par le détendeur thermostatique, même à ouverture maximale, peut être insuffisant, si l'écart entre la pression de condensation et celle d'évaporation devient trop petit. De plus, une pression de condensation trop basse

peut engendrer un phénomène de vaporisation (flash gaz) dans la conduite de liquide à l'aval du condenseur.

Une température de condensation trop élevée diminue la puissance frigorifique, car h_1 restant constant, h_5 augmente comme illustré sur la figure 1.8. Il faut noter cependant que cette décroissance est plus faible que celle résultant d'un abaissement équivalent de la température d'évaporation. D'un autre côté, cette élévation de la température de condensation conduit à une augmentation du travail de compression, donc elle entraîne une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'élévation de la température de condensation sont les suivantes

- une montée de la température de l'air de refroidissement altère le transfert de chaleur et diminue la quantité de chaleur évacuée;
- la surface d'échange dans un condenseur pourrait devenir anormalement réduite, par suite du remplissage partiel du condenseur en frigorigène liquide; cet incident peut résulter d'une charge excessive en fluide frigorigène.

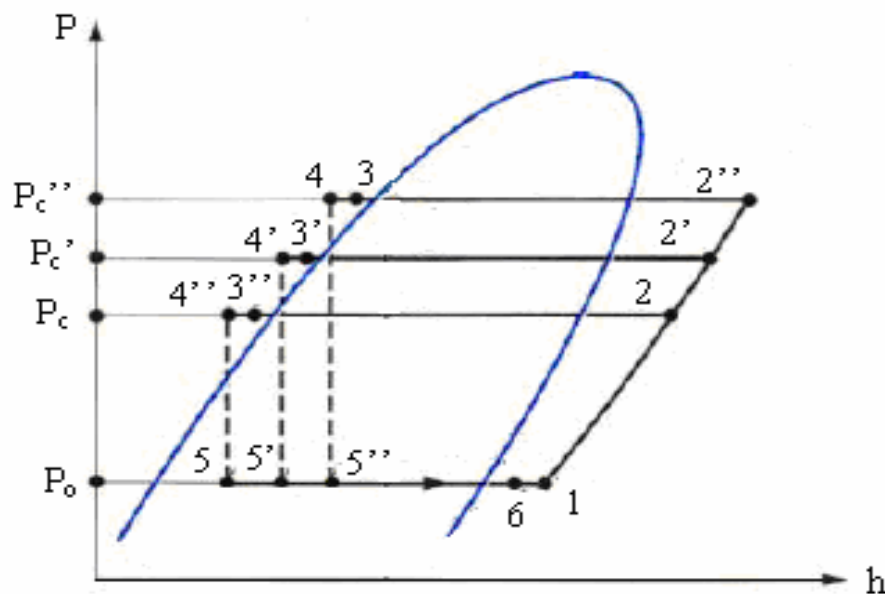


Figure 1.8. Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique [3]

Les dispositifs de contrôle de la pression de condensation dépendent du type de condenseur utilisé.

Dans le cas d'un condenseur à eau, on utilise soit un robinet à eau pressostatique, soit un régulateur de pression ou un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur évaporatif, on utilise soit un pressostat haute pression, soit un régulateur de pression, soit enfin un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur à air, on utilise soit des volets pressostatiques, soit un régulateur de pression, soit encore un convertisseur de fréquences.

I.4.4.3. Le sous refroidissement

Pour accroître le sous refroidissement du liquide frigorigène avant son entrée dans le détendeur, on peut le faire circuler dans un échangeur à contre courant par rapport à la vapeur du frigorigène sortant de l'évaporateur figure 1.9. La vapeur s'y réchauffe avant son aspiration tandis que le sous refroidissement du liquide frigorigène s'accroît.

Les avantages du sous-refroidissement sont :

- une protection accrue du compresseur vis-à-vis de la pénétration du liquide (coup de liquide);
- une meilleure extraction de l'huile du frigorigène qui revient vers le compresseur;
- l'augmentation de la surchauffe accroît l'efficacité du compresseur.

Les inconvénients du sous-refroidissement sont :

- l'élévation de la température de la vapeur refoulée;
- l'investissement supplémentaire de l'échangeur.

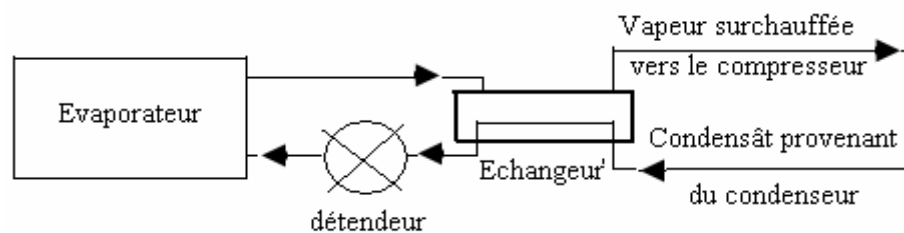


Figure 1.9. Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous refroidissement et la surchauffe [3]

I.5. Fluides frigorigènes

Comme on vient de le voir dans le paragraphe précédent, les différents composants de la machine frigorifique sont parcouru par un fluide que l'on nomme fluide frigorigène.

I.5.1. Définition

On appelle fluides frigorigènes des corps chimiques capables d'absorber de la chaleur d'un autre corps ou d'une autre substance.

I.5.2. Nomenclature

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels.

Un fluide frigorigène halogéné comprend quatre types d'atomes, le carbone (C), le fluor (F), le chlore (Cl) et l'hydrogène (H).

Pour caractériser un fluide frigorigène on utilise la notation **R-xyz** où

- la lettre R signifie réfrigérant en anglais;
- x représente le nombre d'atomes du carbone moins un ($x=C-1$);
- y représente le nombre d'atomes de l'hydrogène plus un ($y=h+1$);
- z représente le nombre d'atomes du fluor.

Lorsque la molécule peut donner lieu à des isomères, une lettre minuscule est utilisée pour caractériser la symétrie de la molécule.

I.5.3. Propriétés des fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène parfait devra présenter les caractéristiques suivantes :

- chaleur latente de vaporisation élevée.
- Point d'ébullition, sous pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (température d'évaporation).
- Faible rapport de compression, c'est-à-dire faible rapport entre les pressions d'aspiration et de refoulement.
- Faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries réduites.
- Température critique très élevée.
- Pas d'action sur le lubrifiant utilisé conjointement avec le fluide.
- Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.
- Pas d'action sur les métaux composant le circuit, et sur les joints.
- Etre d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile.

Et bien sur en cas de fuite il devra présenter les qualités suivantes :

- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Sans effet sur la santé des personnes.
- Sans action sur les denrées à conserver.
- Fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle.
- Pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère.

I.5.3. Fluides frigorigènes et l'environnement

1. **Le GWP :** Le GWP (Global Warming Potential) exprime le potentiel de réchauffement d'un gaz à effet de serre comparé à celui du dioxyde de carbone. Le GWP_{100} s'exprime en kg équivalent CO_2 et indique la quantité de CO_2 qui

aurait un effet équivalent, sur l'effet de serre, à l'émission de 1 kg de fluide à un horizon de 100 ans.

2. **L'ODP** : L'ODP (Ozone Depletion Potential) prend compte des conséquences sur la couche d'ozone de l'émission de 1 kg de fluide frigorigène, comparées à celle de l'émission d'un kg de R 11.

Chapitre II

ISOLATION DES CHAMBRES FROIDES

Le froid étant coûteux à produire, il est donc indispensable de l'économiser, d'où la nécessité de bien isoler les parois des enceintes refroidies, en disposant sur leurs parois un matériau mauvais conducteur de la chaleur. Pour les chambres froides l'épaisseur de l'isolant doit être calculée de façon à limiter les entrées de chaleur (les déperditions) à 8W/m^2 pour une chambre à réfrigération et à 6W/m^2 pour une chambre à congélation.

Pour qu'un matériau soit isolant il faut qu'il soit constitué par un grand nombre de cellules fermées contenant de l'air sec, au repos, ou d'autres gaz qui ont une très faible conductivité thermique tels que le CO_2 , le R 11, le R 113.

II.1. Caractéristiques générales des isolants

Les matériaux isolants doivent posséder un certain nombre de qualités, mais de même que le fluide frigorigène idéal, l'isolant idéal n'existe pas. Cet isolant devrait en effet posséder les caractéristiques suivantes :

- léger et non hygroscopique afin de conserver constantes dans le temps ses qualités isolantes ;
- résistant à la pression (charge au sol des chambres froides);
- très peu perméable à la vapeur d'eau afin d'éviter des condensations ou des congélations de vapeur d'eau à l'intérieur ;
- Inodore ; inflammabilité.

II.2. Les principaux matériaux isolants

Les principaux matériaux isolants utilisés dans l'industrie frigorifique sont, les fibres de verre, le liège, le polystyrène, le styrofoam, la laine de roche, le chlorure de polyvinyle, etc...

II.2.1. Le liège

Actuellement il n'est utilisé que pour des isolations très particulières, compte tenu de son prix de revient, et d'autre part, du fait que sa production annuelle étant à peu près constante, il ne pourrait répondre aux besoins d'une demande très fortement accrue.

Les caractéristiques du liège expansé pur sont les suivantes :

- masse volumique $\rho = 110$ à 120 kg/m^3 ;
- coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,04 \text{ W/m}^\circ\text{C}$;
- résistance à l'écrasement égal à 220 kPa .

II.2.2. Le polystyrène

Le polystyrène est un matériau isolant cellulaire obtenu à partir d'un produit de base qui est un polystyrène expansible. La fabrication du polystyrène peut être réalisée soit par fabrication en continu par voie sèche, soit par moulage en blocs par voie humide.

La fabrication en moulage donne lieu à une mousse rigide appelée commercialement Klégécell de qualités Q₂ et Q₃, dont les caractéristiques sont les suivantes :

Qualité Q₂ : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,032 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 28 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 200 kPa ;
- résistance à la diffusion de la vapeur d'eau de $180 \mu\text{g} / \text{m}^2.\text{s}$.

Qualité Q₃ : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,034 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 36 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 300 kPa ;
- résistance à la diffusion de la vapeur d'eau de $150 \mu\text{g} / \text{m}^2.\text{s}$.

II.2.3. Le verre cellulaire

La matière de base est constituée par du sable pur additionné de quelques adjuvants avec lesquels on obtient un verre particulier soutiré en continu.

Le verre cellulaire a les caractéristiques suivantes :

Qualité T 2 : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,042 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 125 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 500 kPa.

Qualité S 3 : - coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0,048 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$;
- masse volumique $\rho = 135 \text{ kg/m}^3$;
- résistance à l'écrasement de l'ordre de 700 kPa.

Il est inodore, ininflammable, étanche à la vapeur d'eau, inerte vis-à-vis de tous les matériaux.

II.3. Calcul de l'épaisseur de la couche isolante

Choisir un isolant implique de considérer l'ensemble des contraintes auxquelles il sera soumis, afin d'assurer son efficacité dans le temps. Ainsi doit-on prendre en compte les efforts mécaniques que l'isolant devra supporter, les éventuelles agressions chimiques ou climatiques et son comportement en cas d'incendie.

Comme un isolant possédant toutes ces caractéristiques n'existe pas, c'est l'inflammabilité qui l'emporte.

L'isolant retenu dans notre cas est le polystyrène qualité Q2, et cela vu sa faible densité, sa résistance à la diffusion de la vapeur d'eau et surtout sa faible conductivité thermique.

La valeur de λ à retenir est la valeur pratique obtenue en majorant le λ théorique donné par le fabricant de 5 à 10 % pour tenir compte :

- du manque d'homogénéité de certains isolants ;
- des tolérances et erreurs de mesures sur échantillons ;
- du vieillissement et d'une légère humidification ;
- des joints et imperfection de pose ;
- des ponts thermiques inévitables.

Le flux de chaleur à travers une paroi plane composé d'une superposition de plusieurs couches d'épaisseurs e_i est donné par la relation suivante [5] :

$$q = k\Delta T \quad (2-1)$$

où

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi en K qui est égale à $[(T_e + \Delta t) - T_i]$;

Tel que les valeurs de Δt sont données dans le tableau suivant

Parois	Paroi verticale exposée			Plafond		Plancher	
	N	S	E-O	Sous toiture	Directement exposée	Sur terre plane	Sur vide sanitaire
Δt	T_e	5^0C	10^0C	5^0C	15^0C	15^0C-25^0C	T_e

Tableau 2-1 : écart supplémentaire de température [6]

k : coefficient de transmission thermique de la paroi en $W/m^2.K$;

$$k = 1 / \left(\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (2-2)$$

Où

$\frac{1}{h_i}$: résistance thermique superficielle interne en $m^2.K/W$;

$\frac{1}{h_e}$: résistance thermique superficielle externe en $m^2.K/W$;

$\sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j}$: somme des résistances thermiques des différentes couches constituant la paroi en $m^2.K/W$

Pour le calcul du coefficient de transmission thermique globale de la paroi on ne tient compte que de la résistance thermique de l'isolant (e/λ), en négligeant toutefois les résistances thermiques superficielles interne et externe. Cela nous conduit à surestimer l'épaisseur de l'isolant.

Le coefficient de transmission thermique k devient donc égal à :

$$k = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}}} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad (2-3)$$

En combinant (2-1) et (2-3) on aura :

$$e_{is} = \frac{\lambda_{is} \Delta T}{q} \quad (2-4)$$

Admettant une déperdition à travers les parois de 8 W/m^2 , pour une chambre froide à réfrigération, on peut établir l'application numérique suivante sur la paroi Est ou bien la paroi Ouest, qui sont les plus exposés au soleil, avec $\lambda = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $T_i = 7^\circ\text{C}$; $T_e = 45^\circ\text{C}$.

$$e_{is} = \frac{0,035 \times ([45 + 10] - 7)}{8} = 0,21\text{m} = 21\text{cm}$$

Nous choisirons donc une épaisseur de 22 cm pour la couche d'isolant.

II.4. Construction des parois

Les règles de construction appliquées aux chambres froides sont distinctes pour les parois verticales et pour le plancher ou le plafond (§.I.3.3).

Les parois verticales de la présente chambre froide sont construites de la façon suivante de l'extérieure vers l'intérieure [2]:

- une couche d'enduit-ciment d'une épaisseur de 20mm;
- un mur en brique d'une épaisseur de 10cm;
- un écran pare-vapeur (polyéthylène) d'une épaisseur de 12mm;
- la couche de l'isolant;
- une couche d'enduit-ciment d'une épaisseur de 20mm.

Le plancher comprend les couches suivantes, de l'intérieur à l'extérieur :

- une chape d'usure, généralement d'une épaisseur de 20mm;
- une dalle armée de 60 mm d'épaisseur;
- une couche d'étanchéité (Bitume) d'une épaisseur de 10 mm;
- la couche de l'isolant;
- une couche du pare-vapeur de 12mm d'épaisseur.

Le plafond ne diffère pas du plancher sauf qu'on remplace la chape d'usure par une couche d'enduit-ciment. Il est constitué :

- d'un enduit-ciment grillager de 10mm d'épaisseur;
- de la couche de l'isolant;
- d'un écran pare-vapeur d'épaisseur égale à 12 mm;
- d'une dalle armée de 60mm d'épaisseur.

	Désignation	e (m)	λ (W/m K)	R (m ² .K/W)	ϵ_{pr} (m)
Parois verticales	1-enduit de ciment	20.10^{-3}	0,87	0,023	0,372
	2-mur en brique	10.10^{-2}	0,79	0,126	
	3-pare-vapaur	12.10^{-3}	0,4	0,03	
	4-isolant	22.10^{-2}	0,035	6,285	
	5-enduit de ciment grillagé	20.10^{-3}	0,87	0,023	
Le plancher	1-chape d'usure	20.10^{-3}	1,5	0,013	0,322
	2-dalle armée	60.10^{-3}	1,4	0,043	
	3- bitume	10.10^{-3}	0,23	0,043	
	4-isolant	22.10^{-2}	0,035	6,285	
	5-pare-vapeur	12.10^{-3}	0,4	0,03	
Le plafond	1-dalle armée	60.10^{-3}	1,4	0,043	0,302
	2-pare-vapeur	12.10^{-3}	0,4	0,03	
	3-isolant	22.10^{-2}	0,035	6,285	
	4-enduit ciment grillagé	10.10^{-3}	0,87	0,0115	

Tableau 2.1 : constitution des parois, plancher et plafond

II.5.Evaluation des risques de condensation

La diffusion de la vapeur d'eau correspond à un transfert de molécules de la vapeur d'eau dans une couche de matériau, à cause d'une différence de pression entre les deux cotés de la couche de celle ci.

La diffusion de la vapeur d'eau à travers les parois des chambres froides est un phénomène important. Suivant le taux d'humidité de l'air, de grandes quantités d'eau peuvent en effet migrer à l'intérieur des parois et dans certaines conditions mener à des condensations (de congélation) à l'intérieur même de la paroi. Dans ce cas le coefficient de conductivité du mur augmente considérablement.

L'équation générale donnant le flux ou quantité de vapeur d'eau diffusé par unité de temps et de surface est en tout point similaire à celle donnant la quantité de chaleur transmise à l'intérieur d'une paroi. On a [7] :

$$i = \frac{\Delta P}{\sum 1/\Delta} \quad (2-5)$$

avec

ΔP : différence de pression de vapeur d'eau en Pa;

$1/\Delta$: résistance à la diffusion d'une couche de matériau en $m^2 \cdot h \cdot Pa/kg$.

La résistance à la diffusion $1/\Delta$ se calcule à partir de l'équation suivante :

$$\frac{1}{\Delta} = \frac{\mu \cdot e \cdot R_p \cdot T}{D} \quad (2-6)$$

Avec

μ : facteur de résistance à la diffusion;

e : épaisseur de la couche;

R_p : constante particulière du gaz considéré soit 461,5J/kg dans le cas de la vapeur d'eau;

T : température absolue en moyenne égale à 283 K;

D : coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air, égal à 0,08m²/h.

Finalement la quantité de vapeur d'eau qui va diffuser à travers la paroi est :

$$i = \frac{\Delta P}{1,6 \times 10^6 \cdot \sum \mu \cdot e} \quad (2-7)$$

II.5.1. Parois verticales

Le facteur de résistance à la diffusion et la résistance à la diffusion de la vapeur d'eau des différents matériaux constituant les parois verticales, sont portées dans le tableau suivant [7] :

	Ciment enduit	Mur en brique	Pare vapeur	Isolant	E.C.G
Epaisseur e (m)	20.10 ⁻³	10.10 ⁻²	12.10 ⁻³	22.10 ⁻²	20.10 ⁻³
facteur de résistance à la diffusion μ	18	14	450 00	82	18
$\mu \cdot e$ (m)	0,36	1,4	540	18,04	0,36
Résistance à la diffusion $1/\Delta$ (Pa.h.m ² /kg)	57,6.10 ⁴	2,24.10 ⁶	864.10 ⁶	28,864.10 ⁶	57,6.10 ⁴

Tableau 2.2 : Résistance à la diffusion des constituants des parois verticales

II.5.1.1. Parois Ouest et Est

La température et la pression partielle de vapeur d'eau, dans les différentes interfaces des parois Est ou Ouest sont représentées dans tableau suivant :

	Extérieur	Face externe de la paroi	Interface enduit en ciment-mur en brique	Interface mur en brique-pare vapeur	Interface pare vapeur-isolant	Interface isolant-enduit en ciment	Face interne de la paroi	Intérieur de la chambre
Température (°C)	55	54,8	54,6	53,7	53,5	7,6	7,4	7
Humidité relative %	13	13	-	-	-	-	75	75
Pression partielle de la vapeur (Pa)		2020	2019,2	2016	811	770,74	770	750
Pression de saturation de la vapeur (Pa)		-	-	-	-	1060	1020	-

Tableau 2.3 : Evolution des pressions partielles et de saturations dans les différentes interfaces des parois Est et Ouest

La démarche de calcul est portée dans l'annexe II. Les résultats sont représentés sur le graphe suivant

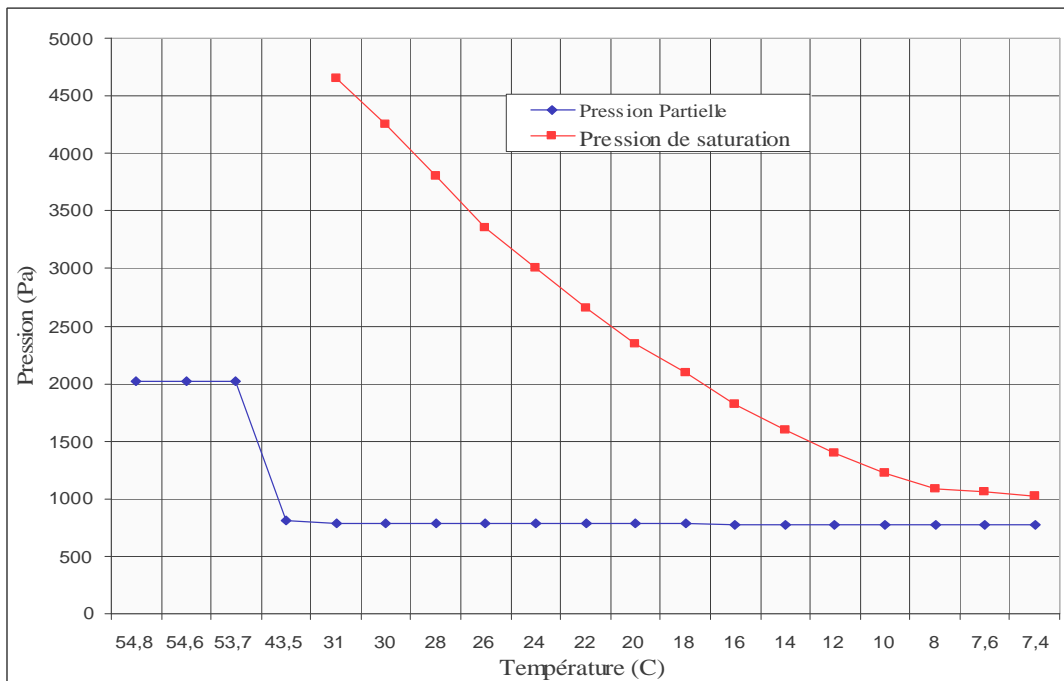


Figure 2.1. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers les parois verticales Est et Ouest

II.5.1.2. Paroi Sud

La température et la pression partielle de la vapeur d'eau, dans les différentes interfaces de la paroi Sud sont représentées dans tableau suivant :

	Extérieur	Face externe de la paroi	Interface enduit en ciment-mur en brique	Interface mur en brique-pare vapeur	Interface pare vapeur-isolant	Interface isolant-enduit en ciment	Face interne de la paroi	Intérieur de la chambre
Température (°C)	50	49,8	49,6	48,7	48,5	7,4	7,2	7
Humidité relative (%)	13	13	-	-	-	-	75	75
Pression partielle de la vapeur (Pa)		1748	1747,3	1744,8	797,2	765,5	765	750
Pression de saturation de la vapeur (Pa)		-	-	-	-	1020	1000	-

Tableau 2.4 : Evolution des pressions partielles et de saturations dans les différentes interfaces de la paroi Sud

La démarche de calcul est portée dans l'annexe II. Les résultats sont représentés sur le graphe suivant

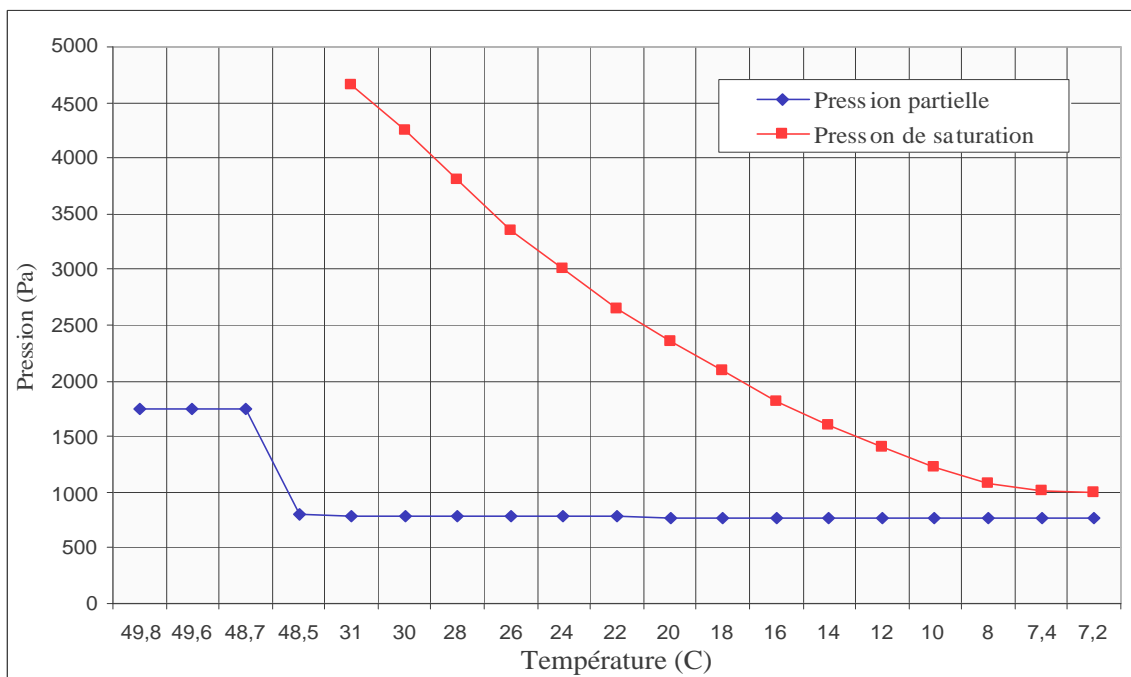


Figure 2.2. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers la paroi verticale Sud

II.5.1.3. Paroi Nord

La température et la pression partielle de la vapeur d'eau, dans les différentes interfaces de la paroi Nord sont représentées dans tableau suivant :

	Extérieur	Face externe de la paroi	Interface enduit en ciment-mur en brique	Interface mur en brique-pare vapeur	Interface pare vapeur-isolant	Interface isolant-enduit en ciment	Face interne de la paroi	Intérieur de la chambre
Température (°C)	45	44,8	44,6	43,8	43,6	7,3	7,2	7
Humidité relative (%)	13	13	-	-	-	-	75	75
Pression partielle de la vapeur (Pa)		1235	1234,5	1233,5	765,9	750,3	750,1	750
Pression de saturation de la vapeur (Pa)		-	-	-	-	1020	1000	-

Tableau 2.5 : Evolution des pressions partielles et de saturations dans les différentes interfaces de la paroi Nord

Le développement de calcul est porté dans l'annexe II. Les résultats sont représentés sur le graphe suivant

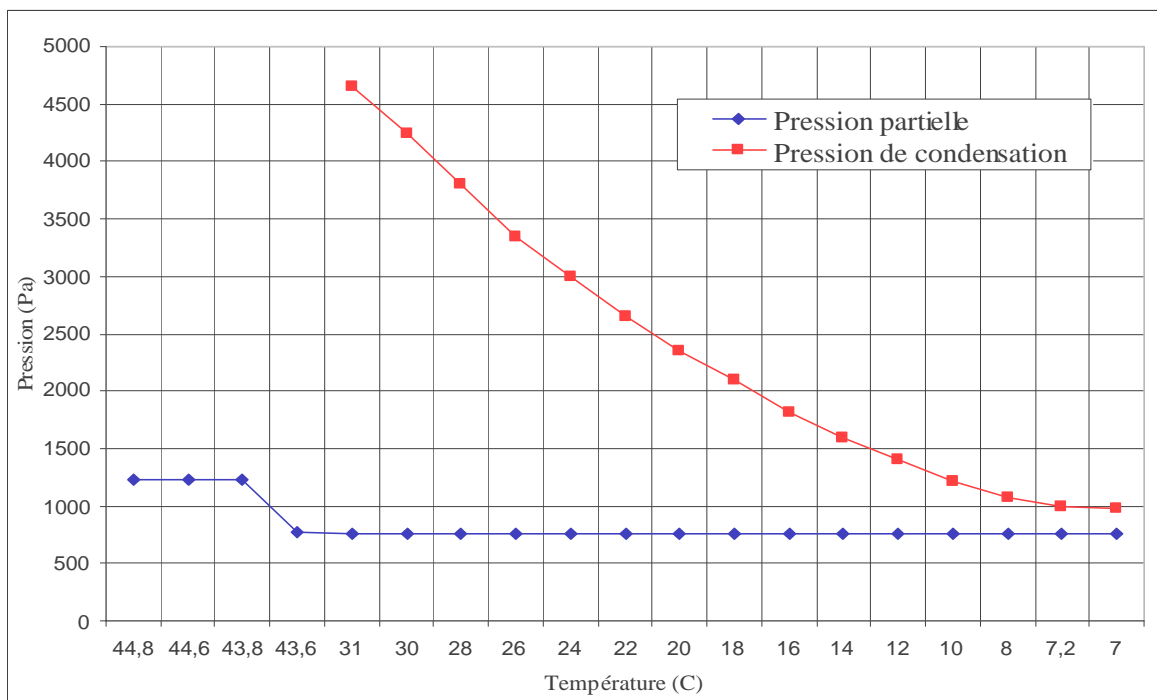


Figure 2.3. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers la paroi verticale Nord

II.5.2. Le plafond

Le facteur de résistance à la diffusion et la résistance à la diffusion de vapeur d'eau des différents matériaux constituant le plafond, sont portées dans le tableau suivant

	Dalle armée	Pare-vapeur	Isolant	E.C.G
Epaisseur e (m)	60.10^{-3}	12.10^{-3}	22.10^{-2}	10.10^{-3}
facteur de résistance à la diffusion μ	110	450 00	82	18
$\mu.e$ (m)	6,6	540	18,04	0,18
Résistance à la diffusion $1/\Delta$ (Pa.h.m ² /kg)	$10,56.10^6$	864.10^6	$28,864.10^6$	$0,288.10^6$

Tableau 2.6 : Résistance à la diffusion des constituants du plafond

La température et la pression partielle de la vapeur d'eau dans les différentes interfaces de la paroi sont représentées dans tableau suivant :

	Extérieur	Face externe du plafond	Interface dalle armée- pare vapeur	Interface pare vapeur- isolant	Interface isolant - E. C.G	Face interne du plafond	Intérieur de la chambre
Température (°C)	50	49,8	49,5	49,3	7,5	7,4	7
Humidité relative %	13	13	-	-	-	75	75
Pression partielle de la vapeur (Pa)		1748	1736,6	801,6	770,4	770	750
Pression de saturation de la vapeur (Pa)		-	-	-	1063	1060	-

Tableau 1.7 : les pressions partielles et de saturation dans les différentes interfaces du plafond

Le développement des calculs est porté dans l'annexe II. Les résultats sont représentés sur le graphe suivant :

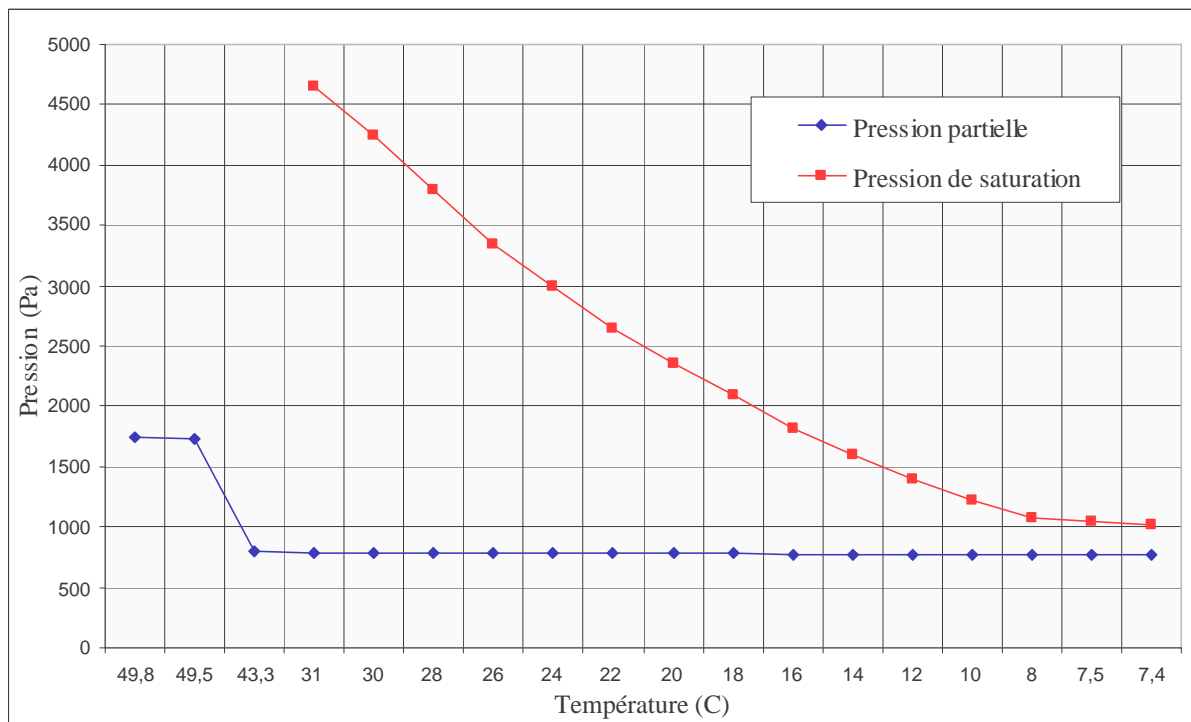


Figure 2.4. Variation des pressions partielle et de saturation de la vapeur d'eau à travers le plafond

On voit que pour les parois verticales et le plafond, la courbe des pressions partielles est toujours en dessous de celle des pressions de condensation, d'où on peut dire qu'il n'y a pas de risque de condensation de la vapeur d'eau dans la couche de l'isolant ni pour les unes ni pour l'autre.

Conclusion

Le calcul de l'épaisseur de la couche de l'isolant a été fait d'une façon classique. Le calcul de l'épaisseur économique de la couche isolante peut être fait en tenant compte de plusieurs facteurs dont le prix de l'isolant.

Après avoir calculé la couche de l'isolant et procédé au choix du revêtement, et à la vérification qu'il n'y aura pas de condensation de la vapeur d'eau dans la couche isolante, la deuxième étape du calcul de la chambre à savoir le calcul du bilan thermique qui fera l'objet du chapitre suivant.

Chapitre III

BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

Le bilan thermique d'une chambre froide, nous permet de déterminer la puissance frigorifique de la machine. La puissance frigorifique d'une installation représente la quantité de froid nécessaire, d'une part, à la congélation ou le refroidissement des denrées, d'autre part pour compenser les apports thermiques extérieurs.

III.1. Les charges thermiques

Les charges thermiques se répartissent en deux grandes catégories : les charges externes et les charges internes.

- La catégorie des charges thermiques externes comprend :
 - les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide : parois verticales, plancher bas (sol) et plancher haut (plafond);
 - les charges dues au renouvellement d'air;
 - les charges dues à l'ouverture des portes.

- La catégorie des charges thermiques internes se subdivise elle-même en deux catégories.
 - La catégorie des charges dépendantes des produits entreposés :
 - les charges dues aux produits entrants;
 - les charges dues à la respiration des produits entreposés (fruits et légumes);

 - La catégorie des charges indépendantes des produits entreposés :
 - les charges dues à l'éclairage;
 - les charges dues au personnel;
 - les charges dues aux chariots élévateurs et transpalettes;
 - les charges dues à la présence d'éventuels autres machines;
 - les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporateur;
 - les charges dues au dégagement de chaleur des résistances électriques des évaporateurs lorsque ces résistances sont mises sous tension en période de dégivrage;

Le bilan thermique total de la chambre s'exprime par la relation :

$$Q_0 = Q_{trans} + Q_{perman} \quad (3-1)$$

Tel que

Q_0 : puissance frigorifique totale ;

Q_{perman} : puissance frigorifique permanente;

Q_{trans} : puissance frigorifique transitoire.

Avec

$$\dot{Q}_{perma} = \frac{Q_{perman}}{\tau} \quad (3-2)$$

$$\dot{Q}_{trans} = \frac{Q_{trans}}{\tau} \quad (3-3)$$

$$Q_{perman} = Q_{tr} + Q_{resp} + Q_{re} + Q_{vent} + Q_{dég} \quad (3-4)$$

$$Q_{trans} = Q_{pe} + Q_{éc} + Q_{de} + Q_{op} \quad (3-5)$$

où

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois;

Q_{re} : charge thermique par renouvellement d'air;

Q_{op} : charge thermique par ouverture des portes;

$Q_{éc}$: charge thermique due à l'éclairage;

Q_{pe} : charge thermique due aux personnes;

Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes;

Q_{resp} : charge thermique due à la respiration des denrées;

Q_{vent} : charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs;

$Q_{dég}$: charge thermique due aux résistances de dégivrage.

III.2. Calcul des charges thermiques externes

III.2.1. Charge thermique par transmission à travers les parois

La charge thermique par transmission à travers les parois est calculée à l'aide de la relation suivante [2]:

$$Q_{tr} = K \cdot A_m \cdot \Delta T \cdot t \cdot 10^{-3} \quad \text{KJ} \quad (3-6)$$

avec

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;

A_m : surface moyenne de la paroi considérée en m^2 ;

ΔT : différence de la température entre les deux côtés de la paroi considérée en K égale à $[(T_e + \Delta T) - T_i]$;

t : temps en secondes (24 h = 86 400 s).

Pour la détermination de la surface moyenne A_m on prend la moyenne géométrique de A_i et A_e soit :

$$A_m = \sqrt{A_i \cdot A_e}$$

tel que

A_i : surface interne de la paroi;

A_e : surface externe de la paroi.

Pour les parois verticales A_e et A_i sont donnés par:

$$\begin{aligned} A_i &= (L_e - 2 e_{pr}) \times (H_e - e_{pl} - e_{pla}) & \text{ou} & & A_i &= (l_e - 2 e_{pr}) \times (H_e - e_{pl} - e_{pla}) \\ A_e &= L_e \cdot H_e & & & A_e &= l_e \cdot H_e \end{aligned}$$

Pour le plafond et le plancher A_e et A_i sont donné par

$$A_i = (L_e - 2 e_{pr}) \cdot (l_e - 2 e_{pr})$$

$$A_e = L_e \cdot l_e$$

III.2.2. charge thermique par renouvellement d'air

Dans certaines chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air ambiant, c'est-à-dire, de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur dont la température est supérieure à celle de la chambre froide pour certaines périodes de l'année.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie à la température de la chambre froide, donc c'est une charge thermique.

Cette charge thermique par renouvellement de l'air a pour valeur [8] :

$$Q_{re} = m_{a,e} \Delta h \quad \text{KJ} \quad (3-7)$$

où

$m_{a,e}$: masse d'air extérieur admis en kg;

Δh : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre en KJ/kg

$$\Delta h = h_{a,e} - h_{a,a} \quad (3-8)$$

tel que $h_{a,e}$ et $h_{a,a}$ sont l'enthalpie de l'air extérieur et ambiant de la chambre en KJ/kg respectivement, à déterminer à partir du graphe de la figure 1 (Annexe I)

On a par ailleurs :

$$m_{a,e} = V_{a,e} \cdot \rho_{a,e} \quad (3-9)$$

avec

$V_{a,e}$: volume journalier de l'air admis en m^3

$\rho_{a,a}$: masse volumique de l'air de la chambre froide en kg/m^3

$$\rho_{a,a} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\theta}{273,15}} \quad (3-10)$$

où

$$\rho_0 = 1.293 \text{ kg/m}^3$$

θ : La température de la chambre froide exprimée en $^{\circ}\text{C}$;

Enfin pour le débit volumique journalier de l'air extérieur admis dans la chambre :

$$V_{a,e} = V_{cf} \times n \quad (3-11)$$

V_{cf} : volume de la chambre froide en m^3 ;

n : taux de renouvellement d'air journalier, $n = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}}$.

III.2.3. Charge thermique par ouverture des portes

Lorsqu'une porte, qui sépare une chambre froide de l'espace extérieur s'ouvre, l'air intérieur I, plus froid que l'air extérieur, s'écoule au dehors par la partie basse de la porte (figure 3.1). Il est remplacé par de l'air extérieur E plus chaud, mais humide, qui pénètre dans la chambre par la partie haute de la porte.

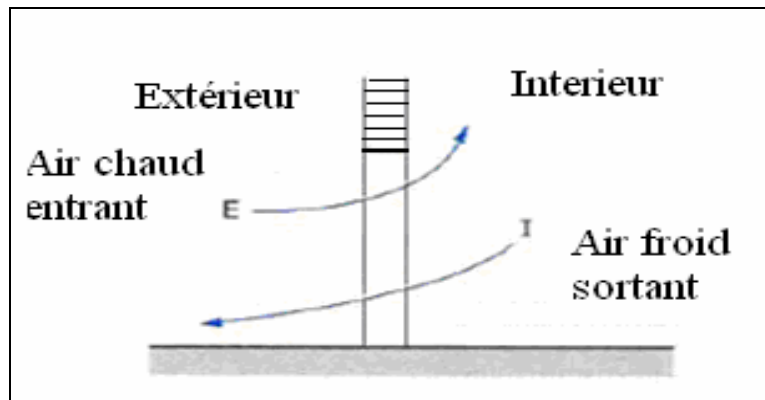


Figure 3.1. Échanges thermiques provoqués par l'ouverture des portes [9]

Dans le cas où la chambre froide comporte plusieurs portes; on suppose presque toujours qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes, et c'est pourquoi le calcul n'est effectué que pour une seule porte.

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule suivante [2]:

$$Q_{op} = k \cdot \tau \cdot \rho_a \cdot A \cdot \sqrt{h_p \cdot \left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_a}\right)} \cdot (h_e - h_a) \quad \text{KJ} \quad (3-12)$$

avec

k : facteur de correction égal à $[0,48+0,004 \times (T_e - T_a)]$;

ρ_a : masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en kg/m^3 ;

ρ_e : masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre froide en kg/m^3 ;

A : surface de la porte m^2 ;

h_p : hauteur d'une porte en m;

h_e : enthalpie de l'air du côté de la porte opposé à celui la chambre froide en KJ/kg ;

h_a : enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froide en KJ/kg ;

III.3. Calcul des charges thermiques internes

III.3.1. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

III.3.1.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide et qu'ils dégagent donc une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'aura pas encore atteint la température d'entreposage.

Lorsque les denrées introduites sont entreposées dans une chambre froide assurant seulement la réfrigération des produits et non leur congélation, la charge due aux produits entrants se calcule par la formule suivante [8]:

$$Q_{de} = m \cdot c(T_1 - T_2) \quad \text{KJ} \quad (3-13)$$

avec

m : masse de denrées introduite chaque jour en kg;

c : capacité thermique massique moyenne entre T_1 et T_2 en KJ/kg.K ;

T_1 : température initiale de la denrée introduite en K;

T_2 : température d'entreposage des denrées introduites, en K.

III.3.1.2. Charge thermique due à la respiration des denrées

Dans le cas où les denrées entreposées sont vivantes (fruits, légumes, etc.) ou si elles sont le support d'êtres vivants (milieux en fermentation, fromage, etc.), on doit tenir compte d'un apport thermique lié au métabolisme de ces milieux vivants (chaleur de respiration, de fermentation, etc.).

Cet apport thermique est proportionnel à la masse de denrées présentes dans la chambre froide, et il est donné par la relation [8] :

$$Q_{resp} = M_{tot} \cdot q_{res} \cdot 24 \quad \text{KJ} \quad (3-14)$$

Avec

q_{resp} : chaleur de respiration de la marchandise considéré en KJ/kg.h ;
 m_{tot} : masse totale de marchandises contenue dans la chambre froide en kg.

Tel que m_{tot} se calcule par la relation suivante

$$M_{tot} = d \cdot A_{in} \cdot H_{st} \cdot \eta \quad (3-15)$$

Où

d : densité d'entreposage en kg/m³ ;
 A_{in} : surface interne de la chambre froide ;
 H_{st} : hauteur maximale de stockage ;
 η : coefficient d'occupation au sol des marchandises (tableau 3-3).

Type d'entreposage	η en %
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0,65 à 0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0,45 à 0,50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0,75 à 0,80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0,50 à 0,60

Tableau 3-1 : coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises [8]

III.3.2. Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées

III.3.2.1. Charge thermique due à l'éclairage

Dans les chambres froides classiques, les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets.

Plus généralement, la charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule suivante [2]:

$$Q_{éc} = i \cdot P \cdot \tau \quad (3-16)$$

avec

i : nombre de luminaires ;
 P : puissance de chaque luminaire en w ;
 τ : durée de fonctionnement des luminaires en seconde.

On peut calculer cette valeur en utilisant la relation suivant [8]

$$Q_{éc} = P \cdot A_{in} \cdot \tau \quad (3-17)$$

Avec

P : charge thermique projeter sur la surface égale à 6 W/m² ;
 A_{in} : surface interne de la chambre ;
 τ : durée de fonctionnement des luminaires en seconde (en règle générale 8 h).

III.3.2.2. Charge thermique due aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule suivante [8]:

$$Q_{pe} = i \cdot q_p \cdot t \cdot 10^{-3} \quad (3-18)$$

avec

i : nombre de personnes opérant dans la chambre froide;

q_p : quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide en W (tableau 3-2);

t : durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en seconde.

Température de la chambre froide °C	Quantité de chaleur dégagée par personne et unité de temps en W
20	180
15	200
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Tableau 3.2 : quantité de chaleur dégagée par unité de temps par personne en activité moyenne dans une chambre froide [8].

III.3.2.3. Charges thermique internes lié à l'évaporateur

III.3.2.3.1. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

On utilise généralement des évaporateurs équipés d'un ou de plusieurs ventilateurs, ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air.

Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur.

La charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la relation [8] :

$$Q_{ven} = n \cdot P \cdot \tau_{\text{évap}} \quad \text{kJ} \quad (3-19)$$

avec

n : nombre de moteurs de ventilateurs;

P : puissance du moteur considéré en kW;

$\tau_{\text{évap}}$: durée de fonctionnement des ventilateurs en h/d;

III.3.2.3.2. Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Le plus souvent, le dégivrage d'un évaporateur se fait par des résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors donnée par [8]:

$$Q_{dég} = n \cdot P \cdot \tau_{dég} \quad \text{kJ} \quad (3-20)$$

avec

n : nombre de résistances électriques;

P : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée en kW;

$\tau_{dég}$: durée journalière de dégivrage en h/d, (voir tableau 3-3);

Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		Nombre et durée des périodes de dégivrage en mn/d
Groupe I	Chambre froide de produits congelés Chambre froide sans chauffage Meuble îlot Armoire frigorifique Présentoir frigorifique à viande en air recyclé sans chauffage Présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	2×60 mn/d
Groupe II	Resserre à viande Séchoir à saucissons Chambre de saumurage Chambre de maturation (fromage)	4×20 mn/d
Groupe III	Chambre froide à produits laitiers Chambre froide à fruits et légumes	3×20 mn/d

Tableau 3 – 3 : nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques [8]

Ce calcul nécessite donc de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus. Or ces indications ne seront normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi. C'est pourquoi l'on procède dans un premier temps à la détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir, cette détermination faisant l'objet d'une vérification ultérieure.

La détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle $\dot{Q}_{0,pré}$ qui est donnée par la relation suivante [8]:

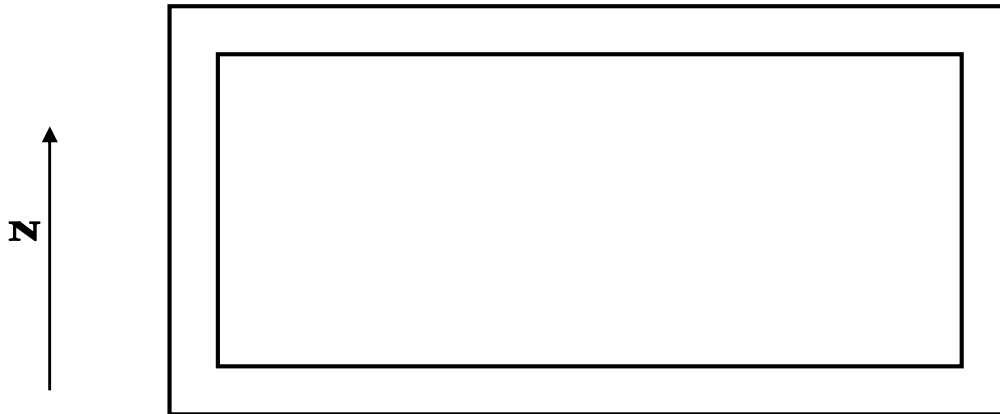
$$\dot{Q}_{0,pré} = \dot{Q}_{0,int} + 0,2 \times \dot{Q}_{0,int} = 1,2 \cdot \dot{Q}_{0,int} \quad (3-21)$$

Finalement la puissance frigorifique de l'installation est donnée par la relation suivante

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,int} + \dot{Q}_{ven} + \dot{Q}_{dég} \quad (3-22)$$

III.4. Application numérique

On prend la disposition suivante de la chambre froide



1. Charge thermique par transmission à travers les parois

i. Calcul des surfaces moyenne d'échange

Calculons d'abord les dimensions internes de la chambre

$$L_{in} = 20 - 2 \times 0,372 = 19,256 \text{ m};$$

$$l_{in} = 10 - 2 \times 0,372 = 9,256 \text{ m};$$

$$H_{in} = 4 - (0,302 + 0,322) = 3,376 \text{ m}.$$

▪ Paroi nord et sud

$$A_e = 20 \times 4 = 80 \text{ m}^2;$$

$$A_i = 19,256 \times 3,376 = 65 \text{ m}^2$$

D'où $A_{pr}^N = A_{pr}^S = \sqrt{80 \cdot 65} = 72,111 \text{ m}^2$

▪ Paroi est et ouest

$$A_e = 10 \times 4 = 40 \text{ m}^2$$

$$A_i = 9,256 \times 3,376 = 31,248 \text{ m}^2$$

D'où $A_{pr}^E = A_{pr}^O = \sqrt{40 \times 31,248} = 35,354 \text{ m}^2$

- Le plancher et le plafond

$$A_e = 20 \times 10 = 200 \text{ m}^2$$

$$A_i = 19,256 \times 9,256 = 178,233 \text{ m}^2$$

D'où $A_{plancher} = A_{plafond} = \sqrt{200 \cdot 178,233} = 188,803 \text{ m}^2$

ii. Calcul de la charge thermique

- Paroi nord

$$Q_{pr}^N = \frac{(45 - 7) \cdot 72,111}{6,577} \times 86400 \times 10^{-3} = 3,590 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Paroi sud

$$Q_{pr}^S = \frac{(50 - 7) \times 72,111}{6,577} \times 86400 \times 10^{-3} = 4,074 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Paroi est et ouest

$$Q_{pr}^O = Q_{pr}^E = \frac{(55 - 7) \times 35,354}{6,577} \times 86400 \times 10^{-3} = 2,230 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Le plafond

$$Q_{plafond} = \frac{(50 - 7) \times 188,803}{6,459} \times 86400 \times 10^{-3} = 10,86 \times 10^4 \text{ kJ}$$

- Le plancher

Avec $T = 25^\circ\text{C}$ et $h_e = 0$

$$Q_{plancher} = \frac{(25 - 7) \times 188,803}{6,474} \times 86400 \times 10^{-3} = 4,535 \times 10^4 \text{ kJ}$$

Finalement la charge thermique par la transmission des parois et la somme des différentes charges calculer précédemment.

$$Q_{tr} = \sum Q_i = 27,519 \times 10^4 \text{ kJ}$$

2. charge thermique par renouvellement d'air

i. Calcul du débit volumique d'air admis dans la chambre froide

Le taux journalier de renouvellement d'air et $n = \frac{70}{\sqrt{601,716}} = 2,854$

Le débit volumique journalier de l'air admis est

$$V_{a,a} = 601,716 \times 3 = 1805,148 \text{ m}^3$$

ii. Calcul de la masse de l'air admis

La masse volumique de l'air de la chambre froide est égale à :

$$\rho_{a,a} = \frac{1,293}{1 + \frac{7}{273,15}} = 1,260 \text{ kg / m}^3$$

La masse de l'air admis dans la chambre est :

$$m_{a,a} = 1805,148 \times 1,260 = 2274,486 \text{ kg}$$

iii. Calcul de l'enthalpie de l'air extérieur et intérieur.

Pour une température $T_e = 45^{\circ}\text{C}$ et un taux d'humidité $\varphi=13\%$, le diagramme psychométrique de la figure 1 (Annexe I) nous donne

$$\varphi = 10\% \rightarrow h_e = 61,278 \text{ kJ / kg}$$

$$\varphi = 20\% \rightarrow h_e = 67,7 \text{ kJ / kg}$$

En faisant une interpolation on trouve

$$h_e = 61,470 \text{ kJ / kg}$$

Pour une température $T_i = 7^{\circ}\text{C}$ et un taux d'humidité $\varphi=75\%$, le diagramme nous donne

$$\varphi = 70\% \rightarrow h_i = 18 \text{ kJ / kg}$$

$$\varphi = 80\% \rightarrow h_i = 19,548 \text{ kJ / kg}$$

Par une interpolation on trouve

$$h_i = 18,774 \text{ kJ / kg}$$

D'où

$$\Delta h = 61,470 - 18,774 = 42,696 \text{ kJ / kg}$$

La charge thermique du ou renouvellement d'air est égale alors à :

$$Q_{re} = 2274,486 \times 42,696 = 97,12 \times 10^3 \text{ kJ}$$

3. Charge thermique par ouverture des portes

La masse volumique de l'air externe est égal à :

$$\rho_{a,a} = \frac{1,293}{1 + \frac{45}{273,15}} = 1,110 \text{ kg / m}^3$$

Le facteur de correction $k = 0,632$

Pour une porte d'un largeur de 2,5 m et d'une hauteur de 2,5 m, et pour une durée d'ouverture de 5 heures. La charge thermique est égale à :

$$Q_{op} = 0,632 \times 18000 \times 1,11 \times 6,25 \times \sqrt{2,5 \times (1 - \frac{1,11}{1,26})} \times 42,696 = 18,38 \times 10^5 \text{ kJ}$$

4. Charge thermique due à l'éclairage

En règle générale la durée de fonctionnement des luminaire dans une chambre froide est de 6 heures par jour. Donc la charge thermique résultant est :

$$Q_{éc} = 6 \times 178,233 \times 21600 \times 10^{-3} = 23,1 \times 10^3 \text{ kJ}$$

5. Charge thermique due aux personnes

Pour 8 personne opérant à l'intérieur de la chambre froide, et pour une période de temps de 6 heures.

Le tableau (3-2) nous donne la quantité de chaleur dégagée par une personne dans une enceinte à une température de 5°C, qui est égale à 240 W.

La charge thermique résultant est :

$$Q_{pe} = 8 \times 240 \times 18000 \times 10^{-3} = 34,56 \times 10^3 \text{ kJ}$$

6. Charge thermique due aux denrées entrantes

La capacité thermique massique moyenne des dattes $c = 1,4685 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ [10].

La charge thermique apporter par les denrées entrant, est égale à :

$$Q_{de} = 10 \times 10^3 \times 1,4685 \times 38 = 55,803 \times 10^4 \text{ kJ}$$

7. Charge thermique due à la respiration des denrées

La masse totale de marchandise contenue dans la chambre se calcule par la relation (3-16) qui donne

$$M_{tot} = 625 \times 178,233 \times 2 \times 0,65 = 144,815 \text{ tonne}$$

La quantité de chaleur dégagée par la respiration des dattes est égale à $q_{rés} = 63,968 \text{ J / kg} \cdot \text{h}$ [10].

La relation (3-15) donne la charge thermique due à la respiration des denrées entreposée.

$$Q_{rés} = 144,815 \times 63,968 \times 24 = 222,325 \times 10^3 \text{ kJ}$$

8. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

i. calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle

Calculons tout d'abord le bilan général initial donné par la relation (3-18)

$$Q_{0,int}^{perma} = 59,46 \times 10^4 \text{ kJ}$$

$$Q_{0,int}^{trans} = 245,37 \times 10^4 \text{ kJ}$$

En règles générales la durée de fonctionnement d'une machine frigorifique industrielle est de 16 heures. Ce qui donne des puissances frigorifiques pour les deux systèmes :

$$\dot{Q}_0^{perma} = \frac{59,46 \times 10^4}{576 \times 10^2} = 10,323 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_0^{trans} = \frac{245,37 \times 10^4}{567 \times 10^2} = 43,275 \text{ kW}$$

La puissance frigorifique prévisionnelle est égal alors à

$$Q_{0,pre}^{perman} = 10,323 \times 1,2 = 12,387 \text{ kW}$$

$$Q_{0,pré}^{trans} = 43,275 \times 1,2 = 51,93 kW$$

Conclusion

Le calcul du bilan frigorifique d'une chambre froide, est très important car le dimensionnement de la machine frigorifique, ou le choix des équipements de celle-ci se fait sur la base des besoins en froid trouvés lors de ce calcul.

Le choix du temps de fonctionnement de l'installation, pour le régime transitoire est le fait qu'on a pas intérêt à refroidir les dattes rapidement.

Après avoir établi le bilan frigorifique on peut à priori choisir les différents composants de la machine frigorifique.

Chapitre IV

CHOIX DES EQUIPEMENTS DE L'INSTALLATION

Après avoir déterminé la puissance frigorifique prévisionnelle, permanente $\dot{Q}_{0,pré}^{perma}$ et transitoire $\dot{Q}_{0,pré}^{trans}$. Il est question de dimensionner les échangeurs de chaleurs (l'évaporateur et le condenseur), qui vont satisfaire ces besoins. Economiquement cette option est adoptée si on construit plusieurs chambres froides de la même puissance frigorifique. Dans cette étude on va opter pour la deuxième solution, qui est le choix de ces équipements. Ce choix peut être fait de différentes manières vu la richesse du marché des équipements frigorifiques. Ainsi le plus important dans notre cas est d'éviter le surdimensionnement des appareils.

V.1.Choix de l'évaporateur

V.1.1. Généralité sur l'évaporateur

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur au fluide frigorigène. Donc l'évaporateur est, l'appareil le plus important du circuit, le reste du circuit étant là uniquement pour ramener le fluide vaporisé à l'état liquide.

Les évaporateurs revêtent des formes extrêmement variées suivant l'application à laquelle on les destine ; on peut cependant les répartir en deux catégories, dépendant de la nature du fluide à refroidir:

- évaporateurs refroidisseurs d'air ;
- évaporateurs refroidisseurs de liquide.

Lorsqu'on considère le ou les évaporateurs d'une installation frigorifique, on doit distinguer ceux fonctionnant en ventilation naturelle de ceux fonctionnant en ventilation forcée. Dans le premier cas, il n'est pas prévu un ventilateur mécanique alors que dans le second, il en est prévu un ou plusieurs.

Les évaporateurs à ventilation forcée sont actuellement les plus répandus. Ils représentent plus de 80 % du marché.

Dans toute chambre froide, il faut éviter que ce soit l'air primaire qui vienne en contact des marchandises stockées. La meilleure solution est en effet celle qui consiste à faire circuler de l'air au-dessus des denrées stockées, pratiquement sous le plafond. C'est pour cette raison qu'on choisit généralement des évaporateurs plafonniers.

Comme tout autre composant du circuit frigorifique, l'évaporateur ne doit pas être considéré isolément. Sa puissance frigorifique est, en effet, directement influencée

par le détendeur : évaporateur et détendeur constituant une véritable boucle de réglage.

V.1.2. Sélection de l'évaporateur

Pour la sélection de l'évaporateur, on doit fixer, à priori, la température d'évaporation, le fluide frigorigène utilisé, et la température d'entrée de l'air.

Selon qu'il s'agit de refroidir de l'air, du liquide ou du solide, dénommés généralement sources froides, le niveau de température à réaliser T_f détermine le niveau de la température d'évaporation T_0 à partir du moment où l'on choisit l'écart minimal (le pincement) : $T_f - T_0 = 5$ à 7 K [12].

Tel qu'il était illustré précédemment (§ I.4.4.1) le coefficient de performance d'une installation est directement influencée par la diminution de la température d'évaporation. Pour cela on va prendre le pincement qui nous permet d'avoir la température d'évaporation la plus grande.

Dans ce cas la température à réaliser T_f est la température ambiante de la chambre froide qui est égale à 7 °C, est aussi la température d'entrée de l'air.

Prenons $\Delta T = 7$ k, ce qui donne une température d'évaporation $T_0 = 0$ °C.

Prendrons comme fluide frigorigène le R 134a (Tétrafluoréthane), a cause de ses caractéristiques (ODP = 0, GWP = 1300 kg.eq.CO₂).

V.1.2.1. Evaporateur assurant le régime permanent

Le tableau de présélection d'un constructeur (FRIGA-BOHN), nous permet d'opter pour un type d'évaporateur et cela en fonction de la température d'entrée de l'air.

Pas d'ailettes	Température d'entrée d'air				
	+ 10 °C	+ 2 °C	- 5 °C	- 10 °C	- 25 °C
4,23 mm	MUC ..R	+ Kit E1K			LUC ..E
6,35 mm	MUC ..L	+ Kit E1K			LUC ..C
	Sans dégivrage	Avec dégivrage			

Tableau 4.1.: Tableau de présélection d'évaporateur

Choisissons donc un évaporateur de type MUC...R d'un pas d'ailette $P_{ai} = 4,23$ mm.

Pour la détermination de la puissance frigorifique à évacuer réellement, compte tenu des différences existant entre les conditions standard et les conditions souhaitées, on utilise la relation suivante [14].

$$\dot{Q}_{0,pérma}^{sélec} = \dot{Q}_{0,pérma}^{pré} \times f_1 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \quad (5-1)$$

où

- f_1 : coefficient d'hygrométrie ;
- f_2 : coefficient de correction de ΔT ;
- f_3 : coefficient matériau de l'ailette ;
- f_4 : coefficient fluide frigorigène.

Dans le cas présent les coefficients ont les valeurs suivantes (voir Annexe IV) :

$$\begin{aligned} f_1 &= 0,85 & f_3 &= 1,03 \\ f_2 &= 1,14 & f_4 &= 1,10 \end{aligned}$$

D'où

$$\dot{Q}_{0,p\acute{e}rma}^{\bullet \text{ s\acute{e}lec}} = 12,387 \times 0,85 \times 1,14 \times 1,03 \times 1,1 = 13,6 \text{ kW}$$

Le même catalogue nous permet de choisir l'évaporateur MUC 960R qui est équipé de deux ventilateurs d'une puissance de 360 W chacun.

Finalement, la puissance frigorifique permanente qu'il faut évacuer est égal à

$$\dot{Q}_{0,p\acute{e}r}^{\bullet} = \dot{Q}_{0,init}^{\bullet \text{ p\acute{e}rman}} + \dot{Q}_{vent}^{\bullet}$$

$$\dot{Q}_{0,p\acute{e}rman}^{\bullet} = 10,322 + 0,72 = 11,042 \text{ kW}$$

V.1.2.2. Evaporateur assurant le régime transitoire

Le tableau de présélection du même constructeur pour une autre série d'évaporateurs (la série IK) nous permet de faire un choix préalable de l'évaporateur

Pas d'ailettes	Température d'entrée d'air					
	+10 °C	+4 °C	+2 °C	-5 °C	-10 °C	-25 °C -30 °C
4,23 mm	IK...R	IK...R+E1U	IK...R+ELU		IK...E	
6,35 mm	IK...L	IK...L+E1U	IK...L+ELU		IK...C	
9 mm						IK...S
	Sans dégivrage	Avec dégivrage				

Tableau 4.2.: Tableau de présélection d'évaporateur

Choisissons un évaporateur de type IK...R d'un pas d'ailette $P_{ai} = 4,23$ mm. En utilisant la même relation, et pour les mêmes valeurs des coefficients on calcule

$$\dot{Q}_{0,trans}^{\bullet \text{ s\acute{e}lect}} = 51,93 \times 0,85 \times 1,14 \times 1,03 \times 1,1 = 56,094 \text{ kW}$$

Le catalogue du constructeur nous donne comme évaporateur IK 4057R qui est équipé de deux ventilateurs d'une puissance de 900 W chacun.

Finalement la puissance frigorifique transitoire maximale qu'il faut évacuer, se calcule par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{0,trans} = \dot{Q}_{0,trans}^{init} + \dot{Q}_{ven}$$

D'où

$$\dot{Q}_{0,trans} = 43,275 + 0,9 \times 2 = 45,075 \text{ kW}$$

V.2. Choix du groupe de condensation

V.2.1. Généralités sur les compresseurs

Le compresseur est le seul organe mécanique du système frigorifique. Il existe deux grandes familles de compresseurs utilisés dans les machines frigorifiques :

- les compresseurs cinétiques (centrifuges);
- les compresseurs volumétriques.

Les compresseurs volumétriques sont de différents types (alternatifs à pistons, rotatifs et à vis). Le groupe moto-compresseur peut être hermétique, semi-hermétique ou ouvert.

Dans les installations frigorifiques de grandes puissances, les compresseurs semi-hermétiques sont généralement les plus adaptés, leur gamme de puissance s'échelonne de 1 kW jusqu'à 50 kW pour les motos compresseurs volumétriques.

La principale caractéristique d'un compresseur volumétrique est le taux de compression, qui est définie comme le rapport entre la pression de refoulement à celle de l'aspiration.

V.2.2. Sélection du groupe de condensation

Il existe une relation étroite entre la détermination d'un évaporateur, dont les principaux paramètres sont la puissance frigorifique, la température ambiante de la chambre, la température d'évaporation ainsi que l'écart de température et la détermination d'un compresseur.

On effet, on doit sélectionner un compresseur pour la même puissance frigorifique et de même température d'évaporation que l'évaporateur. De façon à réaliser un équilibre entre les puissances de l'évaporateur et du compresseur.

V.2.2.1. Le groupe assurant le régime permanent

La puissance frigorifique recherchée de ce groupe est celle calculée dans le paragraphe précédent (§ VI.1.2.1) qui est égale à 11042 W.

En tenant compte du fluide frigorigène utilisé (R 134a), de la température d'évaporation $T_0 = 0$ °C et de la température ambiante (à l'extérieur de la chambre froide), on sélectionne le groupe de condensation P8-3DA-50X [14].

Le compresseur sélectionné a les caractéristiques nominales suivantes :

- ✓ Puissance nominale $\dot{Q}_0 = 11,36$ kW ;
- ✓ Puissance absorbée $P_{abs} = 5,9$ kW.

V.2.2.2. Le groupe assurant le régime transitoire

La puissance frigorifique transitoire maximale, que le groupe de condensation doit satisfaire est celle calculée dans le paragraphe précédent (§ VI.1.2), qui est égale à 45075 W.

Le même catalogue, et pour les mêmes conditions que dans le cas de la détermination du groupe de condensation pour le régime permanent, nous donne comme groupe de condensation Z9-6DJ-300X [15].

Le compresseur a les caractéristiques suivantes :

- ✓ Puissance frigorifique $\dot{Q}_0 = 48,57$ kW ;
- ✓ Puissance absorbée $P_{abs} = 36$ kW.

On définit le coefficient d'effet frigorifique comme étant le rapport entre la puissance frigorifique nominale du compresseur à la puissance absorbée [8].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{abs}} \quad (5-2)$$

Compte tenu des valeurs données par le constructeur on calcule le coefficient d'effet frigorifique pour les deux compresseurs :

- Le compresseur de la machine assurant le régime permanent

$$\varepsilon = \frac{11,36}{5,9} = 1,925$$

- Le compresseur de la machine assurant le régime transitoire

$$\varepsilon = \frac{48,57}{36} = 1,349$$

Cela signifie que dans le premier cas il faut dépenser 0,52 kWh pour obtenir une production frigorifique de 1 kWh, alors que dans le deuxième cas il faut dépenser 0,74 kWh pour la même production de froid.

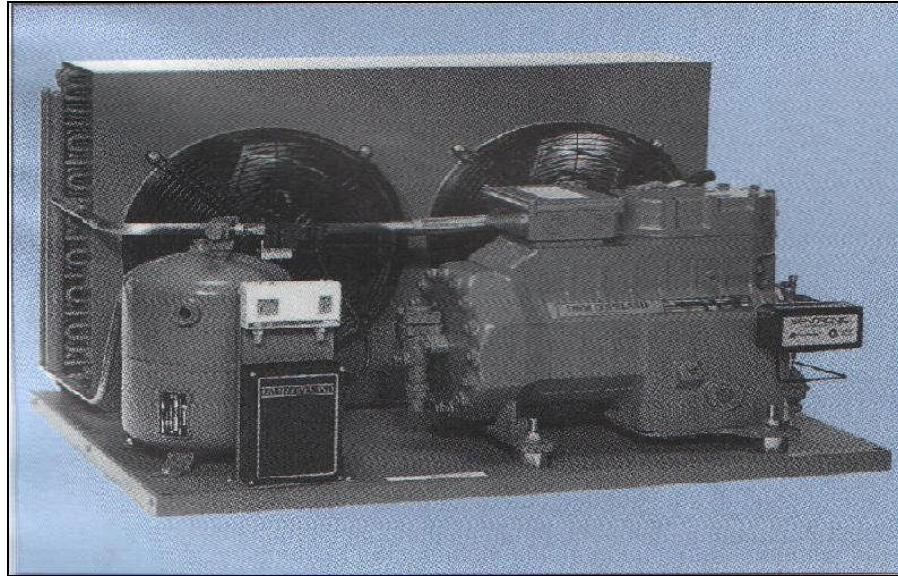


Figure 5.1. Le groupe de condensation sélectionné

V.3. Choix du détendeur

V.3.1. Généralités

Un détendeur thermostatique a pour fonction de contrôler l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène, de façon à ce que les vapeurs à la sortie soient surchauffées.

Le fluide frigorigène pénètre dans cet organe à l'état de liquide sous-refroidie, et sous la pression de condensation. Lors de son passage à travers un orifice calibré, il subit une chute de pression, en se vaporisant partiellement. Le mélange liquide-vapeur résultant est d'autant plus riche en vapeur que la pression d'évaporation est plus basse.

V.3.2. Sélection du détendeur

Le choix du détendeur s'effectue à partir de sa puissance nominale désignée par le constructeur, pour une température d'évaporation, et une certaine chute de pression entre l'amont et l'aval du détendeur.

C'est ainsi que la puissance nominale d'un détendeur, pour une puissance frigorifique nécessaire \dot{Q}_0 , est calculée à l'aide de la relation suivante [16] :

$$\dot{Q}_n = \frac{\dot{Q}_0}{\Delta t_u} \quad (5-3) \quad \text{en kW}$$

où

Δt_u : facteur correctif pour le sous refroidissement.

Nous devons déterminer la température de condensation ainsi que le sous refroidissement du liquide, la pression de condensation et d'évaporation du fluide frigorigène.

- Température et pression d'évaporation

La température d'évaporation étant $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ (voir paragraphe § VI.1.2). Pour la détermination de la pression d'évaporation le tableau donnant les propriétés thermodynamiques du R 134a, nous donne $P_0 = 2,941 \text{ bar}$ (Annexe III).

- Température et pression de condensation

La température de condensation T_c est liée directement à la valeur de la température du puits chaud T_k par l'écart de température (pincement) qui est égale à : $\Delta T = 10 \text{ à } 15 \text{ }^\circ\text{C}$ [12].

Mais la température de condensation influe directement sur les performances de l'installation, une température de condensation trop élevée provoque une chute du coefficient de performance de la machine, alors qu'une température de condensation basse peut provoquer un phénomène de vaporisation dans la conduite liquide (§ I.4.4.2).

Pour la détermination de la température de condensation on prend un pincement égal à 10, avec une température de l'air (puits chaud) $T_{\text{air}} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$, on aura une température de condensation $T_c = 53 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour la détermination de la pression condensation, le même tableau (Annexe III) nous donne une pression $P_c = 14,218 \text{ bar}$.

- Détermination du sous refroidissement

Une sous refroidissement accentue permet d'avoir un meilleur coefficient de performance (§ I.4.4.3). Prenons un sous refroidissement égal à $10 \text{ }^\circ\text{C}$ [13].

- Calcul de la chute de pression

La chute de pression ($P_c - P_0$) doit être corrigée pour la chute de pression dans la conduite de liquide, le distributeur éventuel et la tuyauterie en aval du détendeur. Si la chute de pression n'est pas connue, on peut la régler à 2 bar. La chute de pression dans le détendeur est donc : $\Delta p = P_c - P_0 - 2 \text{ bar}$ [16].

Donc la chute de pression à travers le détendeur est égale à

$$\Delta p = 14,218 - 2,941 - 2 = 9,277 \text{ bar.}$$

V.3.2.1 Détendeur de la machine assurant le régime permanent

De ce qui précède on a une puissance frigorifique $\dot{Q}_{0,perma} = 11,042 kW$.

La puissance nominale du détendeur à sélectionner avec $\Delta t_u = 1,08$ [16] est égale à

$$\dot{Q}_{det} = \frac{11,042}{1,08} = 10,22 kW$$

Avec une ouverture de surchauffe égale à 4 K, qui est la différence entre la température pour laquelle le détendeur est complètement ouvert et celle pour laquelle il commence à s'ouvrir sans que le fluide frigorigène pénètre dans le détendeur [16].

En majorant les pertes de pression à 10 bar, il faut choisir le détendeur TRE 10-5N [16].

V.3.2.2. Détendeur de la machine assurant le régime transitoire

La puissance frigorifique de la machine est égale à $\dot{Q}_{0,tran} = 45,075 kW$, d'où la puissance nominale que le détendeur doit satisfaire, avec la même valeur du pour le facteur correctif pour le sous refroidissement est :

$$\dot{Q}_n = \frac{45,075}{1,08} = 41,736 kW$$

Pour les mêmes conditions que précédemment, le détendeur sélectionné est du type TRE 40-14N.

Conclusion

Il était question lors du choix des équipements, d'opter pour les pressions et températures, de condensation et de vaporisation, qui nous permettent d'opérer dans les conditions qui nous donnent le meilleur coefficient de performance.

En choisissant une batterie d'ailette (choix de l'évaporateur), d'un pas d'ailette de 4,23 mm, conduit à des pertes de charges côté air plus importante que pour un pas de 6,35 mm. Mais pour la deuxième gamme (IK), l'évaporateur qui peut satisfaire les besoins de la machine secondaire, à une puissance nominale égale à 50 kW. Puisque c'est une étude de chambre froide et non de climatisation d'un locale où les pertes de charges doivent être minime, en à opter pour le premier cas pour éviter un surdimensionnement de l'évaporateur.

On remarque que la puissance frigorifique de la machine secondaire (machine assurant le régime transitoire), est supérieure à celle de la machine principale (machine assurant le régime permanent), et que 74 % de la puissance frigorifique de la machine

secondaire, est due à la charge thermique par ouverture des portes. Donc on a intérêt à minimiser au maximum ces ouvertures, qui sont proportionnelles aux flux de marchandise.

On peut opter pour une autre solution, qui consiste à diviser l'enceinte frigorifique en deux parties. De telle sorte à maintenir dans la première partie une température de 10 °C, et dans la deuxième partie en maintient une température égale à 7 °C.

Lors de l'introduction de denrée, on fait de sorte que la marchandise ne soit pas introduite directement dans la deuxième partie de la chambre, mais la garde dans la première partie.

S'il n'y a pas eu une demande ce jour, on introduit cette masse dans la deuxième chambre, et les denrées fraîches on les stocke dans la première partie de la chambre.

Cette démarche nous permet d'éliminer le régime transitoire dans la deuxième chambre, et de réduire la puissance de la machine assurant le régime permanent.

Chapitre V

REGULATION DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

Toutes les installations frigorifiques ménagères et commerciales, et de plus en plus d'installations industrielles fonctionnent sans intervention humaine. L'alimentation en fluide frigorigène des évaporateurs l'alimentation en eau des condenseurs s'il y a lieu, la surveillance de la température, le degré hygrométrique des chambres froides, et leur maintien entre deux limites fixées à l'avance pour une bonne conservation des denrées entreposées sont confiés à des automates. Il en est de même de la sécurité de marche de l'installation, du relèvement et de l'enregistrement de la température, de la pression et du débit.

IV.1. Définition

Un automate a pour fonction, en agissant sur un équipement, de maintenir constante ou de faire varier selon une certaine loi en fonction du temps une grandeur dite grandeur réglée ou contrôlée. La valeur idéale de la grandeur réglée est la consigne.

Selon le mode d'action de l'automate, la modification du fonctionnement de l'équipement peut être continue dans le temps ou discontinue.

Si la modification est continue, l'automate est un régulateur. Parmi les régulateurs, il y a notamment, les régulateurs analogiques et les régulateurs numériques.

Si les automates interviennent de façon discontinue, par des actions brusques (cas des systèmes fonctionnant par tout ou rien), il s'agit de faux régulateurs qui assurent un automatisme à séquence.

Si l'intervention d'un automatisme conduit à réduire ou à annuler l'écart entre la valeur mesurée et la consigne, le système est dit à boucle fermée. Dans le cas contraire, il s'agit d'un système à boucle ouverte, l'automate ne vérifie pas les résultats de son intervention.

IV.2. Eléments constituant un automatisme

Tout automatisme est constitué des quatre éléments essentiels représentés sur la figure (4-1) :

- un détecteur;
- un émetteur,
- un transmetteur;
- un (ou plusieurs) récepteur(s).

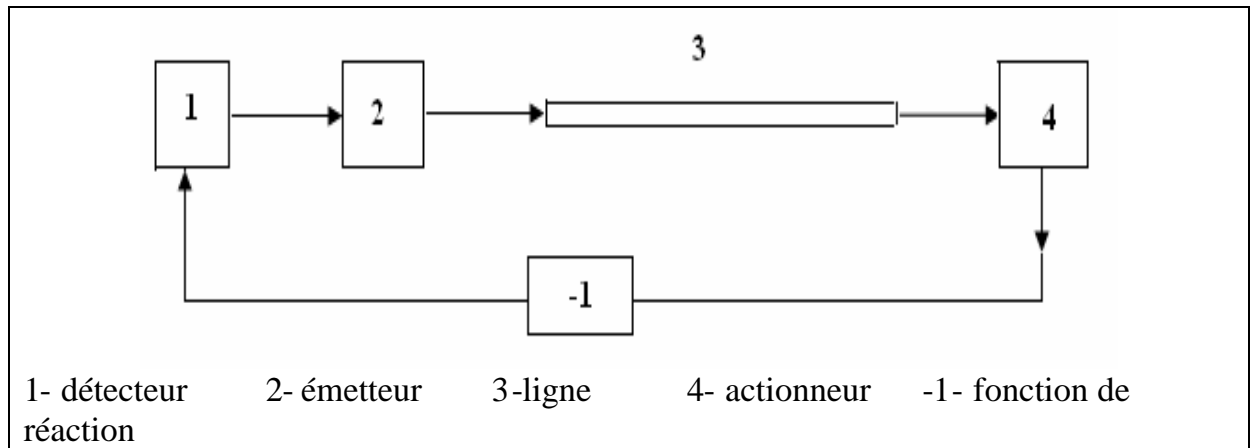


Figure .4.1. Schéma de principe d'un régulateur

IV.2.1. Le détecteur

Le détecteur, encore appelé capteur ou sonde, agit comme un appareil de mesure. Il détermine l'information, qui est la valeur de la grandeur directrice à laquelle correspond celle de la grandeur réglée vrai.

Les grandeurs réglées sont nombreuses alors qu'il n'existe que quelques grandeurs directrices :

- variation de la longueur;
- variation de la pression;
- variation de grandeurs électrique ou magnétique.

IV.2.2. L'émetteur

Le rôle de l'émetteur est d'élaborer à partir de l'information fournie par le détecteur, un ordre ou un signal, dès que, selon le mode de fonctionnement de l'automate, la grandeur réglée varie de la quantité minimale décelable par le détecteur ou que l'écart entre l'information et la consigne n'est plus admissible.

IV.2.3 Le transmetteur

Le transmetteur est l'organe qui conduit l'ordre (ou les ordres) à un (ou à plusieurs) récepteur(s).

Le dispositif de transmission peut être de type câble ou du type programmé.

IV.2.4. Le récepteur

Le récepteur, ou actionneur, a pour fonction d'agir sur les équipements techniques selon l'ordre reçu.

L'actionneur peut comporter une mémoire ou être temporisé à l'enclenchement ou au déclenchement, de façon à respecter une certaine séquence d'opérations ou à éviter que des conditions contradictoires ou inopportunes soient à satisfaire au même moment.

IV.3. Réglage des grandeurs internes

IV.3.1. Organe de détente

Il existe plusieurs types de détendeur selon le type d'évaporateur qui lui est associée, est selon le mode d'alimentation de ce dernier.

Les appareils automatiques d'alimentation en fluide frigorigène les plus courants sont :

- les détendeurs capillaires ;
- les détendeurs manuels ;
- les détendeurs automatiques pressostatiques ;
- les détendeurs automatiques d'injection ;
- les détendeurs à commande électrique ;
- les régleurs de niveau ;
- les détendeurs à flotteur.

Les détendeurs thermostatiques sont les plus utilisés dans l'industrie du froid, car ils garantissent une alimentation maximale de l'évaporateur quelle que soit les conditions de refroidissement de la machine et assurent une constance de la surchauffe des vapeurs quittant l'évaporateur. Il existe deux types de détendeur thermostatique, le détendeur thermostatique à égalisation interne de la pression, et le détendeur thermostatique à égalisation externe de la pression.

IV.3.1.1. Détendeur thermostatique à égalisation interne de la pression

Le détendeur thermostatique est formé essentiellement d'une vanne à pointeau et d'un train thermostatique (1). Le train thermostatique contient une substance (le plus souvent une charge liquide-vapeur) dont la pression est représentative de la température du bulbe (7). Cette pression P_b s'applique sur la face supérieure d'une membrane (2), alors que sa face inférieure est soumise à la pression P_0 du fluide frigorigène détendu. Le pointeau (6) est solidaire à la membrane grâce à un axe de commande (4) : la position de la membrane (donc l'ouverture du détendeur) dépend donc de la différence de pression ($P_b - P_0$), qui est représentative de la surchauffe.

Ce type de détendeur est bien adapté lorsque la perte de charge entre l'aval du détendeur et la sortie de l'évaporateur est faible.

Fonctionnement

Le contrôle du débit massique du fluide frigorigène par le détendeur est tel que la surchauffe est maintenue, sinon rigoureusement constante, du moins fluctuante autour de la consigne. Le débit massique \dot{m}_0 de fluide injecté par le détendeur ne doit pas être plus grand que celui que le compresseur peut aspirer \dot{m}_c , il est la somme du débit \dot{m}_1

de vapeur apparaissant dès la détente et du débit \dot{m}_2 du liquide frigorigène effectivement évaporé dans l'évaporateur.

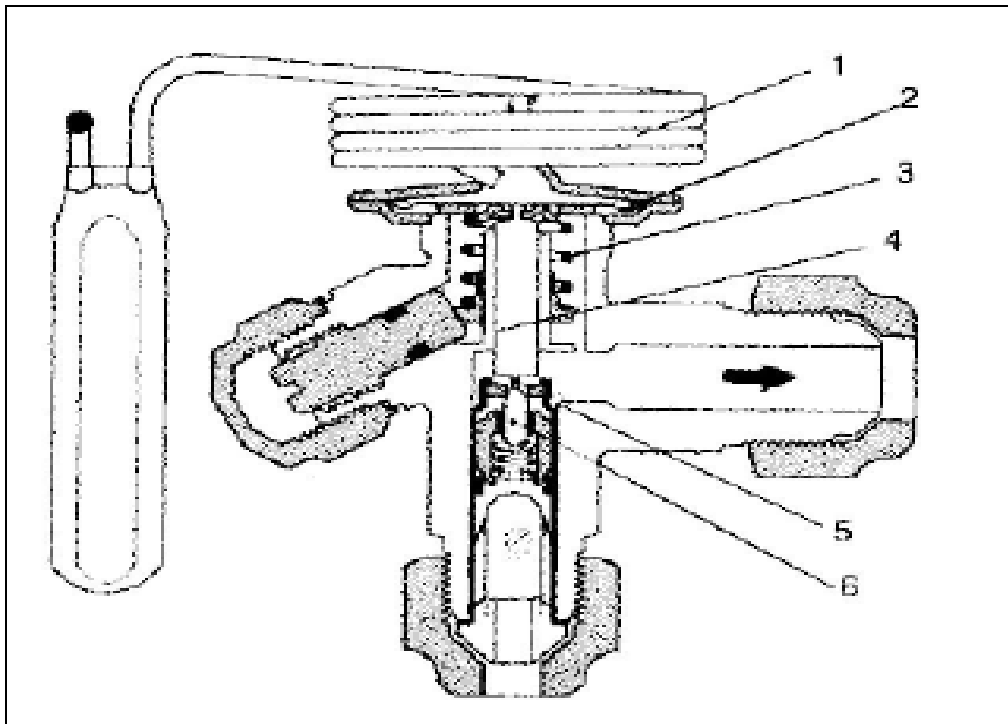


Figure 4.2. Schéma de principe d'un détendeur thermostatique à équilibrage interne de la pression [13]

S'il y a égalité entre les débits massique du fluide détendu et du fluide aspiré par le moto-compresseur et si la surchauffe correspond à celle de consigne, le fonctionnement de l'installation est stable.

Si le débit du fluide frigorigène détendu tend à être plus petit que celui aspirer par le compresseur, l'évaporateur n'est pas bien alimenté, il résulte une élévation progressive de la température des vapeurs à la sortie. La pression dans le train thermostatique augmente ce qui conduit à l'ouverture du détendeur et l'augmentation du débit.

Si, inversement \dot{m}_0 est supérieur à \dot{m}_c , la température à la sortie de l'évaporateur diminue, entraînant une augmentation de la surchauffe ainsi que la pression dans le train thermostatique, qui engendre une réduction de l'ouverture du détendeur.

IV.3.1.2. Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

Le détendeur à égalisation externe de pression a un fonctionnement identique à celui du détendeur thermostatique à égalisation interne mais afin de neutraliser l'influence des pertes de charge dans l'évaporateur le passage de la tige coulissante reliant soufflet et pointeau sont rendus étanches à l'aide de presse-étoupe, la pression

agissant sous le soufflet est la pression à la sortie de l'évaporateur grâce à une égalisation de pression obtenue par un piquage effectué après le bulbe et relié au raccord d'égalisation prévu sur le corps du détendeur.

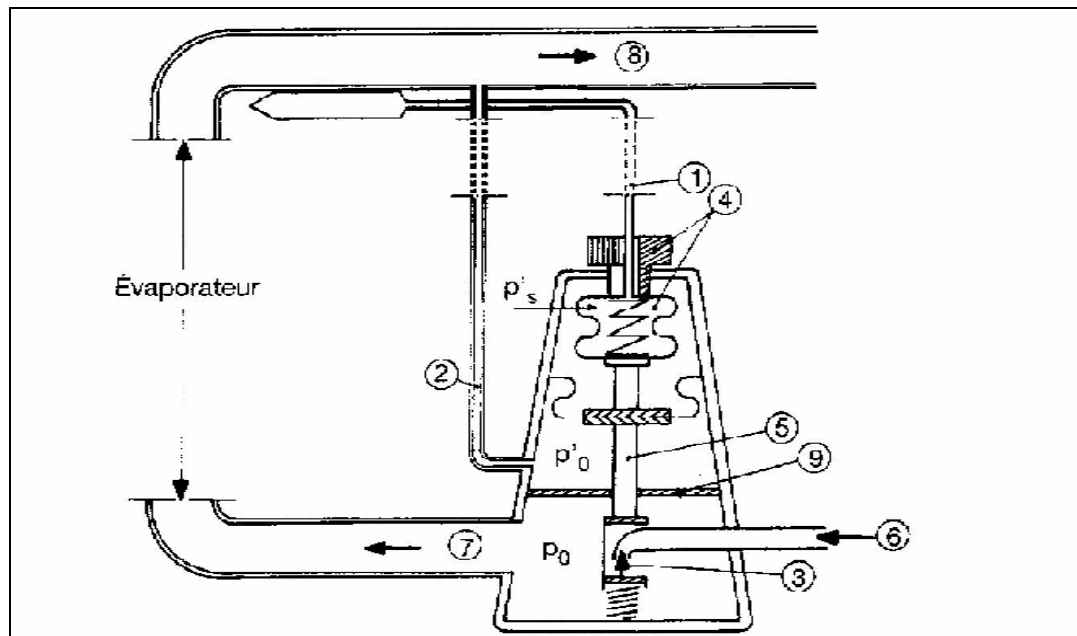


Figure 4.3. Schéma de principe d'un détendeur thermostatique à équilibrage externe de la pression [11]

Ce type de détendeur est généralement utilisé pour alimenter :

- les évaporateurs présentant des pertes de charge élevées ;
- les évaporateurs basse température ;
- les évaporateurs à plaques.

IV.4. Réglage de la température

Les appareils de contrôle de la température sont des thermostats. Le plus souvent des appareils fonctionnant par tout ou rien.

On distingue plusieurs types de thermostats :

- thermostats à bulbe ;
- thermostats électriques ;
- des thermostats bimétalliques.

IV.4.1. Thermostat à bulbe

Les thermostats à bulbe sont les plus couramment utilisés par les industries agroalimentaires et par la chaîne de froid.

Le thermostat a pour rôle de régler la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi voisines que possible de la température réelle que l'on désire obtenir.

Le dispositif de rupture du différentiel impliquerait donc l'encadrement de la température entre deux limites, supérieur et inférieur.

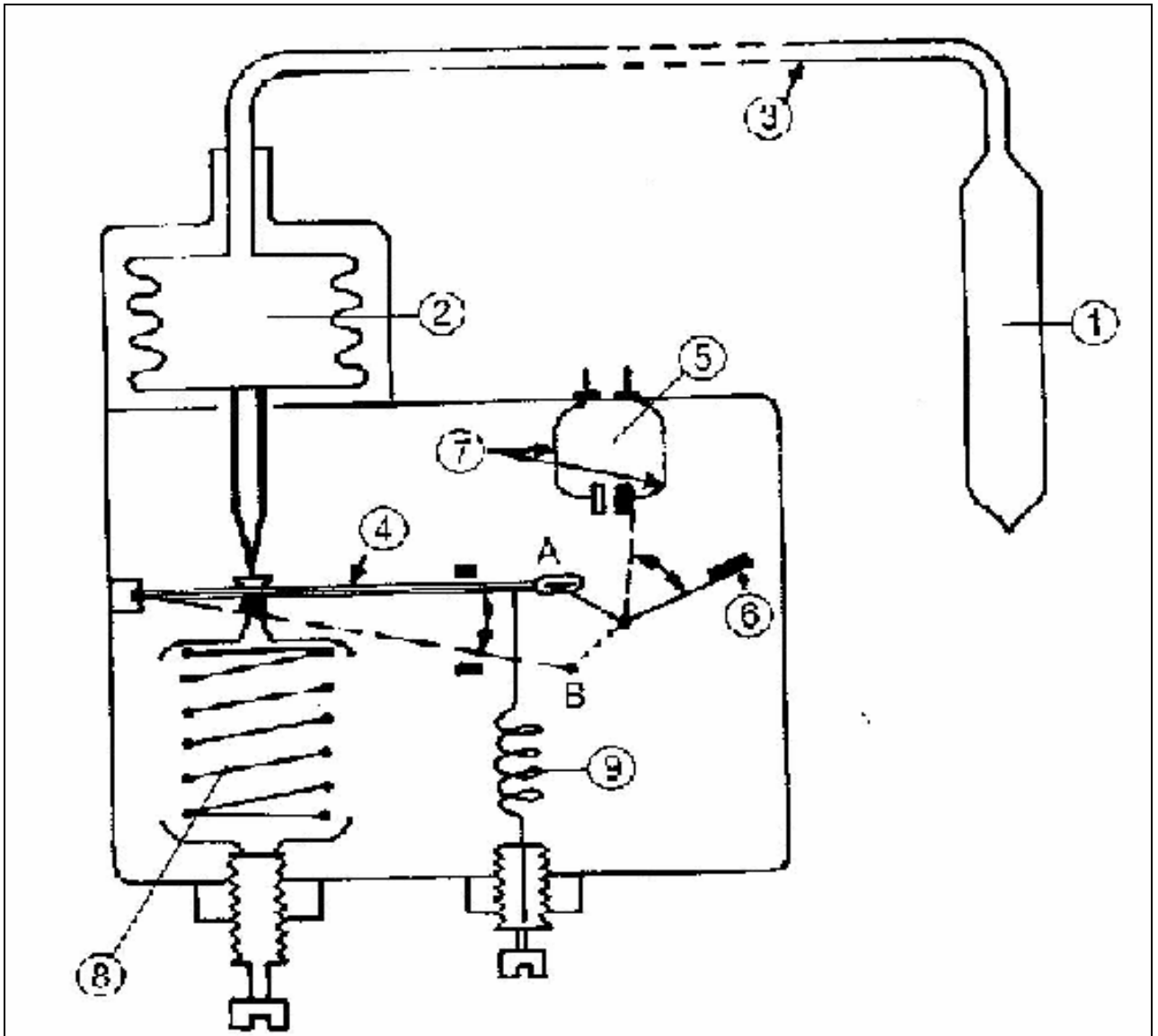


Figure 4.4. Schéma de principe d'un thermostat à bulbe

Fonctionnement

La sonde du thermostat doit être placée dans un endroit où l'air repris à la même caractéristique que celle du local, et ce afin de réduire la distance entre le servomoteur et la sonde.

La position neutre du thermostat correspond à l'égalité entre d'une part la force F_t engendrée par la pression existant dans le train thermostatique et d'autre part, par la somme des forces dues à la pression atmosphérique F_a et celle du ressort F_r .

$$F_t = F_a + F_r$$

Quand la température augmente, la force F_t croît, ce qui provoque l'enclenchement d'un contact électrique et la mise en marche de la machine de production du froid.

Le réglage de la température de consigne est obtenu en agissant sur la tension d'un ressort compensateur. Plus le ressort est serré et plus élevée est la température.

Conclusion

La température et la resurchauffe, ne sont pas les seules grandeurs à réguler dans une installation frigorifique, mais il y a d'autre tel que le contrôle de l'humidité de l'air, le contrôle de la composition chimique de l'air, la pression de condensation et d'évaporation. Ces deux derniers sont des régulations de sécurité.

Conclusion

Conclusion générale

Tout au long de cette étude il était question de parler des chambres froides. Ces chambres qui permettent à l'Homme moderne de conserver les denrées périssables pendant plusieurs jours, voir même des mois, et de lui permettre de s'approvisionner de produits (fruit et légume) même hors saison de production.

Lors du calcul du bilan thermique de cette chambre on a éliminé les charges thermiques dus aux machines roulant et aux machines divers, car il y avait pas une nécessité de prévoir ce genre de machines dans une chambre de petite surface, et pour une hauteur de stockage de 2 m.

Il était question le long de cette étude de faire un bilan thermique de la chambre, puis de sélectionner les équipements de la machine frigorifique, qui nous permet de ce positionner dans des conditions optimale d'utilisations de celle-ci. Toute en respectant les règles de sécurité et d'hygiène.

Maintenir une température basse dans une chambre froide dans le sud algérien, conduit à une consommation d'énergie électrique très grande, vu la température ambiante à l'extérieur de la chambre qui est très élevée par rapport à l'intérieur, ce qui conduit à des déperditions en plus. D'un autre coté le temps de marche de l'installation peut atteindre les 16 heures par jours.

Dans le cas présent, et pour les deux machines sélectionnées, le prix de revient du kWh est élevé, en particulier pour la machine secondaire. Et comme on cherche à optimiser les machines de telle sorte qu'on obtient une production à un prix acceptable, on peut opter pour d'autres systèmes de production du froid autre que les systèmes mécano-frigorifique, dont le système à compression mécanique de la vapeur. Par exemple on peut opter pour la réfrigération solaire. Cela est possible vu le potentiel en énergie solaire que possède le Sud algérien.

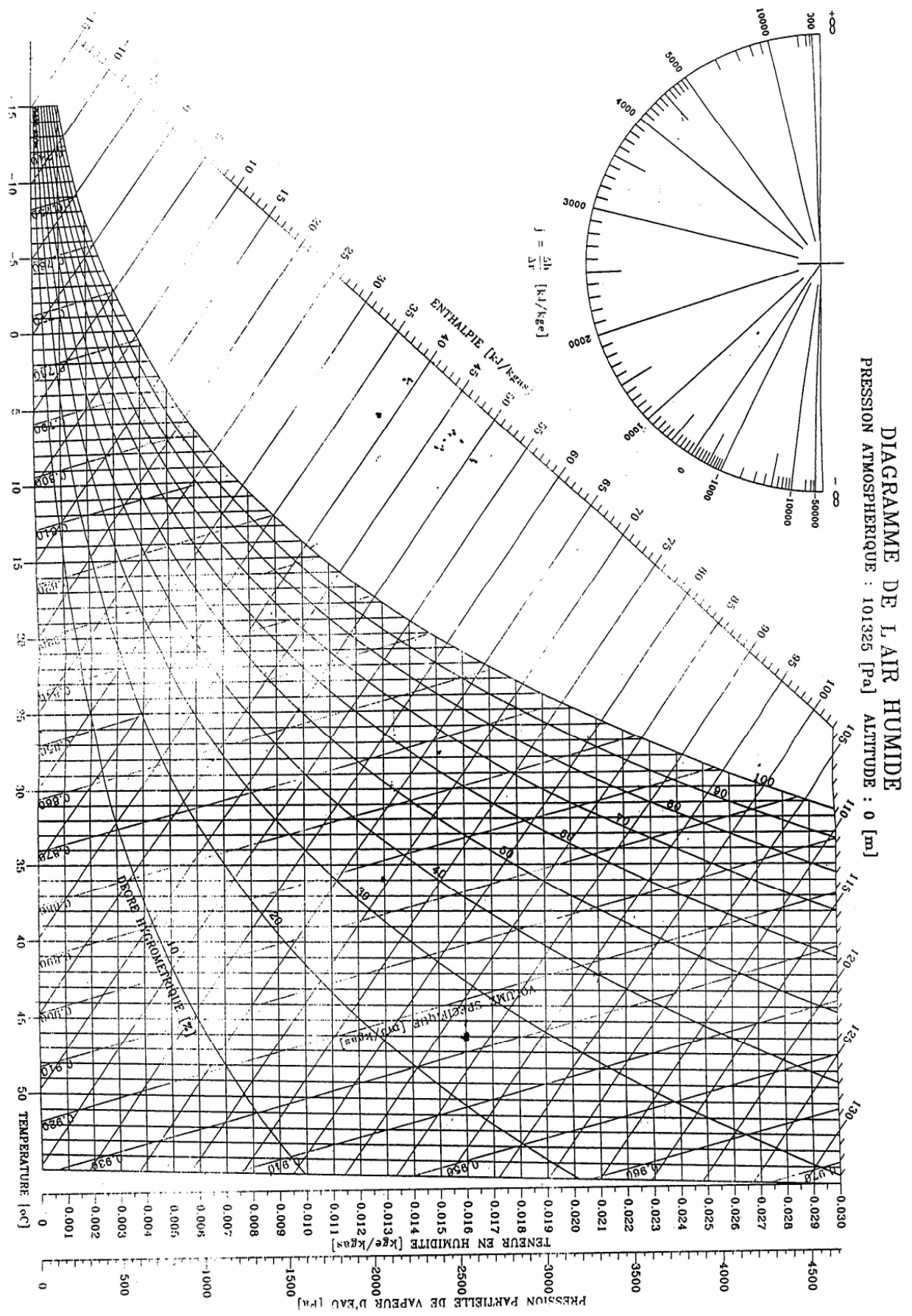
Bibliographie

Références bibliographiques

- [1] **FEIDT. M.**
Production de froid et revalorisation de la chaleur : principes généraux.
Technique de l'ingénieur BE 8095.
- [2] **RAPIN. P. J.**
Installations frigorifiques (Tome 2).
PYC 7^{me} Edition. Paris, 1996.
- [3] **DUMINIL. M.**
Théorie des machines frigorifiques.
Technique de l'ingénieur B 9730.
- [4] **CONAN. J. G.**
Réfrigération industrielle
Eyrolles, 1988
- [5] **HOLMAN. J. P.**
Heat transfert.
Metric, 1992
- [6] **EUGENE. D. V.**
Isolation thermique des constructions en Algérie.
Entreprise nationale du livre, 1986.
- [7] **RECKNEGEL.**
Manuel pratique de génie climatique (Tome 1).
PYC 3^{me} édition.
- [8] **BREIDERL. H. J.**
Calcul des chambres froides.
PYC, 1998.
- [9] **VRINAT. G.**
Production de froid.
Technique de l'ingénieur B 9745.
- [10] **DOSSAT. R. J.**
Principles of refrigeration..
Prentice-Hall, 1991.

- [11] **ANDRE. G.**
Equipement frigorifique : automatisme et conception.
Lavoisier. 1997.
- [12] **VRINAT. G.**
Production du froid : technologie des machines industrielles.
Technique de l'ingénieur B 2365.
- [13] **MEUNIER. F. et RIVET. P.**
Froid industriel.
Dunod. 2005.
- [14] **Catalogue de constructeur d'évaporateur.**
www.friga-bohn.com.
- [15] **Catalogue de constructeur de compresseur.**
COPELAND.
- [16] **Catalogue de constructeur de détendeur.**
www.rc.danfoss.com.
- [17] **KAKAÇ. S et LIU. H.**
Heat exchangers: selection, rating, and thermal design.
CRC press. 1998.

Annexes



1. Parois Est et Ouest

D'après les lois de transfert thermique en à

$$q_{glob} = q_{conv} = q_{cond} = q_{conv}$$

Le flux de chaleur globale traversant une paroi en utilisant la relation (2-1). En prenant $\frac{1}{h_i} = 0,06$ et $\frac{1}{h_e} = 0,03$.

$$q_{glob} = k\Delta T = \frac{\Delta T}{R_{glob}} = \frac{55-7}{6,577} = 7,298 W / m^2$$

La température sur la surface externe de la paroi se calcule par la relation suivante :

$$q_{conv} = h_e(T_{ex} - T_{sex}) \Leftrightarrow T_{sex} = T_{ex} - \frac{1}{h_e} q_{conv}$$

$$T_{sex} = 55 - 0,03 \times 7,298 = 54,8^{\circ} C$$

Les températures à l'intérieur de la paroi se calculent en utilisant la loi de FOURIER

$$q_{cond} = \frac{(T_j - T_k)}{\frac{e_i}{\lambda_i}} \Leftrightarrow T_k = T_j - \frac{e_i}{\lambda_i} q_{cond}$$

Sachant que $q_{glob} = q_{cond}^{ec} = q_{cond}^{brique} = q_{cond}^{p.v} = q_{cond}^{isolant} = q_{cond}^{ecg}$

Les températures dans les différentes interfaces de la paroi sont portées dans le tableau suivant.

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Température ($^{\circ}C$)	54,8	54,6	53,7	53,5	7,6	7,4

Tableau 1 : Températures dans les différentes interfaces de la paroi

Aux deux températures T_{sex} et T_{sin} correspond une pression partielle de la vapeur d'eau P_{sex} et P_{sin} . Pour calculer les pressions P_{sex} et P_{sin} on utilise le diagramme de l'air humide de la figure de l'annexe I.

$$\left. \begin{array}{l} T_{sex} = 54,8 \\ \varphi = 13\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sex} = 2020 Pa$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{sin} = 7,5 \\ \varphi = 75\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sin} = 770 Pa$$

Par analogie à la conduction thermique, le flux de vapeur qui traverse un mur composé de plusieurs couches se calcule de la façon suivante :

$$i = \frac{\Delta P}{1,6 \times 10^6 \cdot \sum \mu \cdot d}$$

On en déduit donc

$$i = \frac{2020 - 770}{1,6 \times 10^6 \times 560,16} = 139,469 \times 10^{-8} \text{ Kg} / \text{h.m}^2$$

La pression partielle dans les différentes interfaces se calcule par la relation précédente, en ne prenant que la résistance à diffusion de la couche considérée. Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Pression partielle (Pa)	2020	2019,2	2016,	811	770,74	770

Tableau 2 : Pression partielle dans les différentes interfaces de la paroi

La pression de saturation se calcule pour différentes températures en utilisant le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

Pour le calcul de la pression partielle de la vapeur d'eau dans la couche de l'isolant. On calcul pour des différents température de saturation la section dans l'isolant ou règne cette température. Puis on calcul la pression correspondantes à cette température.

2. Parois Nord

D'après les lois de transfert thermique en à

$$q_{glob} = q_{conv} = q_{cond} = q_{conv}$$

Le flux de chaleur globale traversant une paroi en utilisant la relation (2-1). En prenant $\frac{1}{h_i} = 0,06$ et $\frac{1}{h_e} = 0,03$.

$$q_{glob} = k\Delta T = \frac{\Delta T}{R_{glob}} = \frac{45-7}{6,577} = 5,777W / m^2$$

La température sur la surface externe de la paroi se calcule par la relation suivante :

$$q_{conv} = h_e(T_{ex} - T_{sex}) \Leftrightarrow T_{sex} = T_{ex} - \frac{1}{h_e} q_{conv}$$

$$T_{sex} = 45 - 0,03 \times 7,298 = 44,8^{\circ}C$$

Les températures à l'intérieur de la paroi se calculent en utilisant la loi de FOURIER

$$q_{cond} = \frac{(T_j - T_k)}{\frac{e_i}{\lambda_i}} \Leftrightarrow T_k = T_j - \frac{e_i}{\lambda_i} q_{cond}$$

Sachant que $q_{glob} = q_{cond}^{ec} = q_{cond}^{brique} = q_{cond}^{p.v} = q_{cond}^{isolant} = q_{cond}^{ecg}$

Les températures dans les différentes interfaces de la paroi sont portées dans le tableau suivant.

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Température ($^{\circ}C$)	44,8	44,6	43,8	43,6	7,2	7

Tableau 1 : Températures dans les différentes interfaces de la paroi

Aux deux températures T_{sex} et T_{sin} correspond une pression partielle de la vapeur d'eau P_{sex} et P_{sin} . Pour calculer les pressions P_{sex} et P_{sin} on utilise le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

$$\left. \begin{array}{l} T_{sex} = 54,8 \\ \varphi = 13\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sex} = 1235 Pa$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{sin} = 7,5 \\ \varphi = 75\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sin} = 750 Pa$$

Par analogie à la conduction thermique, le flux de vapeur qui traverse un mur composé de plusieurs couches se calcule de la façon suivante :

$$i = \frac{\Delta P}{1,6 \times 10^6 \cdot \sum \mu \cdot d}$$

On en déduit donc

$$i = \frac{1235 - 750}{1,6 \times 10^6 \times 560,16} = 541,14 \times 10^{-9} \text{ Kg} / \text{h.m}^2$$

La pression partielle dans les différentes interfaces se calcule par la relation précédente, en ne prenant que la résistance à diffusion de la couche considérée. Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Pression partielle (Pa)	1235	1234,7	1233,5	765,9	750,3	750

Tableau 2 : Pression partielle dans les différentes interfaces de la paroi

La pression de saturation se calcule pour différentes températures en utilisant le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

Pour le calcul de la pression partielle de la vapeur d'eau dans la couche de l'isolant. On suit le même raisonnement.

3. Parois Sud

D'après les lois de transfert thermique en à

$$q_{glob} = q_{conv} = q_{cond} = q_{conv}$$

Le flux de chaleur globale traversant une paroi en utilisant la relation (2-1). En prenant $\frac{1}{h_i} = 0,06$ et $\frac{1}{h_e} = 0,03$.

$$q_{glob} = k\Delta T = \frac{\Delta T}{R_{glob}} = \frac{50-7}{6,577} = 6,537 W / m^2$$

La température sur la surface externe de la paroi se calcule par la relation suivante :

$$q_{conv} = h_e(T_{ex} - T_{sex}) \Leftrightarrow T_{sex} = T_{ex} - \frac{1}{h_e} q_{conv}$$

$$T_{sex} = 50 - 0,03 \times 6,537 = 49,8^{\circ} C$$

Les températures à l'intérieur de la paroi se calculent en utilisant la loi de FOURIER

$$q_{cond} = \frac{(T_j - T_k)}{\frac{e_i}{\lambda_i}} \Leftrightarrow T_k = T_j - \frac{e_i}{\lambda_i} q_{cond}$$

Sachant que $q_{glob} = q_{cond}^{ec} = q_{cond}^{brique} = q_{cond}^{p.v} = q_{cond}^{isolant} = q_{cond}^{ecg}$

Les températures dans les différentes interfaces de la paroi sont portées dans le tableau suivant.

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Température ($^{\circ}C$)	49,8	49,6	48,7	48,5	7,4	7,2

Tableau 1 : Températures dans les différentes interfaces de la paroi

Aux deux températures T_{sex} et T_{sin} correspond une pression partielle de la vapeur d'eau P_{sex} et P_{sin} . Pour calculer les pressions P_{sex} et P_{sin} on utilise le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

$$\left. \begin{array}{l} T_{sex} = 54,8 \\ \varphi = 13\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sex} = 1748 Pa$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{sin} = 7,5 \\ \varphi = 75\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sin} = 765 Pa$$

Par analogie à la conduction thermique, le flux de vapeur qui traverse un mur composé de plusieurs couches se calcule de la façon suivante :

$$i = \frac{\Delta P}{1,6 \times 10^6 \cdot \sum \mu \cdot d}$$

On en déduit donc

$$i = \frac{1748 - 765}{1,6 \times 10^6 \times 560,16} = 109,678 \times 10^{-8} \text{ Kg/h.m}^2$$

La pression partielle dans les différentes interfaces se calcule par la relation précédente, en ne prenant que la résistance à diffusion de la couche considérée. Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

	Surface externe de la paroi	Interface E.C-mur en brique	Interface mur en brique- p. v	Interface p. v- isolant	Interface isolant- E. C. G	Face interne de la paroi
Pression partielle (Pa)	1748	1747,3	1744,8	797,2	765,5	765

Tableau 2 : Pression partielle dans les différentes interfaces de la paroi

La pression de saturation se calcule pour différentes températures en utilisant le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

Pour le calcul de la pression partielle de la vapeur d'eau dans la couche de l'isolant. On suit le même raisonnement.

4. Le plafond

Le flux de chaleur globale traversant une paroi en utilisant la relation (2-1). En prenant $\frac{1}{h_i} = 0,06$ et $\frac{1}{h_e} = 0,03$.

$$q_{glob} = k\Delta T = \frac{\Delta T}{R_{glob}} = \frac{50-7}{6,459} = 6,657 W / m^2$$

La température sur la surface externe du plafond se calcule par le relation suivante :

$$q_{conv} = h_e(T_{ex} - T_{sex}) \Leftrightarrow T_{sex} = T_{ex} - \frac{1}{h_e} \cdot q_{conv}$$

$$T_{sex} = 50 - 0,03 \times 6,657 = 49,8^{\circ} C$$

Les températures à l'intérieur de la paroi se calculent en utilisant la loi de FOURIER

$$q_{cond} = \frac{(T_j - T_k)}{\frac{e_i}{\lambda_i}} \Leftrightarrow T_k = T_j - \frac{e_i}{\lambda_i} \cdot q_{cond}$$

Sachant que $q_{glob} = q_{cond}^{ec} = q_{cond}^{brique} = q_{cond}^{p.v} = q_{cond}^{isolant} = q_{cond}^{ecg}$

	Surface externe de la paroi	Interface dalle armé- p.v	Interface p.v-isolant	Interface isolant-E.C.G	Face interne de la paroi
Température ($^{\circ}C$)	49,8	49,5	49,3	7,5	7,4

Tableau 1 : Températures dans les différentes interfaces du plafond

Aux deux températures T_{sex} et T_{sin} correspond une pression partielle de la vapeur d'eau P_{sex} et P_{sin} . Pour calculer les pressions P_{sex} et P_{sin} on utilise le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

$$\left. \begin{array}{l} T_{sex} = 49,8 \\ \varphi = 13\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sex} = 1748 Pa$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{sin} = 7,5 \\ \varphi = 75\% \end{array} \right\} \rightarrow P_{sin} = 770 Pa$$

Par analogie à la conduction thermique, le flux de vapeur qui traverse un mur composé de plusieurs couches se calcule de la façon suivante :

$$i = \frac{\Delta P}{1,6 \times 10^6 \cdot \sum \mu d}$$

On en déduit donc

$$i = \frac{1748 - 770}{564,82 \times 1,6 \times 10^6} = 108,22 \times 10^{-8} \text{ Kg} / \text{h.m}^2$$

La pression partielle dans les différentes interfaces se calcule par la relation précédente, en ne prenant que la résistance à diffusion de la couche considérée. Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant.

	Surface externe du plafond	Interface dalle armé- p.v	Interface p.v-isolant	Interface isolant-E.C.G	Face interne du plafond
Pression partielle (°C)	1748	1736,6	801,6	770,4	770

Tableau 4 : Pression partielle dans les différents interfaces du plafond

La pression de saturation se calcule pour différentes températures en utilisant le diagramme de l'air humide de la figure annexe I.

En procède de la même façon pour déterminer la pression partielle de la vapeur d'eau dans la couche de l'isolant.

Propriété thermodynamique du réfrigérant R 134a saturé [17]

T (K)	p (bar)	v_f (m ³ /kg)	v_g (m ³ /kg)	h_f (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	s_f (kJ/kg·K)	s_g (kJ/kg·K)	c_{pf} (kJ/kg·K)	c_{pg} (kJ/kg·K)	μ_f (10 ⁻⁴ Pa·s)	μ_g (10 ⁻⁴ Pa·s)	k_f (W/m·K)	k_g (W/m·K)	Pr_f	Pr_g	σ (N/m)
200	0.070	0.000661	2.32	-36.0	201.0	-0.1691	1.0153									
210	0.187	0.000674	0.906	-26.5	208.1	-0.1175	0.9941									
220	0.252	0.000687	0.698	-15.3	214.5	-0.0664	0.9758									
230	0.438	0.000701	0.416	-3.7	220.8	-0.0158	0.9602	1.113	0.732							
240	0.728	0.000716	0.258	8.1	227.1	0.0343	0.9471	1.162	0.764	4.25	0.095	0.099	0.008	4.99	0.90	
250	1.159	0.000731	0.167	20.3	233.3	0.0840	0.9363	1.212	0.798	3.70	0.099	0.095	0.008	4.72	0.96	0.0145
260	1.765	0.000748	0.112	32.9	239.4	0.1331	0.9276	1.259	0.835	3.25	0.104	0.091	0.008	4.49	1.02	0.0131
270	2.607	0.000766	0.077	45.4	244.8	0.1817	0.9211	1.306	0.876	2.88	0.108	0.087	0.009	4.31	1.08	0.0117
280	3.721	0.000786	0.055	59.2	251.1	0.2299	0.9155	1.351	0.921	2.56	0.112	0.083	0.009	4.17	1.14	0.0103
290	5.175	0.000806	0.040	72.9	256.6	0.2775	0.9114	1.397	0.972	2.30	0.117	0.079	0.010	4.07	1.20	0.0090
300	7.02	0.000821	0.029	87.0	261.9	0.3248	0.9080	1.446	1.030	2.08	0.121	0.075	0.010	4.00	1.27	
310	9.33	0.000865	0.022	101.5	266.8	0.3718	0.9050	1.497	1.104	1.89	0.125	0.071	0.010	3.98	1.34	
320	12.16	0.000895	0.016	116.6	271.2	0.4189	0.9021	1.559	1.198	1.72	0.129	0.068	0.011	3.98	1.57	
330	15.59	0.000935	0.012	132.3	275.0	0.4663	0.8986	1.638	1.324	1.58	0.133	0.064	0.011	3.94	1.44	
340	19.71	0.000984	0.0094	148.9	277.8	0.5146	0.8937	1.750	1.520	1.45	0.137	0.060	0.012	4.23	1.74	
350	24.60	0.00105	0.0071	166.6	279.1	0.5649	0.8861	1.931	1.795	1.34	0.14	0.056	0.012	4.62	2.09	
360	30.40	0.00115	0.0051	186.5	277.7	0.6194	0.8721	2.304	2.610	1.20	0.16	0.054	0.013	5.16	3.21	
370	37.31	0.00139	0.0035	216.0	270.0	0.6910	0.8370			0.95	0.26					
374.3 ^a	40.67	0.00195	0.0020	248.0	248.0	0.7714	0.7714									

Le constructeur donne les puissances frigorifiques pour des conditions d'essais standard de température, d'humidité, fluide frigorigènes donnés et pour des matériaux utilisés bien connu.

Les coefficients standard de température sont :

Condition standard	Température d'entrée d'air	Température d'évaporation	ΔT standard
SC 1	+ 10 °C	0 °C	10
SC 2	0 °C	- 8 °C	8
SC 3	- 18 °C	- 25 °C	7
SC 4	- 25 °C	- 31 °C	6

Les Coefficient d'hygrométrie standard

Condition standard	Humidité relatif %	Puissance nominale/Puissance standard
SC 1	85	1,35
SC 2	85	1,15
SC 3	95	1,05
SC 4	95	1,01

Coefficient de fluide frigorigène

Condition standard	R 404A/ R 507	R 22	R 134a
SC 1	1	0,95	0,93
SC 2	1	0,95	0,91
SC 3	1	0,95	0,85
SC 4	1	0,95	

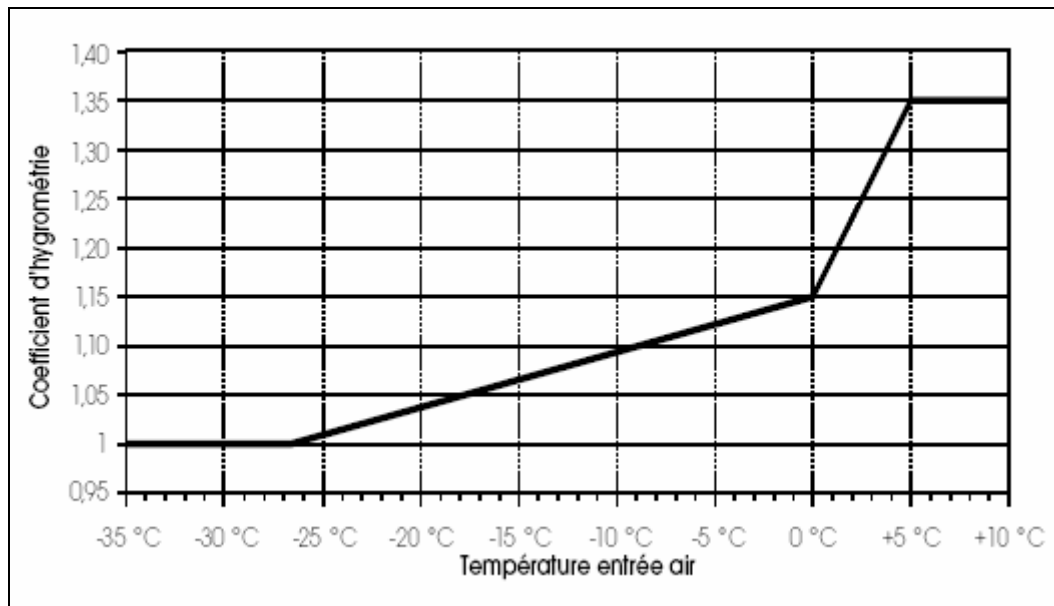
Coefficient matériau de l'ailette

Ailette aluminium	Ailette aluminium protégé	Ailette cuivre
1	0,97	1,03

Dans le cas où les conditions de fonctionnement de l'évaporateur diffèrent de ceux indiqués par le constructeur on introduit des coefficients de correction f définie par

$$f = \frac{\text{Condition standard}}{\text{Condition rechercher}}$$

Pour la détermination du coefficient d'hygrométrie on utilise le graphe suivant :



Graphe de détermination du coefficient d'hygrométrie