

**AREPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE**



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master 2 en :  
**Energétique**

**Thème :**  
**Etude et Dimensionnement d'un Entrepôt Frigorifique**

**Encadreur :**

- Mr. GUERGADJ MOHAMED

**Présenté par :**

- OSMALI AHMED
- AIDAOUI FAROUK
- BOULARES AYOUB

**Promotion : 2019/2020**

## *Remerciements*

*Tout d'abord, nous tenons à remercier Dieu tout puissant, de nous avoir donné la santé, la volonté et la patience pour mener à terme notre formation de Master 2 et pouvoir réaliser ce travail de recherche.*

*Nous tenons à exprimer nos profonds remerciements à notre encadreur MR GUERGADJ MOHAMED qui nous a proposé le sujet de ce mémoire et nous a guidé de ses précieux conseils et suggestions et la confiance qu'il nous a témoigné tout au long de ce travail.*

*Nous tenons à gratifier aussi les membres de jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail.*

*Nous adressons aussi nos remerciements à MR TEMMAR MUSTAPHA Chef de Département Mécanique et tous les enseignants de cette filière.*

*Enfin, nous adressons nos sincères sentiments de gratitude et de reconnaissance à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin pour la réalisation de ce travail.*

# *Dédicaces*

*Du profond de mon cœur, je dédie ce travail à tous ceux qui me sont chers,*

*A mon cher père Rabi Yarahmou qui nous a quitté pour toujours le 22 Juillet 2020 souffrant du virus Covid 19, aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon chagrin, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que lui a consenti pour mon instruction et mon bien être*

*Je lui remercie pour tout le soutien et l'amour que lui m'a porté depuis mon enfance et j'espère que sa bénédiction m'accompagne toujours.*

*Que ce modeste travail soit l'exaucement de ses vœux tant formulés, le fruit de ses innombrables sacrifices. Que Dieu, le tout puissant, l'accueille dans son vaste paradis et qu'il repose en paix.*

*A ma chère maman, que dieu vous accorde santé, bonheur et longue vie.*

*A ma chère Sœur et chers frères pour leur soutien plus que précieux,*

*Et enfin, à mes très chers amis : Farouk et Ayoub.*

*OSMALI AHMED*

# *Dédicaces*

*Je dédié ce travail à ma chère famille ,mes parents  
mes frères et sœurs et les amis proches et leur famille  
KHALI, HAMOUDI , chef département  
Mr :TEMAR ainsi que mon père qui n'ont jamais  
hésité à me donner le courage et la force pour  
travailler et aller de l'avant pour enfin arriver à  
concrétiser ce rêve d'être diplômé en master 2*

*FAROUK AIDAOUI*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce simple travail à ma chère famille  
, mes parents mes frères et sœurs ainsi que mes  
profs qui n'ont jamais hésité à me donner le  
courage et la force pour travailler*

*Ayoub boulares*

# Sommaire

## Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique

Remerciements.
Dédicaces.
Sommaire.
Sommaire des tableaux.
Sommaire des figures.
Nomenclature

### Chapitre 1 : Généralités sur le froid

Introduction général	01
Introduction	04
1. Technique de production de froid	04
2. Les Machines frigorifiques	04
2.1. Les machines frigorifiques	04
2.2. Fonctionnement d'une machine	05
2.2.1. Le circuit frigorifique simplifié	05
2.2.2. Les éléments de base du circuit frigorifique	05
2.2.3. Compréhension du circuit frigorifique	06
2.2.4. Premier principe appliqué sur les éléments de basse machine	08
2.3. Les types des éléments de base du circuit frigorifique	08
2.3.1. Les différents types de compresseur	08
2.3.2. Les différents types d'évaporateur	12
2.3.3. Les différents types de condenseur	12
2.3.4. Les différents types de détendeur	13
3. Les Chambres froides	14
Introduction	14
3.1. Définition de Chambre froide	15
3.2. Objectif d'utilisation de Chambre	16
3.3. Les catégories de Chambres froides	17
3.4. Les types de chambre froide	18
3.4.1. La Chambre froide Positive	18
3.4.2. La Chambre négative	18
3.4.3. La Surgélation	19

## Chapitre II : Conception de l'entrepôt

Introduction	21
1. Les entrepôts frigorifiques	21
2. Les différents types d'entrepôt frigorifique	21
3. L'entrepôt frigorifique relatif au projet	22
4. Les données climatiques et paramètres du site :	23
5. Affectation des denrées :	25
6. Tonnage et Manutention.	26
6.1. Tonnage.	26
6.2. Manutention.	27
6.2.1. Matériels utilisés.	27
7. Calcul de la masse totale et la masse journalière à entreposer	28
7.1. Dimensions des manutentions	28
7.2. Calcul le nombre de piles :	29
7.3. Détermination du nombre de caisses :	29
7.4. Capacité d'entreposage :	29
7.5. La masse journalière :	29

## Chapitre III : L'isolation thermique

Introduction	32
1. Les types d'isolants	32
2. Les normes d'isolation	34
3. Choix d'isolant	34
4. Transfert de chaleur	35
5. Les trois modes de transfert de chaleur :	35
5.1. Par conduction	35
5.2. Par convection	35
5.2.1. Convection forcée	36
5.2.2. Convection naturelle	37
6. Calcul des $h_i$ et $h_{ext}$ :	39
6.1. pour le calcul de $h_i$	39
6.2. pour le calcul de $h_{ext}$	43
7. Calcul de l'épaisseur de l'isolant et le coefficient globale de transmission:	43

## Chapitre IV : Bilan et choix d'installation frigorifiques

Introduction.	47
1- calcul des différents apports	47
2. Calcul les charges thermique externes	47
2.1. Les charges thermiques par transmission	47
2.2. Charge thermique par renouvellement d'air	50
2.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes :	52
3. Calcul Les charges thermiques internes	53
3.1. Charge thermique dus à l'introduction des denrées	53
3.2. Charge thermique dues à l'éclairage	54
3.3. Charge thermique due aux personnes	55
3.4. Charge thermique due aux matériels roulant	55
3.5. Charge thermique due au refroidissement de L'emballage	56
3.6. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs et de la dégivrages	57
3.7. Calcul la puissance effective de l'évaporateur	59
3.8. Vérification de la température du SAS	60
4. Choix d'installation de l'entrepôt	61
4.1. Choix du fluide frigorigène	61
4.1.1. Le R404A	61
4.2. Choix des machines frigorifique	63
4.2.1. Les caractéristiques des compresseurs intégrés utilisé sur chaque chambre	64

Conclusion Générale.....	67
Annexes.....	I
Résumé	



Sommaire des tableaux.		
Numéro	Titre du tableau.	Page

### **Chapitre 1 : Généralités sur le froid**

Tableau 1.1 : : L'application du premier principe pour les différentes composantes	08
Tableau 1.2 : températures de conservation des denrées	16
Tableau 1.3 : températures maximales de conservation des denrées	18

### **Chapitre 2 : Conception de l'entrepôt**

Tableau 2.1 : Les caractéristiques des chambres de l'entrepôt.	22
Tableau 2.2 : les données climatiques et les paramètres du lieu de l'entrepôt.	23
Tableau 2.3 : Distribution des denrées sur les chambres.	25
Tableau 2.4 : Les propriétés thermodynamiques des denrées à entreposer.	26
Tableau 2.5 : Calcul de tonnage appliqué aux chambres froides	27
Tableau 2.6 : Tous les résultats	30

### **Chapitre 3 : L'isolation thermique**

Tableau 3.1 : Structure des parois verticales, portes et plafond	34
Tableau 3.2 : Structure de plancher	34
Tableau 3.3 : Régime d'écoulement en fonction des coefficients A, m, n pour la convection forcée.	36
Tableau 3.4 : Propriété physique de l'air.	38
Tableau 3.5 : Coefficient C et n.	38
Tableau 3.6 : Le coefficient global de transfert de chaleur K [Chambre 01].	44
Tableau 3.7 : Le coefficient global de transfert de chaleur K [Chambre 02]	44
Tableau 3.8 : Le coefficient global de transfert de chaleur K [SAS].	45

## Chapitre 4 : Bilan et choix d'installation frigorifiques

Tableau 4.1 : Les valeurs de $\Delta T'$ en fonction de latitude, l'orientation et les parois.	48
Tableau 4.2 : Les charges thermique par transmission [Chambre 01].	48
Tableau 4.3 : Les thermique par transmission [Chambre 02].	49
Tableau 4.4 : Les charges thermique par transmission [SAS].	49
Tableau 4.5 : Les charges totales par transmission pour chaque chambre.	49
Tableau 4.6 : $[\varepsilon]$ Nombre de renouvellement d'air par jour.	50
Tableau 4.7 : Les apports dus au renouvellement d'air.	51
Tableau 4.8 : Les apports dus par ouverture des portes.	52
Tableau 4.9 : Les apports dus à l'introduction des denrées.	54
Tableau 4.10 : Les apports dus à l'éclairage.	54
Tableau 4.11 : Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans une chambre froide	55
Tableau 4.12 : Les charges due au personnes.	55
Tableau 4.13 : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt [W].	56
Tableau 4.14 : Bilan effectué de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée	58
Tableau 4.15 : La puissance effective de l'évaporateur [la puissance frigorifique].	59
Tableau 4.16 : Vérification de la température du SAS.	60
Tableau 4.17 : Les caractéristiques de R404A.	62
Tableau 4.18 : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 64	65
Tableau 4.19 : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 271	65
Tableau .20 : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 271	66

Sommaire des figures.		
Numéro	Titre de la figure.	Page

## Chapitre 1 : Généralités sur le froid

Figure 1,1 : circuit frigorifique simplifié	5
Figure 1,2 : Schéma de la machine frigorifique de base (cycle de Hirn)	6
Figure 1,3 : diagramme de Mollier	7
Figure 1,4 : Compresseur à piston	9
Figure 1.5 : Compresseur à spirale	10
Figure 1.6 : Compresseur centrifuge	11
Figure 1.7 : Condenseur refroidi à l'air typique	13
Figure 1.8 : Détendeur capillaire	13
Figure 1.9 : Détendeur thermostatique	14
Figure 1.10 : Chambre froide	15

## Chapitre 2 : Conception de l'entrepôt

Figure 2.1 : Plan de l'entrepôt	23
Figure 2.2 : La moyenne des vitesses des vents moyens horaires à kolea	24
Figure 2.3 : La température moyenne quotidienne maximale à kolea	24
Figure 2.4 : Projection du lieu du projet dans le plan réel. [14]	25
Figure 2.5 : Palette en bois	27
Figure 2.6 : Transpalettes manuel	28
Figure 2.7 : caisse pour les poissons	28
Figure 2.8 : caisse pour pomme	28
Figure 2.9 : Plan de positionnement des caisses dans une chambre froide	30

## Chapitre 4 : Bilan et choix d'installation frigorifiques

Figure 4.1 : Diagramme de l'air humide [ch 1-2]	51
Figure 4.2 : Exemple choisi sur un type d'un évaporateur pour la chambre 01	58
Figure 4.3 : Les composants intégrés de la machine frigorifique	64
Figure 4.4 : Compresseur intégrés MTZ-64	64

## NOMENCLATURE

### NOMENCLATURE

	<b>Définition</b>	<b>unité</b>
Vu	Le volume utile d'une chambre froide	[m <sup>3</sup> ]
Su	La surface utile de la chambre	[m <sup>2</sup> ]
Hu	La hauteur utile de la chambre	[m]
φ	Flux de chaleur transmis par conduction ou par convection	[W]
λ	Conductivité thermique du milieu	[W/m-1. °c]
T	Température en	[°c]
x	Coordonnée du point considérée dans la direction de Flux	[m]
S	Aire de la section de passage du flux de chaleur	[m <sup>2</sup> ]
l	Est l'échelle caractéristique de longueur	[m]
ΔT	est l'écart caractéristique de température	[°K]
g	est l'accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
ν	est la viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
β	est le coefficient de dilatation	[1/°K]
hi	Le coefficient de transfert de chaleur intérieur	[w/m <sup>2</sup> °K]
he	Le coefficient de transfert de chaleur extérieur	[w/m <sup>2</sup> °K]
K	Le coefficient global de transfert de chaleur	[w/m <sup>2</sup> °K]
Σ Rth	la somme des résistances thermiques	[m <sup>2</sup> °K/ w]
eis	l'épaisseur de l'isolant.	[m]
λis	conductivité thermique de l'isolant	[W/m-1. °c]
eis-n	l'épaisseur normalisée	[m]
ΔT'	Majoration de l'écart de la température ΔT	[K]
Vef	Volume de la chambre froide	[m <sup>3</sup> ]
Vs	Volume spécifique de l'air intérieur	[m <sup>3</sup> /Kg]
He	L'enthalpie de l'air extérieur	[KJ/Kg]
Hi	L'enthalpie de l'air intérieur	[KJ/Kg]
τp	temps d'ouverture des portes en	[mn/heure]
ρaa	masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en	[Kg/m <sup>3</sup> ]
Lp	longueur de la porte en	[m]
Hp	hauteur de la porte en	[m]
ρae	masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre	[KJ/Kg]

## NOMENCLATURE

---

Teg	Température de congélation des denrées	[K]
Leg	chaleur latente des denrées	[kJ/kg]
Cpap	chaleur massique des denrées après congélation	[KJ/KgK]
Qde	Apports dus à l'introduction des denrées	[KW]
Mh	Le débit massique d'entreposage	[kg/h]
Cpav	Chaleur massique des denrées avant congélation	[kJ/kg.K]
Te	température des denrées	[°c]
Tf	température de la chambre froide	[°c]
Qecl	les apports de chaleur dus à l'éclairage	[kW]
P	puissance	[kW]
t	La durée de fonctionnement	[heure]
Spl	surface du plancher	[m <sup>2</sup> ]
Qem	Les apports dus au refroidissement de l'emballage	[KW]
Mem	Débit d'emballage entrant	[Kg/h]
Cpem	Chaleur massique de l'emballage	[KJ/h]
Tem	Température de l'emballage	[K]
Tef	Température de la chambre froide	[°c]
Nc	Nombre de caisse dans la chambre froide	[.]
mc	La masse nette de caisse	[Kg]
Ke	Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur	[w/m <sup>2</sup> °K]
Ki	Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur	[w/m <sup>2</sup> °K]
Se	La surface des murs extérieurs.	[m <sup>2</sup> ]
Si	La surface des murs intérieurs	[m <sup>2</sup> ]

# Introduction générale

---

## Introduction générale

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variées (industries agroalimentaires, médecine, confort thermique, pétrochimie...) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte...) et de prolonger la durée de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges.

On a pu estimer que dans certaines régions du monde, 50% des denrées alimentaires disponibles se perdent entre la période qui s'écoule entre le moment de la production et celui de la consommation. Ainsi, dans le domaine alimentaire, l'objectif du froid est de maintenir la qualité originale des produits en limitant (ou en supprimant) les altérations liées au développement des microorganismes, altérations très rapides dans les pays chauds à cause des conditions climatiques (température, humidité relative) qui sont favorables à la prolifération des bactéries, levures et moisissures.

Pour les produits fabriqués par l'industrie agroalimentaire (lait, fromage...), le froid permet d'améliorer leur qualité en favorisant la maîtrise des conditions de fabrication par une optimisation des paramètres climatiques influençant le comportement des microorganismes. Le froid permet aussi l'augmentation du volume de production agricole par la modification du cycle végétatif des plantes améliorant ainsi leur rendement (printanisation des céréales...).

En production animale, le froid permet la conservation longue durée du sperme destiné à l'insémination artificielle ou encore la conservation des sérums et des vaccins destinés à enrayer les épidémies frappant les animaux. L'avancée technologique de nos jours qui autorise un contrôle plus précis de la température et de l'humidité permet d'améliorer la production du froid.

L'utilisation des atmosphères artificielles permet d'augmenter la durée de conservation de certains fruits et légumes, de même l'utilisation d'adjuvants permet de renforcer l'action du froid mais leur utilisation doit être conforme à la législation nationale relative à la protection des aliments.

# Introduction générale

---

Dans les pays chauds et humides, une température de l'ordre de  $+10^{\circ}\text{C}$  permet une bonne conservation du poisson fumé, du lait concentré ou en poudre, des conserves de viandes...ce qui montre une bonne complémentarité entre le froid et les autres techniques de conservations (séchage...).

Il faut retenir que l'alimentation d'une population mondiale sans cesse croissante exige que des efforts réalisés pour accroître les productions alimentaires soient accompagnés d'initiatives destinées à réduire sinon à éliminer les pertes qui autrement resteraient considérables à toutes les étapes de la distribution et de la transformation des aliments.

Dans le contexte des pays africains en voie de développement, ces initiatives de conservation des aliments doivent couvrir un vaste champ de techniques (abaissement de l'activité de l'eau, traitements thermiques à haute température, traitement thermique à basse température, abaissement du pH, utilisation d'additifs alimentaires, préparation stockage condition des aliments, séparation ou fractionnement).

**C'est pour cela ce modeste travail est subdivisée en quatre chapitres :**

**Le 1<sup>er</sup> Chapitre :** porte sur des généralités notamment sur la théorie du Froid qui parle essentiellement des cycles frigorifiques et des machines utilisées dans ce cycle ainsi que sur les chambres de congélation dont tous ces procédés nous mènent vers une bonne production du froid.

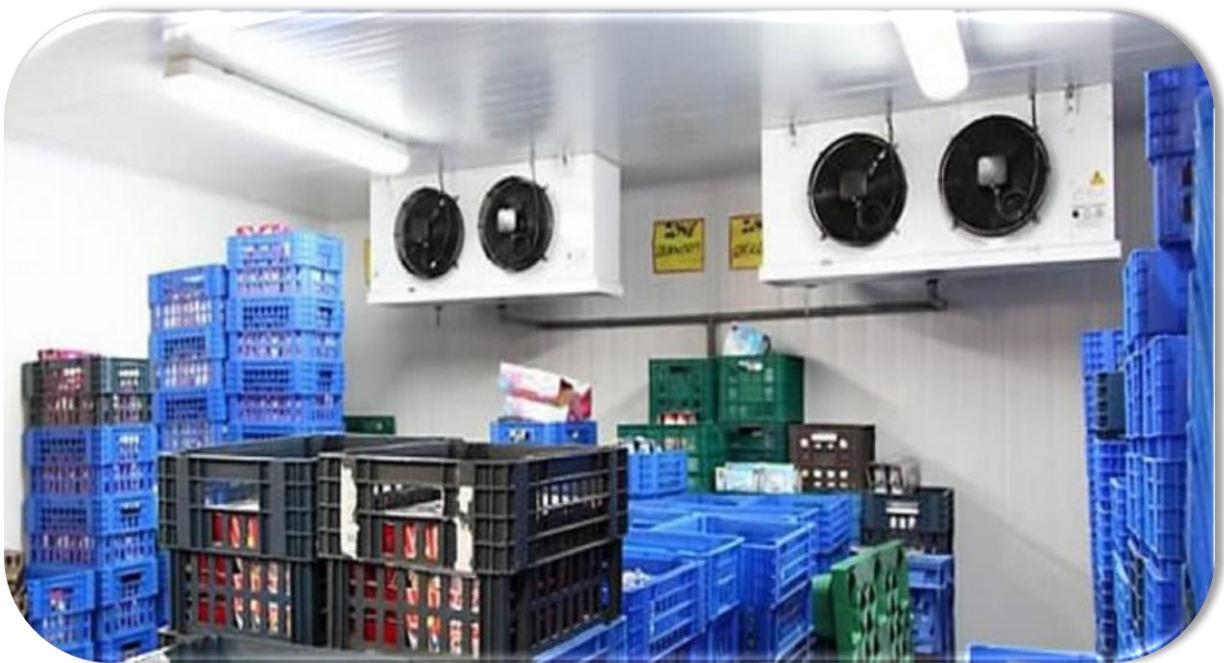
**Chapitre 02 :** qui est consacré à la présentation et la description du projet [Situation géographique, données climatiques, architecture, affectation des denrées et leurs conditions de stockage, l'isolation de la chambre froide]. et qui se résume au type d'isolation thermique utilisé et les coefficients de transfert de chaleur calculés.

**Chapitre 03 :** qui se résume au type d'isolation thermique utilisé et les coefficients de transfert de chaleur calculés.

**Chapitre 04 :** se résume sur les calculs des charges thermiques externes et internes notamment sur les trois types de chambres froides : Chambre positive, négative et SAS. Ces calculs se font dans le but d'avoir la puissance totale nécessaire raisonnable dans ce processus.

# Chapitre I :

## Généralités sur le froid





Le froid est la sensation contraire du chaud, associée aux températures basses, il abaisse la température des denrées et de ce fait ralentit les évolutions physiologiques, biochimiques et microscopiques. Le froid ne stérilise pas, contrairement à la chaleur: Le stock microscopique n'est jamais totalement détruit, quel que soit le niveau de température atteint.

On peut créer le froid artificiellement en effectuant le vide dans une chambre ou par des systèmes réfrigérants tels que les réfrigérateurs ou les congélateurs qui sont deux types fondamentaux de traitement par le froid des denrées alimentaires.

- Le froid positif: la réfrigération.

- le froid négatif: la congélation

- **La réfrigération :**

Le traitement par le froid « réfrigération » consiste à refroidir, puis à conserver une denrée à température positive (à 0°C) de telle façon que l'eau contenue dans cette denrée, ne puisse être transformée en glaces.

- **La congélation:**

Le traitement par le froid « congélation » consiste à refroidir, à congeler et à conserver une denrée à une température très inférieure à celle de l'eau constitutive en son sein. Une grande partie de cette eau est transformée en glace sous de cristaux plus ou moins gros. Les températures usuelles de conservation par congélation sont comprises entre -10°C et -35°C.

## **I.1. Technique de production de froid : [1]**

Il existe différentes façons d'obtenir du froid. Le principe réside toujours en un transfert de chaleur (calories), à partir du système à refroidir vers l'environnement.

La technologie la plus employée dans la grande majorité des réfrigérateurs électroménagers et dans de nombreuses applications industrielles est La Réfrigération à compression de vapeur.

## **I.2. Les machines frigorifiques : [1]**

### **I.2.1. La machine frigorifique : [1]**

Le rôle d'une machine frigorifique est d'extraire de la chaleur à une source froide. On utilise pour cela un fluide frigorigène. Lors de l'évaporation d'un fluide, il y a absorption de chaleur qui correspond à la chaleur latente de vaporisation.

On fait décrire au fluide le cycle suivant composé de deux isobares et deux adiabatiques (voir schéma ci-dessus)

### I.2.2. Fonctionnement d'une machine frigorifique :

La première chose à comprendre est qu'on fait de froid en prenant de la chaleur (ce qui a pour effet de refroidir).

#### I.2.2.1. Le circuit frigorifique simplifié :

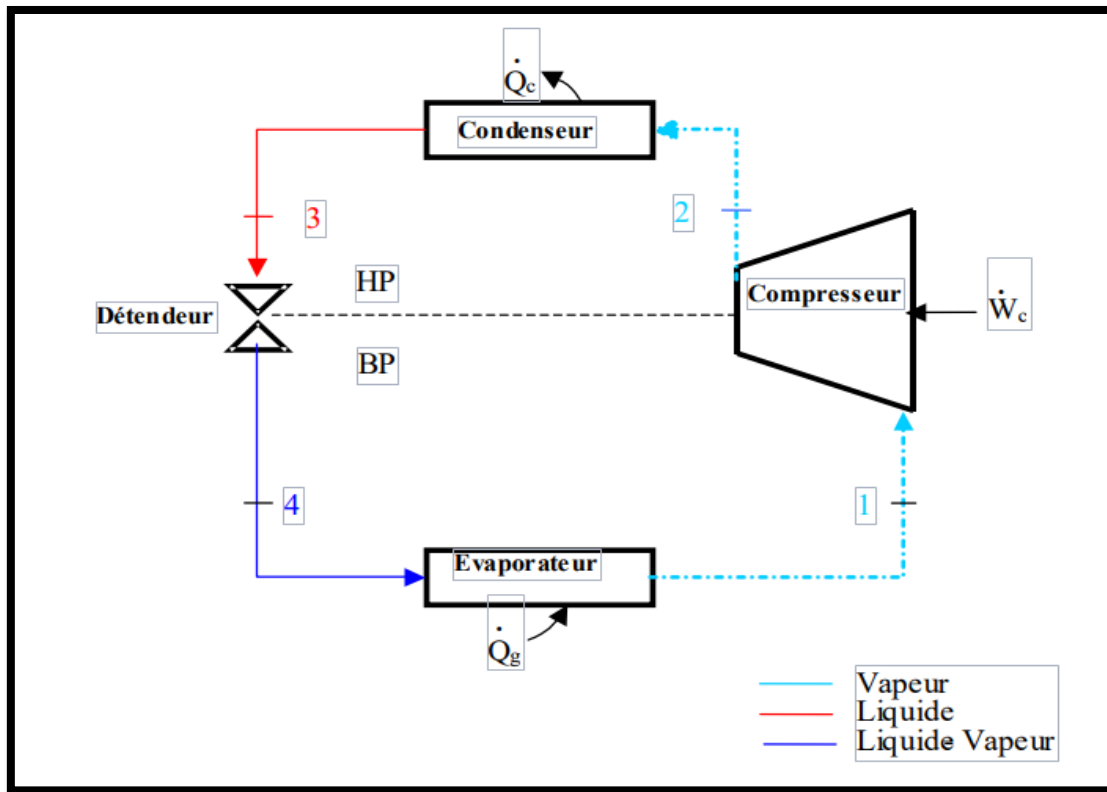


Figure (1,1) : circuit frigorifique simplifié

#### I.2.2.2. Les éléments de base du circuit frigorifique :

Il y a quatre éléments essentiels :

- **Le compresseur** qui sert à comprimer du fluide frigorigène gazeux à basse pression BP en fluide frigorigène gazeux à haute pression HP.
- **L'évaporateur** Qui sert à échanger de la chaleur entre l'air chaud et le fluide s'évaporant.
- **Le condenseur** Qui sert à échanger de la chaleur entre l'air frais et le fluide se condensant.
- **Le détendeur** Qui sert à détendre le fluide frigorigène HP liquide en fluide frigorigène BP prêt à s'évaporer.

### I.2.2.3. Compréhension du circuit frigorifique :

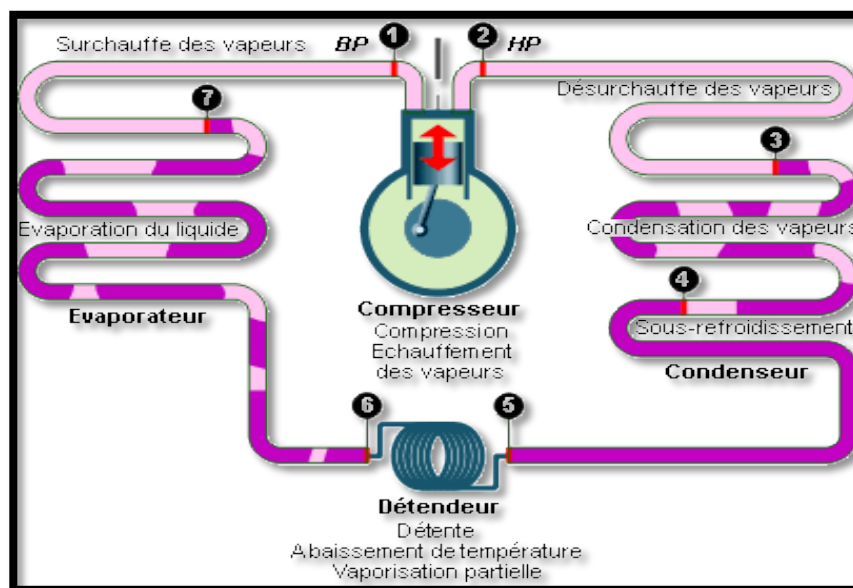
Les quatre éléments de base du circuit frigorifique sont reliés entre eux par les tuyauteries frigorigènes:

- De refoulement: entre le compresseur et le condenseur (en 2).
- De liquide: entre le condenseur et le détendeur(en 3).
- D'aspiration: entre l'évaporateur et le compresseur(en 1).

Dans lesquelles circule en circuit fermé étanche, le fluide frigorigène qui est successivement à l'état :

- De vapeurs froides détendues à basse pression dans la conduite d'aspiration (point 1).
- De vapeurs comprimées surchauffées à haute pression HP dans la conduite de refoulement (point 2).
- De liquide frigorigène pur (à haute pression et température sensiblement ambiante) dans la conduite de liquide (point 3).

#### a) Description du cycle du fluide frigorigène :



**Figure (1,2) :** Schéma de la machine frigorifique de base (cycle de Hirn)

**Dans le compresseur,** le fluide frigorigène arrive à l'entrée du compresseur à l'état gazeux, à basse pression et basse température; La compression permet d'élever sa pression et sa température.

En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique);mais elle ne l'est pas en pratique.

Un compresseur réel présente des pertes importantes

- D'une part ce sont les pertes volumétriques, dues :
  - à la dilatation du gaz d'aspiration à son entrée dans le compresseur dont les parois sont plus chaudes (enroulement du moteur, pistons, cylindre, etc.)
  - aux fuites entre le piston et le cylindre,
  - aux fuites dans les soupapes à l'espace mort du cylindre ; le surplus de gaz qui se dilate lors de l'aspiration empêche le remplissage complet avec du fluide frigorigène nouvellement aspiré.
- D'autre part, ce sont les pertes mécaniques dues aux frictions entre les pièces mobiles.

**Dans le condenseur**, le gaz chaud cède sa chaleur à l'eau du circuit extérieur, Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent

(Désurchauffe), puis le fluide se condense. Le fluide liquide se refroidit de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

**Dans le détendeur**, le fluide subit une détente isenthalpique. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

**Dans l'évaporateur**, le fluide frigorigène s'évapore totalement en absorbant la chaleur provenant du circuit d'eau qui se refroidit. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur ; c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe

#### b) Diagramme enthalpique du cycle frigorifique :

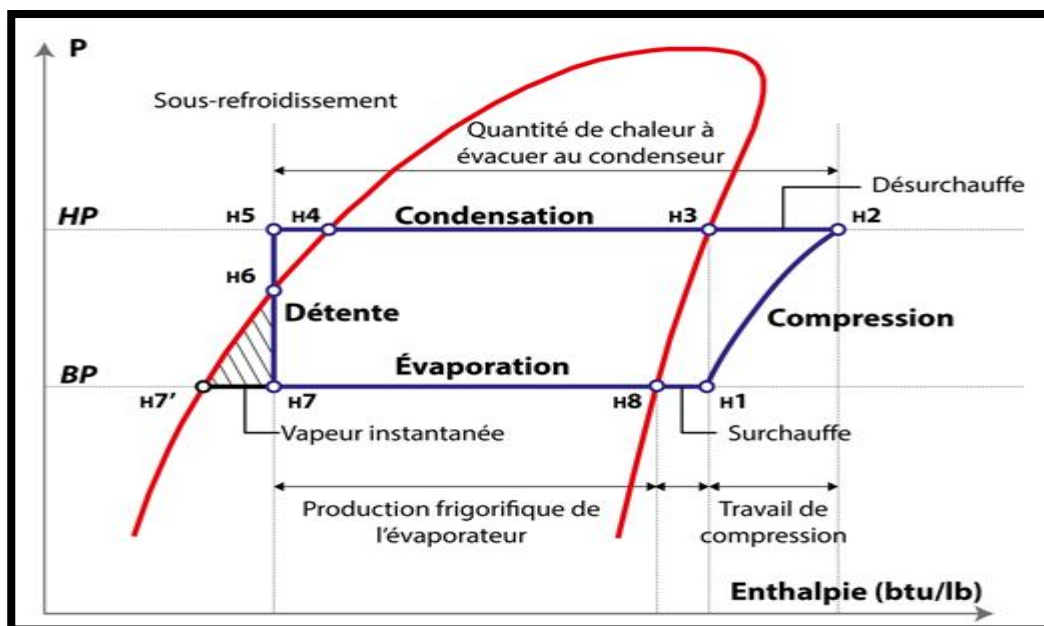


Figure (1,3) : diagramme de Mollier [1]

**I.2.2.4. Premier principe appliqué sur les éléments de base de la machine :**

D'une façon générale le premier principe engendre que la variation de l'énergie d'un système ouvert est régie par l'équation suivante :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \left[ m_i^\circ \left( h_i + \frac{1}{2} v_i^2 + g z_i \right) \right]_s^e + Q + W \quad [1]$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho \cdot dv = m_e^\circ - m_s^\circ$$

Généralement nous nous plaçons dans le régime permanent et nous négligeons les variations d'énergies cinétiques et potentiel on aura donc :

$$\left[ m_i^\circ \left( h_i + \frac{1}{2} v_i^2 + g z_i \right) \right]_s^e + Q^\circ + W^\circ = 0 \quad [1]$$

$$m_s^\circ = m_e^\circ$$

**Tableau (1.1) :** L'application du premier principe pour les différentes composantes

Composante	Hypothèses sur la transformation	conséquences	Premier principe
Compresseur	Adiabatique réversible	$Q^\circ = 0$ $s^e = s^s$	$W^\circ = m^\circ (h_s - h_e)$ $m_s^\circ = m_e^\circ$
Condenseur	Isobare	$W^\circ = 0$	$Q^\circ = m^\circ (h_s - h_e)$ $m_s^\circ = m_e^\circ$
Détendeur	Adiabatique Parois rigides	$Q^\circ = 0$ $W^\circ = 0$	$h_s - h_e$ $m_s^\circ = m_e^\circ$
évaporateur	Isobare	$W^\circ = 0$	$Q^\circ = m^\circ (h_s - h_e)$ $m_s^\circ = m_e^\circ$

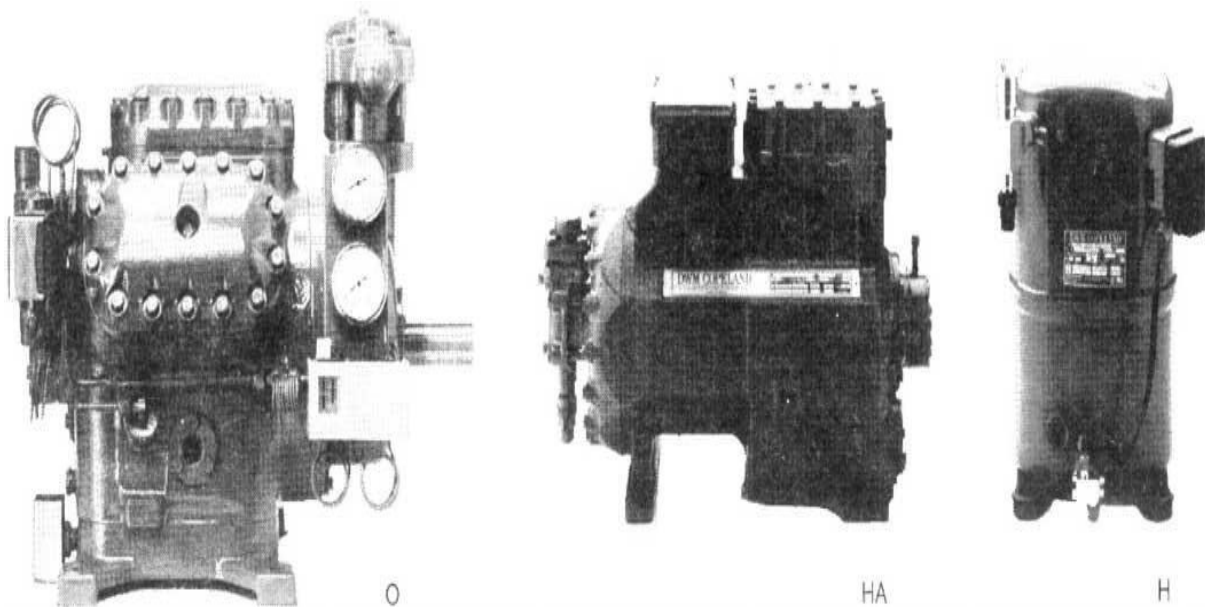
**I.2.3. Les types des éléments de base du circuit frigorifique : [1]****I.2.3.1. Les Différents types de compresseur :**

Il y a 4 types de compresseurs :

- compresseur a piston
- compresseur à spirale
- compresseur a vis
- compresseur Centrifuge

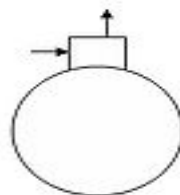
- **Compresseur à piston:**

Ils équipent principalement les réfrigérateurs ménagers mais on peut aussi les rencontrer pour le froid commercial (faible et moyenne puissance) et pour les groupes de production d'eau glacée utilisée pour les centrales de traitements d'air. On peut les trouver dans les installations de froid industriel anciennes.



**Figure (1,4) :** Compresseur à piston

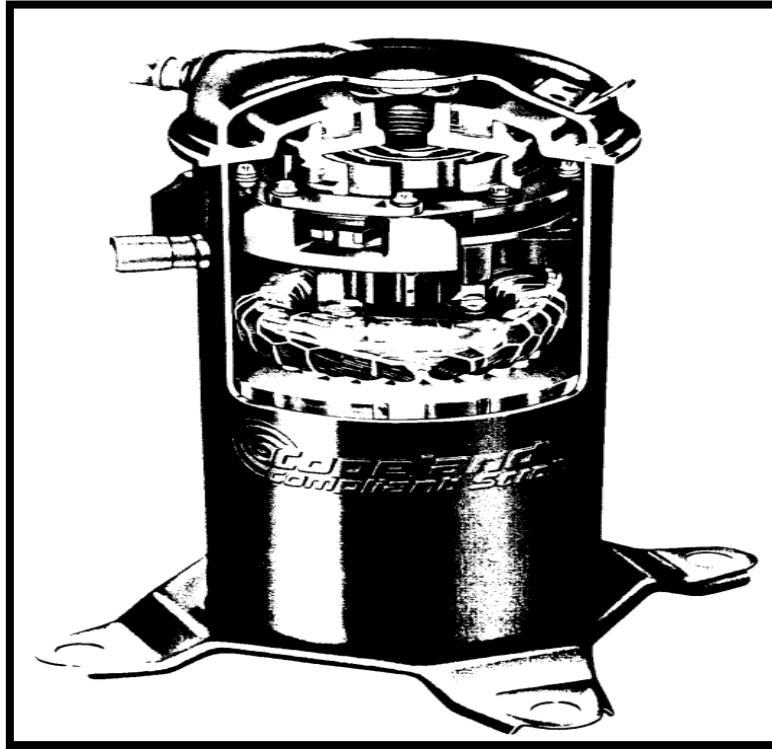
Symbole :



- **Compresseur à spirale (Scroll):**

Aussi appelé compresseur scroll ; ceux-ci équipent souvent les climatisations du fait de leur discrétion sonore. On les reconnaît à leur forme allongée. Leur champs d'application est plutôt pour la climatisation (split-system, multi-split, ...).

Ils peuvent aussi constituer une "centrale" pour assurer le fonctionnement de centrale de traitements d'air via un fluide caloporteur (plus généralement de l'eau pure ou glycol).



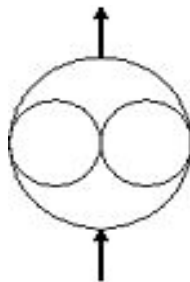
**Figure (1.5) :** Compresseur à spirale

- **Compresseur à vis (Screw) :**

Le compresseur à vis ou hélico-compresseur appartient à la classe des machines volumétriques de type rotatif. Depuis 1976, on assiste à un développement important mondial des compresseurs à vis dans tous les domaines du froid. Depuis quelques années, il est apparu une nouvelle génération de compresseurs à vis de petite et moyenne puissance recouvrant le domaine des compresseurs à pistons de moyenne puissance vus leur efficacités et leur progrès dans l'amélioration du rendement.

Les compresseurs à vis se répartissent en deux sous-groupes: les birotors et les Mono rotors

Symbole:



- **Compresseur centrifuge :**

le compresseur centrifuge ou turbocompresseur est une turb-machine de type radial. Il comprend un rotor animé d'une vitesse de rotation uniforme. Il est traversé par le fluide qui s'écoule de façon permanente. Vitesse de rotation uniforme et écoulement permanent sont les caractéristiques essentielles des turbo-machine. Le compresseur centrifuge utilise l'augmentation de l'énergie cinétique du fluide, obtenue en utilisant la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique avec laquelle le fluide quitte les aubes du rotor. A la sortie de la roue, le fluide pénètre dans un diffuseur où la vitesse du fluide est convertie en pression.

Description : Un compresseur centrifuge se compose d'un ensemble mobile constitué par un arbre et une roue à aubages, et d'un jeu d'aubages de prérotation placé à l'aspiration du compresseur.

Symbole:

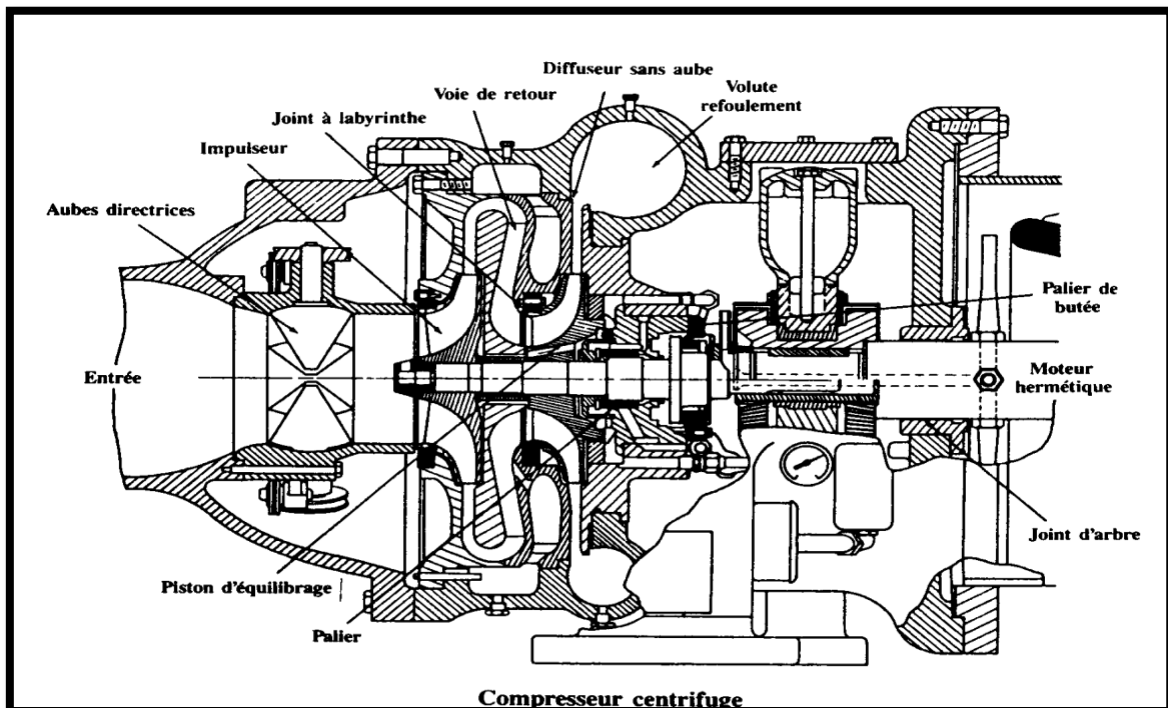
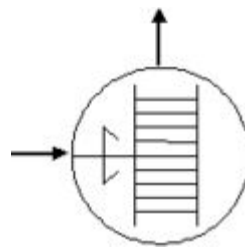


Figure (1.6) : Compresseur centrifuge



### I.2.3.2. Les Différents types d'évaporateur :

- **Évaporateur à convection naturelle:**

On appelle convection naturelle, le mouvement résultant de la variation de la masse volumique du fluide avec la température, cette variation engendre la formation d'un champ de force gravitationnelle qui conditionne le déplacement des particules du fluide.

Les évaporateurs à convection naturelle sont généralement, réalisés en tube à ailettes et parfois en tubes lisses collés sur une plaque métallique. La réfrigération de l'aire est obtenue par convection naturelle de l'air qui se met en mouvement (l'air froid tombe vers le bas et l'air chaud va vers le haut). Ce procédé est réservé à de faibles puissances frigorifiques; exemple l'évaporateur du réfrigérateur.

- **Évaporateur convection forcée :**

On appelle convection forcée, le mouvement provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'échange de chaleur avec ventilation forcée consiste à forcer la circulation d'air sur l'évaporateur et ainsi améliorer l'échange thermique entre le fluide frigorigène et le corps à refroidir (air, eau...). Avec ce système, il est possible d'avoir de plus grosses puissances frigorifiques.

### I.2.3.3. Les Différents types de condenseur :

- **Condenseur à convection naturelle :**

Ce type de condenseur est réservé aux installations de très faible puissance (réfrigérateurs ménagers); il est constitué par un tube formant un serpentin appliqué sur une feuille de tôle formant ailette unique et perforée, le condenseur étant alors placé verticalement derrière le réfrigérateur.

- **Condenseur à convection forcée :**

Pour des puissances frigorifiques supérieures à celles des réfrigérateurs ménagers, il est recommandé d'utiliser des condenseurs à convection forcée afin que les appareils utilisés soient d'un encombrement compatible avec les puissances calorifiques à évacuer. Les condenseurs à convection forcée sont constitués par une batterie ailettée équipée d'un ou plusieurs électroventilateurs qui assure la circulation de l'aire sur la faisceau ailetté; exemple le condenseur d'un climatiseur.

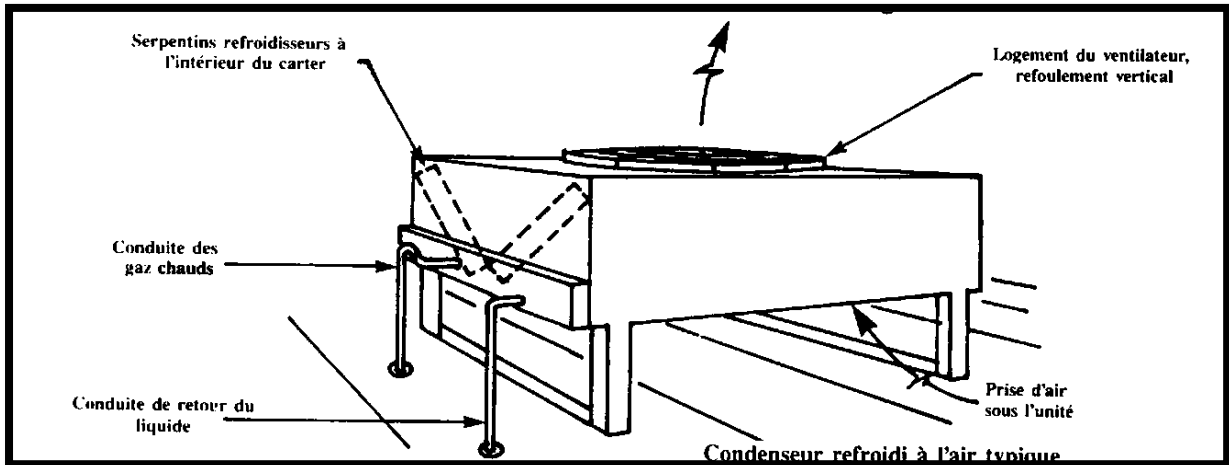


Figure (1.7) : Condenseur refroidi à l'air typique

#### I.2.3.4. Différents types de détendeur :

- **Détendeur capillaire:**

Le capillaire est un tube en cuivre dont le diamètre est très faible (de l'ordre 0.6mm à 1.8mm) et la longueur varie de 1.7m et 7m environ. Il permet d'assurer la détente du fluide frigorigène et l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène détendu, il relie le condenseur avec l'évaporateur. La détente du fluide frigorigène est obtenue par une chute de pression lors de son passage dans le tube.

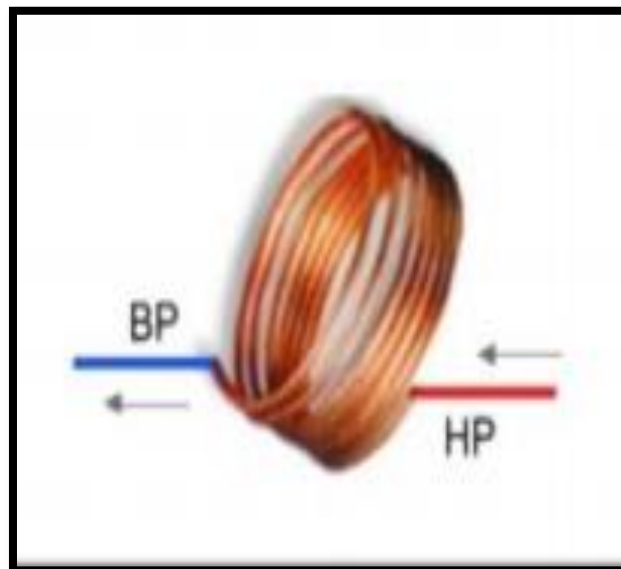


Figure (1.8) : Détendeur capillaire

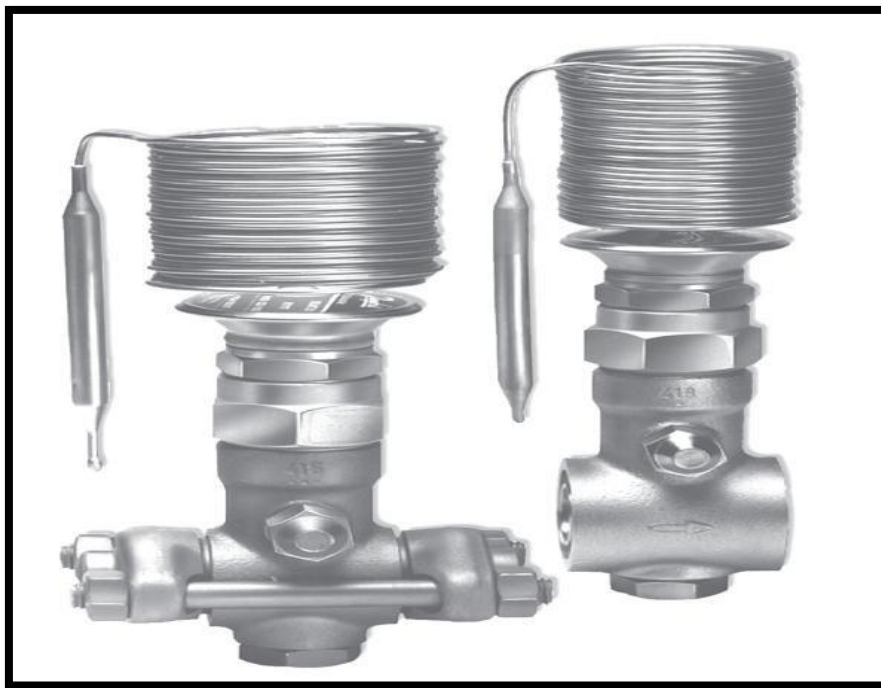
- **Détendeur thermostatique :**

C'est un régulateur piloté en fonction de la température.

Son rôle étant de régler la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur en fonction de la surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène qui à la sortie de l'évaporateur.

Il ne doit donc envoyer dans l'évaporateur qu'une quantité de fluide frigorigène qui puisse se vaporiser totalement.

Exemple le détendeur thermostatique d'injection, type TEAT qui s'utilise pour l'injection de réfrigérant liquide dans la conduite d'aspiration du compresseur frigorifique.



**Figure (1.9) :** Détendeur thermostatique

### **I.3. LES CHAMBRES FROIDES :**

Depuis une éternité, l'homme a prospecté plusieurs méthodes pour conserver sa nourriture, entre le moment où les denrées sont possédées, cueillies ou récoltées et celui de la consommation. En effet, la conservation alimentaire vise à traiter les aliments de telle manière qu'ils ne se détériorent pas. Les procédés de conservations les plus variés ont été appliqués depuis des siècles : salage, fumage (salaison), boucanage (viandes ou poissons séchés), enrobage (confits), sucrage (confitures), acidification (conservation au vinaigre). Dans ces procédés, le froid ou la chaleur interviennent comme agents de conservation, néanmoins, l'association de plusieurs technologies conduit à mieux préserver les qualités originelles et les saveurs des produits, tout en corrigeant la sécurité à la consommation.

A l'ère médiévale, pendant l'hiver, la glace des lacs et des rivières était découpée et conservée jusqu'à l'été dans des puits ou des caves profondes. Cette glace servait à rafraîchir et conserver les aliments en été. Aujourd'hui grâce à la technologie, il nous suffit de mettre nos aliments dans un réfrigérateur pour les maintenir au frais et éviter leur dégradation. Un réfrigérateur est un appareil qui sert à refroidir des corps en leur prenant de la chaleur qu'ils rejettent ensuite. Dans la cuisine, le réfrigérateur domestique sert à conserver les aliments en ralentissant la dégradation et en limitant le développement des micro-organismes. Le réfrigérateur domestique a été inventé en 1876 par Carl Paul Gottfried Von Linde, un ingénieur allemand. D'autres inventeurs s'attribuent cette reconnaissance, parce que cette technologie a mis du temps à se développer. Le premier réfrigérateur fabriqué industriellement, en 1913 par Frederick William Wolf de Chicago. Le réfrigérateur à absorption de gaz, qui se refroidit par l'utilisation d'une source de chaleur, a été inventé en Suède par Bal tzar Von Patten en 1922. Plus tard il a été fabriqué par Electrolux et Serval.

### I.3.1. Définition de chambre froide :



**Figure (1.10) :** Chambre froide

Une chambre froide est une pièce équipée d'installations frigorifiques, utilisée pour stocker des denrées périssables. (Anglais cold store). Une chambre froide peut être à température négative ( $-10^{\circ}$ ,  $-20^{\circ}$ ,  $-30^{\circ}$ ) ou température positive ( $> 0^{\circ}$ )

Le meuble frigorifique représente le dernier maillon de la chaîne du froid alimentaire avant que la denrée ne se retrouve entre les mains du consommateur.

A ce stade, la mise en valeur des denrées alimentaires est primordiale tout en assurant leur conservation. En d'autres termes, le meuble frigorifique a donc pour mission de présenter ou d'exposer les denrées dans un volume utile à une température de conservation déterminée.

A chambre froide fait partie d'une chaîne de froid normalement ininterrompue, cet équipement est donc prévu et dimensionné, pour maintenir la température des denrées et non les refroidir.

Dans une chaîne de froid alimentaire classique, le refroidissement ou la congélation s'effectue à la production ou à la fabrication. Les étapes suivantes de la chaîne de froid n'ont plus qu'une action de maintien de la température par exemple :

- le camion ou le bateau frigorifique lors du transport
- la chambre froide du magasin lors du stockage

Deux fonctions sont donc attribuées aux meubles frigorifiques :

- la fonction d'exposition
- la fonction de conservation.

### I.3.2. Objectif d'utilisation de chambre froide :

Éviter aux nourritures de s'abimer car chaque produit a une température bien déterminée pour le stocker dans les conditions normale

**Tableau (1.2):** températures de conservation des denrées

Température positive ( $0 < T \leq 15^{\circ}\text{C}$ ) Réfrigération	Chambre froide poisson	2 à 4 c°
	Chambre froide fruit et légumes	4 à 6 c°
	Chambre froide pâtisserie	2 à 4 c°
	Chambre froide viande	2 à 4 c°
	Chambre froide de jour	2 à 4 c°
	Cave à vin conditionnée	10 à 12 c°/HR75%
	Local de tranchage	10 c°

	Local de stockage des déchets	10 c°
Température négative ( $T \leq 0^{\circ}\text{C}$ ) Congélation	Crèmes glacées	-18c°
	La pêche congelée	-18c°
	Poisson entier congelés	-9c°
	Congélateur	-20 à -30 c°

Les chambres froides sont utilisées pour conserver les produits alimentaires dans un bon état de qualité en vue d'une consommation ultérieure.

#### Les chambres froides évitent :

- Les pertes de couleurs du produit.
- Les pertes de qualité du produit.
- Les pertes de valeur.
- Les pertes de poids des produits entreposés.

La fabrication et l'installation des chambres froides répendent à des normes de sécurité et d'hygiène. Les normes en vigueur sont NF E 35-400 pour l'installation frigorifique et NF C 15-100 pour l'installation électrique. Le respect de cette norme a une influence primordiale sur la qualité des produits distribués et la protection du consommateur. Les calculs d'une chambre froide doivent satisfaire à trois conditions suivant le produit à traiter :

- La température
- L'hygrométrie
- La ventilation

La grandeur physique fondamentale est La température. Ainsi existe-t-il deux types de chambres froides selon La température à l'intérieur du milieu à refroidir :

- les chambres froides positives
- les chambres froides négatives.

#### I.3.3. Les catégories de chambre froide :

On distingue trois catégories de chambre froide :

##### 1) Les chambres froides traditionnelles :

le local de ce type est fabriqué en maçonnerie, mais avec double mur de chaque cote pour bien abaisser le transfert thermique et pour protéger cette isolation, il faut placer un écran par vapeur

**2) Les chambres froides préfabriquées indémontables :**

les parois de ce type de chambre froide est fabriquée en usine et le montage définitif se fait sur chantier à l'aide de cadres métalliques et un système spécial de fixation

**3) Les chambres froides préfabriquées démontables :**

ce type de chambre froide est composé de panneaux sandwich peuvent être rassemblés et démontés plusieurs fois et la fixation se fait par une clé qui serre les panneaux entre elle finie par un joint isolant l'avantage de ce type la possibilité de déplacer la chambre froide en autre place facilement.

**I.3.4. Les types de chambre froide : [1]**

On trouve deux classes selon la température :

**I.3.4.1. La chambre froide positive :**

Lorsque on veut stocker des denrées alimentaire, laquelle la température de conservation est inférieure à dix degrés Celsius, on utilise une chambre froide positive.

**Tableau (1.3) :** températures maximales de conservation des denrées

	Domaine d'application	Plage de température
Chambre froide positive	Local de préparation froide	10 à 12 °C
	Local de réserve sèche	16 à 20 °C
	Chambre de réfrigération	0 à 8 °C
	Chambre de fruits et légumes	7 à 15 °C
	Local poubelle	9 à 11 °C

La conservation en chambre froide positive freine les phénomènes vitaux des tissus vivants, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts en ralentissant les métabolismes biochimiques. Elle ralentit considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celles-ci (putréfaction, toxines, etc.)

**I.3.4.2. La chambre froide négative :**

Lorsque on veut stocker des produits dont la température de conservation est inférieure à dix-huit degrés Celsius, on utilise une chambre froide négative. On les appelle aussi chambres de congélation.

**I.3.4.3. La surgélation :**

La congélation peut être suivie d'une surgélation ou congélation rapide. La surgélation des denrées consiste à soumettre à celles-ci à l'action du froid à basse température, de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau de la denrée et abaisser sa température à une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible.

Les conditions qui motivent la surgélation sont:

- Produits dans un très bon état de fraîcheur et d'hygiène.
- Délai avant congélation réduite
- Congélation rapide jusqu'à -18 °C
- Stockage et distribution à une température supérieure à -18°C
- Vente de denrées au consommateur à l'état congelé.



# Chapitre II :

## Conception de l'entrepôt



Dans ce chapitre le but est de donner une présentation et description générales de l'entrepôt frigorifique à étudier en citant et comptant sa position sur la carte géographique et ses données climatiques, sa structure spécifique, finissant tout ça par citer les denrées à entreposer dans ces chambres.

### **II.1. Les entrepôts frigorifiques :**

Un entrepôt frigorifique est un ensemble de bâtiments thermiquement isolés destiné pour l'entreposage des produits périssables dans des conditions d'humidités relatives et températures bien définies.

Ils existent trois principaux types classés suivant leur utilisation :

- Les entrepôts de distribution et de consommation
- Les entrepôts de conservation à long terme
- Les entrepôts de production

### **II.2. Les différents types d'entrepôt frigorifique :**

Il existe plusieurs types d'entrepôts frigorifiques, à savoir :

- **L'entrepôt traditionnel, qui est équipé de :**
  - palettes mobiles ou non-certains sont munis de contenants gérables avec 4 ou 5 niveaux de stockage ;
  - systèmes d'empilage de palettes (stockage dit de masse).
- **L'entrepôt d'un seul plateau, en plate-forme :**
  - Il est plus particulièrement adapté aux opérations de groupage et de dégroupage.
  - Il intègre :
    - a) un grand nombre de quais de chargement et de déchargement ;
    - b) une chambre froide
- **L'entrepôt frigorifique à mezzanine :**
  - Il est principalement utilisé pour le stockage et la préparation de commandes.
  - Le déplacement des palettes se fait verticalement à l'aide d'un monte-charge ou d'un chariot à fourche.

- **L'entrepôt frigorifique à grande hauteur :**
  - Il s'agit de locaux d'une hauteur de plus de 12 m nécessitant un trans-stocker.
  - Il est prévu pour l'acheminement des marchandises.

### II.3. L'entrepôt frigorifique relatif au projet :

Le but c donner une description générale de l'entrepôt frigorifique tenant compte de quelques aspects tels que :

- La structure des différentes parois, le système d'isolation.
- La destination de l'entrepôt
- La capacité de stockage de l'entrepôt.

Il se situe dans la région de kolea (Tipaza) et se compose avec (02) chambres froides

**Tableaux 2.1** : Les caractéristiques des chambres de l'entrepôt. [3], [4]

Chambres	Longueur [m]	Largeur [m]	Hauteur [m]	Humidité relative [%]	T intérieure [°c]	Vitesse de l'air [m/s]
01	10	10	4	87	6	1.2
02	10	10	4	80	-9	1.5

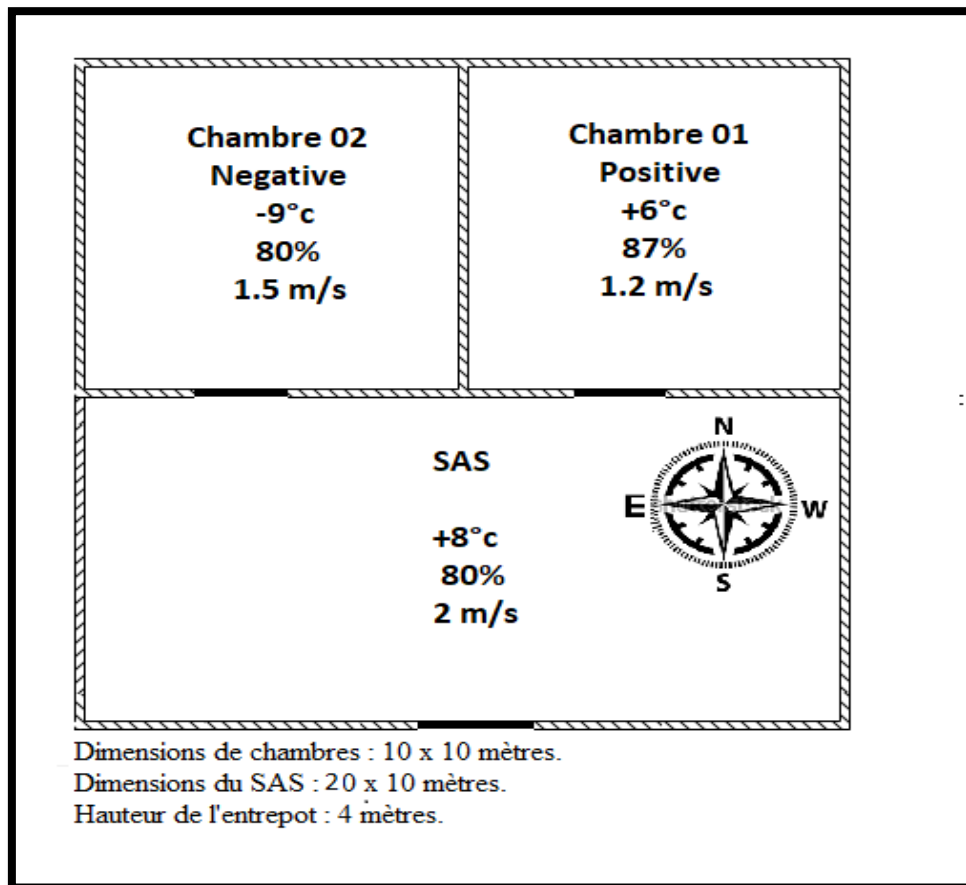


Figure ( 2.1 ) : Plan de l'entrepôt

**Remarque :** on prend la température de notre SAS est  $8^{\circ}\text{C}$ .

#### II.4. Les données climatiques et paramètres du site :

On a choisi l'endroit de l'entrepôt à Kolèa Wilaya de Tipaza proche de stade ESMK

Le tableau ci-dessous montre bien les données climatiques et les paramètres de notre pendant les deux périodes estivale et hivernale.

**Tableau 2.2 :** les données climatiques et les paramètres du lieu de l'entrepôt.[5].[6]

Longitude	Latitude	Altitude [m°]	Température [°c]		Humidité relative [%]		Vitesse moyenne [m/s]
			Eté	Hiver	Eté	Hiver	
2.76	36.63	121.39	32	16	64	0	3.5

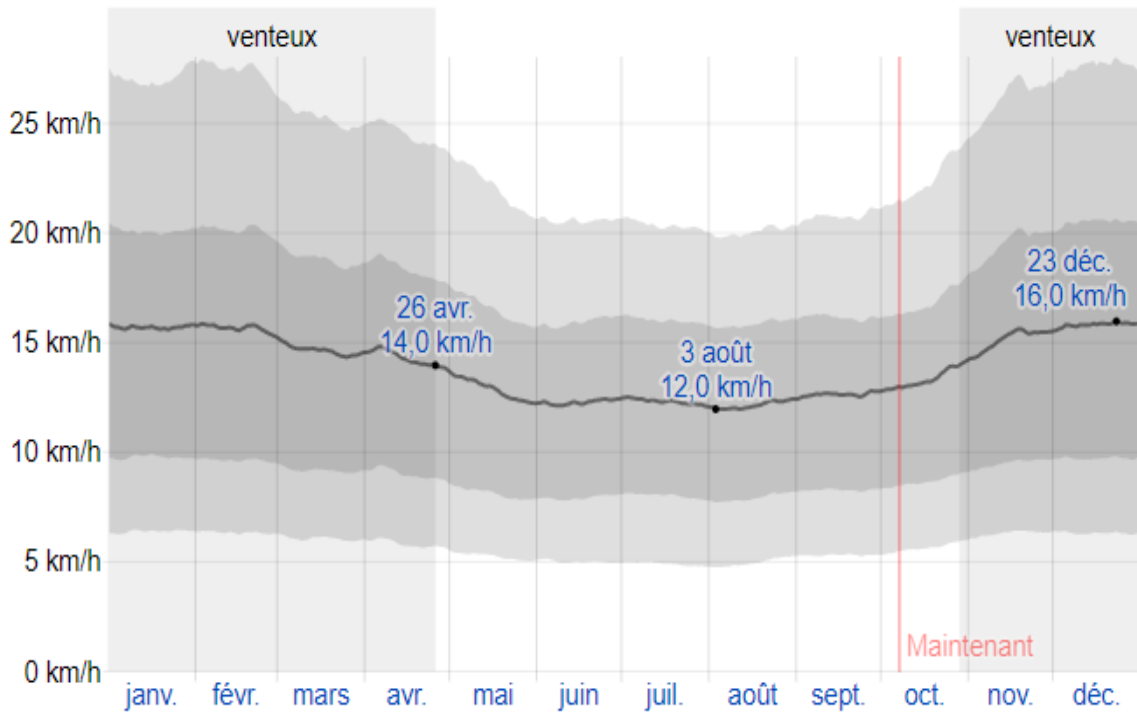


Figure 2.2 : La moyenne des vitesses des vents moyens horaires à kolea[6]

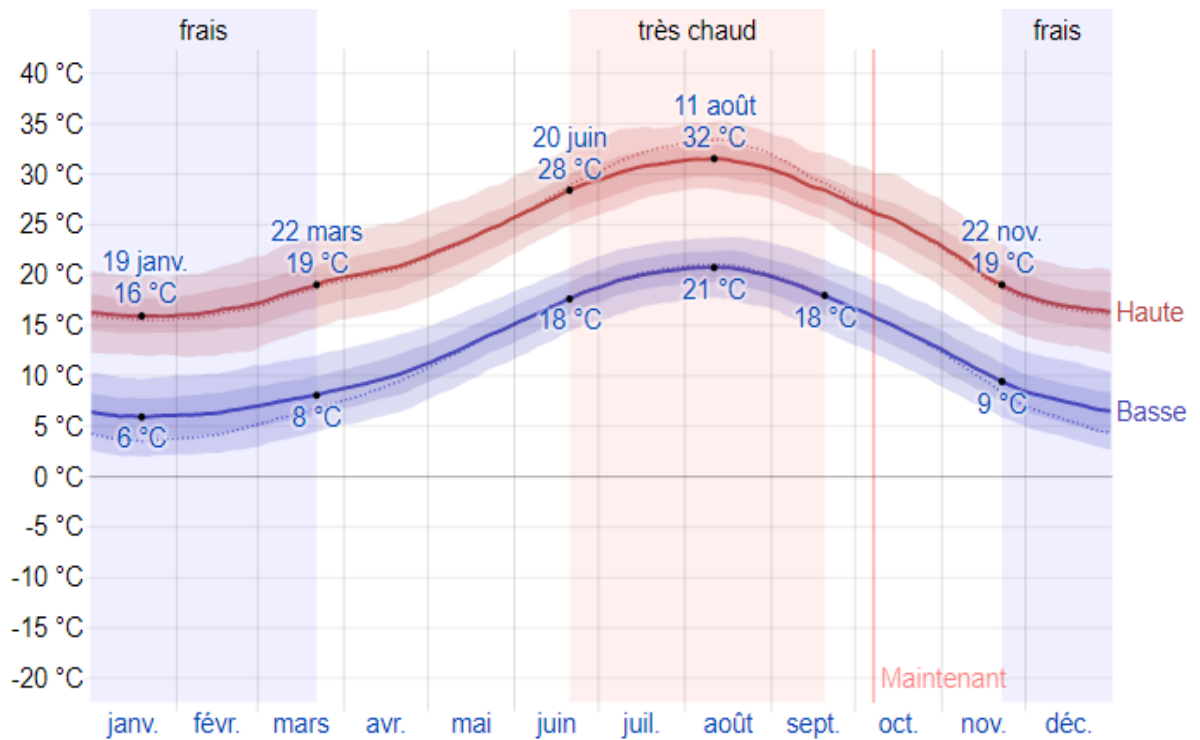
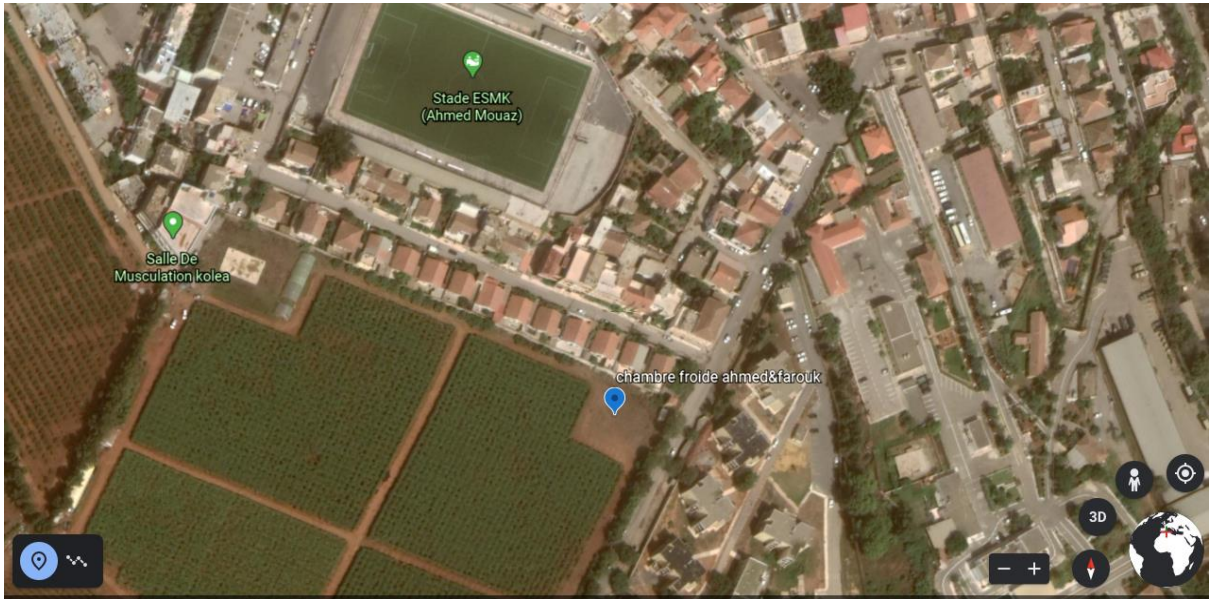


Figure 2.3 : La température moyenne quotidienne maximale à kolea[6]



**Figure 2.4 :** Projection du lieu du projet dans le plan réel [5]

## II.5. Affectation des denrées :

La connaissance de ces caractéristiques est indispensable pour calculer les différents apports in internes dus aux variations des températures entre les denrées et les chambres froides [Congélation, refroidissement des denrées]

**Tableau (2.3) :** Distribution des denrées sur les chambres. [2]

Destination	Température	Humidité relative	Vitesse de l'air [m/s]	Denrées	Durée d'entreposage
Chambre 1	+6	87	1.2	pomme	3 à 8 mois
Chambre 2	-9	80	1.5	Poisson entiers	4 à 10 mois

**Tableau 2.4** : Les propriétés thermodynamiques des denrées à entreposer. [2]

Denrées	Chaleur massique [KJ/Kg .K)		Chaleur latente	Température de congélation
	Avant congélation	Après congélation		
Pomme	3.6	1.89	280.73	-2
Poisson entiers	3.6-2.93	1.88-1.59	283-206	-2.22

## II.6. Tonnage et Manutention :

### II.6.1. Tonnage : [7]

C'est de déterminer la capacité de stockage de chaque chambre. Cette capacité dépend du :

- Mode de stockage.
- Volume de la chambre.
- Type de manutention.

Le volume utile d'une chambre froide est donné par la formule suivante :

$$V_u = S_u \times H_u \text{ [m}^3\text{]} \quad [7]$$

$S_u$  : la surface utile de la chambre (m<sup>2</sup>)

$H_u$  : la hauteur utile de la chambre (m)

$$S_u = S_b \times K_1 \text{ [m}^2\text{]} \quad [7]$$

$S_b$  : surface brute de la chambre (m<sup>2</sup>)

$K_1$  : coefficient qui tient compte des espaces libres la longueur des parois verticales pour la circulation de l'air ( $K_1=0.7$ )

$$H_u = H \times K_2 \quad [7]$$

$H$  : La hauteur des chambres [m].

$K_2$  : Coefficient qui tient compte des obstacles au voisinage du plafond, et des espaces les piles et plafond [ $K_2=0.8$ ]

**Tableau 2.5** : Calcul de tonnage appliqué aux chambres froides

Désignation	L[m]	L[m]	H[m]	Sb[m <sup>2</sup> ]	Su[m <sup>2</sup> ]	Hu[m]	Vu[m <sup>3</sup> ]
Chambre 1	10	10	4	100	70	3.2	224
Chambre 2	10	10	4	100	70	3.2	224

**II.6.2. Manutention : [7]**

Dans un entrepôt frigorifique ; à un seul niveau, la largeur et la hauteur prévue pour les différentes chambres sont déterminées par les dimensions des systèmes d'entreposage utilisé.

Les qualités permettant le bon choix des systèmes de manutention sont :

- La rapidité des manœuvres afin de réduire le temps de la marchandise à la température ambiante.
- La rationalisation pour éviter des manutentions inutiles et compliquées.
- La sûreté : les piles doivent être stables pour limiter les accidents.
- L'hygiène
- L'économie des années de manutention ne doit pas graver des prix de la marchandise.

**II.6.2.1. Matériels utilisés :****a) La palette de manutention :**

Est un accessoire destiné à rationaliser la manutention, le stockage et le transport de marchandises, dans le souci d'assurer une bonne circulation de l'air froid autour des produits et faciliter de la manutention

Les dimensions de la palette : [0,8 x 1.2 x 1.8] [m<sup>3</sup>], épaisseur = 0, 15 [m].

**Figure 2.5** : Palette en bois



**b) Transpalettes :**

Est un chariot hydraulique, manuel ou électrique servant au déplacement de palettes de manutention.



**Figure 2.6 :** Transpalettes manuel

**II.7. Calcul de la masse totale et la masse journalière à entreposer :****II.7.1. Dimensions des manutentions**

Les caractéristiques techniques de ce mode de stockage :

- Dimension de la chambre : 10 x 10 x 4 [m3].
- Dimension de la caisse :

On a deux types de caisse :



**Figure 2.7 :** caisse pour les poissons



**Figure 2.8 :** caisse pour pomme

- caisse pour les poissons : 0.8 x 0.45 x 0.15 [m3]
- caisse pour pomme 0.8 x 0.45 x 0.15 [m3]

- Dimension de la palette : 1,6 x 1.1 x 1,8 [m3].
- Dimension de la pile : 1,6 x 1.1x 3.6 [m3]
- La masse nette dans chaque caisse est :
  - Pour pomme : 12.5 [kg].
  - Pour les poissons : 25 [kg].
- Le nombre de caisse :  $1.6/0.8=2 // (1.1/0.45=2.44 // 1.8/0.15=12$
- Le nombre de caisses par palette =  $2 \times 2.44 \times 12 = 58$ .
- La distance entre deux rangés de caisse est de : 2 [cm].
- La distance entre le mur et la palette est : 1 [m].
- La distance entre la ranges de palettes : 0.5 [m] / 0.6 [m]

### II.7.2. Calcul le nombre de piles :

On calcule le nombre de piles partir des relations suivantes :

La longueur :  $1.6Z1+0.5 (Z1-1) + (2*1)=10m$  ;  $Z1= 4$  piles

La largeur :  $1.1Z2+0.6 (Z2-1) + (2*1)=10m$  ;  $Z2= 5$  piles

Nombre des piles :  $Z1 \times Z2 = 4 \times 5 = 20$  piles

### II.7.3. Détermination du nombre de caisses :

Chaque pile supporte deux palettes et chaque palette peut contenir 58 caisses d'où :

$Zp \times Zc \times 2 = 58 \times 20 \times 2 = Zct = 2320$  caisses.

### II.7.4. Capacité d'entreposage :

Pomme :  $M1 = Zct \times 12.5 = 2320 \times 12.5 = 29000$  (kg)  $M= 29$  tonnes.

Poisson entier :  $M2 = Zct \times 25 = 2320 \times 25 = 58000$  (kg)  $M= 58$  tonnes.

$M_{total} = 87$  tonnes

### II.7.5. La masse journalière :

Pomme :  $Dj1 = 0.2 \times 29 = 5.8$  tonnes / jours.

Poisson entier :  $Dj2 = 0.2 \times 58 = 11.6$  tonnes / jours.

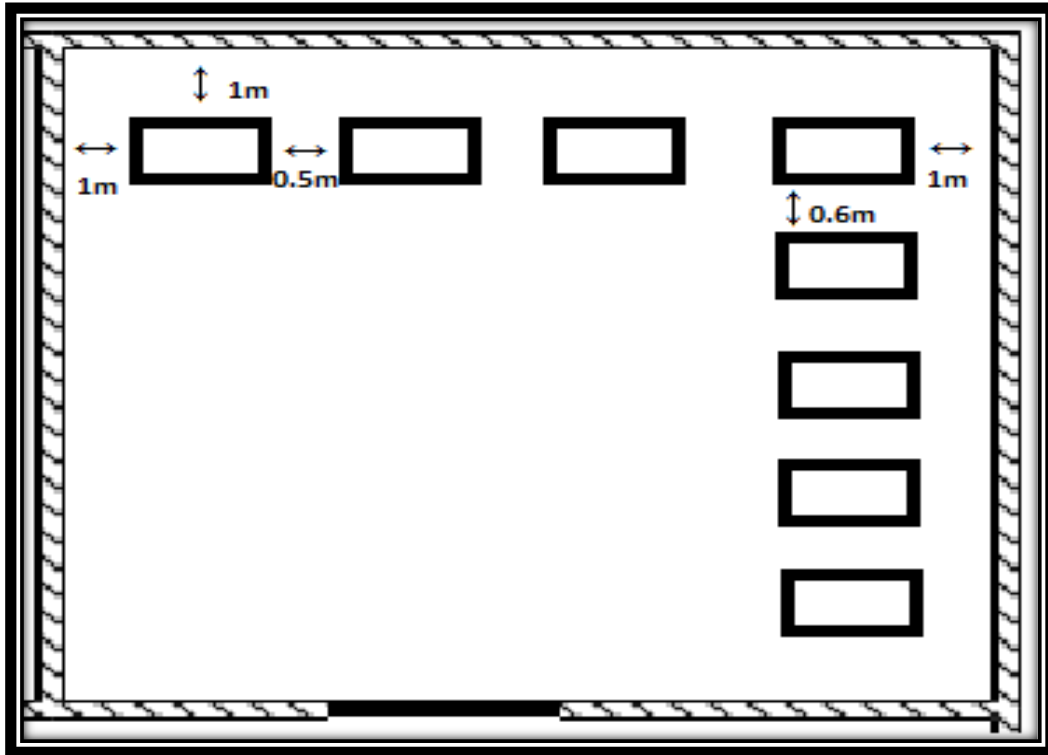


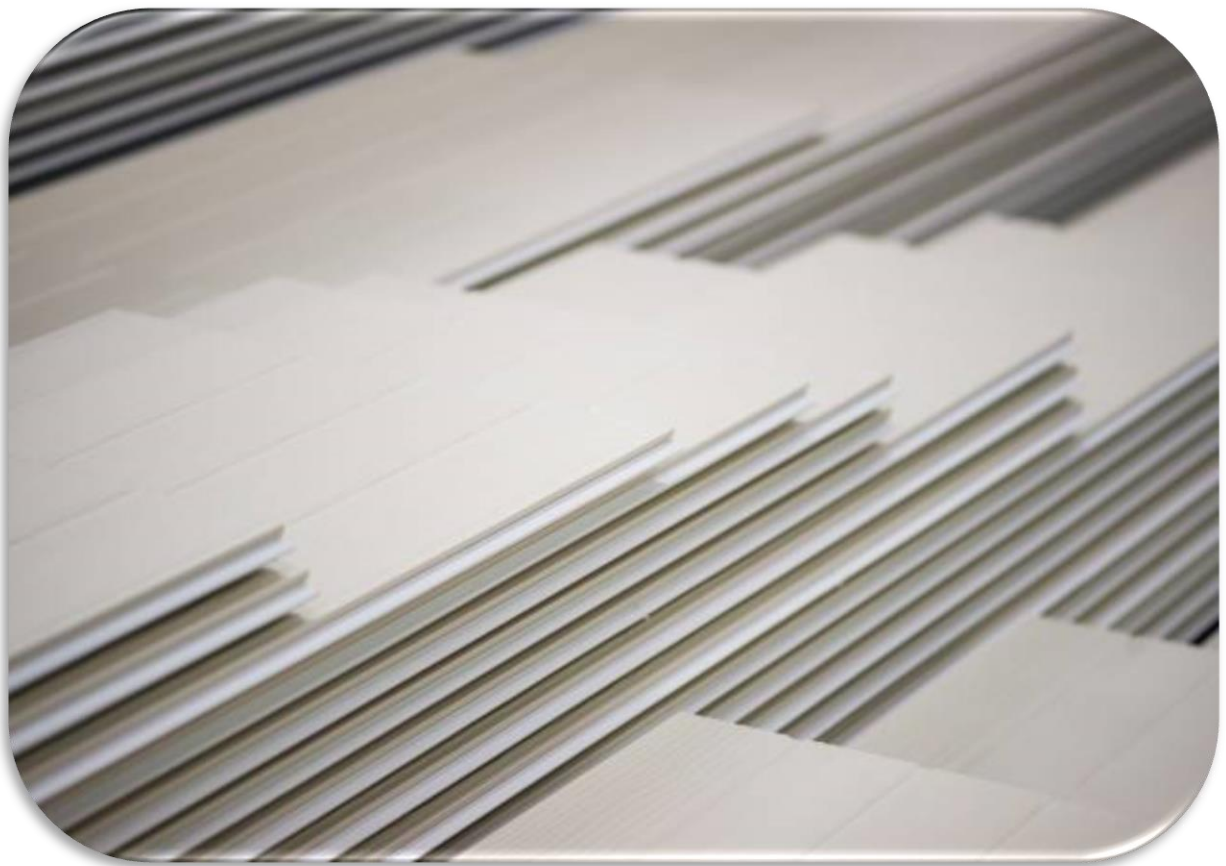
Figure 2.9 : Plan de positionnement des caisses dans une chambre froide

Tableau 2.6 : Tous les résultats sont résumés dans ce tableau :

Chambre	V utile [m3]	Nature	Poids unitaire [Kg]	N tot	M tot	Dj [t/jour]
1	224	Caisse pour pomme	12.5	2320	29	5.8
2	224	Caisse pour poisson	25	2320	58	11.6

# **Chapitre III :**

## L'isolation thermique



L'isolation permet de diminuer le cout des frigories produites. Les isolants limitent les Echanges thermiques entre le milieu extérieur et le milieu intérieur.

Une bonne isolation s'impose donc pour le container on doit réduire les apports thermiques.

**Un bon isolant doit :**

- avoir une faible densité
  - avoir une très faible conductivité thermique
  - avoir une bonne résistance à la diffusion de La vapeur
  - être non hygroscopique
  - être imputrescible
  - être résistant, et stable entre certaines limites de température
  - être ininflammable
  - être sans action sur le fer ou les matériaux en contact
  - être d'un prix raisonnable
- conserver constante dans le temps, ses qualités d'isolation

**III.1. Les types d'isolants :**

• **Le liège :**

- Prix élevé
- Bonne résistance mécanique et stable dans le temps
- Masse volumique : 110 à 130 kg/m<sup>3</sup>
- Conductivité thermique : 0.044 W/m .k

• **La fibre de verre :**

- Bonne résistance à l'effritement
- Masses volumiques les plus utilisées en isolation frigorifique : 22 kg/m<sup>3</sup>
- Conductivité thermique: 0.035 w/m .k

- **Le polystyrène expansé :**
  - Prix moyen
  - Résistance mécanique moyenne
  - Stable dans le temps
  - Isolation et pare-vapeur très bon mais inflammable et léger
  - Masse volumique : 20 à 30 kg/m<sup>3</sup>
  - Conductivité thermique : 0.029 W/m .k
- **Les mousses de polyuréthane :**
  - Masse volumique: 30 à 40 kg/m<sup>3</sup>
  - Conductivité thermique : 0.029
  - Prix moyen
  - Leger
  - Résistance mécanique moyenne
  - Stable dans le temps
- **Les caoutchoucs mousses :**
  - Isolation des circuits frigorifiques et gaine d 'air
  - Masse volumique: 90 kg/m<sup>3</sup> (tube) et 113 kg/m<sup>3</sup> (plaque)
  - Conductivité thermique : 0.03 W/m k
- **La Laine de verre :**
  - Très bon isolant thermique et acoustique
  - Un des matériaux d'isolation les moins chers du marche
  - Incombustible et résistante au feu
  - Durée de vie élevée
  - Non utilisée pour le sol
  - Conductivité thermique: 0.035 W/m k
- **La Laine de roche :**
  - Très bon isolant
  - Cout acceptable
  - Masse volumique : 21 à 250 kg/m<sup>3</sup>
  - Conductivité thermique: 0.093 W/m k

### III.2. Les normes d'isolation :

L'isolation d'une chambre froide a une importance capitale sur le fonctionnement général de l'installation. Trop faible, elle facilite l'entrée de chaleur par conduction à travers les parois et l'augmentation du temps d'attente du compresseur.

L'isolation doit limiter le coefficient global de transmission thermique à 0.36 W/m<sup>2</sup>·K à travers toutes les parois du container.

### III.3. Choix de l'isolant :[7]

La production du froid est coûteuse il est important de réduire la puissance frigorifique et par conséquent de réduire la quantité de chaleur provenant des déperditions par les parois de la chambre froide; ces parois sont isolées avec des matériaux offrant une plus faible conductivité thermique possible. Pour nos chambres nous avons choisis le polyuréthane pour le planché on se fiant à sa grande résistance mécanique entre autre (résistance à la compression), pour les portes, les parois verticales et le plafond nous avons choisi la mousse de polyuréthane pour sa faible conductivité thermique.

- les portes "généralement coulissantes" sont calorifugées en concordance avec l'isolation des parois sur les quelles elles s'appliquent. Les dimensions des portes se calcul en fonction du volume des chambres froides et de leurs hauteurs.

**Tableau 3.1 :** Structure des parois verticales, portes et plafond

Matériaux	$\delta$ [m]	$\lambda$ [W/m <sup>2</sup> ·K]
Tôle d'acier	0.005	52
Mousse rigide de polyuréthane	e isolant	0.029
Tôle d'acier	0.005	52

**Tableau 3.2 :** Structure de plancher

Matériaux	$\delta$ [m]	$\lambda$ [W/m <sup>2</sup> ·K]
Dalle en béton	0.1	1.4
Carton bitumé	0.05	0.23
Isolant thermique (polyuréthane)	e isolant	0.025
Carton bitumé	0.05	0.23
Dalle en béton plein	0.15	1.75

### III.4. Transfert de chaleur : [7]

C'est l'échange de la chaleur au sein d'un corps ou bien plus de températures différentes, il se fait toujours du côté vers le coté froid.

On distingue trois modes de transmission de la chaleur qui sont : la conduction, la convection et le rayonnement. Ces 3 modes s'effectuent la plupart du temps en parallèle.

### III.5. Les trois modes de transfert de chaleur :[7]

#### III.5.1. Par conduction :

Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est dû à des phénomènes physiques microscopiques (agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), dû aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur.

- Loi de Fourier

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de fourrier dont le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température

$$\varphi = -\lambda \cdot S \times \frac{\partial T}{\partial x} \quad [7]$$

$\varphi$  : Flux de chaleur transmis par conduction [W].

$\lambda$  : Conductivité thermique du milieu [W/m-1. °c].

T : Température en [°c]

x : Coordonnée du point considérée dans la direction de Flux [m].

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur [m2].

#### III.5.2. Par convection :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement.



"La loi de Newton":

$$\phi = hc S (T_1 - T_2). \quad [7]$$

$\phi$  : Flux de chaleur ou quantité de chaleur transmis ( $e$ ) par convection [W].

$hc$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection [W/m<sup>2</sup>. °C]

$\Delta T = (T_p - T_f)$  : Différence de température entre la paroi et le fluide [°C].

$S$  : Surface d'échange de chaleur [m<sup>2</sup>].

**On distingue deux types de convection:**

### III.5.2.1. Convection forcée :

Le mouvement du fluide est imposé par des actions mécaniques extérieures (pompes, ventilateurs, ...etc.). L'écoulement est alors laminaire ou turbulent suivant la valeur du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot x}{\mu} \quad [7] \text{ où " x " est une échelle de longueur}$$

Caractéristique de l'écoulement (par exemple le diamètre, l'hors d'un écoulement de conduite), " v " est une vitesse caractéristique de l'écoulement les coefficients d'échange  $hc$  sont exprimés par l'intermédiaire du nombre de " Nusselt "

Défini par: 
$$Nu = (hc \cdot x) / \lambda \quad [7]$$

$\lambda$ : conductivité thermique du fluide,  $x$ : échelle de longueur caractéristique).

Le nombre de " Nusselt " caractérise l'efficacité du transport thermique convectif par rapport à ce que serait le seul transport conductif dans le gaz. L'expérience montre que:

$$Nu = f(Pr, Re) \quad [7] \quad \text{où } Pr = \nu / a \quad [7]$$

qui est le nombre de Prandtl qui résume les propriétés thermo physiques du fluide. Ainsi, on posera la plupart du temps

$$Nu = A \times Re^m \times Pr^n \quad [7]$$

**Tableau 3.3** : Régime d'écoulement en fonction des coefficients A, m, n pour la convection forcée. [6]

Reynolds [Re]	Le régime d'écoulement	A	m	n
$> 4 \times 10^4$	Turbulent	0.036	0.8	0.33
$< 4 \times 10^5$	Laminaire	0.664	0.5	0.33

Où A est une constante dépendante de la géométrie considérée et de la valeur du nombre de Reynolds.

### III.5.2.2. Convection naturelle :

Les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou par des gradients de composition.

Suivant la valeur du nombre de Grashof "Gr", ou de Rayleigh (Ra) :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \chi^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad Ra = Gr \cdot Pr. \quad [11]$$

$\chi$ : est l'échelle caractéristique de longueur [m].

$\Delta T$ : est l'écart caractéristique de température [ $^{\circ}K$ ].

g: est l'accélération de la pesanteur [ $m/s^2$ ].

$\nu$ : est la viscosité cinématique [ $m^2/s$ ].

$\beta$ : est le coefficient de dilatation [ $1/^{\circ}K$ ].  $\beta = 1/T_m$ .

$$\Delta T = T_p - T_f. \quad [^{\circ}K] \quad T_m = \frac{T_p + T_f}{2} \quad [11]$$

$T_p$  : température de la paroi

$T_f$  : température du fluide (l'air)

En fonction de la valeur du nombre de Rayleigh, le transfert de chaleur a les caractéristiques suivantes :

$Ra < 10^3$  : convection négligeable; le transfert a lieu essentiellement par conduction.

$10^3 > Ra < 10^9$  : le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire (rouleaux convectifs stables dans le temps).

$Ra > 10^9$  : le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

#### - Nombre de Prand :

$$Pr : (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$$

$\nu$  : viscosité cinématique

$C_p$  : Chaleur spécifique

$\lambda$  : Conductivité thermique

**Tableau 3.4** : Propriété physique de l'air.

Température [°c]	Température [K]	Masse volumique $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Conductivité thermique $\lambda$ [W/m <sup>°</sup> k].10 <sup>3</sup>	Chaleur spécifique Cp[KJ/kg <sup>°</sup> k]	Viscosité cinématique $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]10 <sup>-6</sup>
-50	233	1.584	20.4	1.013	9.23
-40	233	1.458	21.2	1.010	10.58
-30	243	1.426	22	1.009	11.94
-20	253	1.395	22.8	1.009	12.43
-10	263	1.342	23.6	1.009	12.79
0	273	1.293	24.4	1.005	13.28
10	283	1.247	25.1	1.005	14.16
20	293	1.205	25.9	1.005	15.06
30	303	1.165	26.7	1.005	16.00
40	313	1.128	27.6	1.005	16.96
50	323	1.093	28.3	1.005	17.95

- Nombre de Nusselt :

$$Nu = C.(Gr \times Pr)^n$$

C et n deux coefficients en fonction du module (Gr×Pr).

**Tableau 3.5 :** Coefficient C et n.

Paroi	Régime	Gr×Pr	C	N
Paroi verticale	Laminaire	10 <sup>4</sup> -10 <sup>9</sup>	0.59	0.25
	Turbulent	10 <sup>9</sup> -10 <sup>12</sup>	0.129	0.33
Paroi horizontale	Flux descendant			
	laminaire	10 <sup>5</sup> -2×10 <sup>7</sup>	0.54	0.25
	Turbulent	2×10 <sup>7</sup> - 3×10 <sup>12</sup>	0.14	0.33
Paroi horizontale	Flux ascendant			
	laminaire	10 <sup>5</sup> -2×10 <sup>12</sup>	0.27	0.25
	Turbulent	10 <sup>5</sup> -2×10 <sup>12</sup>	0.27	0.25

**III.6. Calcul des  $h_i$  et  $h_{ext}$  : [7]****Procédures de calcul:**

On suppose que :  $h_i = 7 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ ; et  $h_{ext} = 20 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ .

La puissance:  $q = 10 \text{ w/m}^2$  , pour la chambre de réfrigération.

$q = 8 \text{ [W/m}^2\text{]}$ , Pour la chambre de congélation.

$q = h_i \Delta T$ , (pour l'intérieur) et  $q = h_{ext} \Delta T$ , (pour l'extérieur).

**III.6.1. pour le calcul de:  $h_i$  :**

$$h_i = h_{ic} + h_{ir}. \quad [7]$$

$h_{ic}$  = (présence de  $h_{icl}$  et  $h_{icf}$  {due au ventilateur de l'évaporateur dans les heures de marche de ventilateur} dans la chambre froide). On prend la moyenne des deux donc:

$$h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2. \quad [\text{w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}]. \quad [7]$$

**a) Exemple de calcul: chambre N° 1 (pomme) :**

- **$h_{icl}$ : (convection libre)**

$$T_i = +6 \text{ }^\circ\text{C} = 279,15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = q / h_i = 10 / 7 = 1,429 \text{ }^\circ\text{K}.$$

$$\Delta T = T_{pi} - T_i \text{ d'où } T_{pi} = T_i + \Delta T = 279,15 + 1,429 = 280,579 \text{ }^\circ\text{K}.$$

$$T_m = (T_{pi} + T_i) / 2 = (280,579 + 279,15) / 2 = 279,86 \text{ }^\circ\text{K}.$$

$$T_m = 6,71 \text{ }^\circ\text{C}.$$

A l'aide du tableau; les propriétés physiques de l'air à  $T_m$

$$v = 13,72 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]} \quad \lambda = 24,75 \times 10^{-3} \text{ [W/m}^\circ\text{k]} \quad \rho = 1,27 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad C_p = 1,005 \text{ [KJ/kg}^\circ\text{k]}$$

$$Pr = 1,005 \times 1,27 \times 13,72 \times 10^{-6} / 24,75 \times 10^{-3} = 0,707$$

$$\beta = 1 / T_m = 3,57. 10^{-3}. \text{ [1/}^\circ\text{K]}$$

- **calcul du Grashof :**

$$\text{Paroi verticale : } Gr = 10 \times 1,429 \times 3,57. 10^{-3} \times 4^3 / (13,72 \times 10^{-6})^2 = 1,73 \times 10^{10}$$

$$\text{Plancher : } Gr = 10 \times 1,429 \times 3,57. 10^{-3} \times 10^3 / (13,72 \times 10^{-6})^2 = 2,71 \times 10^{11}$$

$$\text{Plafond : } Gr = 10 \times 1,429 \times 3,57. 10^{-3} \times 10^3 / (13,72 \times 10^{-6})^2 = 2,71 \times 10^{11}$$

- **Gr×Pr :**

Paroi verticale :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.226 \cdot 10^{10} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent.

Plancher :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.91 \cdot 10^{11} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent

Plafond :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.91 \cdot 10^{11} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent

- **Calcul de Nusselt :**

Paroi verticale :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.129 \times (1.73 \times 10^{10} \times 0.707)^{0.33} = 275.07$

Plancher :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.27 \times (1.91 \cdot 10^{11})^{0.25} = 178.5 \Rightarrow$  flux ascendant

Plafond :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.14 \times (1.91 \cdot 10^{11})^{0.33} = 737.4 \Rightarrow$  flux ascendant

- **Calcul de h<sub>icl</sub> :**

Paroi verticale :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (275.07 \times 24.75 \times 10^{-3}) / 4 = 1.70 \text{ (w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K)}$

Plancher :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (178.5 \times 24.75 \times 10^{-3}) / 10 = 0.44 \text{ (w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K)}$

Plafond :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (737.4 \times 24.75 \times 10^{-3}) / 10 = 1.82 \text{ (w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K)}$

Note : L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale

• **h<sub>icf</sub>: (convection forcée)**- **Calcul de Reynolds :**

Paroi verticale :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.2 \times 4) / 13.72 \times 10^{-6} = 3.49 \times 10^5 \Rightarrow Re < 4 \cdot 10^5$ , régime laminaire (A=0.664, m =0.5, N = 0,33).

Plancher :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.2 \times 10) / 13.72 \times 10^{-6} = 8.74 \times 10^5 \Rightarrow$  turbulent

Plafond :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.2 \times 10) / 13.72 \times 10^{-6} = 8.74 \times 10^5$  turbulent

- **Calcul de Nusselt :**

Paroi verticale :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.664 \times (3.49 \times 10^5)^{0.5} \times 0.707^{0.33} = 349.85$

Plancher :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.036 \times (8.74 \times 10^5)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 475.82$

Plafond :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.036 \times (8.74 \times 10^5)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 475.82$

- **Calcul de h<sub>icf</sub> :**

Paroi verticale :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 2.16 \Rightarrow h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 1.93 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

Plancher :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 1.17 \Rightarrow h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 0.805 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

Plafond :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 1.17 \Rightarrow h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 1.495 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

- **hir : (rayonnement)**

$$hir = \frac{\left(\frac{T_{pi}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_i}{100}\right)^4}{T_{pi} - T_i} \times A \quad [7]$$

A=4.464

Paroi vertical :  $hir = 4.464[(280,579/100)^4 - (279,15 /100)^4]/1.429 = 3.914[\text{w/ m}^2 \text{ }^\circ\text{K}]$ .

Plancher :  $hir = 4.464[(280,579/100)^4 - (279,15 /100)^4]/1.429 = 3.914 [\text{w/ m}^2 \text{ }^\circ\text{K}]$ .

Plafond :  $hir = 4.464[(280,579/100)^4 - (279,15 /100)^4]/1.429 = 3.914[\text{w/ m}^2 \text{ }^\circ\text{K}]$ .

- **Calcul hi :**

Paroi vertical **hi** = hic + hir = 5.844 (w/m<sup>2</sup> °K)

Plancher : **hi** = hic + hir = 4.719 (w/m<sup>2</sup> °K)

Plafond : **hi** = hic + hir = 5.409 (w/m<sup>2</sup> °K)

#### **b) Exemple de calcule: chambre N° 2 (Poisson) :**

- **hiel :**

$T_i = -9 \text{ }^\circ\text{C} = 264.15 \text{ }^\circ\text{K}$

$\Delta T = q / hi = 8 / 7 = 1,14 \text{ }^\circ\text{K}$ .

$\Delta T = T_{pi} - T_i$  d'où  $T_{pi} = T_i + \Delta T = 264.15 + 1,14 = 265.29 \text{ }^\circ\text{K}$ .

$T_m = (T_{pi} + T_i)/2 = (265.29 + 264.15)/2 = 264.75 \text{ }^\circ\text{K}$ .

$T_m = -8.43 \text{ }^\circ\text{C}$ .

A l'aide du tableau; les propriétés physiques de l'air à  $T_m$

$\nu = 12.79 \times 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}] \quad \lambda = 23.6 \times 10^{-3} [\text{W}/\text{m}^\circ\text{k}] \quad \rho = 1.342 [\text{kg}/\text{m}^3] \quad C_p = 1.009 [\text{KJ}/\text{kg}^\circ\text{k}]$

$Pr = 1.009 \times 1.342 \times 12.79 \times 10^{-6} / 23.6 \times 10^{-3} = 0.733$

$\beta = 1 / T_m = 3.77 \times 10^{-3} [1/^\circ\text{K}]$

- **Calcul de Grashof :**

Paroi vertical :  $Gr = 10 \times 1.14 \times 3,77 \cdot 10^{-3} \times 4^3 / (12.79 \times 10^{-6})^2 = 1.68 \times 10^{10}$

Plancher :  $Gr = 10 \times 1.14 \times 3,77 \times 10^{-3} \times 10^3 / (12.79 \times 10^{-6})^2 = 2.627 \times 10^{11}$

Plafond :  $Gr = 10 \times 1.14 \times 3,77 \cdot 10^{-3} \times 10^3 / (12.79 \times 10^{-6})^2 = 2.627 \times 10^{11}$

- **Calcul Gr×Pr :**

Paroi verticale :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.232 \times 10^{10} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent.

Plancher :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.926 \times 10^{11} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent.

Plafond :  $10^9 < (Gr \cdot Pr) = 1.926 \times 10^{11} < 10^{12} \Rightarrow$  Régime turbulent.

- **Calcul de Nusselt :**

Paroi verticale :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.129 \times (1.232 \times 10^{10})^{0.33} = 275.78$

Plancher :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.27 \times (1.926 \times 10^{11})^{0.25} = 178.86$

Plafond :  $Nu = c (Gr \cdot Pr)^N = 0.14 \times (1.926 \times 10^{11})^{0.33} = 741.42$

- **Calcul de h<sub>icl</sub> :**

Paroi verticale :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (275.78 \times 23.6 \times 10^{-3}) / 4 = 1.62 \text{ (w/m}^2 \text{ °K)}$

Plancher :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (178.86 \times 23.6 \times 10^{-3}) / 10 = 0.42 \text{ (w/m}^2 \text{ °K)}$

Plafond :  $h_{icl} = (Nu \cdot \lambda) / L = (741.42 \times 23.6 \times 10^{-3}) / 10 = 1.74 \text{ (w/m}^2 \text{ °K)}$

Note : L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale

- **h<sub>icf</sub>: (convection forcée)**

- **Calcul de Reynolds :**

Paroi verticale :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.5 \times 4) / 12.79 \times 10^{-6} = 4.69 \times 10^5 \Rightarrow$  régime turbulent

Plancher :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.5 \times 10) / (12.79 \times 10^{-6}) = 1.17 \times 10^6 \Rightarrow$  régime turbulent

Plafond :  $Re = (w \cdot L) / \nu = (1.5 \times 10) / (12.79 \times 10^{-6}) = 1.17 \times 10^6 \Rightarrow$  régime turbulent

- **Calcul de Nusselt :**

(A=0.036, m=0.8, N=0,33).

Paroi verticale :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.036 \times (4.69 \times 10^5)^{0.8} \times 0.733^{0,33} = 1118.7$

Plancher :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.036 \times (1.17 \times 10^6)^{0.8} \times 0.733^{0,33} = 2324.5$

Plafond :  $Nu = A \times Re^m \times Pr^n = 0.036 \times (1.17 \times 10^6)^{0.8} \times 0.733^{0,33} = 2324.5$

- **Calcul h<sub>icf</sub> :**

Paroi verticale :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 6.6 \Rightarrow \mathbf{h_{ic}} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 4.11 \text{ w/m}^2 \text{ °K}$

Plancher :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 5.5 \Rightarrow \mathbf{h_{ic}} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 2.96 \text{ w/m}^2 \text{ °K}$

Plafond :  $h_{icf} = (Nu \cdot \lambda) / L = 5.5 \Rightarrow \mathbf{h_{ic}} = (h_{icl} + h_{icf}) / 2 = 3.62 \text{ w/m}^2 \text{ °K}$

- **hir : (rayonnement)**

$$hir = \frac{\left(\frac{T_{pi}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_i}{100}\right)^4}{T_{pi} - T_i} \times A$$

$$A=4.464$$

$$\text{Paroi vertical : } hir = 4.464[(265.29/100)^4 - (264.15/100)^4] / 1,14 = 3.312 [\text{w/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}].$$

$$\text{Plancher : } hir = 4.464[(280,579/100)^4 - (279,15/100)^4] / 1,14 = 3.312 [\text{w/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}].$$

$$\text{Plafond : } hir = 4.464[(280,579/100)^4 - (279,15/100)^4] / 1,14 = 3.312 [\text{w/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}].$$

- **Calcul hi :**

$$\text{Paroi vertical } \mathbf{hi} = hic + hir = 7.42 (\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$\text{Plancher : } \mathbf{hi} = hic + hir = 6.27 (\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$\text{Plafond : } \mathbf{hi} = hic + hir = 6.93 (\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K})$$

### III.6.2. Calcul de hext:[7]

$$he = hec + her. \quad [7]$$

hec : même méthode que celle de hic mais en négligent la convection libre devant la convection forcée.

$$hec = hecf. \quad [7]$$

her (même méthode que celle de hir).

L'ensemble des calculs sont effectués par Excel, voir l'**Annexe II.1**

## 7. Calcul de l'épaisseur de l'isolant et le coefficient globale de transmission:

$$\text{On a : } K_{fectif} = \frac{1}{1/h_i + \Sigma R_{th} + eis/\lambda_{is} + 1/h_e} \quad \text{ou} \quad K_{fectif} = q/\Delta T. \quad [11]$$

$\Delta T$ : différence de température entre de deux cotés de la paroi considérée.

$\Sigma R_{th}$ : la somme des résistances thermiques.

eis: l'épaisseur de l'isolant.

$\lambda_{is}$ : conductivité thermique de l'isolant.

$$eis = \lambda_{is} \times \left[ \frac{1}{K_{fectif}} - (1/h_i + \Sigma R_{th} + 1/h_e) \right]. \quad [11]$$

$K_{fectif}$  On fait normaliser l'épaisseur de l'isolant eis-n puis en calcule le  $K_{réel}$  a l'aide de l'équation précédente.



**Exemple de calcul: Chambre N° 1:**

$q = 10 \text{ w/m}^2$  , °C,  $T_i = +6$ ,  $\Delta T = T_e - T_i = 32 - 6 = 26$  ,  $h_i = 5,844 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ ,  $h_e = 7,19 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ ,  
 $\lambda_{is} = 0,029 \text{ w/m }^\circ\text{K}$ .  $K_{\text{fectif}} = 0,384 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ .  $\Sigma R_{th} = e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 = 0,005/52 + 0,005/52 = 0,000019 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/ w}$ .

$e_{is} = 6.6 \text{ cm}$  l'épaisseur normalisée est:  $e_{is-n} = 7 \text{ cm}$ . Donc:  $K_{\text{réel}} = 0.367 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ .

**Tableau 3.6 :** Le coefficient global de transfert de chaleur K [Chambre 01].

Les parois	Mur-ext (32)-(6)	Mur-ext (32)-(6)	Mur-int (8)-(6)	Mur-int (-9)-(6)	Plafond (32)-(6)	Plancher (15)-(6)	Porte (8)-(6)
Orientation	Ouest	Nord	Sud	Est	-	-	-
$h_i \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	5,844	5,844	5,844	5,844	5,409	4,719	7.880
$h_e \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	7,190	7,190	6,162	5,485	9,290	8,715	6.97
$\lambda_{is} \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	0.029	0.029	0.029	0.029	0.029	0.025	0.029
$e_{is} \text{ (cm)}$	6.6	6.6	0.1	3.3	6.7	0.1	0
$e_{is-n} \text{ (m)}$	7	7	1	4	7	1	1
K réel	0.367	0.367	1.474	0.577	0.369	0.773	1.624

**Tableau 3.7 :** Le coefficient global de transfert de chaleur K [Chambre 02]

Les parois	Mur-ext (32)-(-9)	Mur-ext (32)-(-9)	Mur-int (8)-(-9)	Plafond (32)-(-9)	Plancher (15)-(-9)	Porte (8)-(-9)
Orientation	Est	Nord	Sud	-	-	-
$h_i \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	7,42	7,42	7,420	6,930	6,270	7.925
$h_e \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	7,518	7,518	10.388	10.203	9.571	7.413
$\lambda_{is} \text{ (w/m}^2 \text{ }^\circ\text{K)}$	0.029	0.029	0.029	0.029	0.025	0.029
$e_{is}$	11.10	11.10	4.20	11.10	4.47	4.17
$e_{is-n} \text{ (m)}$	12	12	5	12	5	5
K réel	0.367	0.367	0.511	0.228	0.387	0.503

**Tableau 3.8** : Le coefficient global de transfert de chaleur K [SAS].

Les parois	Mur-ext (32)-(8)	Mur-ext (32)-(8)	Mur-ext (32)-(8)	Plafond (32)-(8)	Plancher (15)-(8)	Porte (32)-(8)
Orientation	Est	Ouest	Sud	-	-	-
hi (w/m <sup>2</sup> °K)	8.868	8.868	8.868	8.257	7.570	9.472
he (w/m <sup>2</sup> °K)	12.822	12.822	12.822	11.530	9.735	9.054
λ <sub>is</sub> (w/m <sup>2</sup> °K)	0.029	0.029	0.029	0.029	0.025	0.029
eis	6.4	6.4	6.4	6.3	0.1	6.3
eis-n (m)	7	7	7	7	1	7
K réel	0.383	0.383	0.383	0.381	0.853	0.380

L'ensemble des calculs sont effectués par Excel, voir l'**Annexe II.2**

# Chapitre IV :

## Bilan et choix d'installation frigorifiques



Avant de commencer à procéder au dimensionnement des composants d'une installation frigorifique, encore est-il nécessaire dans un premier temps de déterminer les charges thermiques de la ou des différentes chambres froides. Ces charges thermiques correspondent à la production frigorifique nécessaire pour en assurer la compensation.

### **IV.1. calcul des différents apports:**

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

#### **a) Les charges externes :**

- Les charges par transmission.
- Les charges dus au renouvellement d'air systématique.
- Les charges dues aux infiltration (ouverture des portes).

#### **b) Les charges internes :**

Les charges dues à l'installation du groupe frigorifique (Ventilateurs...), plus des apports dépend des denrées :

- Les charges dus au refroidissement de l'emballage.
- Les charges dus à l'introduction des denrées.

D'autres apports indépendants :

- Les charges dus à l'éclairage.
- Les charges dus aux personnels.

### **IV.2. Calcul Les charges thermiques externes :[7]**

#### **IV.2.1. Les charges thermiques par transmission :**

On procède à ce calcul paroi par paroi, c'est-à-dire: d'abord, les quatre parois verticales, puis le plancher haut (toiture), et enfin le plancher bas. Lorsque l'on veut effectuer un calcul précis dans le cas de chambres froides dont certaines parois sont fortement ensoleillées, on majore l'écart de température  $\Delta T$ . On a alors:

$$Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \quad [KW] \quad [2]$$

$K$  : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée [ $W/m^2.K$ ].

$S$  : surface de la paroi considérée [ $m^2$ ].

$\Delta T$  : Différence de température des deux côtés de la paroi considérée [ $K$ ].

$\Delta T'$  : Majoration de l'écart de la température  $\Delta T$  qui tient compte de l'ensoleillement, dépend de la nature et l'orientation de la paroi, et aussi de la latitude de notre site.

**Tableau 4.1** : Les valeurs de  $\Delta T'$  en fonction de latitude, l'orientation et les parois.

Latitude [°E]	Paroi Horizontale	Orientation des parois verticales							
		SE	S	E	NE	N	NO	O	SO
30	7.4	3.0	1.9	3.7	3.0	1.9	3.0	3.6	3.0
36.63	7.37	3.3	3.1	3.4	2.9	1.8	2.9	3.6	3.3
40	7.3	3.5	3.7	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.5
50	7.1	4.1	3.6	3.9	2.8	1.8	2.8	3.9	4.1

**Tableau 4.2** : Les charges thermique par transmission [Chambre 01].

Les parois	Mur-ext (32)-(6)	Mur-ext (32)-(6)	Mur-int (8)-(6)	Mur-int (-9)-(6)	Plafond (32)-(6)	Plancher (15)-(6)	Porte (8)-(6)
Orientation	Ouest	Nord	Sud	Est	-	-	-
$K$ réel	0.367	0.367	1.474	0.577	0.369	0.773	1.624
Surface	40	40	40	40	100	100	4
$\Delta T$ (K)	26	26	2	15	26	9	2
$\Delta T'$ (K)	3.6	1.8	0	0	7.37	7.37	0
Qtr [W]	434.52	408.10	117.92	346.20	1231.35	1265.40	60.68

**Tableau 4.3** : Les thermique par transmission [Chambre 02].

Les parois	Mur-ext (32)-(-9)	Mur-ext (32)-(-9)	Mur-int (8)-(-9)	Plafond (32)-(-9)	Plancher (15)-(-9)	Porte (8)-(-9)
Orientation	Est	Nord	Sud	-	-	-
K réel	0.367	0.367	0.511	0.228	0.387	0.503
Surface	40	40	40	100	100	4
$\Delta T$ (K)	41	41	17	15	24	17
$\Delta T'$ (K)	3.4	1.8	0	7.37	7.37	0
Qtr [W]	651.79	628.30	347.48	1102.83	1214.01	34.20

**Tableau 4.4** : Les charges thermique par transmission [SAS].

Les parois	Mur-ext (32)-(8)	Mur-ext (32)-(8)	Mur-ext (32)-(8)	Plafond (32)-(8)	Plancher (15)-(8)	Porte (32)-(8)
Orientation	Est	Ouest	Sud	-	-	-
K réel	0.383	0.383	0.383	0.381	0.853	0.380
Surface	40	40	40	100	100	4
$\Delta T$ (K)	24	24	24	24	24	17
$\Delta T'$ (K)	3.4	3.6	3.1	7.37	7.37	3.1
Qtr [W]	409.19	422.23	415.17	1122.91	1220.64	41.18

**Tableau 4.5** : Les charges totales par transmission pour chaque chambre.

Chambre	chambre [01]	chambre [02]	SAS
Qtr [W]	3864,17	3978,61	3631,32

L'ensemble des calculs sont effectués par Excel, voir l'**Annexe II.3**

### IV.2.2. Charge thermique par renouvellement d'air:

Dans de nombreuses chambres froides, il est prévu de renouveler l'air ambiant, c'est-à-dire de remplacer une partie de l'air de la chambre par de l'air neuf extérieur. La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre, et constitue une charge thermique. Cette charge a pour valeur:

$$Q_{re} = (\varepsilon/24 \times 3600) \times (V_{ef} / V_s) \times (H_e - H_i) \quad [2]$$

$Q_{re}$  : Apport de chaleur due au renouvellement d'air

$V_{ef}$  : Volume de la chambre froide [m<sup>3</sup>].

$V_s$  : Volume spécifique de l'air intérieur [m<sup>3</sup>/Kg].

$H_e$  : L'enthalpie de l'air extérieur [KJ/Kg].

$H_i$  : L'enthalpie de l'air intérieur [KJ/Kg].

$\varepsilon$  : Nombre de renouvellement d'air par jour qui est donnée par le tableau suivant :

**Tableau 4.6** : [ $\varepsilon$ ] Nombre de renouvellement d'air par jour.

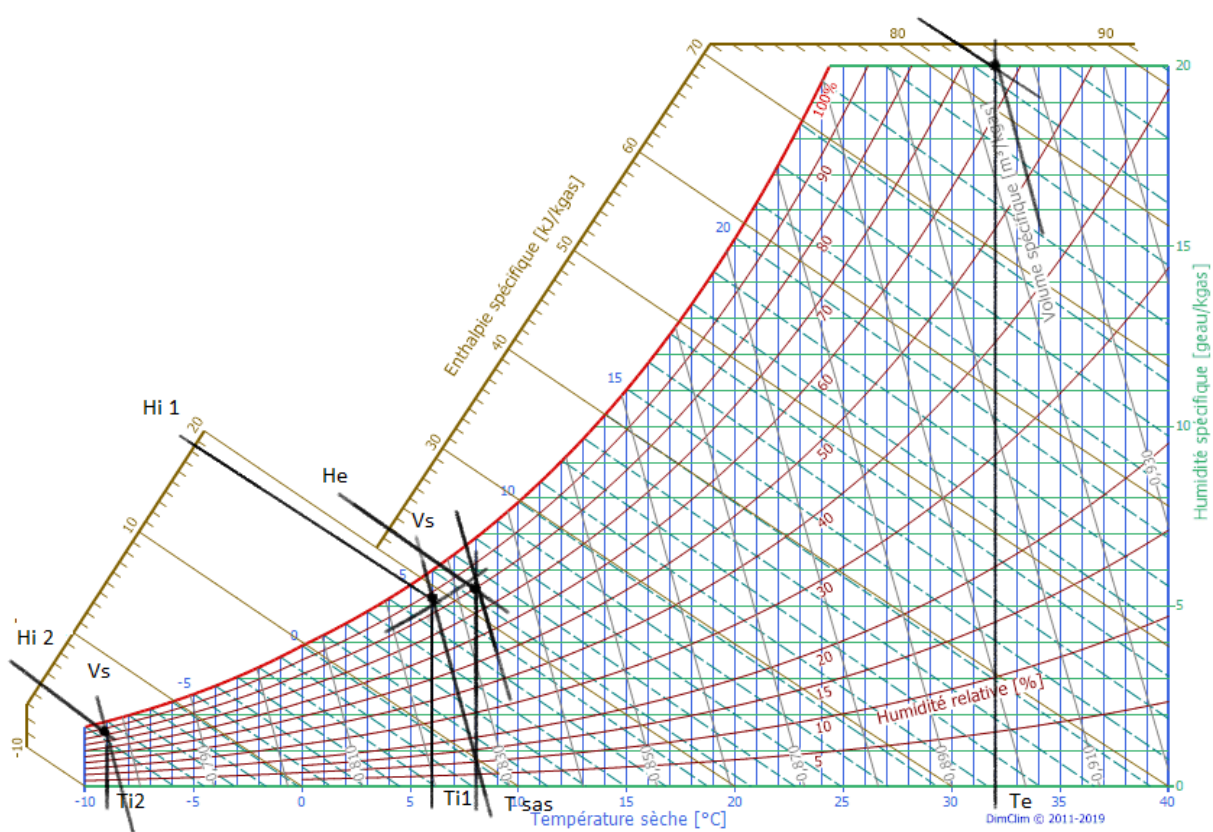
Volume de la chambre [m <sup>3</sup> ]	Température intérieure [°C]	
	$T_i \leq 0^\circ\text{C}$	$T_i > 0^\circ\text{C}$
120	6	8
150	5	7
175	5	6
250	4	5.3
300	4	5
500	3	4
750	2	3.3
1000	2	3
1500	1	2
2000	1	1
2500	1	1

**Exemple de calcul : Chambre 01.**

Longueur = 10 m, Largeur = 10 m, Hauteur = 4 m.

$V_{ef} = 400\text{m}^3$  donc  $\varepsilon = 3.5$ ,  $V_{s1} = 0.826 \text{ m}^3/\text{kg}$ ,  $H_{i1} = 19 \text{ kJ/kg}$ ,  $H_{e1} = 22 \text{ kJ/kg}$  sont obtenu à partir du diagramme de l'air humide.

$$Q_{re} = (3.5 / 24 \times 3600) \times (400 / 0.826) \times (22 - 19) = 0.403 \text{ [KW]} = 403 \text{ [W]}.$$



**Figure 4.1 :** Diagramme de l'air humide [ch 1-2]

**Tableau 4.7 :** Les apports dus au renouvellement d'air.

chambre	$V_{ef}$ [m <sup>3</sup> ]	$V_s$ [m <sup>3</sup> /Kg]	$H_e$ [Kj/Kg]	$H_i$ [KJ/Kg]	$\varepsilon$ [Jour-1]	$Q_{re}$ [W]
1	400	0.826	22	19	3.5	403
2	400	0.776	22	-5	3.5	564



## IV.2.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes :

$$Q_{op} = [8 + (0,067 \times \Delta T) \times \tau_p \times \rho_{aa} \times L_p \times h_p \times \sqrt{1 - \frac{P_{ae}}{P_{aa}}} + (h_e - h_i) \times C_{ra}] [2]$$

$\tau_p$  : temps d'ouverture des portes en [mn/heure].

$\rho_{aa}$  : masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en [Kg/m<sup>3</sup>].

$L_p$  : longueur de la porte en [m].

$h_p$  : hauteur de la porte en [m].

$\rho_{ae}$  : masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre en [KJ/Kg].

$H_e$  : Enthalpie de l'air du côté autre que la chambre en [KJ/Kg].

$H_i$  : Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre en [KJ/Kg].

$C_{ra}$  : coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air.

- Portes sans rideau:  $C_{ra} = 1$ .
- Portes avec rideau:  $C_{ra} = 0,25$ .

**Exemple de calcul: CHAMBRE N°1**

$L_p = 2$  m.  $h_p = 2$  m.  $C_{ra} = 1$ .  $D_j = 5.8$  Ton/jour  $dt = 6$  min/ton .  $\Rightarrow \tau_p = dt * D_j / 24$ .

$\tau_p = 1.45$  min/h.

à l'aide de Diagramme de l'air humide (Figure ) on a :

$H_i = 19$  kJ/kg ,  $H_e = 22$  kJ/kg ,  $\rho_{aa} = 1/0.826$  ,  $\rho_{ae} = 1/0.833$

Donc :  $Q_{op} = 24.12$  KJ/h =  $0,067$  KJ/s =  $6.7$  W

**Tableau 4.8** : Les apports dus par ouverture des portes.

Chambre	Ti °C	Te °C	$\Delta T_p$ °C	Hi KJ/Kg	He KJ/Kg	$\rho_{aa}$ Kg/m <sup>3</sup>	$\rho_{ae}$ Kg/m <sup>3</sup>	Dj Ton/jour	$\tau_p$ min/h	Qop [W]
1	6	8	2	19	22	1/0.826	1/0.833	5.8	1.45	6.70
2	-9	8	17	22	-5	1/0.776	1/0.833	11.6	2.9	93.40
SAS	8	32	24	22	83	1/0.833	1/0.925	17.4	4.35	315.04

L'ensemble des calculs sont effectués par Excel, voir l'Annexe II.4

### IV.3. Calcul Les charges thermiques internes :[7]

#### IV.3.1. Charge thermique dus à l'introduction des denrées :

Cette charge résulte de ce que les produits introduisent dans la chambre froide, se trouvant presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre; donc ces produits dégagent une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température ne baisse devant la température d'entreposage. La charge due aux produits entrants et donnée par la formule suivante:

Cas de la congélation :

$$Q_{de} = Mh \times [(C_{pav} \times (T_e - T_{eg})) + Leg + (C_{pa} \times (T_{eg} - T_f))]/3600 \quad [KW] \quad [2]$$

$T_{eg}$  : Température de congélation des denrées.

$Leg$  : chaleur latente des denrées.

$C_{pap}$  : chaleur massique des denrées après congélation.

Cas de la réfrigération :

$$Q_{de} = Mh \times C_{pav} \times (T_e - T_f)/3600 \quad [KW] \quad [2]$$

$Q_{de}$  : Apports dus à l'introduction des denrées [KW]

$Mh$  : Le débit massique d'entreposage [kg/h].

$C_{pav}$  : Chaleur massique des denrées avant congélation [kJ/kg.K].

$T_e$  : température des denrées [°c].

$T_f$  : température de la chambre froide [°c].

#### Exemple de calcul :

- **Cas de la réfrigération** : Chambre 01 à l'aide de tableau 2.4

$$Q_{de} = Mh \times C_{pav} \times (T_e - T_f)/3600 = 241.7 \times 3.6 \times (8-6) /3600 = 0.48 \quad [KW]$$

- **Cas de la congélation** : Chambre 02

$$\begin{aligned} Q_{de} &= Mh \times [(C_{pav} \times (T_e - T_{eg})) + Leg + (C_{pap} \times (T_{eg} - T_f))]/3600 \\ &= 483.33 \times [(3.5 \times (8 - (-2.22))) + 280 + (1.8 \times (-2.22 - (-11.22)))]/3600 = 4.88 \quad [KW] \end{aligned}$$

**Tableau 4.9** : Les apports dus à l'introduction des denrées.

chambre	Mh [kg/h]	Te [°c]	Tf [°c]	Cpav [KJ/KgK]	Cpap [KJ/KgK]	Teg [°c]	Leg [kJ/kg]	Qde [W]
1	241.7	8	6	3.6	/	/	/	480
2	483.33	8	-9	2,8	1.80	-2.22	280	4880

### IV.3.2. Charge thermique dues à l'éclairage :

Les lampes utilisées dans les chambres sont spécifiques à cause de leurs résistances aux froids et humidité, étanche à l'eau. Grace à "Rietchel" on a choisi les lampes fluorescentes dont la puissance varie entre 8 et 25 w/m<sup>2</sup>. La chaleur cédée par les lampes sous l'effet de joule est calculée à partir la relation :

$$Q_{ecl} = P \times \left(\frac{t}{24}\right) \times Spl \quad [KW] \quad [2]$$

Q<sub>ecl</sub> : les apportes de chaleur dus à l'éclairage [kW].

P : puissance de la lampe [kW].

t : La durée de fonctionnement des lampes [heure], 4h pour les chambres froides, 8h le SAS.

Spl : surface du plancher [m<sup>2</sup>].

### Exemple de calcul :

$$SAS : Q_{ecl} = P \times (t/24) \times Spl = 0.025 \times 8/24 \times (20 \times 10) = 1.67 [KW].$$

**Tableau 4.10** : Les apports dus à l'éclairage.

Chambre	P [KW]	t [heure]	Spl [m <sup>2</sup> ]	Qecl [W]
1	0,008	5	100	521
2	0,008	5	100	521
SAS	0,025	8	200	1670

### IV.3.3. Charge thermique due aux personnes:

Le corps humain dégage de l'énergie thermique sous forme de chaleur et vapeur d'eau, On prend en considération cette quantité de chaleur qui est donnée par la relation :

$$Q_{per} = n \times (t/24) \times q_{per} \quad [KW] \quad [2]$$

$Q_{per}$  : Les apports dus au personnel.

$n$  : Nombre de personne.

$t$  : Nombre d'heure de travail.

$q_{per}$  : Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans les chambres froides par le tableau suivant :

**Tableau 4.11** : Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Températures °C	6	8	-9
Q personnel [W]	230	220	320

#### Exemple de calcul : chambre 01

$n= 4$ ,  $t=8$  h,  $Q_{per}= 230W$  à  $6^{\circ}c$ .

$$Q_{per} = n \times (t/24) \times q_{per} = 4 \times 8/24 \times 230 = 192 [W] \quad [2]$$

**Tableau 4.12** : Les charges due au personnes.

Chambre	N	t [heure]	Qdegagée [W]	Qper [W]
1	4	5	230	192
2	4	5	320	267
SAS	4	8	220	293

#### IV.3.4. Charge thermique due aux matériels roulant:

Ce matériel roulant est le plus souvent constitué de chariots élévateurs de transpalettes. On a:

$$Q_{mr} = n \times p \times t/24 [W]$$

$n$  : Nombre de matériels roulant.

P : Puissance totale de chaque type de matériel [W]

t : Durée de présence du matériel [h/j]

Supposant qu'on n'a pas utilisé de tels engins de transport motorisé, on aura donc :

$$Q_{mr} = 0$$

#### IV.3.5. Charge thermique due au refroidissement de L'emballage :

$$Q_{em} = M_{em} \times C_{pem} \times (T_{em} - T_{ef}) / 3600 \quad [KW]$$

$Q_{em}$  : Les apports dus au refroidissement de l'emballage [KW].

$M_{em}$  : Débit d'emballage entrant [Kg/h].

$C_{pem}$  : Chaleur massique de l'emballage [KJ/h].

$T_{em}$  : Température de l'emballage.

$T_{ef}$  : Température de la chambre froide [°C].

Le débit d'emballage est calculé par :

$$M_{em} = (N_c \times m_c) / 24$$

$N_c$  : Nombre de caisse dans la chambre froide.

$m_c$  : La masse nette de caisse [Kg].

#### Exemple de calcul :

**Chambre 01** :  $C_{pem} = 0.3$  KJ/Kg.K,  $T_{cf} = 6^\circ\text{C}$ ,  $T_{em} = 8^\circ\text{C}$ .

$$Q_{em} = 0.3 \times 1208 \times (8 - 6) / 3600 = 0,2 \text{ [KW]}.$$

**Tableau 4.13** : Les apports dus au refroidissement de l'emballage.

Chambre	$N_c$ (Caisse)	$M_{em}$ [Kg/h]	$\Delta T$ [°C]	$Q_{em}$ [W]
1	2320	1208	2	200
2	2320	2417	17	3424

#### IV.3.6. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs et de la

**dégivrages :**

Dans les chambres froides modernes. On utilise toujours des évaporateurs équipés d'un ou 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 qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources.

$$Q_{vent} = n \times P \times \tau_{\text{évap}} / \tau_{\text{inst}}$$

n : Nombre de ventilateur de l'évaporateur.

P : Puissance de ventilateur.

Pour  $\tau_{\text{évap}}$  on le prend égal à 8 pour les deux chambres.

$\tau_{\text{inst}}$  : La durée de fonctionnement de l'évaporateur :

- 18 heures pour la congélation.
- 16 heures pour la conservation.

Pour effectuer les calculs de ces charges il faut d'abord connaître le nombre et le type d'évaporateur prévu (nombre de ventilateur, puissance de chaque moteur de ventilateur) Arriver au stade du calcul, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique intermédiaire ( $Q_{\text{int}}$ ) qui est la somme des différentes charges unitaires calculées précédemment :

$$Q_{\text{int}} = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{re}} + Q_{\text{op}} + Q_{\text{écl}} + Q_{\text{pers}} + Q_{\text{mr}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}}.$$

La puissance intermédiaire de l'évaporateur.

$$Q_{0\text{int}} = Q_{\text{int}} \times 24 / \tau_{\text{inst}}. \quad \text{En [W].}$$

Après le calcul de  $Q_{0\text{int}}$  il faut déterminer la puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur  $Q_{0\text{pré}}$

$$Q_{0\text{pré}} = 1,2 \times Q_{0\text{int}}. \quad \text{En [W].}$$

**Tableau 4.14** : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt [W].

chambre	Qtr	Qre	Qop	Qde	Qecl	Qper	Qem	Qint	Q0int	Q0pre
1	3864,17	403	6.70	480	521	192	200	5667	8501	10201
2	3978,61	564	93.40	4880	521	267	3424	13728	18304	21965
SAS	3631,32	0	315.04	0	1670	293	0	5909	7879	9455

**Exemple de calcul: chambre n°1:**

- La puissance intermédiaire de l'évaporateur:

$$Q_{Oint} = 5667 \times 24 / 16 = 8501 \text{ [W]}.$$

- La puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur.

$$Q_{Opré} = 1,2 \times Q_{inst} = 10201 \text{ [W]}.$$

D'après le catalogue Catalogue\_INTARCON . On peut choisir par exemple un évaporateur type MCH-NF 2108. Le nombre de ventilateurs  $n = 1$ . La puissance du moteur de ventilateur  $p = 560 \text{ W}$  . Pour  $\tau_{évap}$  on le prend égal à 8 pour les deux chambres.



**Figure 4.2 :** Exemple choisi sur un type d'un évaporateur pour la chambre 01[9]

$$\text{Donc : } Q_{vent} = n \times P \times \tau_{évap} / \tau_{inst} = 1 \times 560 \times 8 / 16 = 280 \text{ W}$$

Ensuite on calcul la puissance de dégivrage  $Q_{dég}$  :

$Q_{dég} = 2.5\%$  du total ( $Q_{int}$ ) pour la chambre de réfrigération et 5% pour la congélation

#### IV.3.7. Calcul la puissance effective de l'évaporateur :

La puissance frigorifique à installer est appelée la puissance effective de l'évaporateur qui est égale à la somme de la puissance intermédiaire de l'évaporateur et la puissance des moteurs des ventilateurs et la puissance des résistances de dégivrage :

$$Q_{0eff} = Q_{0int} + Q_{vent} + Q_{deg} \quad [KW]$$

#### Exemple de calcul :

Chambre 01 : Type d'évaporateur [MCH-NF 2108] à un ventilateur de puissance 560 [W] et 2.5 % puissance de dégivrage

$$Q_{0eff} = 8501 + (1 \times 560 \times 8 / 16) + (2.5 \times 5667 / 100) = 8923 [W]$$

**Tableau 4.15** : La puissance effective de l'évaporateur [la puissance frigorifique].

Ch	$Q_{0pré}$	Type d'évaporateur	Puissance de la Dégivrage [W]	Puissance du ventilateur $n \times P$ [W]	$Q_{0int}$ [W]	$Q_{vent}$ [W]	$Q_{dég}$ [W]	$Q_{0eff}$ [W]
1	10201	MCH-NF 2108	2.5% du Total	$1 \times 560$	8501	280	142	8923
2	21965	BCH-NF 5540	5% du Total	$2 \times 630$	18304	560	686	19550
SAS	9455	MCH-NF 2086	2.5% du Total	$1 \times 560$	7879	280	148	23.60

#### IV.3.8. Vérification de la température du SAS :



On a supposé que la température du SAS est [8°C], après la détermination du coefficient d'échange K on peut retrouver la température réelle du SAS Tx on a la somme des flux entrants égale à celle des flux sortants.

$$\sum_{i=1}^n Q_{entrant} = \sum_{i=1}^n Q_{sortant}$$

$$\Sigma K_e \times S_e (T_{eq} - T_x) = \Sigma K_i \times S_i (T_x - T_i)$$

Ke : Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur.

Ki : Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur.

Se : La surface des murs extérieurs.

Si : La surface des murs intérieurs.

**Tableau 4.16** : Vérification de la température du SAS.

Paroi		Sens du Flux	S [m <sup>2</sup> ]	K [Kcal/h m <sup>2</sup> °c]	ΔT [°c]	Q [Kcal/h]
Qs	Ch 01 [N]	6	40	1.474	Tx -6	58.96 × (Tx -6)
	Ch 02 [N]	-9	40	0.511	Tx +9	20.44 × (Tx +9)
Qe	E	32	40	0.383	35.4-Tx	15.32 × (35.4-Tx)
	O	32	40	0.383	35.6-Tx	15.32 × (35.6-Tx)
	S	32	80	0.383	35.1-Tx	15.32 × (35.1-Tx)
	Plancher	15	200	0.853	22.37-Tx	170.6 × (22.37-Tx)
	Plafond	32	200	0.383	39.37-Tx	76.6 × (39.37-Tx)
	Porte [S]	32	4	0.380	35.1-Tx	1.52 × (35.1-Tx)

$$\Sigma Q_{sortant} = 58.96 \times (T_x - 6) + 20.44 \times (T_x + 9) = 79.4 T_x - 169.8$$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{entrant} &= 15.32 \times (35.4 - T_x) + 15.32 \times (35.6 - T_x) + 15.32 \times (35.1 - T_x) \\ &\quad + 170.6 \times (22.37 - T_x) + 76.6 \times (39.37 - T_x) + 1.52 \times (35.1 - T_x) \\ &= -294.68 T_x + 8510.86\end{aligned}$$

$$\Sigma Q_{sortant} = \Sigma Q_{entrant}$$

$$-294.68 T_x + 8510.86 = 79.4 T_x - 169.8 = 22.14 [^{\circ}c]$$

**Remarque :** La température est supérieure à la température supposée, On prévoit un conditionnement d'air.

#### IV.4. Choix d'équipement de l'installation de l'entrepôt :

##### IV.4.1. Choix du fluide frigorigène :

Les fluides frigorigènes sont les substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques. Grâce phénomènes qui résultent des transformations qu'ils subissent, ils permettent d'absorber de la chaleur à la source froide (évaporation) et d'en rejeter à la source chaude (condenseur) de ces systèmes.

Les critères du choix d'un bon fluide frigorigène :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité
- Critères techniques.
- Critères économiques.
- Critères écologique (l'action sur l'environnement).

D'après les critères du choix d'un bon fluide frigorigène, nous avons choisi le fluide R404A.

##### IV.4.1.1. Le R404A :[8]

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. Il fait partie des fluides zéotropes (série des R400, à l'opposé des fluides azéotropes de la série R500), qui ne se comportent pas comme des fluides homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation les différents composants peuvent changer d'état de manière indépendante.

- **Caractéristiques techniques :**

Le R404A n'a guère une bonne efficacité énergétique. Il nécessite cependant un compresseur de puissance plus réduite que celui du R 134a et possède une conductivité relativement intéressante. Son glissement de température étant faible, les restrictions concernant l'utilisation d'évaporateurs noyés dans le cas de fluides zéotropes ne s'appliquent généralement pas.

- **Caractéristiques environnementales :**

Le R404A n'a pas d'effet direct sur la couche d'ozone. Du à l'utilisation de R143a et de R125, deux fluides à fort potentiel d'effet de serre, le R404A est cependant un réfrigérant à valeur GWP très élevée. Son impact direct sur l'effet de serre, bien que plus réduit par rapport à celui de la consommation énergétique, est plus important que la plupart des réfrigérants de type HFC.

Les conclusions concernant son effet d'acidification ainsi que son impact sur la création d'ozone troposphérique sont identiques à celles du R134a.

- **Contraintes légales :**

Pour des raisons d'impact sur l'effet de serre, l'Administration de l'Environnement prévoit, dans le cadre de l'utilisation du R404A. Des restrictions concernant son utilisation. Des mesures de sécurité supplémentaires ne sont pas obligatoires, mais des conditions concernant le confinement de l'installation peuvent être imposées.

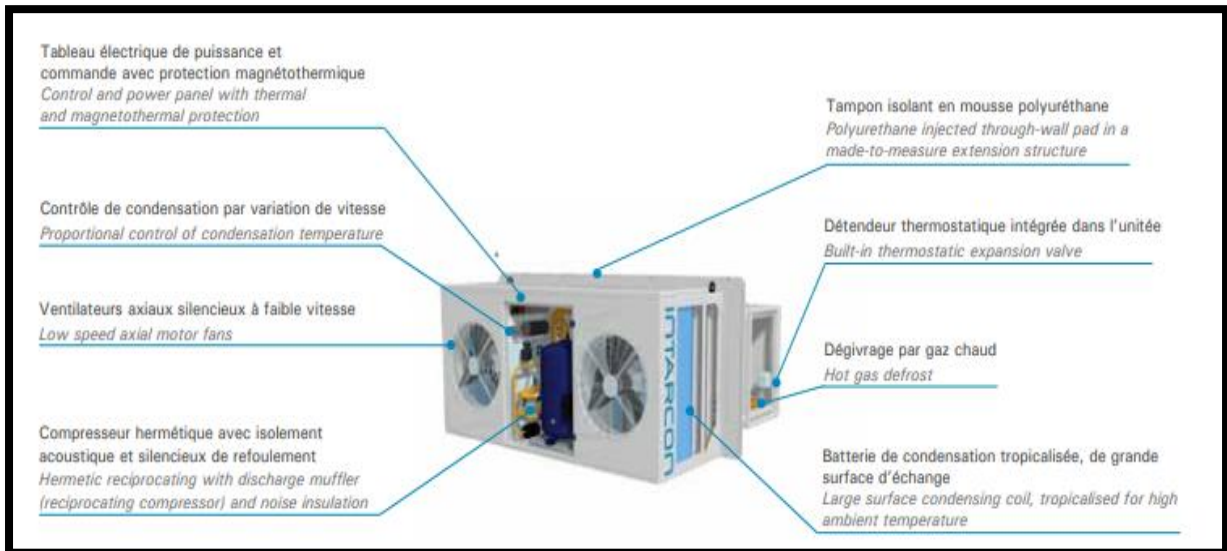
**Tableau 4.17** : Les caractéristiques de **R404A**. [8]

Nom chimique / Composition	R125 – R134a – R134a (52% / 44% / 4%)
Type	Mélange zéotropes (HFC)
Masse molaire [g/mol]	97.60
Température critique [°C]	71.1
Pression critique [bar]	37.3
Température d'ébullition (à pression atmosphérique)	-45.9
Plage d'application de température [°C]	-45 à 0
Compatibilité avec les métaux	Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium

	avec plus de 2% de masse de magnésium devaient être évités.
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type POE.
Phrases R	Non classé comme préparation dangereuse.
Phrases S	Non classé comme préparation dangereuse
ODP [kg R11-équivalent]	0
GWP 100 [kg CO2-équivalent]	3800
Acidification [kg SOx-équivalent]	Sans indication
POCP [kg Ethylène-équivalent]	0
Groupe de sécurité	A1/A1
Valeur MAK [ppm]	500
Autorisation d'exploitation	Utilisation limitée par l'administration de l'environnement

#### IV.4.2. Choix des machines frigorifique :

En utilisant les caractéristiques de l'évaporateur données en Annexe I (MCH-NF 2108, BCH-NF 5540, MCH-NF 2086) pour le calcul de bilan frigorifique, on a choisi le type d'évaporateur « Superblock », un type qui contient des composants intégrés (Compresseur, détendeur, condensateur.. etc.)



**Figure 4.3 :** Les composants intégrés de la machine frigorifique[10]

#### IV.4.2.1. Les caractéristiques des compresseurs intégrés utilisé sur chaque chambre :[10]

- **Compresseur MTZ 64 (MCH-NF 2108) :** Utilisé dans la chambre 01

Ce compresseur intégré sur MCH-NF 2086 sont spécifiés par les caractéristiques suivantes :



**Figure 4.4 :** Compresseur intégrés MTZ-64

**Tableau 4.18** : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 64

Réfrigérant	R-134a - R-404A
Technologie de compresseur	Hermétique à piston
Application	Moyenne pression - Haute pression
Plage d'application	-15°C à +20°C   -30°C à +10°C
Type de tension	Triphasé
Tension	400 / 3 / 50
Cylindrée	18.7cm <sup>3</sup>
Puissance frigorifique @ 0°C	13499 W
Intensité maximale	15A
Type moteur	TRI
Détente	Capillaire / Détendeur
Diamètre aspiration Rotalock	Rot 1 3/4"
Diamètre aspiration ODF	7/8"
Diamètre refoulement Rotalock	Rot 1 1/4"
Diamètre refoulement ODF	3/4"
Entraxes de fixation	3 Ptsmm
Hauteur	413mm
Charge d'huile	1.80l

- **2 xCompresseur NTZ 271 (BCH-NF 5540)** : Utilisé dans la chambre 02

Ces compresseurs intégrés sur BCH-NF 5540 son spécifiés par les caractéristiques suivantes :

**Tableau 4.19** : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 271

Réfrigérant	R-404A - R-507A
Technologie de compresseur	Hermétique à piston
Application	Basse pression
Plage d'application	-45°C à -10°C
Type de tension	Triphasé
Tension	400 / 3 / 50
Cylindrée	271cm <sup>3</sup>
Puissance frigorifique @ -10°C	22039 W
Intensité maximale	27A
Type moteur	TRI

Détente	Capillaire / Détendeur
Diamètre aspiration Rotalock	Rot 1 3/4"
Diamètre aspiration ODF	1 1/8"
Diamètre refoulement Rotalock	Rot 1 1/4"
Diamètre refoulement ODF	3/4"
Entraxes de fixation	246 x 246mm
Hauteur	519mm
Charge d'huile	3.9l

- **Compresseur MTZ 50 (MCH-NF 2086) : Utilisé dans le SAS**

Ce compresseur intégré sur MCH-NF 2086 sont spécifiés par les caractéristiques suivantes :

**Tableau 4.20** : Spécifications techniques du compresseur intégré MTZ 271

Réfrigérant	R-134a - R-404A
Technologie de compresseur	Hermétique à piston
Application	Moyenne pression - Haute pression
Plage d'application	-15°C à +20°C   -30°C à +10°C
Type de tension	Triphasé
Tension	400 / 3 / 50
Cylindrée	14.9cm <sup>3</sup>
Puissance frigorifique @ 0°C	10555 W
Intensité maximale	12A
Type moteur	TRI
Détente	Capillaire / Détendeur
Diamètre aspiration Rotalock	Rot 1 3/4"
Diamètre aspiration ODF	7/8"
Diamètre refoulement Rotalock	Rot 1 1/4"
Diamètre refoulement ODF	3/4"
Entraxes de fixation	3 Ptsmm
Hauteur	413mm
Charge d'huile	1.80l

# Conclusion Générale

Notre étude est théorique mais basée sur des données réelles, ce qui nous a permis de comprendre l'importance et la nécessité de prendre en compte tous les éléments qui interviennent dans l'étude et dimensionnement d'une chambre froide, à partir de son emplacement jusqu'au choix des équipements convenables pour une telle ou telle installation frigorifique.

On a effectué des calculs particuliers et précis du bilan thermique qui sont indispensables au choix et au dimensionnement corrects des équipements frigorifiques ; car les erreurs commises à ce niveau risquent d'être irréparables, si elles apparaissent après la réalisation du projet.

Après notre étude effectuée pour la réalisation de cette chambre frigorifique basée sur des calculs précis et détaillés, nous aimerions bien concrétiser notre travail dans la réalité en le réalisant dans le domaine alimentaire et spécialement pour la conservation et la congélation des denrées étudiées (pommes et poisson).



## Bibliographie

- [www.technifroid-services.fr](http://www.technifroid-services.fr) [1]
- CfmmLog - Cours générale le froid [2]  
[www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours\\_general\\_le\\_froid.pdf](http://www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf)
- H-J Breidert, éditions Pyc livres, «Calcul des chambres froides ». [3]
- S. Forbes Pearson, «Frigorigènes : passé, présent, futur », Star Réfrigération, [4]
- Google earth <https://earth.google.com/> [5]
- OMS office météorologique de Tipaza, kolea. [6]
- CHAMBRE N - [cloudfront.net](http://cloudfront.net) [7]
- Alex Bertrand, « la production de froid dans le milieu agro-alimentaire industriel tertiaire », cahier 04 février 2006. [8]
- [https://www.intarcon.com/calculadora/calc\\_fr.html](https://www.intarcon.com/calculadora/calc_fr.html) [9]
- <https://www.intarcon.com/pdfs/EN/Product-Catalogue-FR-EN-R404A.pdf> [10]
- .René LELEU, Transfert de chaleur, Technique de l'ingénieur [11]

# ANNEXES

## Annexe I

### « Caractéristiques techniques des évaporateurs[10] »

#### 1. Caractéristiques techniques de l'évaporateur BCH-NF, série 5000 :

400V-III-50 Hz, R-404A

Series / Model	Compressor			Cooling capacity (W)					Nominal power consump. (kW) *	Max. absorb. current (A)	COP*	Condenser		Evaporator			R-404A load (kg)	Weight (kg)	SPL dB(A)*	
	HP	Type*	Model	Ambient temp.	Cold room temperature							Fan Ø mm	Air flow (m³/h)	Fan Ø mm	Air flow (m³/h)	Range (m)				
					-15 °C	-20 °C	-25 °C	-30 °C												
1 compresseur	BCH-NF-1096	3 1/2	H	NTZ96	35 °C	4.365	3.460	2.575	1.655	2,9	12,2	1,45	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	250	40
					45 °C	3.480	2.610	1.705	985											
	BCH-NF-1108	4 1/2	H	NTZ108	35 °C	4.880	3.915	3.015	2.060	3,2	14,2	1,42	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	250	38
					45 °C	3.940	3.045	2.120	1.190											
	BCH-NF-1136	5	H	NTZ136	35 °C	5.560	4.500	3.520	2.580	4,2	16,4	1,20	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	250	33
					45 °C	4.500	3.540	2.620	1.560											
	BCH-NF-2136	5	H	NTZ136	35 °C	6.550	5.200	3.910	2.660	4,9	17,3	1,35	Ø450	4.000	Ø560	7.500	27	< 3	325	33
					45 °C	5.190	3.930	2.730	1.560											
	BCH-SF-2131	4	Sc EVI	ZF13KVE	35 °C	6.660	5.730	4.880	4.070	4,7	11,5	1,67	Ø450	4.000	Ø560	7.500	27	<3	330	31
					45 °C	6.130	5.250	4.440	3.680											
	BCH-NF-2215	7 1/2	H	NTZ215	35 °C	8.360	6.770	5.280	3.820	6,6	25,3	1,22	Ø450	4.000	Ø560	7.500	27	< 4	355	40
					45 °C	6.690	5.250	3.820	2.350											
	BCH-SF-2181	6	Sc EVI	ZF18KVE	35 °C	8.700	7.610	6.640	5.760	6,1	18,2	1,63	2x Ø450	6.500	Ø560	7.500	27	<4	335	32
					45 °C	8.300	7.310	6.430	5.640											
BCH-NF-2271	10	H	NTZ271	35 °C	10.470	8.540	6.760	5.090	8,2	30,6	1,22	2x Ø450	6.500	Ø560	7.500	27	< 4	355	40	
				45 °C	8.510	6.770	5.140	3.430												
BCH-SF-2241	7 1/2	Sc EVI	ZF24KVE	35 °C	10.730	9.420	8.140	6.910	7,5	19,2	1,55	2x Ø450	6.500	Ø560	7.500	27	<5	335	32	
				45 °C	10.140	8.880	7.670	6.540												
BCH-SF-3331	10	Sc EVI	ZF33KVE	35 °C	14.040	12.350	10.760	9.290	8,9	24,6	1,62	2x Ø450	7.400	Ø450	7.800	25	<7	370	32	
				45 °C	13.310	11.750	10.330	9.050												
BCH-SF-4401	13	Sc EVI	ZF40KVE	35 °C	18.980	16.350	13.860	11.420	12,0	33,3	1,76	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	<9	480	34	
				45 °C	18.000	15.450	12.990	10.530												
BCH-SF-4481	15	Sc EVI	ZF48KVE	35 °C	21.340	18.750	16.350	14.010	14,4	36,9	1,61	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	<10	480	35	
				45 °C	20.070	17.700	15.270	13.060												
2 compresseurs	BCH-NF-5540	20	H	2x NTZ271	35 °C	26.000	20.650	15.100	10.600	17,4	63,5	1,44	2x Ø630	15.500	2x Ø560	15.000	27	< 10	735	56
					45 °C	20.850	15.850	10.900	6.500											
	BCH-SF-5662	20	Sc EVI	2x ZF33KVE	35 °C	28.980	25.400	22.020	18.940	18,2	51,8	1,71	2x Ø630	15.500	2x Ø560	15.000	27	>10	735	51
					45 °C	27.110	23.900	20.980	18.310											
	BCH-SF-5802	26	Sc EVI	2x ZF40KVE	35 °C	35.310	30.500	25.980	21.470	23,7	64,9	1,58	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	>10	735	51
45 °C					34.270	29.100	23.920	19.340												
BCH-SF-5962	30	Sc EVI	2x ZF48KVE	35 °C	38.930	34.500	30.160	26.020	28,9	72,1	1,41	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	>10	745	52	
				42 °C*	37.990	33.500	29.310	25.320												

Figure 1 : Tableau des caractéristiques série 5000

Parmi ses options :

- Système de protection contre les chutes de tension et les pannes de phase ;
- Système de fonctionnement bi-température (pour la série BCH-SF) ;
- Structure d'extension sur mesure pour l'assemblage de la goulotte ;
- Revêtement anti-corrosion.

## ANNEXES

- Les dimensions l'évaporateur et le condenseur BCH-NF, série 5000 :

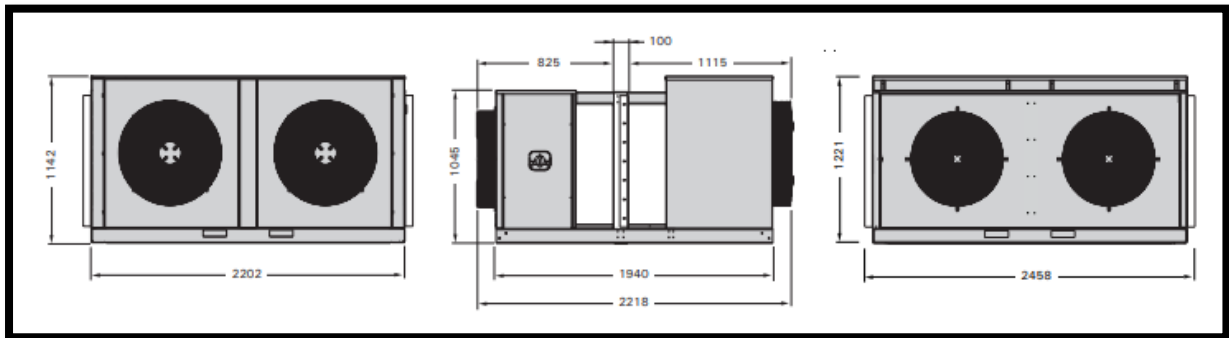


Figure 2 : Les dimensions l'évaporateur BCH-NF, série 5000

### 1. Caractéristiques techniques de l'évaporateur MCH-NF, série 2000 :

400V-III-50 Hz, R-404A

Series / Model	Compressor			Cooling capacity (W)					Nominal power consump. (kW) *	Max absorb. current (A)	COP*	Condenser		Evaporator			R-404A load (kg)	Weight (kg)	SPL (dB(A)) *		
	HP	Type*	Model	Ambient temp.	Cold room temperature							Fan Ø mm	Air flow (m³/h)	Fan Ø mm	Air flow (m³/h)	Range (m)					
					+10 °C	+5 °C	0 °C	-5 °C													
1 compressor	MCH-NF-1048	2	H	MTZ28	35 °C 45 °C	6.590 5.590	5.560 4.680	4.660 3.860	3.830 3.500	2,5	9,1	2,30	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	240	30	
	MCH-NF-1054	2 1/4	H	MTZ32	35 °C 45 °C	7.270 6.180	6.150 5.180	5.180 4.310	4.270 3.500	2,7	9,6	2,31	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	240	30	
	MCH-NF-1060	3	H	MTZ36	35 °C 45 °C	8.050 6.850	6.820 5.760	5.760 4.820	4.780 3.940	3,2	10,6	2,14	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	240	29	
	MCH-NF-1068	3 1/2	H	MTZ40	35 °C 45 °C	8.720 7.420	7.420 6.270	6.280 5.260	5.220 4.320	3,6	11,6	2,03	Ø450	3.700	Ø450	3.800	25	< 2,5	240	29	
	MCH-NF-2086	4	H	MTZ50	35 °C 45 °C	10.620 8.900	9.000 7.470	7.550 6.150	6.180 4.930	4,8	14,6	2,03	Ø450	4.000	Ø560	7.500	27	< 3	325	39	
	MCH-NF-2108	5	H	MTZ64	35 °C 45 °C	13.640 11.540	11.560 9.700	9.740 8.070	8.040 6.530	5,9	18,2	2,09	2x Ø450	6.500	Ø560	7.500	27	< 4	330	36	
	MCH-NF-2136	6 1/2	H	MTZ80	35 °C 45 °C	15.900 13.470	13.550 11.400	11.490 9.560	9.550 7.840	7,3	22,2	1,89	2x Ø450	6.500	Ø560	7.500	27	< 4	330	35	
	MCH-NF-3136	6 1/2	H	MTZ80	35 °C 45 °C	17.140 14.550	14.550 12.240	12.280 10.210	10.150 8.300	6,5	22,2	2,20	2x Ø450	7.400	2x Ø450	7.600	25	< 5	355	35	
	MCH-NF-3160	8	H	MTZ100	35 °C 45 °C	18.980 16.090	16.150 13.570	13.650 11.350	11.320 9.260	8,0	25,2	1,94	2x Ø450	7.400	2x Ø450	7.600	25	< 5	375	41	
	MCH-NF-4160	8	H	MTZ100	35 °C 45 °C	22.580 19.030	18.990 15.850	15.840 13.000	12.900 10.360	8,6	28,4	2,57	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 6	485	41	
	MCH-SF-4160	8	Sc	SZ100	35 °C 45 °C	21.740 18.600	18.430 15.670	15.530 13.050	12.850 10.650	8,6	25,4	2,52	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 6	490	33	
	MCH-NF-4215	10	H	MTZ125	35 °C 45 °C	26.000 22.600	22.610 18.940	19.010 15.700	15.630 12.650	11,0	33,4	2,21	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 6	475	40	
	MCH-SF-4215	10	Sc	SZ120	35 °C 45 °C	26.000 22.240	22.120 18.820	18.770 15.820	15.640 13.010	10,9	35,4	2,21	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 6	485	33	
	MCH-NF-4271	13	H	MTZ160	35 °C 45 °C	31.370 26.545	26.680 22.380	22.560 18.720	18.710 15.270	13,0	42,4	2,14	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 7	480	39	
	MCH-SF-4271	13	Sc	SZ160	35 °C 45 °C	31.260 26.750	26.780 22.780	22.840 19.300	19.180 16.030	13,9	35,4	1,98	4x Ø450	13.000	2x Ø560	15.000	27	< 7	500	35	
	2 compressor	MCH-NF-5320	16	H	2x MTZ100	35 °C 45 °C	41.400 35.150	35.050 29.500	29.500 24.500	24.300 19.800	16,8	53,1	2,15	2x Ø630	15.500	2x Ø560	15.000	27	< 12	715	57
		MCH-SF-5320	16	Sc	2x SZ100	35 °C 45 °C	40.200 34.600	34.300 29.350	29.150 24.750	24.350 20.450	15,9	47,1	2,27	2x Ø630	15.500	2x Ø560	15.000	27	< 12	725	47
		MCH-NF-5430	20	H	2x MTZ125	35 °C 45 °C	49.800 42.050	42.400 35.500	35.800 29.650	29.650 24.150	21,6	65,0	2,04	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	< 15	725	56
MCH-SF-5430		20	Sc	2x SZ120	35 °C 45 °C	48.700 41.650	41.700 35.450	35.600 30.050	29.850 24.900	21,8	69,0	2,01	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	< 15	745	50	
MCH-NF-5542		26	H	2x MTZ160	35 °C 45 °C	57.700 48.750	49.450 41.450	42.100 34.950	35.150 28.750	27,6	83,0	1,78	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	< 16	735	55	
MCH-SF-5542		26	Sc	2x SZ160	35 °C 45 °C	57.800 49.350	49.850 42.350	42.800 36.100	36.200 30.250	28,5	69,0	1,75	2x Ø630	15.500	3x Ø560	20.000	27	< 16	775	54	

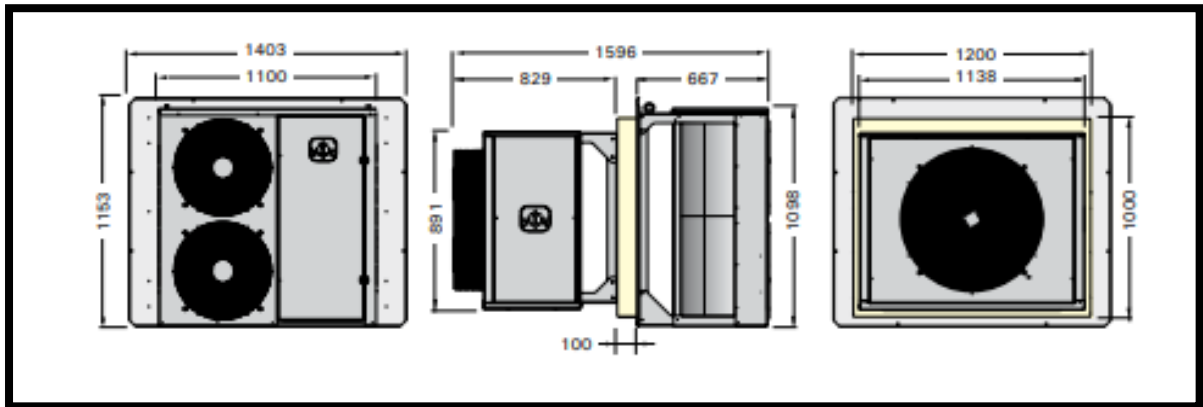
Figure 3 : Tableau des caractéristiques série 2000

## ANNEXES

Parmi ses options :

- Une structure d'extension sur mesure pour l'assemblage de mur d'auge.
- Revêtement de bobine anti-corrosion.
- Débit d'air longue portée dans les ventilateurs évaporatifs (pour les séries 1 et 3).
- Système de protection contre les sous-tensions et les pannes de phase
- 

- **Les dimensions l'évaporateur et le condenseur MCH-NF, série 2000 :**



**Figure 4 :** Les dimensions l'évaporateur MCH-NF, série 2000

# ANNEXES

## Annexe II « Les calculs effectués par Excel »

### 1. Exemple de calcul de coefficient de transfert chaleur extérieur et intérieur (he et hi) effectué par Excel

G12    fx    =F12*E9*(L9^3)*C9/(G9^2)																
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
4																
5	Le calcul de coef. de transfer chaleur exterior et interieur (he et hi)															
6																
7																
8	te	tpe	delta t	t moy	B	pr	visco	lenda	roo	cp	w	L	re	A	m	n
9	258,15	259,579	1,429	258,8645	0,00386302	0,705938012	0,00001461	0,0255	1,226	1,005	2	10	1,37E+06	0,036	0,8	0,33
10																
11	nu	hecf/hicf	her/hir	he		g	Gr	Gr*Pr	C	N	Nu	hicl	hic	hi		
12	2603,15059	6,638034	3,09745478	9,73548878		10	2,59E+11	1,83E+11	0,129	0,33	6,71E+02	1,71159271	4,17481335	7,27226814		

Figure 1 : Exemple de calcul de coefficient de transfert chaleur extérieur et intérieur

### 2. Exemple de calcul de coefficient global de transmission réel (K réel) effectué par Excel

P18    fx    =1/((1/B18)+M18+(O18/H18)+(1/A18))																
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
13																
14	Le calcul de coef. global de transmission réel (K réel)															
15																
16																
17	he	hi	Ti	Te	ΔT	Qu	Kef	λis	ei/λi1	ei/λi2	ei/λi3	ei/λi4	Σei/λi	eis	eis-n	Kréel
18	9,735	7,57	8	15	7	10	1,42857143	0,029	0,07142857	0,08571429	0,2173913	0,2173913	0,59192547	-0,00367569	0,01	0,85355142
19																

Figure 2 : Exemple de calcul de coefficient global de transmission réel

## ANNEXES

### 3. Exemple de calcul de la charge de transmission (Qtr) effectué par Excel

G24		fx = -C24*D24*(E24+F24)														
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
19																
20	Le calcul de la charge de transmission (Qtr)															
21																
22																
23	Ti	Te	K	S	ΔT (K)	ΔT' (K)	Qtr									
24	-9	8	0,503	4	17	0	34,204									
25																

**Figure 3 : Exemple de calcul de la charge de transmission**

### 4. Exemple de calcul des charges de l'ouverture de portes (Qop) effectué par Excel

L30		fx = {8+(0,067*C30)*D30*E30*G30*H30*ACOS(1-(F30/E30))}*(I30-I30)*K30														
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
25																
26	Le calcul des charges de l'ouverture de portes (Qop)															
27																
28																
29	Ti	Te	ΔT	tp	paa	pae	Lp	Hp	hi	he	Cra	Qop	QOP KW			
30	8	32	24	4,35	1,20048019	1,081081081	2	2	22	83	1	1134,16462	0,31504573			
31																

**Figure 4 : Exemple de calcul des charges de l'ouverture de portes**

# Résumé

---

## ملخص :

الهدف من عملنا هو دراسة مخزن مبرد مكون من غرفتين، واحدة سلبية والأخرى إيجابية وذلك من اجل تخزين السمك والتفاح, ولهذا قمنا بدراسة الحسابات التي تتدخل في فقدان الحرارة لتحديد قدرة التبريد اللازمة للحفاظ على جودة ومثانة هذه الأطعمة نتائجا كانت مرضية منذ ان وجدنا إجمالي الطاقة اللازمة المطبقة معقولة .

**الكلمات المفتاحية :** تحقيق, تسربات الحرارة, قوة التبريد

---

## Résumé :

Le but de notre travail est une étude pour la réalisation d'un entrepôt frigorifique composé de deux chambres froides dont une négative et une autre positive et cela pour le stockage des poissons entiers et des pommes.

A cet effet, on a étudié tous les paramètres qui interviennent dans le calcul des charges thermiques pour bien définir la puissance frigorifique juste nécessaire à garder la qualité et durabilité de ces aliments.

Nos résultats sont satisfaisants puisque on a eu une puissance totale nécessaire très raisonnable et praticable.

**Mots clés :** réalisation, charges thermique, puissance frigorifique

---

## Abstract :

The purpose of our study and realization work a cold room composed of two chambers, one negative and the other positive and that for storage of meat and apples

And for that we have studied the calculations which intervene in the heat loss to determine the refrigerating power necessary to keep the quality and the durability of these foods.

Our results are satisfactory since we had a necessary total power reasonable convenient

**Key words :** realization, heat loss, cold power