République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique
Université YAHIA FARES de MEDEA
Faculté de la Technologie
Département de Génie Climatique

MÉMOIRE DE FIN D'ETUDE

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie climatique
Spécialité : Génie climatique
Filière : Génie climatique

THÈME

EtudeetDimensionnement d'un entrepôt Frigorifique Polyvalent

Encadrer par :

Dr. TRIKI Zakaria

BENYEKHLEF Ahmed

Présenté par :

OUGRID Lamia

HAMDANI Lamia

Promotion 2017-2018

بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciment

Grâce à Allah

Je remercie tous ce qui m'a aidé de faire ce travail

Et d'un premier lieu mon promoteur TRIKI ZAKARIA et

co-promoteur BEN yakhlaf AHMED qui

Étaient vraiment chargé à m'aider, et ils m'a facilité la tache

malgré le problème que j'ai eu .

Je tiens à remercier le président et les examinateurs qui ont

accepté d'être membre de mon jury

Je tiens aussi ma remercie surtout à tous mes enseignants de

génie climatique, pour tout ce qu'ils m'ont inculqué durant

mon cycle de formation

OUGRID LAMIA

&

HAMDANI LAMIA

Dédicaces

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné la volonté et le courage pour accomplir mes études.

Je dédié ce modeste travail :

A mes chers parents pour leurs sacrifices leur soutien et leurs encouragements qui ont contribué à ma réussite dieu me les garde.

A mon marie ABDO qui m'on encouragé durant toute ma formation.

A ma sœur Hadil et mon frère Raouf.

A mes grandes mères.

A tous ma famille HAMDANI ,BOUDJEMAA et ACHAB de près ou de loin.

A tous mes amis pour leurs conseils.

Et puis à tous les enseignants qu'ils étaient derrière moi depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de mes études.

Dédicaces

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné la volonté et le courage pour accomplir mes études.

Je dédié ce modeste travail :

A mes chers parents pour leurs sacrifices leur soutien et leurs encouragements qui ont contribué à ma réussite dieu me les garde.

A ma grande mère.

A ma sœur et leur marie et son fil Mohamed noufel.

A mes frères Younes ,Mohamed et Abdou qui m'ont encouragé durant toute ma formation.

A mes proches amis : Kaouther et Lamis

A ma binôme LAMO.

A mes cousins.

A tous ma famille OUGRID et SEBTI de près ou de loin.

A tous mes amis pour leurs conseils.

Et puis à tous les enseignants qu'ils étaient derrière moi depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de mes études.

ملخص :

الهدف من هذه الأعمال هو تحديد أبعاد مخزن تبريد مخصص لمختلف البضع (لحم العجل، الكرز والفاصوليا الخضراء) وترتيب العزل الحراري على الهيكل. سنقدم دراسة حرارية مفصلة للحصول على قدرة التبريد التي ستكون القاعدة الأساسية المتبعة لتحديد الأبعاد و اختيار مختلف المعدات للتبريد.

الكلمات الدالة :

مخزن تبريد, الحفظ, التجميد, التوازن البارد و تحديد الأبعاد.

Résumé :

L'objectif de ce travail est d'étudier et dimensionner un entrepôt frigorifique destiné à la conservation et la congélation de viande bœuf, cerise et haricot vert. Un aménagement et une isolation thermique seront faits la structure. Une étude thermique détaillée permettra de déterminer la puissance frigorifique qui sera la base de dimensionnement et la sélection des différents équipements de l'installation frigorifique.

Mots clé :

Entrepôt frigorifique, conservation, congélation, bilan thermique, dimensionnement.

Abstract:

The objective of this works is to study and to dimension a refrigerated warehouse intended for the beef and veal, cherry and green bean an arrangement and a thermal insulation will be made on the structure .a detailed thermal study will make it possible to determine the refrigeration capacity that will be the bottom of dimensioning and the selection of the various equipments of refrigeration.

Keywords:

Cold storage, preservation, freezing, cold balance, dimensioning.

Liste de figure :

Figure (II.01) : Plan de l'entrepôt frigorifique……... 13

Figure (II.01) : Schéma représente paroi extérieure de l'entrepôt……. 18

Figure (II.02) : Schéma représente paroi intérieur de l'entrepôt…… 18

Figure (II.03) : Schéma représente sol de l'entrepôt…….. 19

Figure (II.04) : Schéma représente plafond de l'entrepôt…….. 20

Figure (II.05) : Schéma représente porte coulissantes de l'entrepôt…….. 21

Figure (IV.01) : Machine frigorifique à compression mono étagée…….. 62

Figure IV.02) : Principe de la compression bi étagée…… 63

Figure (IV.03) : Diagramme enthalpique chambre (02)…… 67

Figure (IV.04) : Diagramme enthalpique chambre (03)…… 68

Figure (IV.05) : Diagrmme enthalpique la SAS…… 69

Figure (IV.06) : Diagramme enthalpique chambre (01)…… 73

Figure (V.01) : les différents éléments constituants l'installation ...…….. 75

Figure (V.02) : Compresseur…….. 76

Figure (V.03) : Condenseur……..……... 77

Figure (V.04) : Groupe de condensation.……... 78

Figure (V.05) : Evaporateur……... 79

Figure (V.06) : Détendeur…….. 81

Figure (V.07) : Séparateur d'huile…….. 83

Figure (V.08) : Réservoir de liquide……... 83

Figure (V.09) : Filtre dés-hydrateur……... 84

Figure (V.10) : Le voyant …….. 85

Figure (V.11) : L'organigramme de huit familles des pannes frigorifiques……... 92

Figure (VI.01) : Le thermostat…… 97

Figure (VI.02) : Le pressostat …… 97

Figure(VI.03) : Les opérations de maintenance……. 102

Liste des tableaux:

Tableau(I.01): Consignes de stockage…….... 8
Tableau(II.1): Description des chambres froides……..... 13
Tableau(II.2) : Données climatiques extérieurs……. 15
Tableau (II.3) : Conditions intérieures d'entreposage…… 15
Tableau (II.4): Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés……... 15
Tableau (III.01): La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01…… 34
Tableau (III.02) : La charge thermique par transmission a travers les parois de la chambre 02……... 35
Tableau (III.03) : La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03……... 36
Tableau (III.04) : La charge thermique par transmission à travers les parois SAS……... 37
Tableau (III.05) : Paramètres de renouvellement d'air……. 38
Tableau(III.06): La charge thermique par renouvellement d'air……... 38
Tableau(III.07) : La charge thermique due aux denrées entrantes…… 46
Tableau(III.08) : La charge thermique due aux respirations de denrée…… 47
Tableau(III.09) : La charge thermique intermédiaire…… 48
Tableau(III.10) : La puissance frigorifique……... 48
Tableau(III.11) : La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs……. 49
Tableau(III.12): La puissance frigorifique effective……. 50

Sommaire :

I.1. Introduction …….. 3

I.2. Froid avant les machines frigorifiques ……. 3

I.2.1. Glace Naturelle ……. 3

I.3. Moyennes de production du froid……. 3

I.3.1. Mélange réfrigérant …….. 4

I.3.2. Détente d'un gaz …… 4

I.3.3. L'évaporation d'un liquide pur…….. 4

I.3.3.1. Machine à évaporation d'eau ……. 4

I.3.3.2. Machine à absorption ……. 4

I.3.3.3. Systèmes à compression ……..... 5

I.4. L'apparition des divers systèmes frigorifiques …… 5

I.4.1. Systèmes mécano-frigorifiques ……. 5

I.4.2. Systèmes thermo-frigorifiques……. 5

I.5. Chaine du froid …… 5

I.5.1. Acteurs de la chaîne du froid …… 6

I.5.2. Rupture de la chaîne du froid …… 6

I.5.3. Cas de rupture de la chaîne du froid, quels sont les risques encourus …….. 6

I.5.4. Achat et transport …….. 7

I.6. Tableau de consignes de stockage……. 7

I.7. Quelques conseils pratiques ……. 8

I.8. Conservation des aliments…..…….. 9

I.8.1. Types de conservation…… 9

I.8.1.1. Réfrigération …….. 9

I.8.1.2. Congélation……. 9

I.8.1.3. Surgélation…….. 10

I.8.1.4. Décongélation……. 10

I.9. Les entrepôts frigorifique…….. 10

I.9.1. Entrepôt d'usine ……... 10

I.9.2. Entrepôt de commerce …….. 10

I.9.3. Entrepôt des lieux de production:…….. 11
I.9.4. Entrepôt spéciale……. 11
I.9.5. Entrepôt polyvalent…… 11
II.1. Introduction …… ... 13
II.2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique …….. 13
II.3.Plan de l'entrepôt frigorifique ……. … 14
II.4. Données climatiques …….. 14
II.4.1. Données climatiques extérieurs …… 14
II.4.2. Conditions intérieures d'entreposage : (dans les chambres froides)……. 15
II.4.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer……. 15
II.5. Tonnage des denrées à entreposées……. 16
II.5.1. Capacité de stockage……. 16
II.6. Le transfert de chaleur……. 16
II.6.1 Conduction……. 17
II.6.2. Convection……. 17
II.6.3. Rayonnement…… 17
II.7. Etude d'isolation……. 17
II.7.1. Définition de l'isolation……. 17
II.7.2. Caractéristique générales des isolants……... 18
II.7.3. Choix d'isolation…….. 19
Paroi extérieure…… 19
Paroi intérieure……. 19
Le sol…… 20
Le plafond……... 21
Les portes…… 21
III. 1. Introduction…….. 23
III.2. Base de calcul……. 23
III.2.1. Les charges thermiques externes…… 23
III.2.2. Les charges thermiques par transmission à travers les parois (Qtr)……. 23
III.2.3. Les charges thermiques par renouvellement d'air (Qre)……. 24
III.2.4. Les charges thermiques par ouverture des portes (Qop)…… 26

III.2.5. Charges thermiques internes…….. 27
III.2.5.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées…… 27
III.2.5.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées…….. 29
III.2.6. Puissances frigorifique de l'évaporateur…….. 30
III.2.7. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur **Qvent** …… 30
III.2.8. Les charges thermiques dues aux résistances de dégivrage **Qdég** …… 31
III.2.9. L'évaluation du bilan thermique général **peffe……** 31
III.2.10. La charge thermique prévisionnelle **Qprev……..** 31
III.3.Calcule le bilan frigorifique……. 32
III.3.1.Calcule la charge thermique extrême…… 32
III.3.1.1.La charge thermique par transmission a traversé les parois…….. 32
III.3.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air……. 35
III.3.1.3.Charge thermique par ouverture de porte…….. 36
III.3.2.Calcul des charges thermiques internes…… 40
III.3.2.1 Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées……. 40
III.3.2.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées…….. 43
III.3.4. La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs **Qvent……..** 46
III.3.5. La charge thermique due aux résistances de dégivrage :**Qdég……** 47
III.5.La charge thermique prévisionnelle **Qprev** ……... 48
III.6.Vérification ……. 48
IV.2. Le choix des moyens de production du froid…… 53
IV.3. Le choix du fluide frigorigène…… 53
IV.3.1. Classification des fluides frigorigène…….. 53
IV.3.2. Critères de choix des fluides frigorigènes…… 54
IV.3.3. Critères thermodynamiques…… 54
IV.3.4. Critères de sécurité…….. 54
IV.3.5. Critères techniques…….. 54
IV.3.6. Critères économiques……... 55
IV.3.7. Critères écologiques …….. 55
IV.3.8. Définition de R404A(HFC)…… 58

IV.3.9Domaines d'application…… 58
IV.3.10. Les propriétés physico-chimiques du R-404A……. 58
IV.4. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle…… 59
IV.4.1. La température de condensation……... 59
IV.4.2. La température d'évaporation……. 59
IV.4.3. La pression de condensation et d'évaporation…….. 60
IV.4.4. Le taux de compression……. 60
IV.5. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres…….. 61
IV.5.1. La machines à compression mécanique mono étagée ……..... 61
IV.5.2. Principe de fonctionnement……. 62
IV.5.3. La machines à compression mécanique bi étagée…….. 63
IV.5.4. Le principe fonctionnel…… 64
IV.6. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée…… 64
IV.6.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée……. 64
IV.7. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée…….. 70
IV.7.1. L'étage bas pression…… 70
IV.7.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène……..... 70
IV.7.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène…… 70
IV.7.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur……. 71
IV.7.2. L'étage haut pression…….. 71
IV.7.2.1. Le débit massique du fluide frigorigène…….. 71
IV.7.2.2. Le débit volumique du fluide frigorigène ……... 71
IV.7.2.3. La puissance théorique consommée par compresseur……. 71
IV.7.2.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur……..... 71
IV.7.2.5. Le coefficient de performance (COP)…….. 71
IV.7.2.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation…… 71
IV.7.2.7. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée…… 72
IV.8. Bilan de l'installation bi étagée……. 74
V.1 Introduction ……. 75
V.2. Schéma fluidique……. 75
V.3. Le compresseur…….. 76

V.3.1. Principe de fonctionnement…….. 77
V.4. Le condenseur……. 77
V.4.1. Classification des condenseurs……. 77
V.4.2. Choix de groupe de condensation……. 78
V.5. L'évaporateur……... 79
V.5.1. Classification d'évaporateur……. 79
V.5.2. Présentation d'évaporateur de refroidissement d'air à détente directe…… 80
V.6. Le détendeur…… 81
V.6.1. Principe de fonctionnement……. 82
V.7. Les appareils annexes de l'installation……... 83
- Clapet de retenue…….. 83
V.7.1. Séparateur d'huile…… 83
V.7.2. Réservoir de liquide…….. 84
V.7.3. Filtre dés-hydrateur……. 84
V.7.4. Le voyant ……. 86
V.7.4.1. Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC…… 87
V.7.5. Le Clapet de retenue……. 88
V.7.6. Tuyauterie de l'installation…….. 88
V.7.6.1. Le rôle de la tuyauterie…….. 88
V.8. Différent type des conduites…… 89
V.9. Les pannes frigorifiques…….. 89
V.9.1.Le détendeur trop petit ……. 89
V.9.2.La pré-détente …… 90
V.9.3. Le manque de charge…… 90
V.9.4. Évaporateur trop petit…… 90
V.9.5. HP Faible ……..... 91
V.9.5.1. Compresseur trop petit…….. 91
V.9.6.HP haut…….. 92
V.9.6.1. Incondensables…….. 92
V.9.7. Excès dcharge…… 92
V.9.8. Condenseur trop petit…… 92

V.9.9. Compresseur trop petit …… 93
V.9.9.1. Problème de clapet …… 93
VI.1.Régulation…….…….. 95
VI.1.1.Définition …… 95
VI.1.2.Régulation Tout Ou Rien…… 96
VI.1.3.Action proportionnelle (P)…… 96
VI.1.4.Action intégrale (I)…… 96
VI.1.5.Action dérivée (D) ……... 96
VI.1.6.Les organes mécaniques de régulation …… 96
VI.1.6.1.Les thermostats …… 97
VI.1.6.2.Le pressostats …… 97
VI.1.6.3.Thermostatique……. 97
VI.1.6.4.Pressostatique…… 97
VI.1.6.5.Mixte…… 98
VI.1.6.6.Tirage au vide (pump-down)…….. 98
VI.2.Maintenance……. 98
VI.2.1.Définition……. 98
VI.2.2.Les objectifs de la maintenance…… 98
VI.2.2.1.Objectifs opérationnels ……. 98
VI.2.2.2.Objectifs économiques ……. 99
VI.2.3.Différentes formes de la maintenance ……. 99
VI.2.3.1.Maintenance corrective……. 99
VI.2.3.2.Maintenance préventive…… 99
VI.2.3.3.Maintenance systématique…… 99
VI.2.3.4. Maintenance conditionnelle……. 100
VI.2.4.Choix de la politique de maintenance…….. 100
VI.2.5.La politique de maintenance proposée au sein de l'entreprise……... 101

INTRODUCTION GENERALE

Depuis l'ancien temps, l'homme utilise le froid pour la conservation des denrées alimentaires dans les grottes et les tunnels souterrains, afin de constituer des stocks de réserves durant la période d'abondance, pour les saisons de pénuries. Et puis, il a utilisé des méthodes plus modernes comme le traitement à la saumure (eau + sel), avant ce développement des techniques de conservation qui permettent de garder une qualité presque identique à celle des produits frais, comme la conservation dans les chambres froides de dimensionnement calculé scientifiquement qui comporte un groupe frigorifique pour la production du froid et une régulation facile, selon les besoins.

La conservation des aliments est un ensemble de procédés de traitement permettant de conserver les propriétés gustatives (certains y ajoutent du goût, en particulier ceux qui nécessitent un additif) et nutritives, les caractéristiques de texture et de couleur des denrées alimentaires. Et aussi leur comestibilité, par la prévention des éventuelles intoxications alimentaires.

La conservation des denrées alimentaires concerne donc tous les facteurs biotiques (micro-organismes, animaux, germination végétale, etc.) et abiotiques (lumière, oxygène, chaleur, irradiation, etc.) qui peuvent détériorer la qualité de la denrée stockée. L'emballage et les conditions d'entreposage des aliments sont aussi essentiels.

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent à un seul niveau (étage) située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation de quelques produits végétaux et animaux (viande bœuf, cerise, haricot vert).

Ce mémoire est structuré autour de six (06) chapitres. Ainsi après avoir présenté l'objectif de ce thème de recherche dans ce premier chapitre, le deuxième chapitre est consacré à la description et à la présentation de l'entrepôt frigorifique étudié ainsi que les données climatiques extérieures et intérieures d'entreposages. Dans le troisième chapitre, on calcule le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Dans le quatrième chapitre, on choisit le type de l'installation frigorifique qui représente chaque chambre de notre entrepôt. Le cinquième chapitre concerne le calcul et le dimensionnement des différents éléments du système frigorifique. Le sixième chapitre consacré aux systèmes de régulation et maintenance des installations frigorifiques.

.

En fin, ce travail de recherche est clôturé par une conclusion générale.

I.1. Introduction :

Le froid est la sensation que fait éprouver l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur. Par comparaison, le froid est la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière .Froid et obscurité sont des termes négatifs. Ils indiquent simplement l'absence ou la diminution, soit de la lumière, soit de la chaleur.

I.2. Froid avant les machines frigorifiques :

I.2.1. Glace Naturelle [1] :

L'Homme des pays tempérés s'est rapidement rendu ne compte que les denrées périssables puissent être conservées dans de bien meilleures conditions l'hiver que l'été. L'utilisation du « Froid naturel » s'est fait très tôt et aussi très longtemps puisqu'au début du 20ème siècle le marché de la glace naturelle était encore plus important que celui de la glace artificielle. La glace produite naturellement, sans machines, était :

- Soit issue, de façon permanente, de régions froides et transportée sur de longues distances ;
- Soit issue, de manière discontinue, des pièces d'eau des régions tempérées gelées par le froid hivernal. Il était nécessaire de conserver cette glace dans des édifices particuliers les« glacières » dont les parois devaient être thermiquement isolantes.
- Soit produite, toujours de manière naturelle, mais à l'instigation de l'homme, quand cela était possible. Ainsi, dans les pays au ciel très clair, on a pu produire de la glace dans des bassins largement ouverts vers le ciel. Le rayonnement thermique de l'eau permettait, dans certaines conditions atmosphériques, un refroidissement suffisant pour former de la glace.

I.3. Moyennes de production du froid :

Il existe trois moyens principaux de production du froid :

I.3.1. Mélange réfrigérant :

On s'est avisé, sans doute fortuitement, que le mélange de certains sels dans l'eau abaissait notablement la température de la solution ainsi obtenue. Le premier à avoir évoqué

l'usage, en Inde, au 4ème siècle, de tels mélanges semble être l'écrivain arabe Ibn Abi Usaibia.

L'usage du refroidissement de l'eau par l'emploi du salpêtre est cité par le médecin italien Zimara, à Padoue (1530) et le médecin espagnol, Blas Villafranca, à Rome (1550). On a ensuite découvert que le mélange de neige et de sels permettait d'atteindre des températures encore plus basses. Ces phénomènes ont été relatés par Battista Porta (1589) et Tancredo (1607).

La dissolution de certains sels dans certains liquides nécessite une absorption de chaleur, cette dissolution est productrice de froid.

I.3.2. Détente d'un gaz :

La détente d'un gaz diminue sa pression ce qui entraîne la diminution de sa température.

I.4. L'apparition des divers systèmes frigorifiques :

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

I.5. Chaine du froid [2] :

Respecter la chaîne du froid, c'est assurer le maintien constant des aliments réfrigérés ou surgelés à une température, positive ou négative selon le cas, conforme à la réglementation ou à leur étiquetage. Ce processus permet de conserver aux produits leurs qualités (hygiéniques, nutritionnelles et organoleptiques) et de les garder sains, du stade de la production jusqu'à la cuisine. Le froid limite, voire stoppe, la prolifération des micro-organismes qui peuvent être à l'origine d'intoxications alimentaires.

Les exploitants du secteur alimentaire sont tenus de respecter les températures prescrites par la réglementation ou fixées sous leur responsabilité au niveau de la fabrication, du stockage, du transport et de la distribution.

I.5.1. Acteurs de la chaîne du froid :

La réglementation française et européenne s'applique à tous les exploitants du secteur alimentaires et offre de sérieuses garanties de respect de la chaîne du froid aux niveaux de la fabrication, du stockage, du transport et de la distribution des produits.

Le dernier acteur est le consommateur. Il doit être vigilant lors de ses achats, du transport des marchandises jusqu'à son domicile, dans la gestion de son réfrigérateur et de son congélateur, afin de maintenir les denrées alimentaires à la température requise jusqu'à l'assiette, et poursuivre ainsi les efforts menés en amont par les professionnels**.**

I.5.2. Rupture de la chaîne du froid :

Elle est la conséquence de l'élévation des températures prescrites. Toute hausse de température provoque et accélère la croissance microbienne et réduit la durée de vie du produit : un produit sain peut devenir un produit à risque, l'aspect et les qualités organoleptiques peuvent se dégrader. La date indiquée sur l'étiquette ne reste valable que si la température de conservation indiquée est respectée.

Selon le type de produits réfrigérés, il y a rupture de la chaîne du froid dès que la température indiquée sur l'étiquette est dépassée. Selon la réglementation, les températures des produits réfrigérés varient entre +2°C et +8°C.

I.5.3. Cas de rupture de la chaîne du froid, quels sont les risques encourus :

La majorité des intoxications alimentaires sont bénignes. Néanmoins, l'élévation de la température peut entraîner la prolifération de certains germes (salmonella, staphylococcus-aureus, listéria monocytogenes, etc.) et rendre alors le produit impropre à la consommation. Ainsi, la listériose (due à la présence de listeria monocytogenes) est une maladie rare mais grave en particulier pour les personnes dont les défenses immunitaires sont affaiblies (femmes enceintes, nourrissons, personnes âgées fragiles, patients immunodéprimés).

I.5.4. Achat et transport :

Lors du transport, utilisez de préférence un sac isotherme et limitez au maximum le temps de transport entre le moment de l'achat et l'arrivée au domicile où les denrées seront rapidement rangées dans le réfrigérateur ou le congélateur.

Rangez les produits à la bonne place (consultez le mode d'emploi de l'appareil).

Respectez les températures maximales indiquées sur les étiquetages des denrées préemballées. Le fabricant de la denrée fixe sa date limite de consommation en tenant compte de cette température.

I.6. Tableau de consignes de stockage

Les températures des denrées alimentaires périssables sont fixées par la réglementation, sous la responsabilité du professionnel. **Il convient, dans tous les cas, de respecter la température indiquée sur l'étiquette**. A titre indicatif, ces températures sont les suivantes pour les différentes catégories de denrées alimentaires :

Tableau(I.01): Consignes de stockage.	
Catégorie de denrées	**Températures de conservation**
poissons, crustacés et mollusques cuits, viandes cuites, produits en cours de décongélation, produits frais entamés, plats cuisinés maison élaborés à l'avance, etc.	0°C + 4°C
Viandes crues, poissons non cuits, charcuteries, pâtisseries à la crème, produits frais au lait cru, fromages découpés, etc.	+ 4°C maximum
Fruits et légumes prêts à l'emploi	+ 4°C
Produits laitiers frais, œufs, desserts lactés, beurres et matières grasses, etc.	+ 6°C à + 8°C
Tout aliment congelé	- 12°C
Tout aliment surgelé, glaces, crèmes glacées et sorbets	- 18°C

NB : ne jamais recongeler une denrée décongelée.

I.7. Quelques conseils pratiques :

- Lisez bien sur l'emballage la température à laquelle le produit doit être conservé
- Emballez séparément les aliments crus et les aliments cuits avec du papier aluminium ou un film alimentaire.
- Placez les restes dans des emballages fermés et consommez-les rapidement.
- Ne laissez pas trop longtemps les produits réfrigérés hors du réfrigérateur.
- Mettez à vue les produits dont les dates limite de consommation sont les plus proches.
- Otez les suremballages carton ou plastique uniquement si les indications nécessaires (DLC-DLM, température, mode d'emploi) figurent sur l'emballage des produits.
- Lavez-vous les mains avant de toucher les aliments et entre chaque manipulation de produits différents.
- Le maintien de la chaîne du froid concerne également toutes les occasions où vous aurez à transporter des aliments : ainsi, pour le pique-nique, n'oubliez pas la glacière.

I.8. Conservation des aliments [3] :

De tous temps, l'homme a recherché des méthodes pour conserver sa nourriture, entre le moment où les denrées sont capturées, cueillies ou récoltées et celui de la consommation. Depuis des siècles, les procédés les plus variés ont été appliqués :

- Salage, fumage (salaison),
- Boucanage (poissons déchés),
- Enrobage (confits),
- Sucrage (confitures),
- Acidification (conservation au vinaigre).

Si le froid ou la chaleur interviennent comme agents de conservation, un emballage protecteur, pour maintenir les aliments à l'abri de l'air, est tout autant indispensable et l'association de plusieurs technologies préserve mieux les qualités originelles des produits, tout en améliorant la sécurité à la consommation.

I.8.1. Types de conservation

I.8.1.1. Réfrigération :

La réfrigération est une façon d'abaisser la température d'un local, qu'il s'agisse d'un frigo ménager, d'un congélateur industriel, de la climatisation d'une maison, d'un immeuble ou d'une voiture, et un espace donné et permettant de maintenir des produits à une température suffisamment basse pour les conserver.

Le froid stoppe la croissance bactérienne, ralentit les réactions chimiques indésirables. Le système reste quasiment le même. Seules les températures et les pressions de fonctionnement sont différentes aussi bien dans les locaux que dans le circuit frigorifique.

I.8.1.2. Congélation :

La congélation est une technique de conservation des produits biologiques. D'un point de vue domestique il s'agit principalement des aliments mais la congélation est également employée pour conserver des cellules vivantes telles que les gamètes (ovules et spermatozoïdes) ou les embryons.

I.8.1.3. Surgélation :

La surgélation est un procédé industriel complexe qui utilise des températures très basses (-30 °C à -50°C) et qui refroidit les produits très rapidement. La surgélation permet un refroidissement à cœur du Produits, ce qui risquera moins d'endommager les cellules de l'aliment au moment de sa décongélation.

I.8.1.4. Décongélation :

La décongélation est comme la congélation une phase critique pour les denrées congelées. Il est souhaitable chaque fois que cela est possible, de la conduire rapidement de façon a assuré une bonne réabsorption de l'eau de fusion de la glace, une décongélation lente s'accompagne souvent d'un certain accroissement de t'exsudation, toute fois, la vitesse de la décongélation intervient beaucoup moins dans le phénomène d'exsudation que celui de la congélation.

I.9. Les entrepôts frigorifiques :

Un entrepôt frigorifique est un bâtie bien isolé munie d'un système frigorifique (système à compression, à absorption …etc.). Il existe plusieurs types d'entrepôts frigorifiques, selon leur fonction économique et leur emplacement au sein d'un complexe industriel ou pas, ils se partagent en :

I.9.1. Entrepôt d'usine :

Comme leur nom l'indique, ils font le plus souvent partie intégrante d'un complexe industriel et permettant de stoker la matière première et souvent pour un temps relativement court, les produis finie se regroupe, par exemple: les entrepôts des usines de conserves, abattoirs, laitiers.

I.9.2. Entrepôt de commerce :

Ils sont utilisés comme entrepôt pour entreprises industrielles ou commerciales, on peut classer dans cette catégorie les chambres froides d'entreposages principaux des chaînes commerciales.

I.9.3. Entrepôt des lieux de production:

Ils sont tout spécialement équipés pour effectuer le refroidissement rapide des denrées éminemment périssables sur les lieux de production cette catégorie, groupe surtout les entrepôts frigorifiques des stations fruitières.

I.9.4. Entrepôt spéciale:

Appartient à ce groupe tous les entrepôts vraiment spéciaux ; ou qui n'appartiennent pas à l'une des catégories connues.

I.9.5. Entrepôt polyvalent:

Ils permettent d'entreposer les marchandises les plus divers dans des conditions d'ambiances tout aussi variées, se sont en général des entrepôts dit publics conçus pour pouvoir entreposer des marchandises pour le compte de tiers dans notre cas l'entrepôt appartient à la deuxième catégorie (entrepôt de commerce).

II.1. Introduction :

Ce chapitre a pour but de donner une description générale de l'entrepôt frigorifique tenant compte de quelques aspects tels que :

- Le génie civil de l'entrepôt (la structure des différentes parois),
- La destination de l'entrepôt,
- La capacité de stockage de l'entrepôt.

II.2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique :

Notre projet consiste à l'étude d'un entrepôt frigorifique à un seul niveau (étage) situé dans la région de Médéa, il est conçu pour la conservation, le stockage et la congélation de la viande du bœuf, cerise et Haricot-vert.

Tableau(II.1): Description des chambres froides.

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Rôle
1	21.4	6.2	5	Congélation
2	21.4	6.40	5	Réfrigération
3	21.4	6.09	5	Réfrigération
SAS	18.69	3.70	5	Réfrigération

II.3.Plan de l'entrepôt frigorifique :

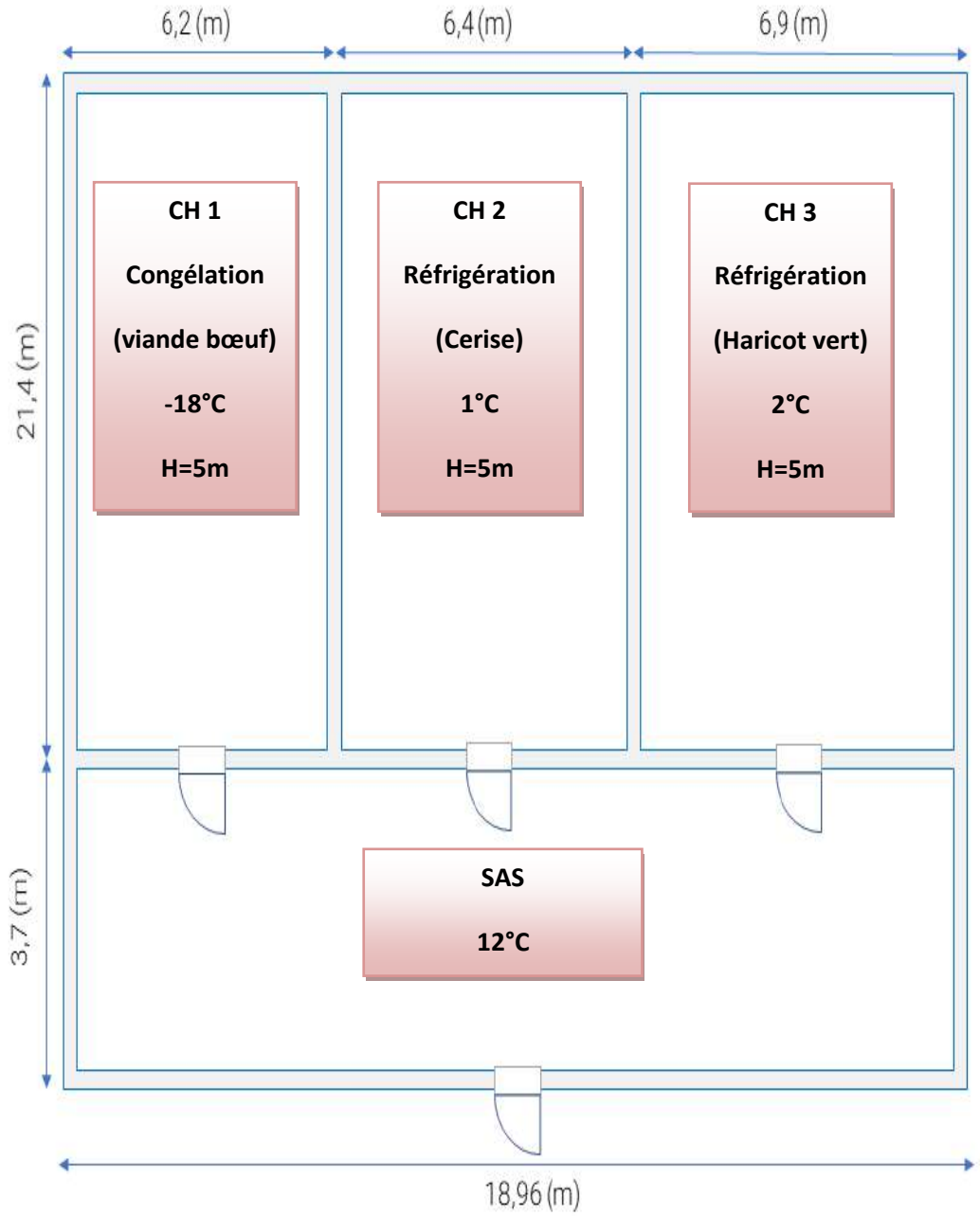


Figure (II.01) : Plan de l'entrepôt frigorifique

II.4. Données climatiques :

II.4.1. Données climatiques extérieurs :

Suivant la carte climatique d'Algérie, la ville de Médéa est située dans la zone B. Elle est caractériser en période Estivale par :

Tableau(II.2) : Données climatiques extérieurs.		
Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	38
Humidité relative (Ø)	%	28
Température humide (T_h)	°C	22, 395
Vitesse de l'air (V)	m/s	5 ÷ 10

II.4.2. Conditions intérieures d'entreposage : (dans les chambres froides)

Ces conditions sont nécessaires pour le calcul du bilan thermique de l'entrepôt frigorifique.

Tableau (II.3) : Conditions intérieures d'entreposage.				
Chambre	**Température (C)**	**Denrée**	**Humidité (%)**	**Vitesse de l'aire (m/s)**
1	-18	Bœuf	85	6
2	1	Cerise	90	6
3	2	Haricot-vert	90	6
SAS	12	/	70	6

II.4.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer:

La connaissance de ces caractéristiques est indispensable pour calculer les différents apports internes dus aux variations des températures entre les denrées et les chambre froides. (Congélation, Refroidissement des denrées).

Tableau (II.4): Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés.		
Denrées	Température de congélation (C)	Chaleur massique avant congélation (KJ / Kg. K)
Bœuf	-1,5	3,22
Cerise	-2	3,64
Haricot-vert	-1	3,85

II.5. Tonnage des denrées à entreposées :

Le tonnage a pour but de réguler le rythme d'introduction des produits dans les chambres et l'utilisation rationnelle du volume utile pour le stockage.

Le but de tonnage est de déterminer la capacité de stockage de chaque chambre.

Cette capacité dépend essentiellement du :

- volume de la chambre froide.
- mode de stockage.

II.5.1. Capacité de stockage:

La capacité de stockage est un paramètre essentiel pour le calcul des apports internes dus à, l'introduction des denrées dans les chambres froides.

Pour déterminer cette capacité, il faut identifier le procédé utilise pour la conservation des denrées.

II.6. Le transfert de chaleur :

On appelle transfert de chaleur le déplacement de la chaleur d'une région a un autre suite à une différence de température.

Le déplacement de chaleur est un processus au cours duquel l'énergie interne du système change et donne une étude de transfert de chaleur ce sont les effets : par les échanges d'énergie qui nous intéressent à savoir :

- Le flux thermique.
- La répartition de température à l'intérieure de milieu considère les phénomènes ou modes de transmission de chaleur en trois catégories qui sont :

✓ La conduction.
✓ La conviction.
✓ Le rayonnement thermique.
✓

II.6.1. Conduction :

C'est le transfert de chaleur des partis chaudes ver des partis froids d'un même corps ou de deux corps en contact.

II.6.2. Convection :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit uniquement au sein des milieux fluides et qui s'a compagne d'un transfert de masse : elle apparait quand le milieu fluide comporte des températures hétérogènes (en générale quand un fluide et en contact avec une paroi de température différant qui va au voisinage de la paroi cédée par conduction sa chaleur au fluide).

On distingue deux types d conviction suivants le principe de mouvement des fluides :

- ✓ La convection libre (naturel).
- ✓ La convection forcée.

II.6.3. Rayonnement :

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sou forme d'un rayonnement d'onde électromagnétique, et ce dotant plus que leur température est élevée, inversement, soumis à un rayonnement ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur.

Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans matériel. Notant que :

Dans notre étude la transmission de chaleur à travers les parois est une combinaison de rayonnement et de convection (libre et forcée).

II.7. Etude d'isolation :

II.7.1. Définition de l'isolation :

L'isolation est un matériau dont le coefficient de conductivité thermique ne dépasse pas 0,06 (W/ m.^{o}C), les isolations sont classes à partir de leurs matières premières.

- Isolation d'origine minéral (fibre de verre, laine minérale, verre cellulaire).
- Isolation d'origine végétale (liège, caoutchoutes mousses).
- Isolation de synthèse issue des sous-produits de la pétrochimie : (Polystyrène expansé, mousse de polyuréthane).

II.7.2. Caractéristique générales des isolants :

- Les matériaux isolants doivent posséder le plus grand nombre de qualités.
- Très peu perméable a la valeur d'eau afin d'éviter des condensations au des congélations de vapeur d'eau à l'intérieure de l'isolant.
- Neutre vis-à-vis des autres matériaux utilisés pour la confection des chambres froides.
- Ininflammable.
- Faible conductivité thermique.
- Résistant à la pression (charge au sol de chambre froide).
- L'astique pour résister sans se rompre aux déformations.
- Léger et non hygroscopique afin de conserver constantes dans le temps ses qualités isolantes.
- Inodore afin de ne pas communiquer d'odeurs aux denrées entreposées.
- Coût de revient moins chère.
- Disponible.

Aucun matériau ne possède toutes ces qualités et dans le choix des matériaux isolants nous rechercher ceux qui possèdent le plus.

Dans notre cas, pour l'isolation des parois verticales (extérieur et intérieur) et le plafond on a choisi la : **mousse rigide de polyuréthane.**

- Masse volumique : 30 à 40 Kg / m^3
- Coefficient de conductivité thermique : $\lambda = 0.03$ W/ m.^oK
- Température d'utilisation entre : -25 ^oC / +15 ^oC.
- Disponible en Algérie.
- Incombustible chimique.
- Stable.

II.7.3. Choix d'isolation :

- **Paroi extérieure:**

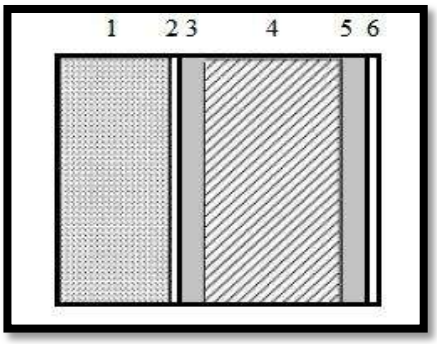


Figure (II.01) : Schéma représente paroi extérieure de l'entrepôt.

1. Enduit (e = 0,005 [m] et λ = 0,35 [W / m.^{o}K]).
2. Ciment(e = 0,015 [m] et λ = 1,4 [W / m.^{o}K]).
3. Brique (e = 0,1 [m] et λ = 0,5 [W / m.^{o}K]).
4. Ciment (e = 0,015 [m] et λ = 1,4 [W / m.^{o}K]).
5. Enduit (e = 0,005 [m] et λ = 0,35 [W / m.^{o}K]).
6. Isolant mousse rigide de polyuréthane à deux faces métalliques (e = 0,1 [m] et λ = 0,03 [W/m.^{o}K]).

- **Paroi intérieure :**

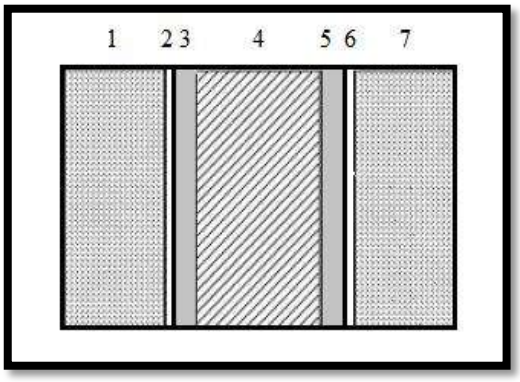


Figure (II.02) : Schéma représente paroi intérieur de l'entrepôt .

1. Isolant mousse rigide de polyuréthane à deux faces métalliques (e = 0,1 [m] et λ = 0,03 [W/m.^{o}K]).
2. Enduit (e = 0,005 [m] et λ = 0,35 [W/m.^{o}K]).

3. Ciment (e = 0,015[m] et λ = 1,4 [W/m.^{o}K]).
4. Brique (e = 0,1 et 0,12 [m] et λ = 0,5 [W/m.^{o}K]).
5. Ciment (e = 0,015[m] et λ = 1,4 [W/m.^{o}K]).
6. Enduit (e = 0,005 [m] et λ = 0,35 [W/m.^{o}K]).
7. Isolant mousse rigide de polyuréthane à deux faces métalliques (e = 0,1[m] et λ = 0,03 [W/m.^{o}K]).

- **Le sol :**

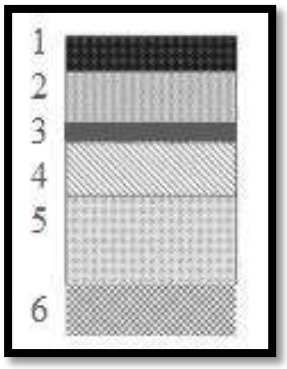


Figure (II.03) : Schéma représente sol de l'entrepôt.

1. Prédelle en béton sur terre-plein (e / λ) = 0,1171 [m^{2}.^{o}K /W].
2. Barriere d'étanchéité (au bitume) (e / λ) = 0,0938 [m^{2}.^{o}K /W].
3. Isolant thermique (polystyrène) (e / λ) = 3,333 [m^{2}.^{o}K /W].
4. Dalle de compression (e / λ) = 0,0784 [m^{2}.^{o}K /W].
5. Chape (e / λ) = 0,026 [m^{2}.^{o}K /W].
6. pavage (e / λ) = 0,0143 [m^{2}.^{o}K /W].

➢ Le plafond :

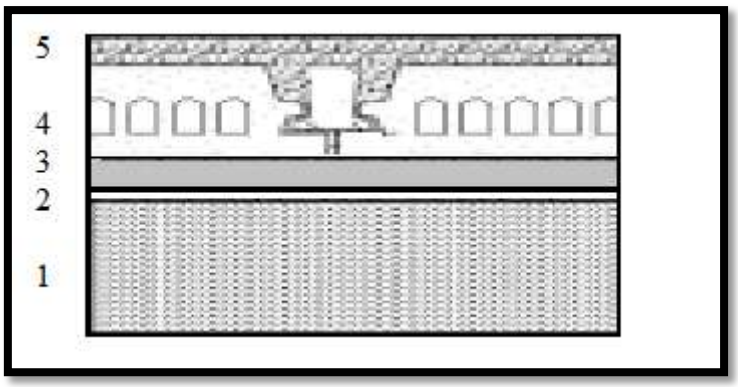


Figure (II.04) : Schéma représente plafond de l'entrepôt.

1. Isolation thermique (e = 0,1 [m] et λ = 0,03 [W / m.^{o}K]).
2. Enduit (e = 0,005 [m] et λ = 0,35 [W/m.^{o}K]).
3. Ciment (e = 0,015 [m] et λ = 1,4 [W / m.^{o}K]).
4. Brique (e = 0, 2 [m] et λ = 0,52 [W / m.^{o}K]).
5. Béton armé (e = 0,07 [m] et λ = 1,3 [W / m.^{o}K]).

➢ Les portes :

Il existe différentes types de portes iso thermiques selon leurs ouvertures :

- Portes coulissantes (système 200 ou système 3340)
- Portes pivotantes.
- Portes va-et-vient.
- Porte iso-planes.
- Portes souples.
- Portes à grands passages.

Dans notre cas on utilise les portes iso thermiques coulissantes système 200à ouverture manuelle ; théoriquement l'épaisseur d'isolant de la porte est égale à celle des parois de la chambre froide.

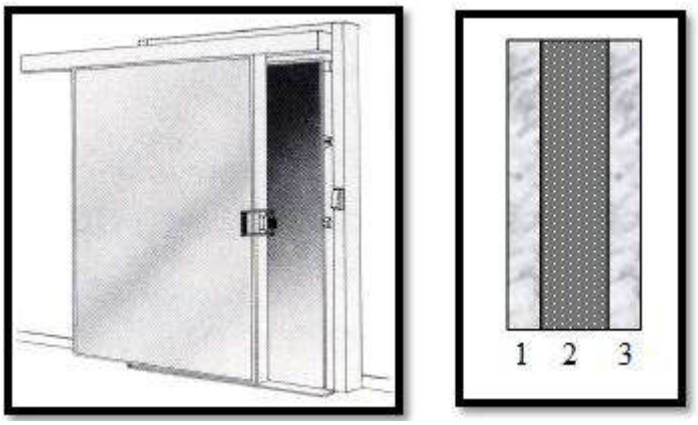


Figure (II.05) : Schéma représente porte coulissantes de l'entrepôt.

Pour cela on a choisi l'épaisseur de 10 cm d'où on a :

1. Une face Aluminium a épaisseur 0.004 [m] et $\lambda = 230$ [W/m.^{o}K].
2. Isolant Bolilitaine a épaisseur 0.092 [m] et $\lambda = 0.025$ [W/m.^{o}K].
3. Une face Aluminium a épaisseur 0.004 [m] et $\lambda = 230$ [W/m.^{o}K].

III. 1. Introduction :

Le bilan thermique est nécessaire aux calculs d'une installation frigorifique. Cette installation doit être prévue pour conserver des denrées ou autres produits dans de bonnes conditions de stockage, température, hygrométrie, ventilation.

Le bilan thermique permet de déterminer les apports thermiques journaliers. Il faut, afin d'effectuer les calculs, obtenir les éléments nécessaires.

Les charges thermiques d'une chambre froide se répartissent en deux catégories :

- Les charges thermiques externes.
- Les charges thermiques internes.

III.2. Base de calcul :

III.2.1. Les charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent

III.2.2. Les charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr}) :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T \qquad [W] \qquad (III.1)$$

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois [W].

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

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée [°C].

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée [$w/m^{2o}k$].

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} \qquad [w/m^{2o}k] \qquad (III.2)$$

Avec :

$\frac{1}{hi}$: Résistance thermique superficielle interne en [m^2 k /w], sa valeur varie en fonction de l'intensité de mouvements d'air à l'intérieur de la chambre froid (tableau 3).

$\sum_{i=1}^{n} \frac{e}{\lambda}$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi en [m^2k^o /w].

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en [m] et par son coefficient de conduction thermique (λ) en [w /m.^{o}k].

$\frac{1}{he}$: Résistance thermique superficielle externe en [m^2.k/w].

Lorsque l'on vent effectuer un calcul précis dans les cas de chambres froides dont certaines parois sont fortement ensoleilles on majore l'écart de température (ΔT) donnant la charge thermique par transmission de la valeur de ($\Delta \grave{T}$) donnée dans le annexe (1)

Donc :

$Q_{t\,r} = K \times S \times (\Delta T + \Delta \grave{T})$ [W] (III.3)

III.2.3. Les charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re}):

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides.
Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur.
La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.
La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{re} = m_{a,e} \times \Delta h \quad [W] \quad (III.4)$$

Avec :

$m_{a,e}$: débit masse d'air extérieur à renouveler [kg/s].

Δh : différence d'Enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide [kJ/kg]

$\Delta h = h_{a,e} - h_{a,a}$ [W] (III.5)

$h_{a,e}$: Enthalpie de l'air extérieur [kJ/Kg].

$h_{a,a}$: Enthalpie de l'air intérieur [kJ/Kg].

Par ailleurs, on a :

$m_{a,e} = \frac{v_{a,e} \times \rho_{a,a}}{86400}$ [W] (III.6)

Avec :

$v_{a,e}$: Débit volumique de l'air extérieur [m^3/jour].

$\rho_{a.a}$: masse volumique de l'air dans la chambre [Kg/m^3].

$\rho_{aa} = \frac{\rho_\circ}{1+\frac{t}{273.15}}$ [Kg/m^3] (III.7)

ρ_o: masse volumique de l'air égale à 1, 293 [Kg/m^3].

t : température de la chambre froide [°C]

Enfin, pour le débit volumique d'air extérieur, on a :

$v_{a,e} = v_{c,f} \times n$ [m^3/jour] (III.8)

Avec :

$v_{c,f}$:volume de la chambre froide [m3].

n : taux de renouvellement de l'air journalier donné par :

$n = \frac{70}{\sqrt{Vcf}}$ [$jour^{-1}$] (III.9)

III.2.4. Les charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op}):

La charge thermique due à l'ouverture des portes est donnée par la relation :

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) \times C_{r.a}$$

[W] (III.10)

Avec :

$\Delta T_p = T_e - T_a$ en (k°).

T_a : Température ambiante dans la chambre froide.

T_e : Température à l'extérieur.

τ_p: Temps d'ouverture des portes exprimé en [min/h].

$\rho_{a.a}$: Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froid en [kg/m^3].

L_p: Largeur d'une porte en [m].

h_p : Hauteur d'une porte en [m].

$\rho_{a.e}$: Masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre froid en [kg/m^3].

$h_{a.a}$: Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froid en [kJ/kg].

$C_{r.a}$:Coefficient de minoration du à la présence éventuelle d'un rideau d'air dans le cas d'une porte sans rideau, on prend (C_{ra}=1) tandis que dans le cas d'une porte avec rideau on prend (C_{ra}=0.25).

Et le temps donné par la formule :

$$\tau_p = \frac{d_t \times f_j}{24} \quad [\text{min/h}] \qquad \text{(III.11)}$$

Avec :

d_t: Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne[min/t].

f_j: Flux journalier des marchandises en tonne par jour [t/jour].

Le flux journalier (f_j)de marchandise pouvant transité par la ou les portes d'une chambre froide se détermine par l'expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en [kg].

La contenance totale d'une chambre froide peut être calculée d'après la formule:

$$C=A\times h \times d_e \times \eta_0 \quad [Kg] \qquad \text{(III.12)}$$

Avec :

A : surface de la chambre froide en [m^2].

h : hauteur maximale de gerbage en [m].

d_e : Densité d'entreposage en [kg/m^3].

η_0: Coefficient d'occupation au sol des marchandises en [%].

III.2.5. Charges thermiques internes :

III.2.5.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées :

III.2.5.1.1. Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) :

Les luminaires des chambres froides classiques doivent pouvoir résister au froid, à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets et être insensibles aux effets de la poussière.

L'éclairement nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ 6 [W/m²] au sol.

La charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{ec} = \frac{n \times p \times \tau}{24} \quad [W] \qquad \text{(III.13)}$$

n : nombre de luminaires.

p : puissance de chaque luminaire en [W]

τ: Durée de fonctionnement des luminaires [générale 8 h/d]

24: nombre heures dans une journée.

III.2.5.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) :

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la relation suivante :

$$Q_{pe} = \frac{n \times q_p \times \tau}{24} \quad [W] \qquad (III.14)$$

Avec :

n : nombre de personnes opérant dans la chambre froide.

q_p : quantité de chaleur dégagée par unité de temps et par personne, elle dépend de la nature de l'activité. [W]

τ : Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide. [h/j]

III.2.5.1.3.Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :

La charge thermique due au matériel roulant (chariots élévateurs et transpalettes) se calcule comme suit :

$$Q_{mr} = \frac{n \times p \times \tau}{24} \quad [W] \qquad (III.15)$$

Avec :

n : nombre de matériels roulant d'un type donné

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

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

III.2.5.1.4.Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) :

Ces machines peuvent être très diversifiées, étuves, cutters, hachoirs …etc. a on :

$$Q_{md} = \frac{i \times p \times \tau}{24} \quad [W] \qquad (III.16)$$

Avec :

n : nombre de machine divers.

P : puissance de chaque type de machine en [W].

t : durée de fonctionnement de chaque type de machine en [h/j].

III.2.5.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III.2.5.2.1.Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) :

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

- ✓ Dans le cas de réfrigération :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2)}{86400} \quad [Kw] \qquad (III.17)$$

- ✓ Dans le cas de congélation :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2) + m \times L + m \times c_2 \times (t_3 - t_2)}{86400} \quad [Kw] \qquad (III.18)$$

Avec :

m : masse de denrées introduites chaque jour. [Kg/j].

C_1 : capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer [KJ/kg].

t_1 : température initiale de la denrée introduite. [°C].

t_2 : température de congélation de la denrée. [°C].

L : chaleur latente de congélation de la denrée. [KJ/Kg].

C_2 : capacité thermique massique après la congélation du produit à entreposer [KJ/kg.°K].

t_3 : température d'entreposage qui tend vers la température de la chambre froide [°C]

$$C_m = \frac{m_1 \times c_1 + m_2 \times c_2 + \cdots + m_n \times c_n}{m_1 + m_2 + \cdots + m_n} \quad [KJ/kg.\ °k] \qquad (III.19)$$

III.2.5.2.2.Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}):

Les produits végétaux (fruits et légumes) dégagent de la chaleur du fait de leur respiration.

Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = \frac{m \times q_{resp}}{86400} \quad [Kw] \quad (III.20)$$

Avec :

m : masse de marchandises [Kg/j].

Q_{resp} : chaleur de respiration de marchandises [KJ/Kg].

III.2.6. Puissances frigorifique de l'évaporateur :

A ce stade de calcul, on détermine la puissance frigorifique intermédiaire P_{int} que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int}.

La charge frigorifique intermédiaire (Q_{int}) est la somme des charges thermiques

Calculées précédemment :

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp} \quad [W] \quad (III.21)$$

En désignant par tint la durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en heures. La puissance intermédiaire de l'évaporateur P_{int} s'écrit :

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}} \quad [W] \quad (III.22)$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (τ_{int}) est de 18heures par jour pour la produits congelés et de 16heures par jour dans les autres cas, pour les installations industrielles la durée de fonctionnement va 18 à 20 heures la détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

II.2.7. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur $[Q_{vent}]$:

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours dès l'évaporateur équipé d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Chaque ventilateur est en trainé par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources, la charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n \times p \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad [W] \qquad (III.23)$$

Avec :

n : Nombre de moteur de ventilateurs.

P : puissance du ventilateur considérée en [w].

τ_{evap} : Durée de fonctionnement des frigorifique en [h/d].

τ_{inst} : Durée de marche de l'installation frigorifique en [h/d] en générale [18h/d] pour les chambres froides de produits congelais et [16h/d] pour les autres cas.

III.2.8. Les charges thermiques dues aux résistances de dégivrage $[Q_{dég}]$:

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{dég} = \frac{n \times p \times \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad [W] \qquad (III.24)$$

Avec :

n : nombre de résistances électriques.

p : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée en (w).

$\tau_{dég}$: Durée journalier de dégivrage en [h/d] tableau 2-21.

τ_{inst} : Durée de marche de l'installation frigorifique en [h/d] en général [18h/d] pour les chambres froides de produits congelés et [16h/d] pour les autres cas.

III.2.9. L'évaluation du bilan thermique général $[p_{effe}]$:

$$P_{effe} = P_{inst} + Q_{ve} + Q_{dég} \quad [W] \qquad (III.25)$$

III.2.10. La charge thermique prévisionnelle $[Q_{prev}]$:

$$P_{prev} = 1.2 \times P_{tot} \quad [W] \qquad (III.26)$$

III.3.Calcule le bilan frigorifique :

III.3.1.Calcule la charge thermique extrême :

III.3.1.1.La charge thermique par transmission a traversé les parois :

III.3.1.1.1.Calcul coefficient K pour la paroi :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} \quad [W/m^2.°K]$$

III.3.1.1.2. La charge thermique par transmission a traversé les parois :

$$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T \quad [W]$$

- **Chambre № 1 :**
- **Paroi (1) :**

$$K = \frac{1}{0,06+(2\times\frac{0,1}{0,03})+\frac{0,1}{0,5}+(2\times\frac{0,005}{0,35})+(2\times\frac{0,015}{1,4})+0,12} = 0,140 \quad [W/m^2.°K]$$

Q_{tr}= 0140 × 26,98 × (12-(-18)) = 113,316 [W]

- **Paroi (2) :**

$$K = \frac{1}{0,06+\frac{0,1}{0,5}+\frac{0,015}{1,4}+\frac{0,005}{0,35}+\frac{0,1}{0,03}+0,03} = 0,274 \quad [W/m^2.°k].$$

Q_{tr}= 0,274 × 107 × (38-(-18)) = 1641,808 [W]

- **Paroi (3) :**

$$K = \frac{1}{0,06+\frac{0,1}{0,5}+\frac{0,015}{1,4}+\frac{0,005}{0,35}+\frac{0,1}{0,03}+0,03} = 0,274 \quad [W/m^2.°k].$$

Q_{tr}= 0,274 × 31 × (38-(-18)) = 475,664 [W]

- **Paroi (4) :**
- $K = \frac{1}{0,06+(2\times\frac{0,1}{0,03})+\frac{0,1}{0,5}+(2\times\frac{0,005}{0,35})+(2\times\frac{0,015}{1,4})+0,12} = 0,140$ [W/m². °K].

$Q_{tr} = 0,140 \times 107 \times (1-(-18)) = 284,62$ [W]

- **Plafond :**

$$K = \frac{1}{0,06+\frac{0,1}{0,03}+\frac{0,005}{0,35}+\frac{0,015}{1,4}+\frac{0,2}{0,52}+\frac{0,07}{1,3}+0,03} = 0,257 \quad [W/m^2.\,°K].$$

$Q_{tr} = 0,257 \times 132,68 \times (38-(-18)) = 1909,530$ [W]

- **Sol :**

$$K = \frac{1}{0,06+0,0148+0,026+3,33+0,03} = 0,288 \quad [W/m^2.°K].$$

$Q_{tr} = 0,288 \times 132,68 \times (38-(-18)) = 2139,863$ [W]

- **Porte :**

$$K = \frac{1}{0,06+(2\times\frac{0,004}{230})+\frac{0,092}{0,025}+0,12} = 0,259 \quad [W/m^2.k].$$

$Q_{tr} = 0,259 \times 4,02 \times (12-(-18)) = 31,235$ [W]

Tableau (III.01): La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01.

Paroi	coefficient k [W/m².°K]	Surface [m²]	T (externe) [°C]	T (interne) [°C]	différente de température [°C]	Qtr [W]
1	0,140	26,98	12	-18	30	113,316
2	0,274	107	38	-18	56	1641,808
3	0,274	31	38	-18	56	475,664
4	0,140	107	1	-18	19	284,62
Plafond	0,257	132,68	38	-18	56	1909,530
Sol	0,288	132,68	38	-18	56	2139,863
Porte	0,259	4,02	12	-18	30	31,235

Q_{tr}=6596,036 [W]

- **chambre № 2 :**
- **Sol :**

$K = \frac{1}{0,06+0,0148+0,026+3,33} = 0,291$ [W/m².°K].

$Q_{tr} = 0,291 \times 136,96 \times (15 - 1) = 557,975$ [W]

Tableau (III.02) : La charge thermique par transmission a travers les parois de la chambre 02.

Paroi	coefficient k [W/m².K]	Surface [m²]	T (externe) [°C]	T (interne) [°C]	différente de température [°C]	Qtr [W]
1	0,140	27,98	12	1	11	43,089
2	0,140	107	-18	1	19	284,620
3	0,274	32	38	1	37	324,416
4	0,140	107	2	1	1	14,980
Plafond	0,257	136,96	38	1	37	1302,352
Sol	0,291	136,96	15	1	14	557,975
Porte	0,259	4,02	12	1	11	11,452

Qtr = 2538,884 [W]

- **chambre № 3 :**

Tableau (III.03) : La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03.

Paroi	coefficient [W/m².°K]	Surface [m²]	T externe [°C]	T interne [°C]	différente de température [°C]	Qtr [W]
1	0,140	26,43	12	2	10	37,002
2	0,140	107	1	2	1	14,980
3	0,274	30,45	38	2	36	300,358
4	0,274	107	38	2	36	1055,488
Plafond	0,257	130,326	38	2	36	1285,535
Sol	0,291	130,326	15	2	13	493,02
Porte	0,259	4,02	12	2	13	10,411

Qtr = 3196,754 [W]

- **SAS:**

Tableau (III.04) : La charge thermique par transmission à travers les parois SAS.

Paroi	coefficient k [W/m².°K]	Surface [m²]	T (externe) [°C]	T (interne) [°C]	différente de température [°C]	Qtr [W]
1	0,274	18,5	38	12	26	131,794
2	0,274	93,45	38	12	26	665,737
3	0,274	18,5	38	12	26	131,794
4	0,140	26,98	-18	12	30	113, 316
	0,140	27,98	1	12	11	43,089
	0,140	26,43	2	12	10	37,002
Plafond	0,257	69,153	38	16	26	131,497
Sol	0,291	69,153	15	12	3	60,370
Porte	0,259	4,02	-18	12	30	31,235
	0,259	4,02	1	12	11	11,452
	0 ,259	4,02	2	12	10	10,411

Qtr = 1698,28 [W]

III.3.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air:

On a :

$$Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h \qquad [W]$$

Avec :

$$\Delta h = h_{a,e} - h_{a,a}$$

Par ailleurs, on a :

$$m_{a,e} = \frac{v_{a,e} \times \rho_{a,a}}{86400}$$

Avec : $\rho_{aa} = \frac{\rho_{\circ}}{1+\frac{t}{273.15}}$

Enfin, pour le débit volumique d'air extérieur, on a :

$$v_{ae} = v_{cf} \times n \qquad [m^3/jour].$$

taux de renouvellement de l'air journalier donné par :

$$n = \frac{70}{\sqrt{Vcf}} \qquad [jour^{-1}]$$

Donc :

Tableau (III.05) : Paramètres de renouvellement d'air .					
Chambres	V_{cf} [m^3]	n [d^{-1}]	V_{ae} [m^3 / d]	ρ_{aa} [Kg / m^3]	m_{ae} [Kg / s]
1	663,4	2,717	1802,45	1, 381	0,0288
2	684,8	2,674	1831,155	1,279	0,0271
3	651,63	2,742	1786,769	1,274	0,0263
SAS	345,765	3,764	1301,459	1,225	0,0184

Alors :

Tableau(III.06): La charge thermique par renouvellement d'air.						
Chambre	m_{ae} [Kg / s]	h_i [Kj / Kg]	h_e [Kj / Kg]	Δh [Kj / Kg]	Q_{re} [KW]	Q_{re} [W]
1	0,0288	-16,435	72,274	88,709	2,554	2554,865
2	0,0271	10,138	72,274	62,136	1,685	1685,138
3	0,0263	11,831	72,274	60,443	1,589	1589,667
SAS	0,0184	27,370	72,274	44,904	0,826	826,240

III.3.1.3.Charge thermique par ouverture de porte :

On a:

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) C_{r.a}\,.$$

- **chambre № 1 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 38 - (-18) = 56$ [°C].
- $\rho_{aa} = 1{,}381$ [Kg/m^3].
- $L_p = 1{,}34$[m].
- $h_p = 3$[m].
- $\rho_{ae} = \frac{1}{V} = \frac{1}{0{,}9004} = 1{,}1105$ [Kg /m^3].
- $h_{ae} = 72{,}274$ [Kj /kg].
- $h_{aa} = -16{,}435$ [Kj /kg].
- $C_{r.a} = 1$.

- **Calculτ_p :**

$C = A \times h \times d_e \times \eta_o$.

$A = 132, 68$ [m^2]. $h = 3, 6$ [m] $d_e = 300$ [Kg /m^3] $\eta_o = 0{,}55$

$C = 132{,}68 \times 3{,}6 \times 300 \times 0{,}55 = 78811{,}92$ [Kg].

$C = 78811{,}92 \times 25\% = 19702{,}98$ [Kg /d]

Donc le flux journaliers de marchandise :

$f_j = 19{,}702$ [t /d]. $d_t = 15$ [min /]t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{15 \times 19{,}702}{24} = 12{,}313$ [min /h].

Donc:

$Q_{op} = [8 + (0.067 \times 56)] \times 12{,}313 \times 1{,}381 \times 1{,}34 \times 3 \times \sqrt{3 \times (1 - \frac{1{,}110}{1{,}381})} \times (72{,}274 - (-16{,}435) \times 1$

$Q_{op} = 54758{,}090$ [W]

- **chambre № 2:**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 38 - 1 = 37$[°C].
- $\rho_{aa} = 1{,}279$ [Kg/m^3].

- L_p =1,34[m].
- h_p= 3 [m].
- $\rho_{ae} = \frac{1}{V} = \frac{1}{0,9004}$= 1,1105 [Kg /$m^3$].
- h_{ae}= 72,274 [Kj /Kg].
- h_{aa}= 10,138 [Kj /Kg].
- $C_{r.a}$ = 1.

- **Calculτ_p :**

C = A ×h × d_e × η_o.

A = 136,96 [m^2]. h =3,6 [m] d_e =450 [Kg /m^3] , $\eta_o = \frac{0,45+0,50}{2}$ = 0,475

C =136,96×3,6×450×0,475 = 105390,72 [Kg].

C = 105390,72 × 25% = 26347,68 [Kg /d]

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 26,347 [t /d] d_t =6 [min /t].

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{6 * 26,347}{24}$ = 6,586 [min /h].

Donc:

Q_{op}= [8+ (0.067×37)]×6.586×1,279×1,34×3×$\sqrt{3 \times (1 - \frac{1,1105}{1,2798}) \times (72,274 - 10,138) \times 1}$

Q_{op} = 13899,409 [W].

- **chambre № 3 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =38 – 2 = 36 [^oC].
- ρ_{aa} = 1,274 [Kg/m^3].
- L_p =0,34[m].
- h_p= 3 [m].
- $\rho_{ae} = \frac{1}{V} = \frac{1}{0,9004}$ = 1,1105 [Kg /m^3].
- h_{ae}= 72,274 [Kj /kg].

- h_{aa}= 11,831 [Kj /kg].
- $C_{r.a}$ = 1.
  - **Calculτ_p :**

C = A × h × d_e × η_o.

A = 130,326[m^2] h=3,6 [m] d_e = 370 [Kg /m^3] , η_o= $\frac{0,45+0,50}{2}$ = 0,475

C =130,326×3,6×370×0,475 = 82457,260 [Kg].

C = 82457,260× 25% = 20614,315 [Kg /d]

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 20,614 [t /d] d_t =6 [min /t].

Alors :

τ_p= $\frac{fj * dt}{24}$ =$\frac{6 * 20,614}{24}$ = 5,153 [min /h]

Donc:

Q_{op}= [8+ (0.067×36)]×5,153×1,274×1,34×3×$\sqrt{3 \times (1 - \frac{1,1105}{1,2745}) \times (72,274 - 11,831) \times 1}$

Q_{op} = 10341,967 [W].

- **SAS:**

- Δt_p= (t_e - t_i) = 38 – 12 = 26 [^oC].
- ρ_{aa} = 1,225 [Kg/m^3].
- L_p =4 [m].
- h_p= 3 [m].
- ρ_{ae} = $\frac{1}{V}$ =$\frac{1}{0,9004}$= 1,1105 [Kg /m^3].
- h_{ae}= 72,274 [Kj /kg].
- h_{aa}= 27,370 [Kj /kg].
- $C_{r.a}$ = 1.
  - **Calculτ_p :**

C = A ×h ×d_e × η_o.

A = 69,153 [m^2] ' h=3,6 [m] , $\eta_o = \frac{0,45+0,50}{2} = 0,475$

$$d_e = \frac{de(boeuf)+de(cerise)+de(haricot\ vert)}{3} = \frac{300+450+370}{3}$$

d_e =373,333 [Kg /m^3]

C =69,153 ×3,6×373,333 ×0,475 = 44147,235 [Kg].

C = 44147,235× 25% = 11036,808 [Kg /d]

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 11,036 [t /d] d_t =6 [min /t].

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{6 \times 11,036}{24} = 2,759$ [min /h].

Donc:

$$Q_{op} = [8+ (0.067\times26)]\times2,759\times1,225\times4\times3\times\sqrt{3 \times (1 - \frac{1,1105}{1,2256}) \times (72,274 - 27,370) \times 1}$$

Q_{op} = 11040,919 [W].

III.3.2.Calcul des charges thermiques internes :

III.3.2.1 Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées :

III.3.2.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) :

$Q_{ec} = \frac{i\times p\times \tau}{24}$ [W].

Remarque :

En générale la puissance surfacique est P_S=6 [w/m^2], donc **$Q_{ec} = P_S \times S_{Sol}$**

- **chambre № 1 :**

Q_{ec} = 6× 132,68

Q_{ec} = 796,08 [W]

- **chambre № 2 :**

Q_{ec} = 6× 136,96

Q_{ec} = 821,76 [W]

- **chambre № 3 :**

Q_{ec} = 6× 130,326

Q_{ec} = 781,956 [W]

- **SAS :**

Q_{ec} = 6× 69,153

Q_{ec} = 414,918 [W]

III.3.2.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe} :

$$Q_{pe}=\frac{i\times qp\times \tau}{24} \quad [W].$$

- **chambre № 1 :**

Tableau(2-16):

On a:

-15[˚C] → 360 [W] -18-(-15) → X-360 -3[˚C] → X-360

-18[˚C] → X [W] ↔ -20-(-15) → 390-360 ↔ -5[˚C] →30

-18˚C → 390 [W]

$X=\frac{30\times(-3)}{(-5)}$ + 360

X= 378 , qp = X=378

Donc :

$$Q_{pe}=\frac{10\times 378\times 4}{24} = 630 \quad [W]$$

- **chambre № 2 :**

Tableau (2-16):

On a:

0[˚C] → 270 [W] 1- 0 → X-270 1[˚C] → X-270

1[˚C] → X [W] ↔ 5- 0 → 240-270 ↔ 5 [˚C] → -30

5 [˚C] → 240 [W]

$X=\frac{1\times(-30)}{5}+270$

X= 264 , qp = X=264

Donc:

$Q_{pe}=\frac{10\times264\times6}{24}$ = 660 [W]

- **chambre № 3 :**

Tableau (2-16):

On a:

0[˚C] → 270 [W] 2- 0 → X-270 1[˚C] → X-270

2 [˚C] → X [W] ↔ 5- 0 → 240-270 ↔ 5[˚C] → -30

5 [˚C] → 240 [W]

$X=\frac{2\times(-30)}{5}+270$

X= 258 , qp = X=258

Donc :

$Q_{pe}=\frac{10\times258\times6}{24}$ = 645 [W]

- **SAS :**

Tableau (2-16):

On a:

10[˚C] → 210 [W] 12- 10 → X-210 2[˚C] → X-210

12 [˚C] → X [W] ↔ 15- 10 → 200-210 ↔ 5 [˚C] → -10

15[˚C] → 200 [W]

$X=\frac{2\times(-10)}{5}+210$

X= 206 , q_P = X=206

Donc:

$$Q_{pe}=\frac{8\times206\times6}{24} = 412 \quad [W]$$

III.3.2.1.3. La charge thermique due aux matériels roulant :

$$Q_{m.r} = n\times p\times\tau / 24 \quad [W].$$

Sur les chambres et sas:

$Q_{m.r}$= 0 [W].

Par ce que (i = 0) il n'y a pas matériel roulant.

III.3.2.1.4. La charge thermique due à des machines diverse :

$$Q_{md} = \frac{i\times P\times t}{24} = 0 \quad [W].$$

Par ce que (i = 0) il n'y a pas machines déverses.

III.3.2.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III.3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes :

$Q_{de}= \frac{m \times c \times \Delta T}{86400}$ [W]

- **chambre № 1 :**

$$Q_{de}=\frac{m1 \times c1 \times \Delta T1 + m \times l + m2 \times c2 \times \Delta T2}{86400} = \frac{m1 \times c1 \times (T1 - T2) + m \times L + m2 \times c2 \times (T2 - T3)}{86400} \text{ [W]}$$

$$Q_{de}=\frac{19702,98 \times 3,225 \times 13,5 + (19702,98 \times 231) + 19702,98 \times 1,695 \times 16,5}{86400} = 68,984 \text{ [KW]}$$

Tableau(III.07) : La charge thermique due aux denrées entrantes.

Chambre	1	2	3	SAS
Masse de marchandise [Kg]	19702,98	26347,68	20614,315	11036,808
T_1 [°C]	12	12	12	12
T_2 [°C]	-1,5	-2	-1	-1,5
T_3 [°C]	-18	/	/	/
$\Delta T1$ [°C]	13,5	14	13	/
$\Delta T2$ [°C]	16,5	/	/	/
Capacité thermique massique ($C_{1)}$ en [KJ/kg. °K]	$\frac{3,52+2,93}{2}$ = 3,225	3,64	3,85	$\frac{3,64 + 3,85 + 3,225}{3}$ =3,571
Capacité thermique massique($C_{2)}$ en [KJ/Kg. °K]	$\frac{1,8+1,59}{2}$ = 1,695	/	/	/
Chaleur latente [kj/kg]	231	/	/	/
Q_{de} [KW]	68,984	15,540	11,941	6,158
Q_{de} [W]	68984,374	15540,252	11941,510	6158,193

III.3.2.2.2.Charge thermique due aux respirations des denrées :

$Q_{resp}=\frac{m \times qres}{86400}$ [KW]

- **Les données:**

$q_{res\ (cerises)}$= 1450 [KJ/T.d].

$q_{res(Haricot\ vert)}$ = 355,8 [KJ/T.d].

III.3.2.2.3.Calcul la charge thermique de respiration de denrée de chaque chambre :

- **chambre № 3 :**

Tableau (2-20):

On a :

0[˚C] → 279 [W] 2-0 → X-279 2[˚C] → X-279

2[˚C] → X [W] ↔ 10-0 → 390-360 ↔ 10[˚C] →384

10[˚C] → 663 [W]

$X=\frac{384\times2}{10}$ + 279 = 355,8 [W]

$X= q_{res(Haricot\ vert)}$= 355,8 [W]

$Q_{resp}=\frac{20,614\times355,8}{86400}$ = 0,084 [KW]

Q_{resp}= 84,889 [W]

Tableau(III.08) : La charge thermique due aux respirations de denrée.

Chambre	Masse de marchandises [t]	Chaleur de respiration [Kj /t. d]	Q_{resp} [KW]	Q_{resp} [W]
1	19,702	0	0	0
2	26,347	1450	0,442	442,166
3	20,614	355,8	0,084	84,889
SAS	11,036	(1450+355,8+0) /3 =601,933	0,076	76,885

III.3.3.Puissance frigorifique :

On a : $Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp}$

Tableau(III.09) : La charge thermique intermédiaire

Chambre	Q_{tr} [W]	Q_{re} [W]	Q_{op} [W]	Q_{ec} [W]	Q_{pe} [W]	Q_{mr} [W]	Q_{de} [W]	Q_{resp} [W]	Q_{int} [W]
1	6596,036	2554,8655	54758,090	796,08	630	0	68984,374	0	134319,593
2	2538,884	1685,138	13899,409	821,76	660	0	15540,252	442,166	35587,609
3	3116,995	1589,667	10341,967	781,956	645	0	11941,510	84,889	28501,984
SAS	1698,28	826,240	11040,919	414,918	412	0	6158,193	76,885	20402,077

O na :

La puissance frigorifique de l'évaporateur :

$$P_{0,int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}} \quad [W]$$

Donc :

Tableau(III.10) : La puissance frigorifique.

Chambre	Q_{int}[W]	τ_{int}	$P_{0,int}$[W]	$P_{0,Prev} = P_{0,int} \times 1,2$ [W]
1	134319,593	18	179092,593	214911,111
2	35587,609	16	53381,413	64057,695
3	28501,984	16	42752,976	51303,571
SAS	20402,077	16	30603,116	36723,739

III.3.4. La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs [Q_{vent}] :

Tableau(III.11) : La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs.

Chambre	Nombre de ventilateur	Temps de fonctionnement τ_{evap}en [h/ d]	P [W]	Q_{ev} [W]
1	4	18	1800	7600
2	2	16	1600	3800
3	2	16	1350	2700
SAS	2	16	600	1200

III.3.5. La charge thermique due aux résistances de dégivrage :[$Q_{dég}$]

$$Q_{tdég} = \frac{n \times P \times t_{dég}}{\tau_{inst}} \quad [W]$$

- **chambre № 1 :**

$T_{dég}$= 2 × 60 = 2 [h /d]

$$Q_{tdég} = \frac{68400 \times 2}{18} = 7600 \ [W]$$

- **chambre № 2 ,3 et sas :**

$$Q_{tdég} = \frac{n \times P \times t_{dég}}{\tau_{inst}} = 0 \ [W]$$ (Pas résistance de dégivrage)

III.4.Contrôle de la puissance frigorifique effective ($P_{0,effe}$) de l'évaporateur :

On a :

$$P_{0,effe} = P_{0,int} + Q_{ve} + Q_{dég} \quad [W].$$

Donc :

Tableau(III.12): La puissance frigorifique effective.

Chambre	$P_{0,int}$ [W]	Q_{ve} [W]	$Q_{dég}$ [W]	$P_{0,effe}$ [W]
1	179092,593	7600	7600	194292,593
2	53381,413	3800	0	57181,413
3	42752,976	2700	0	45452,976
SAS	30603,116	1200	0	31803,116

Et :

III.5.La charge thermique prévisionnelle [Q_{prev}] :

$$P_{0,prev} = 1.2 \times P_{tot} \quad [W]$$

Donc:

Tableau(III.13) : La charge thermique prévisionnelle.

Chambre	$P_{0,prev}$[W]
1	214911,111
2	64057,695
3	51303,571
SAS	30603,116

III.6.Vérification :

Exemple de calcul :

- **chambre № 1 :**

On a :

$P_{0,effe} = P_{0,int} + Q_{ve} + Q_{dég}$ [W].

Et

$P_{0,prev} = 1.2 \times P_{0,int}$ [W]

Donc:

$P_{0,effe} = 179092,593 + 7600 + 7600 = 194292,593$ [W]

$P_{0,prev} = 1.2 \times 179092,593 = 214911,111$ [W]

Alors :

$P_{0,effe} < P_{0,prev}$

Tableau(III.14): Vérification entre la puissance frigorifique effective et prévisionnelle.

Chambre	$P_{0,effe}$ [w]	$P_{0,prev}$ [w]
1	194292,593	214911,111
2	53381,413	64057,695
3	45452,976	51303,571
SAS	31803,116	36723,739

$P_{0,effe} < P_{0,prev}$

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre on va déterminer les caractéristiques thermodynamiques des différents points des cycles afin de pouvoir dimensionner les différents éléments de l'installation calculé au chapitre suivants.

IV.2. Le choix des moyens de production du froid :

Il existe trois moyens principaux de production du froid :

- mélanges réfrigérants.
- Détente d'un gaz comprimé.
- Evaporation d'un liquide pur ou d'un mélange de liquides purs.

Ce troisième moyen reste le seul utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air. Il peut être réalisé grâce à une machine à compression ou à absorption. Dans notre étude, on choisit le système à compression mécanique car c'est le système le plus utilisé en raison de la fiabilité des compresseurs et de leur bon fonctionnement.

Pour avoir un bon coefficient de performance, il faut bien choisir le type de refroidissement du condenseur (air, eau, combiné) et le type de la détente (directe ou indirecte).

IV.3. Le choix du fluide frigorigène :

IV.3.1. Classification des fluides frigorigènes :

Pour la machine à compression mécanique les fluides frigorigènes utilisés sont divisés en trois groupes :

- Les chloro fluoro carbone (CFC).
- Les hydrau chloro fluoro carbone (HCFC).
- Les hydrau fluoro carbone (HFC).

Les CFC ont été introduits pour remplacer l'ammoniac (NH_3) et le chlorure de méthyle (CH_3Cl), (des fluides toxiques, en 1928)

IV.3.2. Critères de choix des fluides frigorigènes :

Pour réaliser une bonne installation on a intérêt de choisir le bon fluide et qui repend à plusieurs conditions .dont le choix du fluide frigorigène se fait selon plusieurs critères et qui sont :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité.
- Critères d'action sur l'environnement.
- Critères techniques.
- Critères économiques.

Les points énumérés ci dessus se résument comme suit :

IV.3.3. Critères thermodynamiques:

- Température d'ébullition;
- Température critique;
- Pression du cycle frigorifique;
- Echauffement des vapeurs au cours de la compression;
- Production frigorifique volumique.

IV.3.4. Critères de sécurité :

- Toxicité.
- Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
- Action sur les denrées.
- Action sur l'environnement: Ozone, effets radiatifs (effet de serre).
- Action biologique.

IV.3.5. Critères techniques :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et élastomères.
- Action sur les isolants électriques.
- Conductivité sur les huiles.
- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.

- Efficacité des échanges thermiques.
- Aptitudes aux fuites.
- Détection, puis localisation des fuites.

IV.3.6. Critères économiques :

- Prix.
- Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
- disponibilité du frigorigène.

IV.3.7. Critères écologiques :

a). L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone :

C'est-à-dire, que les C.F.C libérés sur la terre s'élèvent lentement et parviennent dans la couche d'Ozone où leurs molécules subissent une dissociation photo logique sous l'action du rayonnement.

Les atomes du Chlore libérées vont alors réagir avec les molécules d'Ozone (O_3) pour former le "ClO" (Oxyde de Chlore) et O_2.

On estime qu'une molécule de Chlore peut entraîner la destruction de milliers de molécules d'Ozone.

Les CFC entrent dans la haute stratosphère, se décomposent sous l'effet des rayons ultraviolets en relâchant des molécules de dichlore (Cl_2) qui entrent en catalyse pour détruire chacune 100 000 molécules d'ozone (O_3) environ, un gaz bleuté qui bloque l'entrée des rayons UVB dangereux pour le règne (humain, animal, végétal). L'utilisation des CFC est interdite en 1996.

Les HCFC ont été introduits pour remplacer les CFC dont Les HCFC contient qu'un seul atome de chlore (la durée de vie des HCFC est réduite en comparaison au CFC) et leur influence néfaste sur la couche d'ozone est bien moindre que celle des CFC.

Quant aux HFC ne contenant pas de chlore, ils ne concourent pas à l'altération de la couche d'ozone. En vue de caractériser, les différents fluides frigorigènes du point de vue altération de la couche d'ozone on leur attribue à chacun un (potentiel d'altération de la

couche d'ozone) désigné par le signe ODP (ozone depletion potential). Différents ODP sont données au tableau (IV.01).

b). L'effet de serre :

La surface de la terre émet vers l'atmosphère un rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde. Une partie de ce rayonnement est interceptée par la vapeur d'eau contenue dans l'air, par les nuages et par un certain nombre de gaz et retourne vers la surface de la terre ou elle permet d'y maintenir une température compatible avec les exigences de la vie tant animale que végétale, pour autant que la quantité de vapeur d'eau et de gaz contenue dans l'atmosphère reste dans certaines limite, les conditions de vie sur terre restent satisfaisantes. En d'autres termes la vie sur terre est rendue possible grâce à un effet de serre naturel.

Les rayons solaires traversent aisément l'atmosphère et réchauffent la planète. La chaleur dégagée par celle-ci est en partie maintenue prisonnière par des gaz comme Le dioxyde de carbone, le méthane, et les (CFC, HCFC, HFC). On les appelle pour cette raison des "gaz à effet de serre". Ainsi l'énergie entre aisément, et sort difficilement. Il en résulte une augmentation de la température à l'intérieur de la basse atmosphère terrestre.

L'effet de serre est caractérisé pour chaque gaz, le potentiel d'action sur l'effet de serre GWP (global warning potentiel), le GWP permet de faire une comparaison entre les fluides frigorigènes.

Différents valeurs ODP de GWP sont données au tableau (IV.01).

Tableau (IV.01) : ODP et GWP des différents fluides frigorigènes.

Fluide frigorigène	Composition	ODP (R11 = 1)	GWP à 100 ans CO_2 = 1
R_{22}	$CHClF_2$	0.05	1500
R_{23}	CHF_3	0	12100
R_{32}	CH_2F_2	0	580
R_{124}	$CHClFCF_3$	0.02	480
R_{125}	CF_3CHF_2	0	3200
R_{134a}	CF_3CH_2F	0	1200
R_{142b}	$CClF_2CH_3$	0.06	2000
R_{143a}	CF_3CH_3	0	4400
R_{152a}	CHF_2CH_3	0	140
R_{227ea}	CF_3CHFCF_3	0	3300
R_{236fa}	$CF3CH_2CF3$	0	8000
R_{401Aa}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.03	1080
R_{401B}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.035	1190
R_{402A}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.02	2570
R_{402B}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.03	2240
R_{403A}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.04	2670
R_{403B}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.03	3680
R_{404A}	R_{143a} / R_{125} / R_{134a}	0	3750
R_{407A}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2000
R_{407B}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2560
R_{407C}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	1610
R_{408A}	R_{22}/R_{143a} / R_{125}	0.026	3050
R_{409A}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1440
R_{409B}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1425
R_{410A}	R_{32} / R_{125}	0	1890
R_{413A}	R_{134a}/ R_{218}/R_{600a}	0	1770
R_{507}	R_{143a} / R_{125}	0	3800
R_{508A}	R_{23}/R_{116}	0	?
R_{508B}	R_{23}/R_{116}	0	?

Le fluide frigorifique choisi dans notre système est le R404A.

Le R-404A est un mélange de remplacement zéotropique de type HFC, constituée de 52% de R143a, 44% de R125 et de 4% de R134a.

Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installation de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

Ce fluide peut également remplacer le R-502 dans les installations existantes suivant une procédure.

IV.3.8. Définition de R404A(HFC) :

Mélange ternaire, liquide incolore, ininflammable et non-explosif, très stable aux températures d'utilisation, il peut se décomposer dans un circuit frigorigène pour des conditions d'utilisation anormales.

IV.3.9Domaines d'application :

Ce fluide est utilisé dans les domaines de la réfrigération commerciale et industrielle à températures négatives et positives (chambres froides commerciales, centrales frigorifiques, installations de surgélation, etc

IV.3.10. Les propriétés physico-chimiques du R-404A :

Tableau (IV.02): les propriétés physico chimiques du R404A [10].		
Masse molaire	g/mol	97,6
Point d'ébullition (sous 1,013 bar)	°C	-46.57
Densité	kg/m^3	863
Température critique	°C	72.14
Pression critique	bar	37.35
Chaleur latente	kJ/kg	200.1
Viscosité dynamique	Pa .s	12.26×10^{-5}
Chaleur spécifique	kJ/ (kg.K)	1.539
Conductivité thermique	(w/m.k)	67.34×10^{-3}

IV.4. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

IV.4.1. La température de condensation :

On utilise un condenseur à air, le calcul de la température de condensation est calculé par la relation suivante :

$T_c = T_e + \Delta T$ [°C] (IV.01)

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

ΔT : l'écart de température compris entre (8÷10).

IV.4.2. La température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé à l'intérieur de la chambre froide, dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante:

$T_{ev} = T_i - \Delta T$ [°C] (IV.02)

T_{ev} : la température d'évaporation

T_i : la température intérieure de la chambre froide

ΔT : l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative au tableau suivant :

Tableau (IV.03) : L'écart de température [9].		
T_i [°C]	φ_i (%)	ΔT [°C]
> - 12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	$\forall \varphi_i$	6

IV.4.3. La pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (P-H).

Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

- Pression d'évaporation (l'isobare qui passe par la T° d'évaporation).
- Pression de condensation (l'isobare qui passe par la T° de condensation).

IV.4.4. Le taux de compression :

Pour déterminer le nombre d'étage de la machine frigorifique, il faut d'abord calculer le taux de compression qui représente le rapport entre la pression de condensation et celle d'évaporation.

$$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} \qquad \text{(IV.03)}$$

- Si le taux de compression est inférieur a 6 donc notre M.F est mono étagée.
- Si le taux de compression est supérieur a 6 donc notre M.F est bi étagée.

Pour le cas d'une machine frigorifique bi étagée il faut qu'on détermine la pression indéterminée.

$$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} \text{ [bar]} \qquad \text{(IV.04)}$$

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i/P_{ev}$.

- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c/P_i$.

- **Exemple de calcul :** (chambre 01)

(T_i = - 18 °C) et (T_e = 38 °C).

L'écart de température ΔT = 9 [°C].

$T_c = T_e + \Delta T = 38 + 9 = 47$ [°C].

L'écart de température ΔT = 6 [°C].

$T_{ev} = T_i - \Delta T = -18 - 6 = -24$[°C].

A partir du diagramme psychométrie (air) Logiciel **Thermoptim** :

P_{ev} = 2.58 [bar].

P_c = 21.39 [bar].

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} = 21.39 / 2.58 = 8.29$

Le taux de compression est supérieur à 6 donc la machine utilisé est dite bi-etagée on doit calculer la pression intermédiaire P_i .

$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (2.58 \times 21.39)^{1/2} = 7.428$ [bar].

Ce tableau résume les résultats des paramètres du fonctionnement :

Tableau (IV.04) : Les paramètres de fonctionnement de l'installation.

chambre	T_{ev} [°c]	T_c [°c]	P_{ev} [bar]	P_c [bar]	τ_{comp}	Nombre d'étage	P_i [bar]
01	-24	47	2.58	21.39	8.29	Bi-étagée	7.428
02	-8	47	4.62	21.39	4.62	Mono-étagée	/
03	-7	47	4.77	21.39	4.48	Mono-étagée	/
SAS	1	47	6.20	21.39	3.45	Mono-étagée	/

IV.5. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres :

A partir des calcules on a choisi pour notre projet :

Trois machines à compression mécanique mono étagée et un machine à compression mécanique Bi-étagée.

IV.5.1. La machines à compression mécanique mono étagée [11] :

Elle se compose principalement de quatre éléments essentiels :

Un compresseur, un condenseur, un évaporateur, un détendeur.

Le schéma suivant présente la disposition de ces éléments dans l'installation:

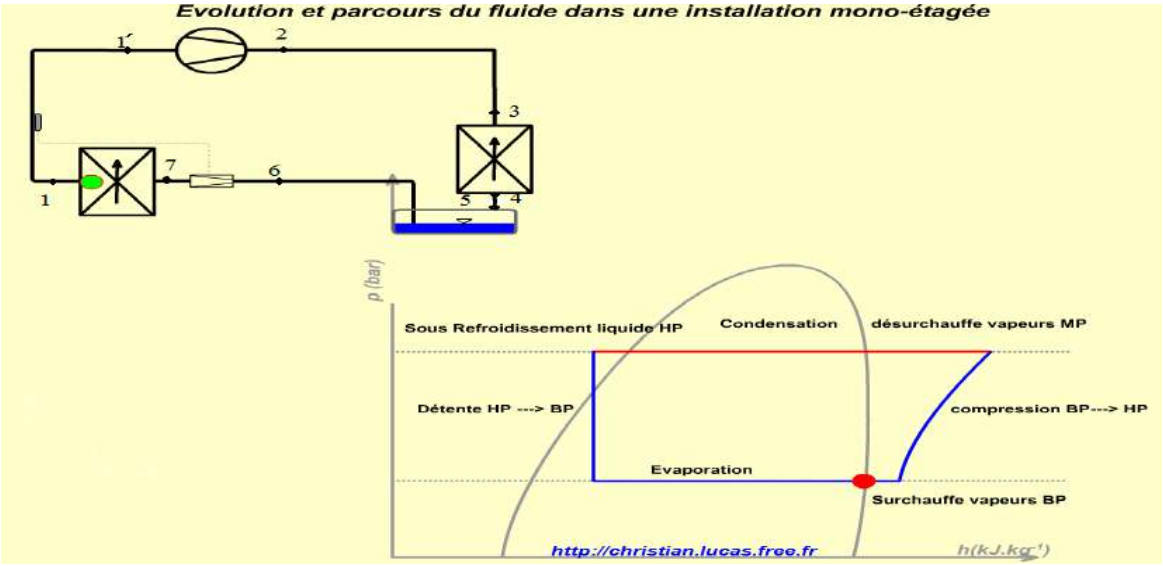


Figure (IV.01) : Machine frigorifique à compression mono étagée .

IV.5.2. Principe de fonctionnement :

La chaleur Q_0 cédée au fluide frigorigène au niveau de la chambre froide qui se refroidit autour de l'évaporateur entraîne la formation de vapeur par chargement du fluide frigorigène ; cette vapeur est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur auquel on doit fournir de l'énergie P, la quantité de chaleur extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie du compresseur est évacuée au niveau du condenseur et par conséquent s'échauffe, dans le condenseur le fluide frigorigène cède la chaleur Q_c tout d'abord sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) et se liquéfiée.

La haute pression du liquide (HP) descend jusqu'à la basse pression (BP) à l'aide d'un détenteur, cette détente est accompagnée d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide, le mélange liquide – vapeur détendu et envoyé a l'évaporateur et le cycle recommence.

IV.5.3. La machines à compression mécanique bi étagée [11] :

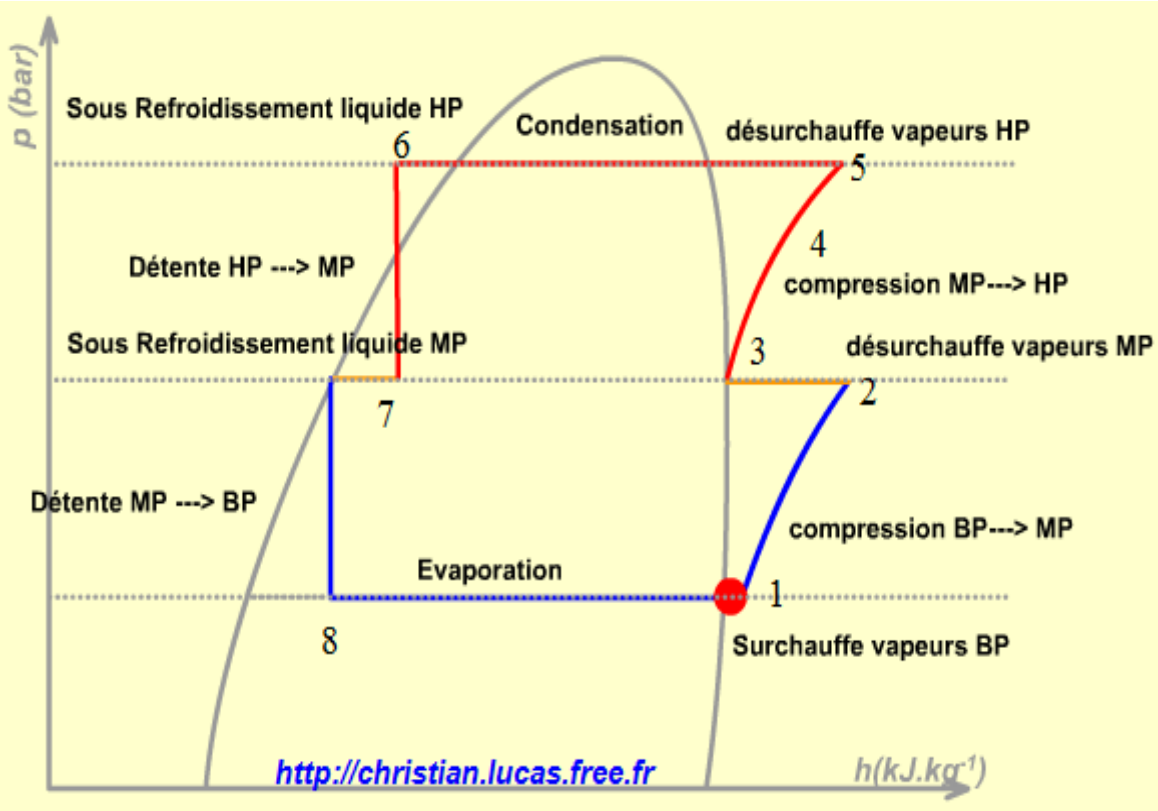


Figure (IV.02) : Principe de la compression bi étagée.

1. aspiration basse pression.
2. compresseur basse pression.
3. bouteille de refroidissement intermédiaire.
4. aspiration haute pression.
5. compresseur haute pression.
6. refoulement haute pression.
7. injection de liquide pour désurchauffé les vapeurs comprimées basse pression.
8. utilisation basse pression.

IV.5.4. Le principe fonctionnel :

Le refroidissement des vapeurs comprimées par l'étage basse pression est obtenu par injection partielle ou totale dans une capacité fermée placée entre les deux étages de compression de fluide frigorigène liquide en provenance du condenseur (figure). La vaporisation de ce liquide désurchauffant les vapeurs comprimées à la température

correspondant à la pression de condensation de celle-ci, elles sont aspirées par l'étage haut pression à l'état des vapeurs saturées (1). Le fait de procéder à cette injection de fluide frigorigène liquide dans cette bouteille intermédiaire permettra également de sous refroidir le liquide admis aux détendeurs (cas de l'injection partielle) ou l'utilisation du froid produit à deux températures correspondant respectivement à la température de vaporisation du fluide aspiré par l'étage basse pression, d'une part, et à celle d'écoulant de la pression régnant dans la bouteille intermédiaire, d'autre part (cas de l'injection totale), ce qui implique deux cycles frigorifiques distincts et différenciés simplement par le mode d'injection utilisé et dénommés :

- Cycle à injection totale.
- Cycle à injection partielle.

Outre le principe fonctionnel même, ces deux cycles diffèrent également par le fait que s'il est possible de choisir la pression intermédiaire dans le cas du cycle à injection partielle, cette pression découle généralement, dans le cas du cycle a injection totale, de la température à laquelle on désire utiliser le froid produit à cet étage de l'installation.

IV.6. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée :

Selon les paramètres qu'on a déterminés à partir du diagramme enthalpique on peut calculer les débits massiques et volumiques et les différentes puissances des composants de chaque installation.

IV.6.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée :

IV.6.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Le débit massique du fluide frigorigène est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance frigorifique massique.

$Q_m = Q_o / (H_6 – H_5)$ [Kg/s] (IV.05)

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Q_o : puissance effective de l'évaporateur.

H_6: l'enthalpie au point 6.

H_5 : l'enthalpie au point 5.

IV.6.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est le produit entre le débit massique et le volume spécifique.

$Q_v = Q_m \times V_6$ [m3/Kg] (IV.06)

Q_v : débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur.

V_6 : volume dans le point 6

IV.6.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur :

La puissance théorique consommée par le compresseur est le produit entre le débit massique et la variation enthalpique de l'aspiration et le refoulement du compresseur.

$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_1)$ [Kw] (IV.07)

P_{th} : puissance théorique consommée par le compresseur.

H_2 : l'enthalpie au point 2.

H_1 : l'enthalpie au point 1.

IV.6.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$Q_c = Q_m \times (H_3 - H_4)$ [Kw] (IV.08)

Avec:

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_3 : l'enthalpie au point 3.

H_4 : l'enthalpie au point 4.

IV.6.1.5. Le coefficient de performance (COP):

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par le compresseur.

$COP = Q_o / P_{th}$ (IV.9)

IV.6.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation :

Après le calcule du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante :

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_o + P_{th} = Q_c \quad [Kw] \qquad (IV.10)$$

IV.6.1.7.Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 02, 03 et SAS) :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C et 10°C à la ligne d'aspiration. La surchauffe totale est de 15 °C.

Le liquide se sous-refroidi au 3 ème tronçon du condenseur de 5°C et environ 5°C dans la ligne de liquide jusqu'au détendeur donc le refroidissement atteindre la valeur de 10 °C.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** est représenté sur le diagramme enthalpique:

Chambre : 02

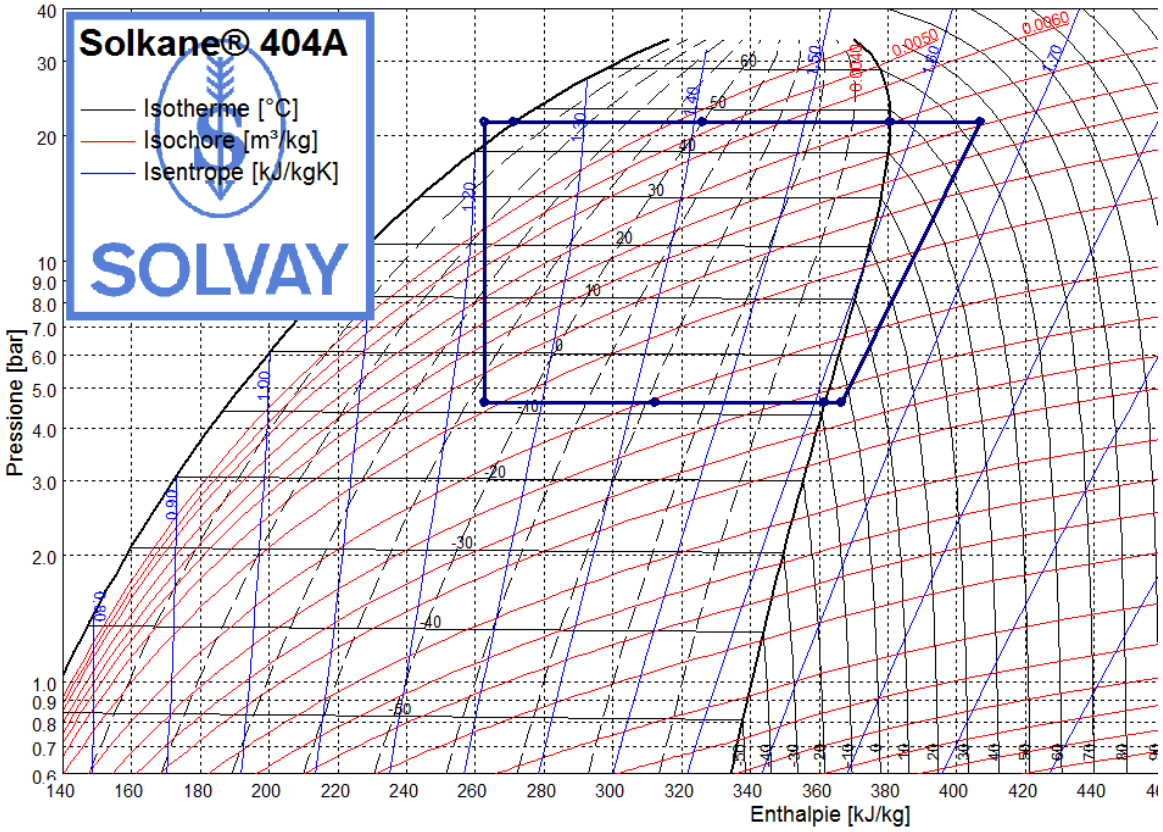


Figure (IV.03) : Diagramme enthalpique chambre (02).

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 02) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau(IV.05) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02).

Points	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [dm^2/kg]	Titre de vapeur
02	Vapeur surchauffée	65.33	21.42	406.90	9.81	/
0 3	Vapeur saturée	65.33	21.42	406.89	9.81	/
04	Liquide saturée	41.70	21.42	262.58	1.05	/
05	Vapeur sous-refroidi	-8.31	4.61	262.58	18.75	0.428
06	Liquide + vapeur	-3	4.61	366.43	43.95	/

Chambre 03 :

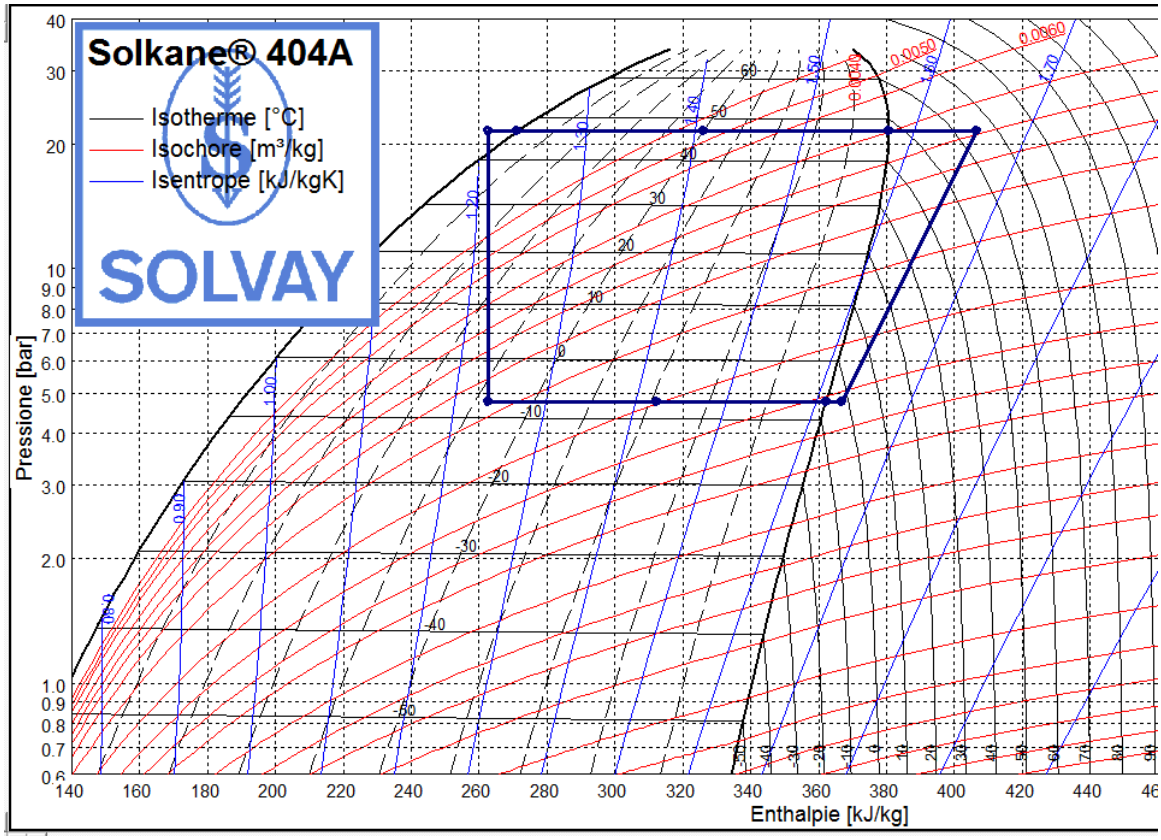


Figure (IV.04) : Diagramme enthalpique chambre (03) .

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 03) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau (IV.06) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 03).

Points	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [dm^2/kg]	Titre de vapeur
02	Vapeur surchauffée	65.01	21.42	406.47	9.78	/
0 3	Vapeur saturée	65.01	21.42	406.47	9.78	/
04	Liquide saturée	41.70	21.42	262.58	1.05	/
05	Vapeur sous-refroidi	-7.32	4.77	262.58	17.91	0.422
06	Liquide + vapeur	-2	4.77	366.97	42.52	/

SAS :

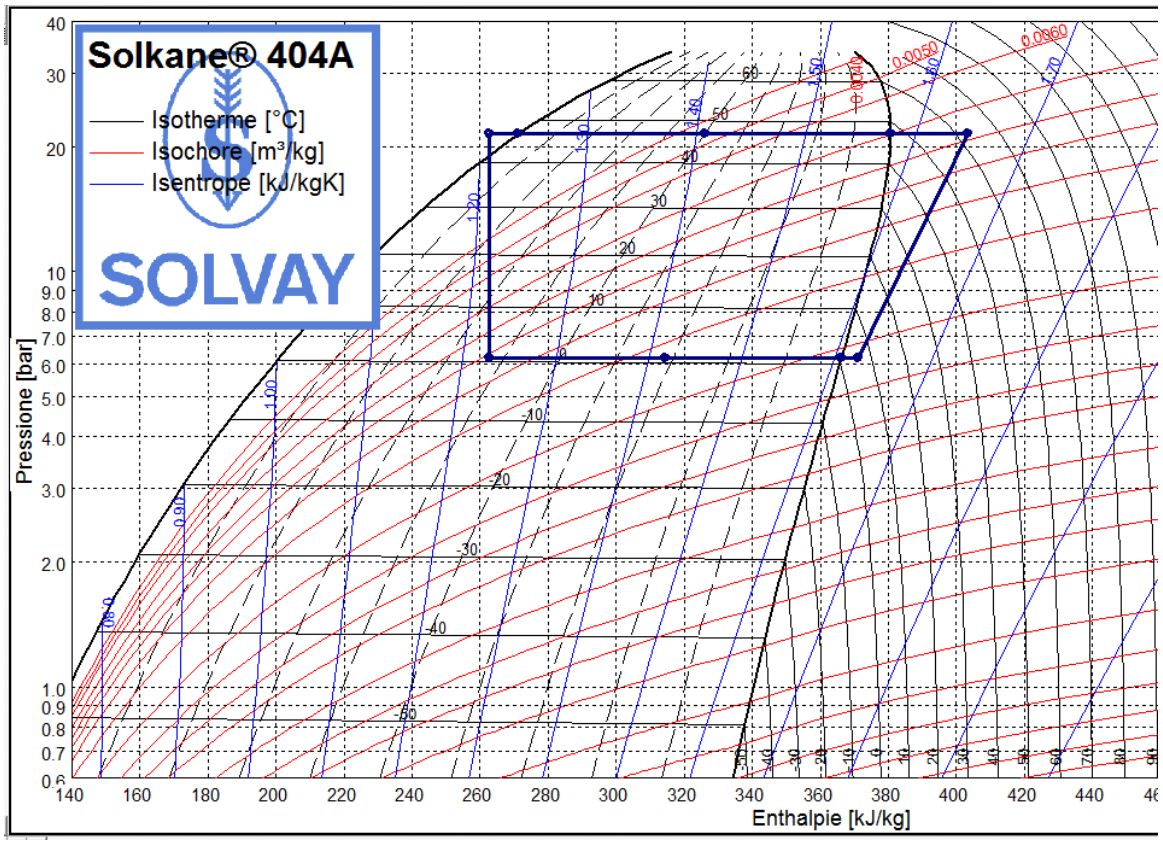


Figure (IV.05) : Diagramme enthalpique la SAS.

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (SAS) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau (IV.07) :L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (SAS).

Points	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [dm^2/kg]	Titre de vapeur
02	Vapeur surchauffée	62.82	21.42	403.61	9.59	/
03	Vapeur saturée	62.82	21.42	403.61	9.59	/
04	Liquide saturée	41.70	21.42	262.58	1.05	/
05	Vapeur sous-refroidi	0.68	6.20	262.58	12.40	0.373
06	Liquide + vapeur	6	6.20	371.23	32.82	/

On remarque que : le taux de compression de (Chambre : 02 ,03 et SAS) est :

τ_{comp} = (4.62, 4.48 et 3.45).

Tableau (IV.08) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée.

Chambre	Q_o [kw]	Q_m [Kg/s]	Q_v [m^3 / Kg]	P_{th} [kw]	Q_c [kw]	$Q_o + P_{th}$ [kw]	COP
02	57.181	0.550	0.024	22.258	79.370	79.439	2.569
03	45.452	0.435	0.018	17.182	62.592	62.634	2.645
SAS	31.803	0.292	0.009	9.454	41.180	41.257	3.363

Les compresseurs semi-hermétiques sont sélectionnés à l'aide du logiciel 5 de Copeland (R404A) :

- Chambre 02 : **6MM-30X.**
- Chambre 03 : **4MI-30X.**
- SAS : **4MA-22X.**

IV.7. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée :

Dans ce type d'installation (bi étagée) on à trois débits différents un pour l'étage basse pression et le deuxième pour l'étage haute pression et le troisième pour l'étage intermédiaire. Pour effectué le calcule du bilan frigorifique il faut d'abord déterminer les débits massiques de l'installation. Donc on doit faire un bilan massique de la bouteille de refroidissement intermédiaire.

IV.7.1. L'étage bas pression :

IV.7.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$Q_{m1} = Q_o / (H_1 - H_9)$ [Kg/s] (IV.11)

IV.7.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est calculé par la relation suivante.

$Q_{v1} = Q_{m1} \times V_3$ [m^3/Kg] (IV.12)

IV.7.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur :

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_1)$ [W] (IV.13)

IV.7.2. L'étage haut pression :

IV.7.2.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$Q_{m3} = Q_{m1} [(H_2 - H_{10}) / (H_3 - H_7)]$ [Kg/s] (IV.14)

IV.7.2.2. Le débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par compresseur haute pression est calculé par la relation suivante :

$Q_{v2} = Q_{m3} \times V_3$ [m^3/Kg] (IV.15)

IV.7.2.3. La puissance théorique consommée par compresseur:

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th2} = Q_{m3} \times (H_4 - H_3)$ [Kw] (IV.16)

IV.7.2.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$Q_c = Q_{m3} \times (H_4 - H_6)$ [Kw] (IV.17)

IV.7.2.5. Le coefficient de performance (COP):

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par les deux compresseurs.

$COP = Q_o / (P_{th1} + P_{th2})$ (IV.18)

IV.7.2.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation :

Après le calcule du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante :

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur basse et haute pression égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$Q_o + P_{th1} + P_{th2} = Q_c$ [Kw] (IV.19)

IV.7.2.7. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre 01) :

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique bi-étagée.

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur saturé (état 1) aura une surchauffe à partir de la sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur au point 1, cette surchauffe peut atteindre la valeur de 15 °C. Le sous refroidissement s'effectue a la sortie du condenseur.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** de l'installation est figuré sur le diagramme enthalpique :

Chambre 01 :

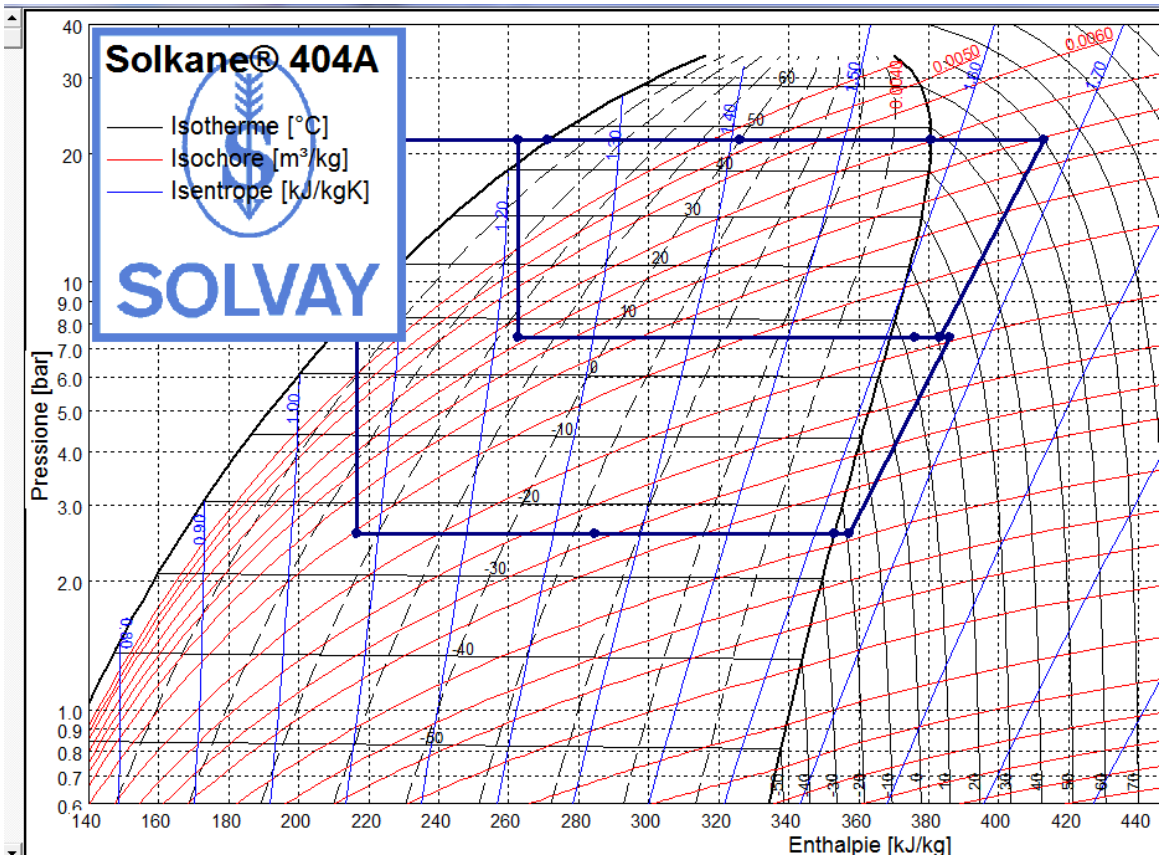


Figure (IV.06) : Diagramme enthalpique chambre (01) .

Le tableau (IV.09) indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique bi étagée pour la (chambre 01) sont tirées par la figure précédente.

Tableau (IV.09) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre01).

Points	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [m^3/kg]	Titre de vapeur
01	Vapeur surchauffée	-19	2.57	357.33	77.36	/
02	Vapeur surchauffée	23.54	7.43	386.03	29.35	/
03	Vapeur saturée	20.73	7.43	383.21	28.88	/
04	Liquide saturée	70.08	21.42	412.95	10.19	/
06	Liquide sous-refroidi	41.70	21.42	262.58	1.05	/
07	Liquide + vapeur	6.53	7.43	262.58	9.42	0.334
09	Liquide sous-refroidi	11.53	21.42	216.59	0.91	/
10	Liquide + vapeur	-24.46	2.57	216.59	20.76	0.268

IV.8. Bilan de l'installation bi étagée:

Tableau (IV.10) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée.

Chambre	Q_o [kw]	Q_{m1} [Kg/s]	Q_{m2} [Kg/s]	Q_{v1} [m^3/s]	Q_{v2} [m^3/s]	P_{th1} [kw]	P_{th2} [kw]	Q_c [kw]	$Q_o + P_{th1} + P_{th2}$ [kw]	COP
01	194.292	1.380	1.938	0.039	0.055	39.606	57.636	291.417	291.534	1.998

Les compresseurs semi-hermétiques bi-étagé sont sélectionnés à l'aide du logiciel 5 de Copeland (R404A) :

- Chambre 01 : **6MU-40X.**

V.1 Introduction :

Pour que notre installation fonctionne bien aux conditions déterminées au chapitre précédents il faut que le dimensionnement des différents éléments de l'installation (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur ainsi que les appareilles annexes) soient bien calculer ces se que on essai de réaliser dans ce chapitre.

V.2. Schéma fluidique :

Des différents éléments constituants l'installation.

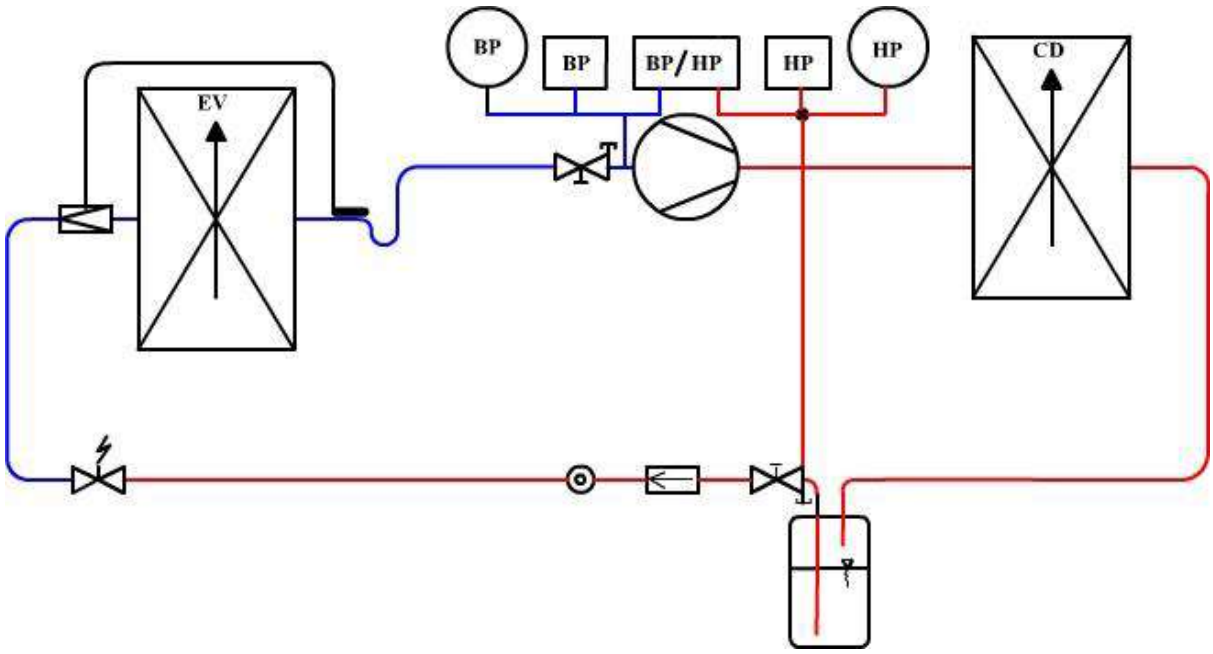


Figure (V.01) : Les différents éléments constituants l'installation

V.3. Le compresseur :



Figure (V.02) : Compresseur

C'est l'élément qui nous fait passer de la BP de l'évaporateur en HP du condenseur.

La façon de la compression du fluide frigorigène nous permette de classer les compresseurs en deux grandes catégories :

1. les compresseurs volumétriques : compresseurs dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré.
2. les compresseurs centrifuges : compresseurs dans lesquels la compression du fluide est due à l'effet de la force centrifuge.

Parmi les compresseurs volumétriques on a les à piston(s) on les appelle aussi les compresseurs alternatifs, et c'est notre cas.

V.3.1. Principe de fonctionnement :

Un compresseur à pistons comprend plusieurs cylindres dans chacun desquels peut se déplacer un piston, le mouvement des pistons est provoqué par la rotation d'un vilebrequin, par l'intermédiaire de bielles ; il s'agit de la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement linéaire alternatif, le piston se déplace à vitesse variable le long de sa course, délimitée par le point mort haut et bas , pour lesquels sa vitesse est nulle , c'est ce déplacement ,combiné à l'ouverture et la fermeture des clapets . Et de refoulement qui permet d'aspirer et de comprimer les vapeurs de frigorigène l'ensemble de tos ces constituants est logé dans un carter.

V.4. Le condenseur:



Figure (V.03) : Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur assure le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu ambiant extérieur, soit par l'air ou par l'eau, ou bien par une combinaison des deux (air et eau).

V.4.1. Classification des condenseurs

Les condenseurs sont classés suivant le fluide de refroidissement : les condenseurs à air : Ils sont refroidis directement par circulation d'air naturelle ou forcé. les condenseurs à eau : Ils sont refroidis directement par circulation de l'eau Condenseur évapora tif : Ils sont refroidis directement par circulation d'air et pulvérisation d'eau.

V.4.2. Choix de groupe de condensation :

Le choix des groupes de condensation de notre installation a été fait à partir du logiciel **SELECT 7**

Le tableau suivant indique le type de groupe de condensation de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.

Tableau (V.01) : Les choix de groupe de condensation de chaque chambre

Chambre	Modèle de group de condensation d'air	Puissance. Frigo (kW)	COP	Débit Masse g/s	Temp.de condensation ℃	Consommation électrique que annuelle KWh/an
1	W99-6MI-40X	27.00	1.17	321.00	47.7	133609
2	W99-6MI-40X	50.10	1.52	618.00	54.3	133609
3	Z9-6MM-30X	51.10	1.49	639.00	55.1	94955
SAS	Z9-4MA-22X	42.00	2.28	447.00	50.1	61831



Figure (V.04) : Groupe de condensation

V.5. L'évaporateur:



Figure (V.05) : Evaporateur

C'est un échangeur de chaleur. Le fluide frigorigène Basse Pression qu'il contient s'évapore en captant la chaleur de l'air de la chambre froide. La température de l'air diminue tandis que le fluide s'évapore à température constante.

V.5.1. Classification d'évaporateur :

Il existe différents types d'évaporateurs

-selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquids.

- **D'après le milieu à refroidir :** eau, air, produits divers, ….etc.
- **D'après le type de refroidissement :** refroidissement de liquides, d'ambiance, production de glace.
- **D'après le type d'appareil :** évaporateur serpentin, à double tube, multitubulaire,….etc.
- **D'après le mode de refroidissement :** évaporateur à détente sèche ou évaporateur à détente noyé.

V.5.2. Présentation d'évaporateur de refroidissement d'air à détente directe:

Ces évaporateurs sont constitués par un faisceau ailette en tube cuivre et ailettes en aluminium. Ce faisceau est réalisé à l'aide d'un tube serpentin permettant au fluide frigorigène de circuler avec une vitesse suffisante pour assurer le retour de l'huile entraînée au compresseur.

- **Il existe deux types principaux:**

-les évaporateurs muraux.

- les évaporateurs plafonniers.

L'air de la chambre est aspiré par les ventilateurs à la partie base de l'évaporateur pour les appareils muraux, ou à l'arrière pour les plafonniers et est refoulé horizontalement au cas du plafond de la chambre froide.

Remarque : dans les chambres froides il n'y a pas de gaine de distribution et de respire d'air il faut respecter le volume libre sous le plafond pour permettre une distribution convenable de l'air et de ne pas obtenir les couloirs de reprise d'air. le soufflage de l'air en haut balayera toute la longueur de la chambre froide d'où l'uniformité de la répartition d'air est assurée

- Le choix des évaporateurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **FRIGA-BOHN** basé sur la puissance frigorifique.

Le tableau suivant indique le type d'évaporateur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.

Tableau (V.02) : les choix d'évaporateur de chaque chambre

Chambre	Modèle	Puissance unitaire	Nb.X Diam.ventil/unité	Couplage moteur	Dédit d'air	Puissance abs Maxi tot [W]
1	NKH 4×8D C1 C	95.5	4×800	Triangle	83490	7600
2	NKH 2×6D B2 R	55.5	2×630	Triangle	23160	3800
3	NKH 2×6D B1 R	47.5	2× 630	Triangle	25540	3800
SAS	GTA 24 L 4D	34.1	2×630	Triangle	23260	2500

V.6. Le détendeur:



Figure (V.06) : Détendeur

L'alimentation en fluide frigorigène de l'évaporateur d'une installation devra être assurée par un organe dont le débit, réglé automatique doit répondre a tout instant aux besoins de l'évaporateurs besoins dépendant uniquement des apports calorifiques extérieurs.

Les détendeurs sont destinés à l'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène .Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs On a choisie le détendeur thermostatique pour notre étude.

V.6.1. Principe de fonctionnement :

Le détendeur thermostatique est placé en amont de l'évaporateur et son bulb est fixé sur la conduite d'aspiration prés le sortie de l'évaporateur, lorsque le bulbe est chauffé la pression de la vapeur à l'intérieur du bulbe augmente, cette augmentation est transmise par le bulbe capillaire vers la chambre placé au-dessous du diaphragme .ce dernier est à force de pression est déplacé vers le bas dans le sens opposé à la tension du ressort. Ainsi le pointeau de siège du clapet est déplacé ouvrant le détendeur.

Quand le bulbe est refroidi, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense et réduisant la pression, la diaphragme est repoussé vers la position d'origine vers le ressort et le pointeau est déplacé en direction du siège du clapet, fermant ainsi le détendeur .La plupart des détendeurs sont soumis d'un système de réglage de la tension du ressort et par conséquent de la quantité de chaleur nécessaire au bulb pour ouvrir le détendeur, ce réglage est appelé « réglage de surchauffe » Il existe deux types du détendeur thermostatique :

- à égalisation interne de pression.

- à égalisation externe de pression.

- Le choix des détendeurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector 2** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation.

Le tableau suivant indique le type de détendeur de chaque installation

Tableau (V.03) : Tableau de désignation les choix de détendeur de chaque chambre

Chambre	Type	Puissance nominale (kW)	Puissance min (kW)	Charge (%)	DP (bar)	Vitesse, entrée (m/s)
1	TE S-2	10.34	2.585	97	19.64	0.76
2	T2 -6	14.40	3.6	85	16.12	2.43
3	T2 -6	7.899	1.957	14.17	19.00	25.00
SAS	T2 -6	6.701	1.675	82	9.061	0.67

V.7. Les appareils annexes de l'installation :

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines.

Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile
- Réservoir de liquide
- bouteille de refroidissement
- Filtre dés-hydrateur
- Voyant de liquide
- Clapet de retenue

V.7.1. Séparateur d'huile :

Les compresseurs frigorifiques sont lubrifiés par de l'huile frigorifique située dans le carter du compresseur. Au refoulement du compresseur, une petite quantité d'huile est entraînée et circule dans l'ensemble du circuit.

Un faible taux d'huile en circulation n'affecte pas les performances du système alors qu'un taux important provoque des problèmes sur certains composants du circuit. Un taux important d'huile en circulation réduit l'efficacité du transfert thermique dans les échangeurs évaporateur et condenseur il pénalise ainsi l'efficacité du système.

Le mauvais retour d'huile dans le carter va entraîner une mauvaise lubrification avec parfois rupture mécanique des pièces du compresseur. Dans les applications basses températures, la viscosité de l'huile devient importante et celle-ci reste piégée dans l'évaporateur ou la ligne d'aspiration.





Figure (V.07) : Séparateur d'huile

V.7.2. Réservoir de liquide :

Il permet aussi le stockage du fluide de l'installation lors d'une maintenance sur le circuit ligne liquide ou sur le circuit BP

Il est monté en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide, même si le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas.

Il protège l'installation des surpressions.



Figure (V.08) : Réservoir de liquide

V.7.3. Filtre dés-hydrateur:

le but de dés-hydrateur est de maintenir la quantité d'eau contenue dans le fluide en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature même de ce fluide, du type de compresseur et de la nature du lubrifiant, en générale, les valeurs retenues sont :

R134a 50 ppm R22 60 ppm

R404A 30 ppm R502 30 ppm

L'efficacité d'un dés-hydrateur dépend en premier lieu de la nature de produit Dés-hydratant utilisé et également de la vitesse avec laquelle le fluide traverse ce produit, aussi, le diamètre de dés-hydrateur est-il toujours relativement grand, ce qui entres autres avantage d'obtenir des pertes de charges faibles.

Les matières déshydratantes les plus utilisées sont :

-l'alumine activée.

- le gel de silice.

-le crible ou tamis moléculaire.

Il est placé juste avant le détendeur afin de le protéger.

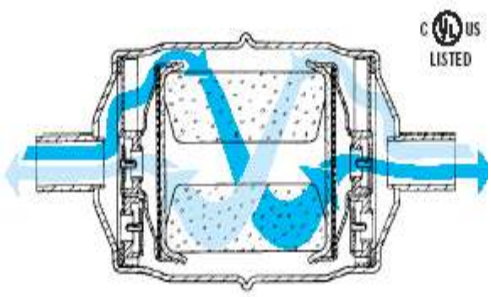


Figure (V.09) : Filtre dés-hydrateur

Le choix du dés-hydrateur de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector 2** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation.

Le tableau suivant indique le type de dés-hydrateur de chaque installation

V.7.4. Le voyant :

Ils servent à indiquer l'état physique du fluide frigorigène en circulation dans l'installation ou à contrôler le niveau de liquide dans un réservoir, il comporte une pastille

Tableau (V.04) : Caractéristiques du filtré dés-hydrateurs pour chaque installation

Chambre	type	KV (mˆ3/h)	DP (bar)	Δt_sat (k)	Vitesse entrée (m/s)
1	DCR 04817-DM	23.33	0.107	0.2	0.93
2	DHL 309s	7.018	0.128	0.3	1.33
3	DHC 2034s 1/2	3.501	0.271	0.6	5.38
SAS	DCC 40164s 12	2.977	0.177	0.4	4.21

imprégnée d'un sel chimique qui permette de vérifier l'état de siccité du fluide frigorigène à partir duquel on déduit l'efficacité du dés-hydrateur.(grâce au changement de couleuvre au niveau de pastille).

Pour le R404A on a :

-Vert (fluide sec et qui contint 15 ppm max).

-vivante (le fluide contient 15 à 100 ppm).

-jaune (fluide humide contient 100 ppm min).



Figure (V.10) : Le voyant

V.7.4.1. Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC :

- Complètement hermétique
- Boîtier inoxydable anticorrosion
- Elément indicateur en cristal de cobalt pour une plus grande fiabilité et durée de vie
- Taux d'humidité du fluide facilement détectable
- Voyant sensible avec 4 couleurs calibrées
- Très bonne visibilité
- Léger
- Compatible avec les fluides R 22, R407C, R 134a, R 404A & R507, R 410A ainsi qu'avec les différentes huiles minérales, synthétiques et esters

Le choix du voyant liquide de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector 2** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation.

Le tableau suivant indique le type de voyant liquide de chaque installation

Tableau (V.05) : Caractéristiques du voyant liquide pour chaque installation

Chambre	type	DN	KV (mˆ3/h)	DP	ΔT	Vitesse entrée (m/s)
1	SGS 7/8	22.23	19	0.197	0.4	7.70
2	SGS 7/8	22.23	19	0.015	0.0	2.09
3	SGS 7/8	22.23	19	0.009	0.0	1.67
SAS	SGS 7/8	22.23	19	0.004	0.0	1.14

V.7.5. Le Clapet de retenue :

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups

de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre-courant du flux normal risque de se produire. Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie intéressée un clapet de retenue.

V.7.6. Tuyauterie de l'installation:

Les tuyauteries des machines frigorifique commerciales sont tout actuellement réalisées en tube cuivre de dimension prisée dans « série pouce » ou la « série métrique »

V.7.6.1. Le rôle de la tuyauterie :

Le rôle de la tuyauterie est de véhiculer un débit de fluide frigorifique ayant caractéristiques mécaniques et thermique

Le choix de la tuyauterie de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector 2** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation.

Le tableau suivant indique le type de tuyauterie de chaque installation

Tableau (V.06) : Caractéristiques de la tuyauterie pour chaque installation

Chambre	type	DN	DP (bar)	DT_sat (k)	DP (k/m)	Vitesse entrée (m/s)
1	DIN-EN 64	64	0.008	0.0	0.008	0.85
2	DIN-EN 64	64	0.001	0.0	0.000	0.23
3	DNE-EN64	64	0.000	0.0	0.000	0.18
SAS	DIN-EN 10	64	0.000	0.0	0.000	0.13

V.8. Différent type des conduites :

On peut distinguer trois types des conduites :

- Conduite d'aspiration.
- Conduite de refoulement.
- Conduite de liquide.

V.9. Les pannes frigorifiques :

V.9.1.Le détendeur trop petit :

Symptômes : BP faible, grande surchauffe, bon sous-refroidissement (4 à 7 K), pas de différence de température sur la ligne liquide.

Cas possibles :

1. buse mal sélectionnée
2. détendeur déréglé suite à une intervention
3. train thermostatique percé
4. bulbe du détendeur fixé en aval du piquage de l'égalisation externe
5. le détendeur ne correspond pas au bon fluide frigorigène
6. détendeur grippé ou mal ouvert
7. HP trop faible : température de condensation trop faible en hiver (réguler la condensation)
8. diaphragme à l'évaporateur trop petit

V.9.2.La pré-détente :

Symptômes : BP faible, grande surchauffe, bon sous-refroidissement et delta sur la ligne liquide

Cas possibles :

1. filtre du dés-hydrateur bouché, colmaté.
2. vanne du départ liquide partiellement fermé
3. électrovanne ouvre mal. Membrane déformée, ...
4. mauvaise sélection d'un appareil installé sur la ligne liquide
5. diamètre de la ligne liquide trop faible
6. la ligne liquide traverse un endroit très chaud
7. flash gaz

V.9.3. Le manque de charge :

Symptômes : BP Faible, grande surchauffe, sous-refroidissement faible voire nul.

Cas possibles :

1. fuites : rechercher les fuites
2. problème à une soupape de sécurité

V.9.4. Évaporateur trop petit :

Symptômes : BP faible, faible surchauffe, mauvais débit d'air ou encrassement.

Cas possibles :

1. ailettes de l'évaporateur encrassées
2. filtre à air sale
3. courroie du ventilateur patine ou cassée
4. poulie mal réglée
5. le ventilateur tourne à l'envers
6. prise d'air entre l'évaporateur et le ventilateur
7. moteur triphasée 380/660 V du ventilateur est couplé en étoile et alimenté en 380 V
8. moteur 2 vitesses couplée par erreur sur la petite vitesse. Tubes du distributeur de liquide bouché
9. évaporateur mal sélectionné
10. beaucoup trop d'huile dans l'évaporateur
11. évaporateur anormalement givré
12. ventilateur coincé par le givre
13. air froid recyclé sur l'entrée de l'évaporateur
14. mauvaise circulation de l'air due aux denrées
15. les ventilateurs sont hors services.

V.9.5. HP Faible :

V.9.5.1. Compresseur trop petit :

Symptômes : HP anormalement faible.

Cas possibles :

1. clapets plus étanches ou cassés
2. joint de la plaque à clapet est trop épais
3. cylindres rayés
4. le joint de culasse n'est pas étanche entre la HP et la BP
5. compresseur trop petit par rapport à l'évaporateur
6. la régulation de capacité ne fonctionne pas ou est mal réglée (vanne à pression constante)
7. la soupape de sécurité du compresseur n'est pas étanche.
8. le flotteur du séparateur d'huile est coincé ouvert
9. la vitesse de rotation du compresseur est trop faible
10. les charges thermiques sont anormalement élevées (trop de denrées, porte toujours ouverte, ...)

V.9.6.HP haut :

V.9.6.1. Incondensables :

Symptômes : HP haute, bon sous-refroidissement. Test : Pression / température au manomètre > température ambiante)

Cas possible :

1. fausse manœuvre lors d'un tirage au vide, ou lors d'un dépannage, pose des manomètres

V.9.7. Excès de charge :

Symptômes : HP haute, bon sous-refroidissement, test des incondensables négatif

Cas possibles :

1. erreur lors de la mise en service
2. bouteille liquide trop petite

V.9.8. Condenseur trop petit :

Symptômes : HP élevé, faible sous-refroidissement, mauvais débit d'air, ou encrassement

Cas possibles :

1. tubes et ailettes encrassés
2. emplacement du condenseur mal choisi
3. le ventilateur du condenseur tourne à l'envers
4. la courroie du ventilateur est cassée ou patine
5. prise d'air entre le condenseur et le ventilateur
6. hélice mal positionnée
7. recyclage d'air chaud sur le condenseur
8. condenseur sélectionné pour une puissance frigorifique trop faible
9. la régulation HP est en panne ou mal réglée
10. un ventilateur du condenseur ne fonctionne plus

V.9.9. Compresseur trop petit :

V.9.9.1. Problème de clapet :

Dans le cas d'un clapet BP cassé sur un compresseur à deux pistons, on peut constater que la culasse est moins chaude du côté où le clapet BP est cassée. D'autre part, la puissance frigorifique n'est pas suffisante pour faire descendre la température de la chambre froide.

Dans le cas d'un clapet HP cassé, après le tirage au vide (phase d'arrêt du compresseur), la BP remonte du fait du passage à travers ce clapet. Le clapet HP ne joue plus son rôle pour séparer le côté HP du coté BP à l'intérieur du compresseur à piston(s)

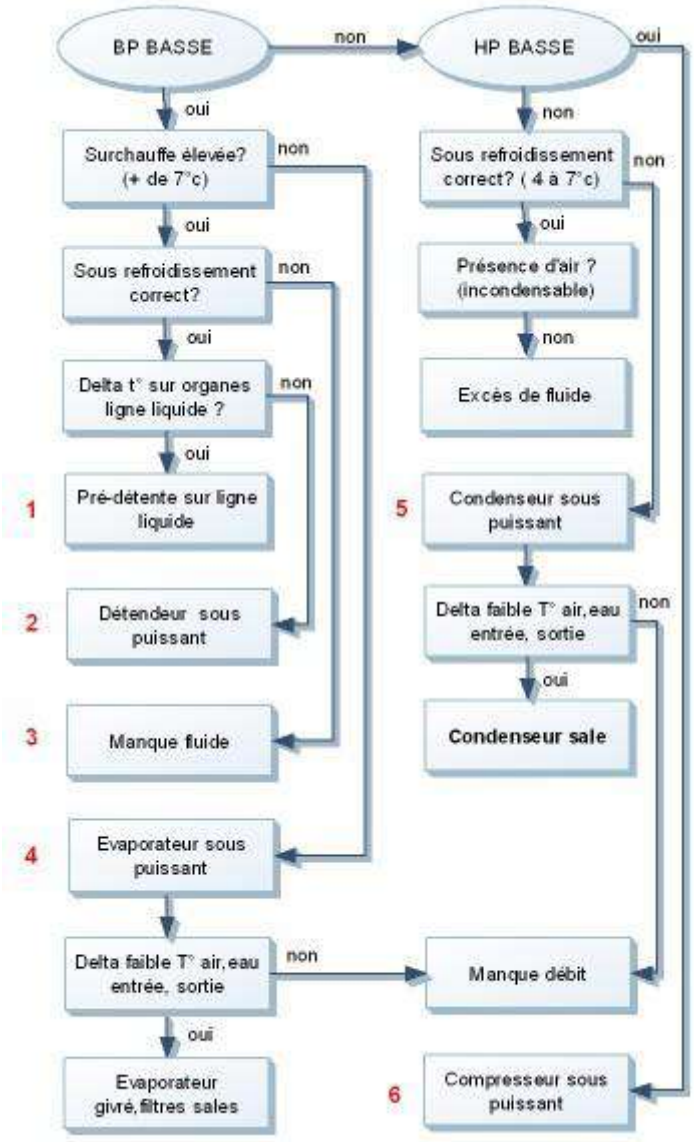


Figure (V.11) : L'organigramme de huit familles des pannes frigorifique

VI.1.Régulation [6] :

VI.1.1.Définition :

La régulation est essentielle pour les circuits frigorifiques et permet de nombreuses actions nécessaires au fonctionnement du système. La régulation peut également compenser un certain nombre de mauvais fonctionnements liés à la conception ou à la mise en œuvre de ces circuits. Toutefois l'objectif principal est d'adapter au plus proche la production aux besoins.

Le système mis en œuvre pour la régulation est constitué principalement :

- d'un capteur (température, pression, etc.),
- d'un régulateur,
- d'un organe de réglage.

Le capteur va mesurer la grandeur à contrôler et envoyer l'information au régulateur.

Le régulateur compare l'information avec le point de consigne (grandeur souhaitée). Le résultat de cette comparaison est appelé écart ou encore erreur. Le régulateur va appliquer un algorithme de régulation à l'erreur afin de pouvoir transmettre un signal à l'organe de réglage dont la fonction est d'agir sur une capacité dans le but in fine de corriger l'erreur.

L'organe de réglage peut être une vanne de réglage, un compresseur, etc. La manière dont la grandeur mesurée est influencée par l'organe de réglage détermine le type de boucle de régulation. On distingue :

a) La boucle ouverte : le capteur ne mesure pas la grandeur dans l'endroit où l'organe de grandeur agit. L'utilisation d'une boucle ouverte peut être due à la difficulté de mesurer la grandeur régulée (chauffage central d'un immeuble avec sonde extérieure par exemple) ou à la connaissance du système régulé.

b) La boucle fermée : le capteur mesure la grandeur dans l'endroit où l'organe de grandeur agit. Dans ce cas, on contrôle la grandeur souhaitée via l'erreur et on effectue les corrections nécessaires au fil du temps (climatisation d'une pièce avec une sonde d'ambiance par exemple).

VI.1.2.Régulation Tout Ou Rien :

La régulation Tout Ou Rien enclenche (Tout) ou arrête (Rien) l'organe de réglage. Par conséquent, on cherche à atteindre la grandeur souhaitée en utilisant l'organe de réglage entre sa capacité maximale et minimale.

VI.1.3.Action proportionnelle (P) :

La régulation proportionnelle agit sur un organe qui accepte de s'adapter proportionnellement, un variateur de vitesse par exemple. On peut donc faire appel à cette régulation en fonction de l'organe à commander ou parce qu'une autre régulation (TOR par exemple) ne donne pas la satisfaction souhaitée.

VI.1.4.Action intégrale (I) :

La fonction intégrale est focalisée sur le traitement de l'erreur rémanente. Cette fonction mathématique bien connue est rendue possible grâce à l'élec- tronique des régulateurs. L'erreur rémanente va être moyennée suivant un temps donné et un signal correctif va s'ajouter au signal proportionnel.

VI.1.5.Action dérivée (D) :

Si l'action de l'intégrale résout dans le temps les erreurs rémanentes liées à la régulation proportionnelle, il n'en reste pas moins qu'il s'agit toujours d'une action de correction a posteriori . De même, nous avons vu précédemment que l'action proportionnelle réagit à une erreur. Il n'y a donc aucune anticipation dans le cas d'une boucle fermée et on ne réagit que face à un constat d'erreur.

VI.1.6.Les organes mécaniques de régulation :

Les organes mécaniques de régulation sont un grand classique des installations frigorifiques. Certains de ces appareils ont une conception éprouvée depuis plusieurs décennies. Ils peuvent être utilisés dans un rôle de sécurité ou de régulation.

On distingue les appareils dédiés à la sécurité ou à la régulation en fonction du point de consigne pour l'action donnée. Ainsi, un appareil dont le point de consigne est le point de coupure porte le nom d'appareil à arrêt constant : il est généralement destiné à la sécurité.

En revanche, lorsque le point de consigne est l'enclenchement, on appelle l'appareil à départ constant et on l'affecte généralement à la régulation .

Les appareils de sécurité peuvent être à réarmement automatique ou manuel. Dans ce dernier cas, il faudra une action manuelle (réarmement) pour désarmer l'accrochage mécanique du contact électrique.

VI.1.6.1.Les thermostats :



Figure (VI.01) : Le thermostat

Les thermostats sont des interrupteurs électriques commandés par la température.

Le thermostat peut être utilisé pour des applications telles que :

- réguler la température du médium à réfrigérer,
- contrôler la fin d'un dégivrage,
- contrôler la température de refoulement,
- réguler la température d'huile.

VI.1.6.2.Les pressostats :

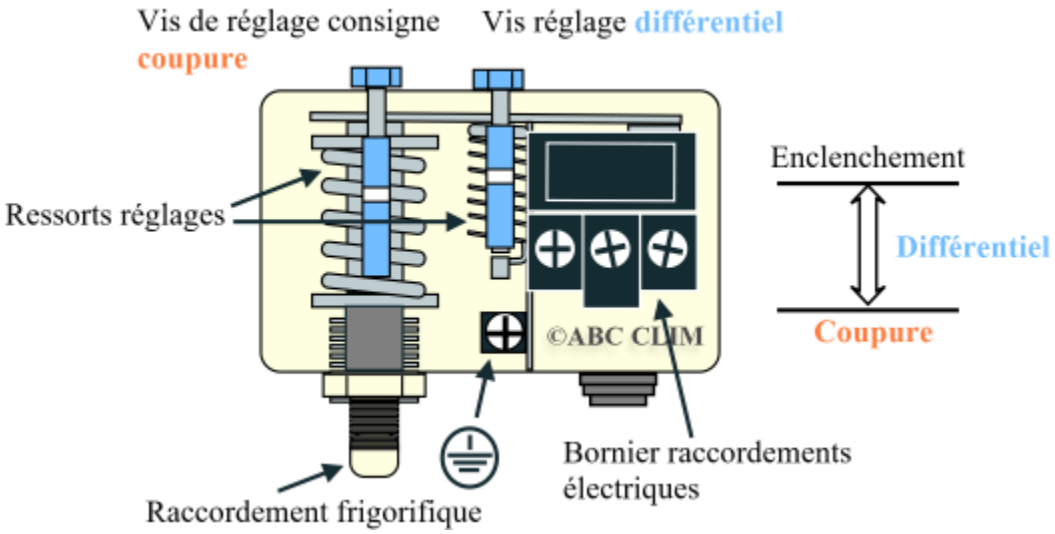


Figure (VI.02) : Le pressostat

Les pressostats sont des appareils utilisés essentiellement dans les installations frigorifiques et de conditionnement de l'air pour assurer une protection contre une pression d'aspiration trop faible ou une pression de refoulement trop élevée. Ils peuvent également être utilisés comme appareils de régulation de pression et de température de condensation des machines.

Il y a 4 grandes familles de pressostats:

- le pressostat BP,
- le pressostat HP,
- le pressostat Mixte,
- le pressostat Différentiel.

Ces automates se divisent en trois catégories:

- Commande,
- Sécurité,
- Contrôle .

VI.1.6.3.Thermostatique :

Il s'agit de la régulation la plus simple et la plus utilisée.

Le thermostat enclenche et coupe le compresseur afin de maintenir le poste frigorifique à la température désirée. La ventilation peut être mise en marche forcée ou associée au compresseur.

VI.1.6.4.Pressostatique :

La régulation pressostatique s'apparente à la régulation thermostatique. Toute- fois, on va utiliser la relation pression température pour régler le pressostat.

Le point de coupure correspondra à la température d'évaporation en fin de cycle et le point de ré-enclenchement sera la température de la chambre (relation pression température du fluide frigorigène.

VI.1.6.5.Mixte :

Ce type de régulation utilise un pressostat et un thermostat. Les régulations mixtes Mortreux et Inverse conjuguée sont de moins en moins utilisées de nos jours. Ces régulations sont applicables à des postes du type « chambre froide supérieure à 0 °C ».

VI.1.6.6.Tirage au vide (pump-down) :

La régulation par tirage au vide (pump-down) est un classique de la réfrigé- ration négative bien que l'on puisse utiliser cette régulation pour des postes positifs. L'intérêt

principal de ce type de régulation est de diminuer la solu- bilité du fluide frigorigène dans le lubrifiant.

Le thermostat commande l'électrovanne en fonction de la température de la chambre froide. Le pressostat enclenche le compresseur à la température d'évaporation correspondant à la température haute de la chambre froide (relation pression/température du fluide frigorigène). La coupure du compres- seur s'effectue, via le pressostat, à la valeur de température d'évaporation correspondant à la température basse de la chambre froide moins un D P suffisant afin de vider l'évaporateur de fluide frigorigène liquide pour éviter toute remontée de la pression.

Une alternative consiste à verrouiller électriquement le compresseur à l'issue du pump-down . Cette dernière technique porte le nom de régulation pump- down single (tirage au vide simple ou unique).

VI.2.Maintenance :

VI.2.1.Définition :

La maintenance est un ensemble d'intervention qui permet de maintenir ou de rétablir un bien dans l'état spécifique ou en mesure d'assurer un service déterminé.

Maintenir c'est-à-dire effectuer des opérations : dépannage, graissage, visite, réparation et amélioration.

VI.2.2.Les objectifs de la maintenance :

VI.2.2.1.Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans un état acceptable.
- Fournir un service qui élimine les pannes à tous instant.
- Obtenir un rendement maximal.
- Assurer un fonctionnement sur et efficace à tout moment.
- Maintenir les installations dans une propreté absolue.
- Entretenir le maximum d'économie et assurer les performances de toutes qualités.

VI.2.2.2.Objectifs économiques :

- Réduire au maximum le cout de la maintenance.
- Réduire le temps d'arrêt de la production.

VI.2.3.Différentes formes de la maintenance :

VI.2.3.1.Maintenance corrective :

C'est la maintenance effectuée après l'apparition d'une panne prévue ou non, cette forme de maintenance qui nécessite des moyens efficaces pour l'obtention de la solution rapide débouche sur deux d'intervention.

- Dépannage :

Action sur un bien en panne, en vue de le remettre provisoirement en état de marche avant la réparation définitive.

- Réparation :

Intervention définitive et limitation de la maintenance corrective amenée à définir de manière précise la panne et sa cause.

VI.2.3.2.Maintenance préventive :

C'est la maintenance qui s'effectue selon des critères prédéterminés dans le but de réduire la probabilité de défaillance des biens, elle s'adresse aux éléments provoquant une perte de production ou des coûts imprévisibles qui sont importants pour l'entreprise.

Ainsi, on aura à pratiquer deux formes de maintenance :

VI.2.3.3.Maintenance systématique :

L'entretien assure le suivi du matériel en prenant compte du facteur « temps » et de facteur relatif aux usures du matériel qui est appelé aussi paramètre d'usure.

La maintenance préventive systématique s'effectue selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unité d'usage (la distance parcourue, le nombre de cycles effectués, la qualité du produit fabriqué), … etc.

Le suivi de ce matériel peut s'effectuer en cour d'exploitation ou à l'arrêt ou sous démontage, elle est faible mais très couteuse.

La maintenance systématique comprend :

- Les inspections périodiques (cas de maintenance surveillée).
- Les interventions planifiées, réparations, échanges standards.

- Révisions limitées ou partielles.
- Révisions générales.

VI.2.3.4. Maintenance conditionnelle :

Cette méthode appelée également maintenance en fonction des conditions, c'est la plus élaborée et évaluée de la maintenance préventive.

Elle consiste à :

a) Mettre le matériel sous le contrôle de moyen non destructif.
b) Déclenche les actions préventives.

La maintenance conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure).

Cette forme de maintenance permet d'assurer le suivi continu du matériel en service dans le but de prévenir des défaillances attendues.

VI.2.4.Choix de la politique de maintenance :

Le choix de la politique de maintenance est l'analyse technique à la meilleure politique de maintenance à adopter à un matériel quelconque tout en tenant compte les paramètres suivants :

- Des moyens humains et matériels dont dispose l'unité.
- De l'importance et du rôle de ce matériel.
- De la sécurité du personnel et du matériel.
- Du budget dont on dispose.

VI.2.5.La politique de maintenance proposée au sein de l'entreprise :

Vu les différents méthodes de maintenance leurs avantages et inconvénients ce qui fait que la maintenance préventive est le choix le plus raisonnable.
Le nombre d'heures de fonctionnement permet d'établir une programmation des différentes visites et interventions.

Ces visites permettront de décaler les anomalies qui peuvent présenter des dégâts importants perturbant le fonctionnement.

Pratiquer la maintenance préventive implique une continuité de surveillance, cela permettra l'élaboration d'un dossier historique facilitant le suivi du matériel, il engendre aussi une meilleure

programmation de la main d'œuvre et une meilleure prévision des pièces de recharges, ainsi que la réduction des couts directs et les couts de possessions.

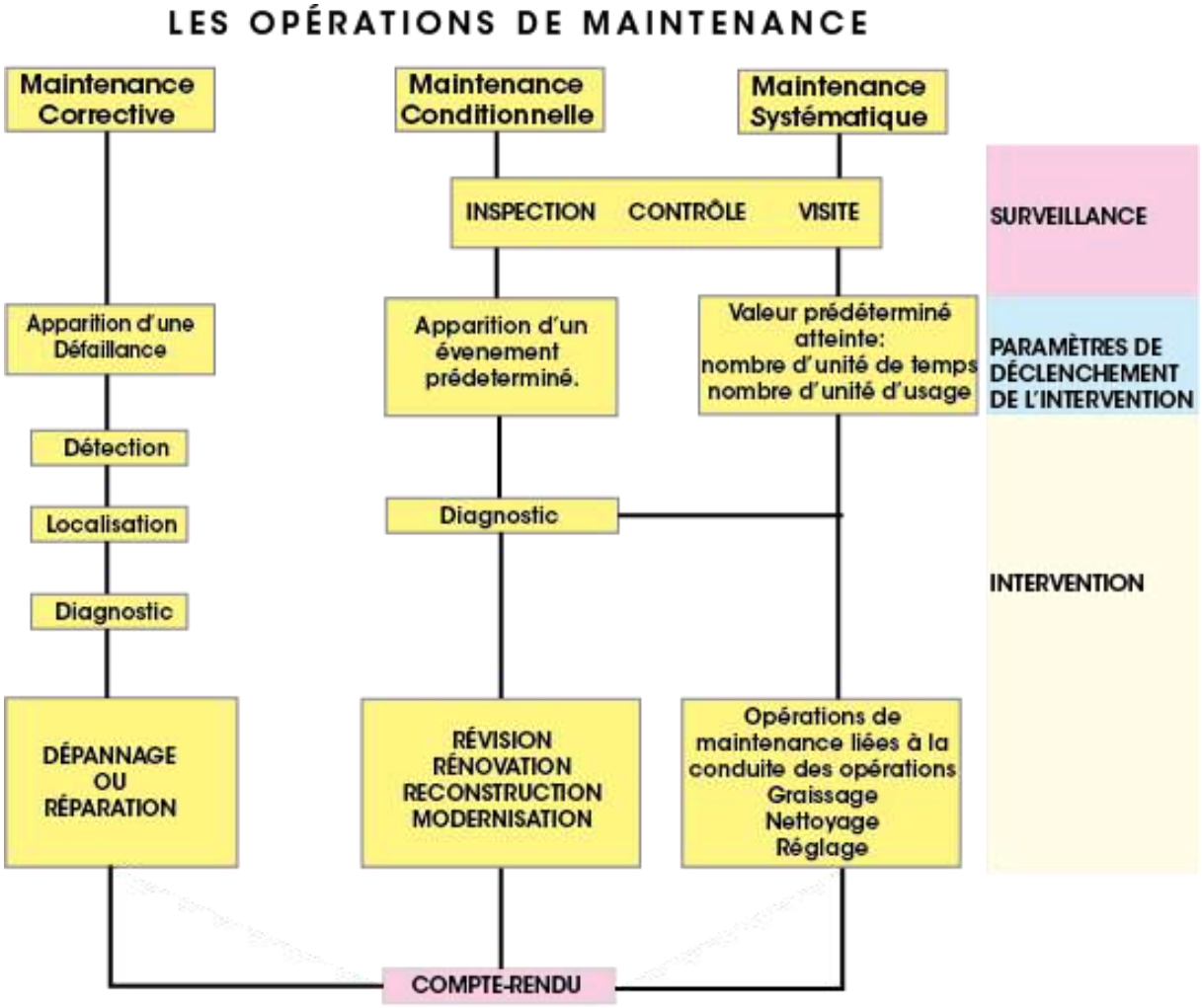


Figure (VI.03) : Les opérations de maintenance

Conclusion générale :

Le travail de recherche nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine du froid industriel à travers l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent ainsi que des notions sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l'installation technique et électrique et la mise en mouvement des machines.

Par ailleurs, l'entreposage frigorifique, tant public que privé, est en expansion, car les producteurs des produits alimentaires est les détaillants cherchent de plus en plus à externaliser leur activités logistique. On autre, la consommation des produits alimentaires réfrigérés et congelés est en train d'augmenter.

L'entreposage frigorifique est en train de devenir une activité logistique assurant le contrôle de la température. Ce rôle de plus en plus large exerce des effets sur la conception, la construction, et la configuration des bâtiments.

On accorde aussi une grande attention à la manutention hygiénique des produits et à un contrôle précis de la température dans la chaine du froid.

On respecte de plus en plus l'environnement dans le cadre de l'efficacité énergétique et la gestion des frigorigènes, de la sécurité du personnel et de l'environnement avoisinant les installations.

La technologie de l'information permet de gérer le processus logistique tout entier, du producteur ou consommateur, couvrant ainsi tout la chaine d'approvisionnement alimentaire.

Tableau N°1			
Coté externe de la paroi	**$1/h_e$**	**Coté interne de la paroi**	**$1/h_i$**
Cas ou il est en contact avec l'air extérieur Cas ou il est en contact avec un autre local	0.03 0.12	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0.06 0.12

Tableau n° 2	
Isolant	**Coefficients de conductivité (W/m.°C)**
Polyuréthanne	0.03
Polystyrène	

Tableau N°3	
Température de la chambre froide (°c)	**Puissance dégagée par personne (w)**
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

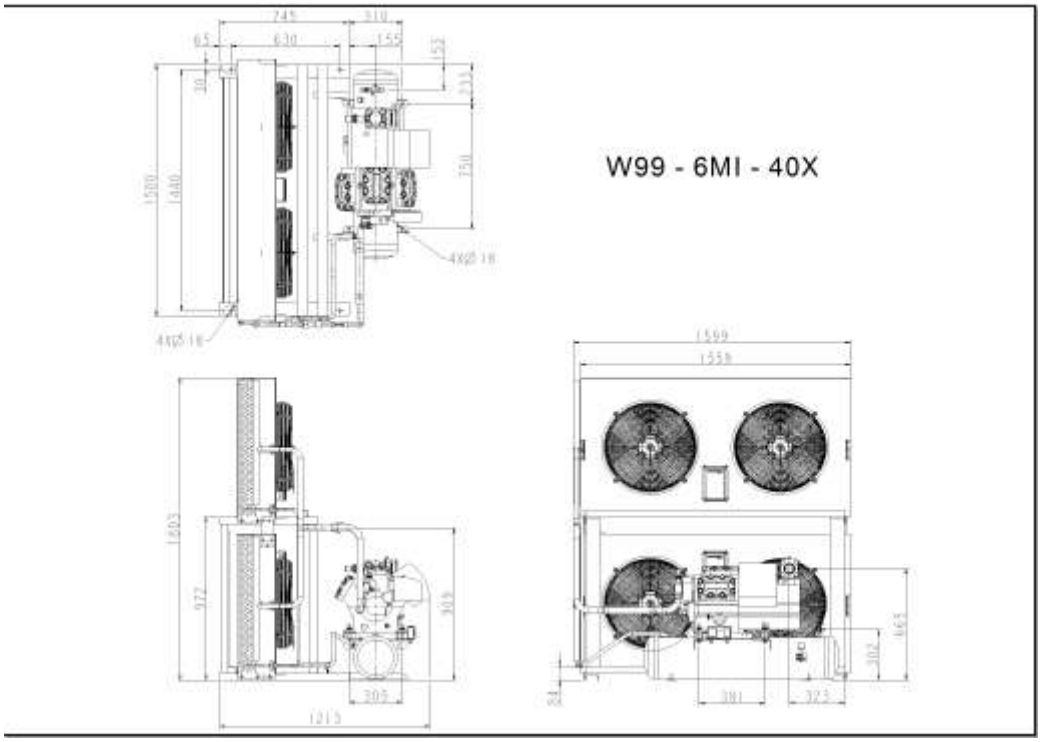
Tableau n° 4		
Type de porte	**Type de marchandise**	**d_t en min/t**
A ouverture manuelle	Viande animale sur pendoir	15
	Marchandises palettisées	6
A ouverture automatique	Viande animale sur pendoir	1
	Marchandises palettisées	0.8

Tableau n° 5	
Type d'entreposage	**η_o**
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0,65……0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0,45……0,50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0,75…….0,80
Entreposages de marchandises congelées palettisées à rotation faibles	0,50…….0,60

Chambre n° 01 :

Performances **Tables** **Limites de fonctionnement** **Plan** **Liste de Sélection**

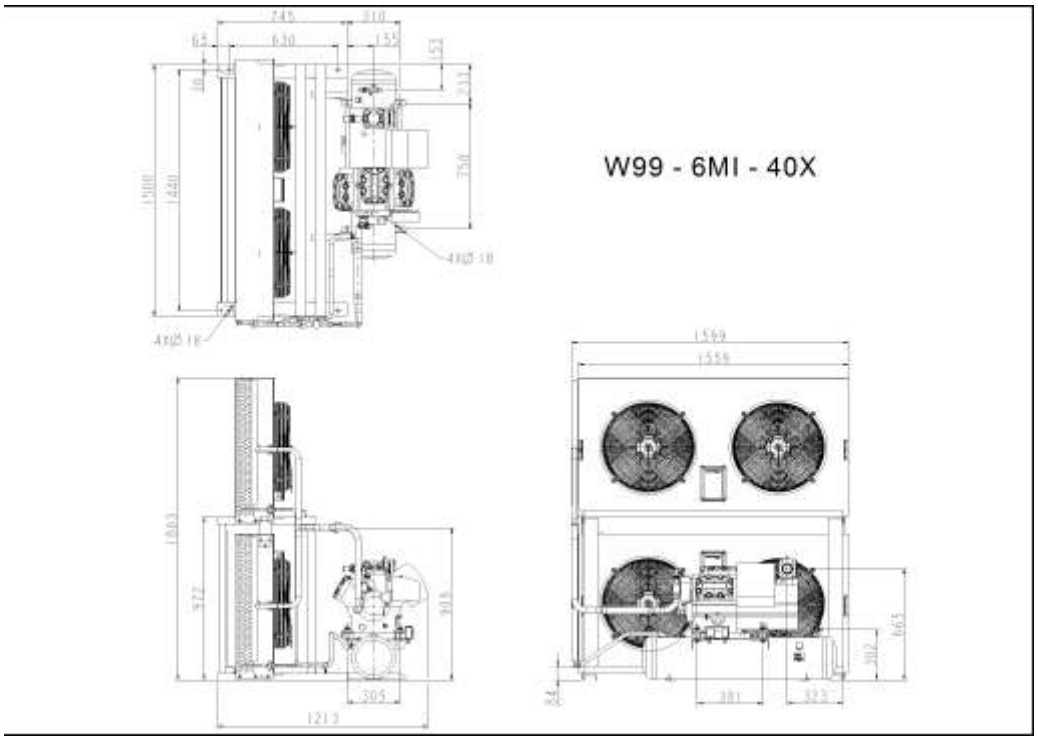
Modèle de groupe de condensation à air	W99-6MI-40X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	W99/611
Fixations mm (Ø)	1440 x 630 (18)
Nombre de ventilateurs	4
Flux d'air, m3/sec	7.25
Ventilateurs : P. abs tot, W	1600
Poids brut, kg	728
Hauteur, mm	1803
Profondeur, Largueur, mm	1213/1600
Diamètre Aspiration, pouce	2 1/8
Ligne liquide, pouce	7/8
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	47.9
Pression sonore @10m, dBA	59
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	521
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	1.85 / 2.25
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	71.4
Courant rotor bloqué du compressor, A	304



Chambre n° 02 :

Performances **Tables** **Limites de fonctionnement** **Plan** **Liste de Séle**

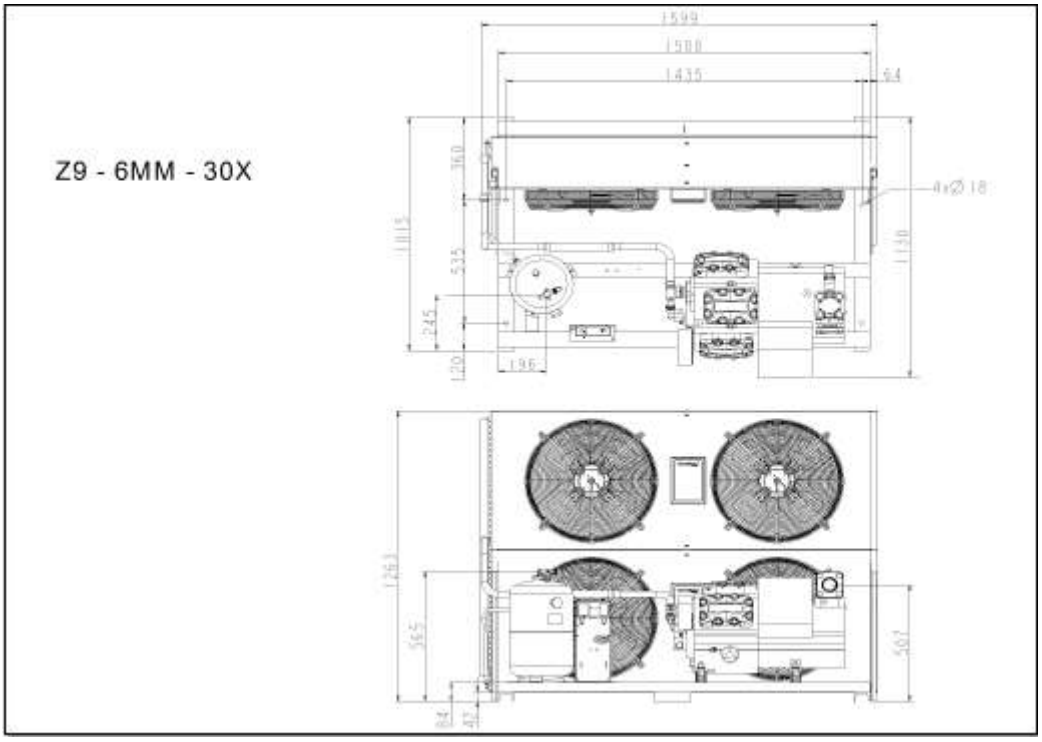
Modèle de groupe de condensation à air	W99-6MI-40X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	W99/611
Fixations mm (Ø)	1440 x 630 (18)
Nombre de ventilateurs	4
Flux d'air, m3/sec	7.25
Ventilateurs : P. abs tot, W	1600
Poids brut, kg	728
Hauteur, mm	1803
Profondeur, Largeur, mm	1213/1600
Diamètre Aspiration, pouce	2 1/8
Ligne liquide, pouce	7/8
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	47.9
Pression sonore @10m, dBA	59
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	521
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	1.85 / 2.25
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	71.4
Courant rotor bloqué du compressor, A	304



Chambre n° 03 :

Performances Tables Limites de fonctionnement Plan Liste de Sél

Modèle de groupe de condensation à air	Z9-6MM-30X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	Z9/611
Fixations mm (Ø)	1435x515 (18)
Nombre de ventilateurs	4
Flux d'air, m3/sec	5.41
Ventilateurs : P. abs tot, W	1600
Poids brut, kg	575
Hauteur, mm	1263
Profondeur, Largueur, mm	1130/1600
Diamètre Aspiration, pouce	2 1/8
Ligne liquide, pouce	7/8
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	18.9
Pression sonore @10m, dBA	59
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	410
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	1.85 / 2.25
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	59.7
Courant rotor bloqué du compressor, A	255

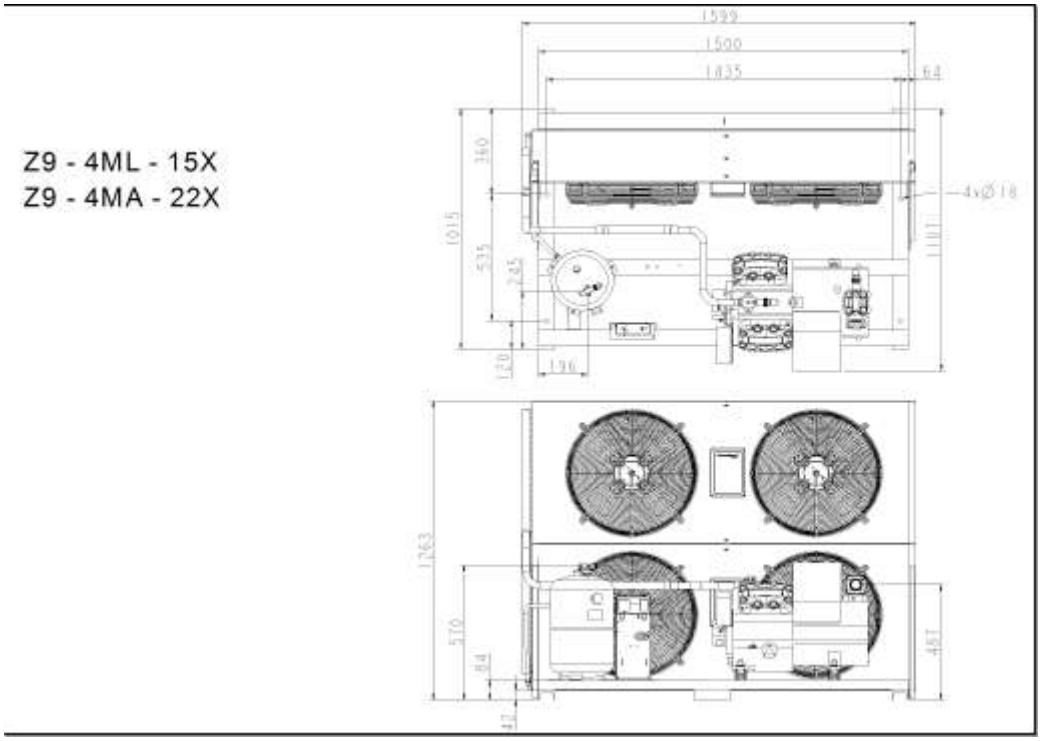


SAS :

Performances **Tables** **Limites de fonctionnement** **Plan** **Liste de Sélec**

Modèle de groupe de condensation à air	Z9-4MA-22X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	Z9/611
Fixations mm (Ø)	1435 x 535 (18)
Nombre de ventilateurs	4
Flux d'air, m3/sec	5.41
Ventilateurs : P. abs tot, W	1600
Poids brut, kg	548
Hauteur, mm	1263
Profondeur, Largeur, mm	1107/1600
Diamètre Aspiration, pouce	1 5/8
Ligne liquide, pouce	7/8
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	18.9
Pression sonore @10m, dBA	59
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	383
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	1.85 / 2.25
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	36.3
Courant rotor bloqué du compressor, A	175

Z9 - 4ML - 15X
Z9 - 4MA - 22X



Chambre n° 01 :

Critères de sélection

Température de la chambre :	-18	°C	Puissance :	214,911	kW
Pression disponible :	0	Pa	Delta T1 :	8	K
Fluide :	R404A		Nombre d'appareil :	2	

Modèle	Puissance unitaire	DeltaT	Nb. x Diam. Ventil./Unité	Couplage moteur	Débit d'air (m3/h)	Projection d'air (m)	Puiss abs. maxi tot. (W)	Prix unitaire (€)
NKH 4x8D C1 C	95,5	8	4 x 800	Triangle	83490	59	7600	27530,07

Modèle : NKH 4x8D C1 C

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	-18	°C
Nombre d'appareils :	2	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	4 x 800	mm
Débit d'air :	83490	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	59	m
Lp (à 4m) :	54 ?	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	4 x 1900	W
Intensité de fonctionnement maximale :	4 x 3,9	A
Vitesse de rotation :	870	tr/mn
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	191	kW.
Puissance par appareil :	95,5	kW.
Delta T1 :	8	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	340.4	m²
Volume :	96,1	dm3
Pas d'ailettes :	6.35	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

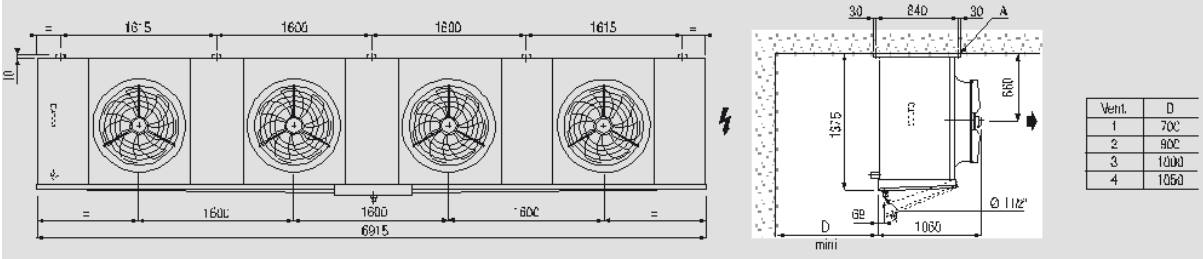
Puissance de dégivrage :	34200	W
Intensité de dégivrage :	49.4	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	
Nombre d'éléments :	6	

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	780	kg
Colisage (L/P/H) :	7020 / 1150 / 1650	mm
Poids de l'appareil emballé :	1089	kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Palette	

NKH 4x8D C1 C

Les évaporateurs cubiques ventilés de la gamme NK sont destinés aux applications industrielles de réfrigération, de conservation ou de congélation. Les 187 modèles de base de la gamme couvrent une plage de puissance de 6 à 130 kW.



Chambre n° 02 :

Critères de sélection

Température de la chambre :	1	°C	Puissance :	64,057	kW
Pression disponible :	0	Pa	Delta T1 :	9,0	K
Fluide :	R404A		Nombre d'appareil :	1	

Modèle	Puissance unitaire	DeltaT	Nb. x Diam. Ventil./Unité	Couplage moteur	Débit d'air (m3/h)	Projection d'air (m)	Puiss abs. maxi tot. (W)	Prix unitaire (€)
NKH 2x6D B2 R	55,5	9,0	2 x 630	Triangle	23160	42	3800	10152,34

Fichier Web Aide

Modèle : NKH 2x6D B2 R

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	1	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 630	mm
Débit d'air :	23160	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	42	m
Lp (à 4m) :	62 ?	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	2 x 1900	W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 3,2	A
Vitesse de rotation :	1500	tr/mn
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	55,5	kW.
Puissance par appareil :	55,5	kW.
Delta T1 :	9	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	222.7	m²
Volume :	43,2	dm3
Pas d'ailettes :	4.23	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

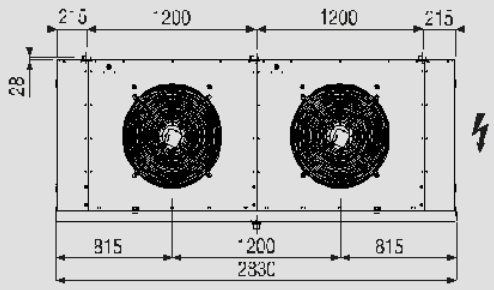
Puissance de dégivrage :	-	W
Intensité de dégivrage :	-	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-	
Nombre d'éléments :	-	

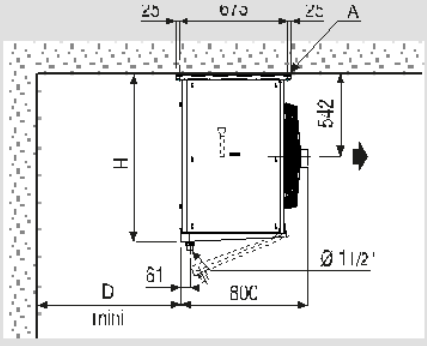
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	300	kg
Colisage (L/P/H) :	2920 / 1010 / 1370	mm
Poids de l'appareil emballé :	433	kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Palette	

NKH 2x6D B2 R

Les évaporateurs cubiques ventilés de la gamme NK sont destinés aux applications industrielles de réfrigération, de conservation ou de congélation. Les 187 modèles de base de la gamme couvrent une plage de puissance de 6 à 130 kW.





	D	H
1	550	1115
2	700	1115
3	800	1138
4	850	1138

Chambre n° 03 :

Critères de sélection

Température de la chambre :	2	°C	Puissance :	51,303	kW
Pression disponible :	0	Pa	Delta T1 :	9,0	K
Fluide :	R404A		Nombre d'appareil :	1	

Modèle	Puissance unitaire	DeltaT	Nb. x Diam. Ventil./Unité	Couplage moteur	Débit d'air (m3/h)	Projection d'air (m)	Puiss abs. maxi tot. (W)	Prix unitaire (€)
NKH 2x6D B1 R	47,5	9,0	2 x 630	Triangle	25540	44	3800	8357,53

Fichier Web Aide

Modèle : NKH 2x6D B1 R

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	2	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 630	mm
Débit d'air :	25540	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	44	m
Lp (à 4m) :	62 ?	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	2 x 1900	W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 3,2	A
Vitesse de rotation :	1500	tr/mn
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	47,5	kW.
Puissance par appareil :	47,5	kW.
Delta T1 :	9	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	148.4	m²
Volume :	28,8	dm3
Pas d'ailettes :	4.23	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

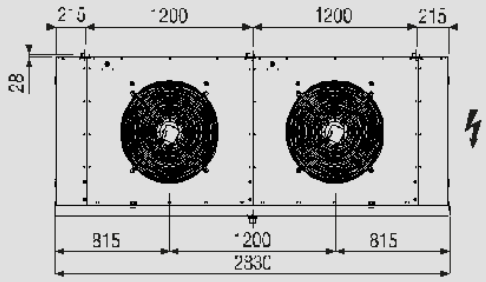
Puissance de dégivrage :	-	W
Intensité de dégivrage :	-	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-	
Nombre d'éléments :	-	

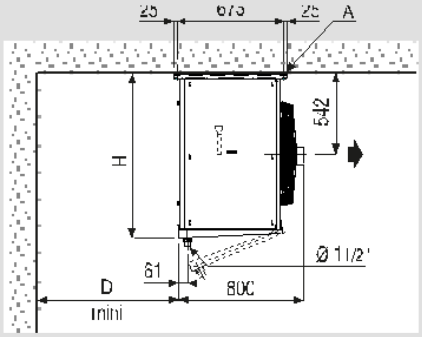
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	270	kg
Colisage (L/P/H) :	2920 / 1010 / 1370	mm
Poids de l'appareil emballé :	403	kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Palette	

NKH 2x6D B1 R

Les évaporateurs cubiques ventilés de la gamme NK sont destinés aux applications industrielles de réfrigération, de conservation ou de congélation. Les 187 modèles de base de la gamme couvrent une plage de puissance de 6 à 130 kW.





	D	H
1	550	1115
2	700	1115
3	800	1138
4	850	1138

SAS :

Critères de sélection

Température de la chambre : 12 °C

Pression disponible : 0 Pa

Fluide : R404A

Puissance : 36,723 kW

Delta T1 : 9,0 K

Nombre d'appareil : 1

Modèle	Puissance unitaire	DeltaT	Nb. x Diam. Ventil./Unité	Couplage moteur	Débit d'air (m3/h)	Projection d'air (m)	Puiss abs. maxi tot. (W)	Prix unitaire (€)
GTA 24 L 4D	34,1	9,0	2 x 630	Triangle	23260	2x18	2500	9193,62

Fichier Web Aide

Modèle : GTA 24 L 4D

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène : R404A

Température de la chambre : 12 °C

Nombre d'appareils : 1

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs : 2 x 630 mm

Débit d'air : 23260 m3/h

Pression : 0 Pa

Projection d'air : 2x18 m

Lp (à 4m) : 57 ? dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale : 2 x 1250 W

Intensité de fonctionnement maximale : 2 x 2,48 A

Vitesse de rotation : 1330 tr/mn

Couplage moteurs : Triangle

Tension / Nb Phases / Fréquence : 400V / 3 / 50Hz

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale : 34,1 kW.

Puissance par appareil : 34,1 kW.

Delta T1 : 9

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface : 89.3 m²

Volume : 25,2 dm3

Pas d'ailettes : 6.35 mm

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage : - W

Intensité de dégivrage : - A

Tension / Nb Phases / Fréquence : -

Nombre d'éléments : -

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

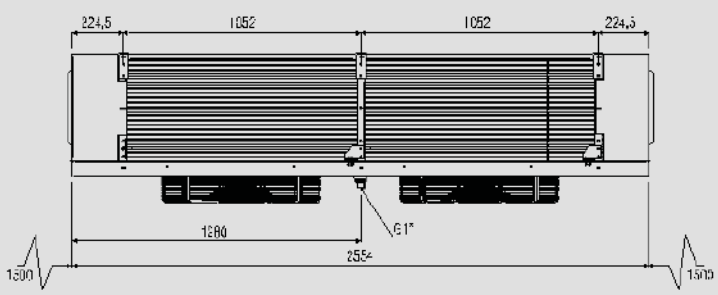
Poids net à vide : 260 kg

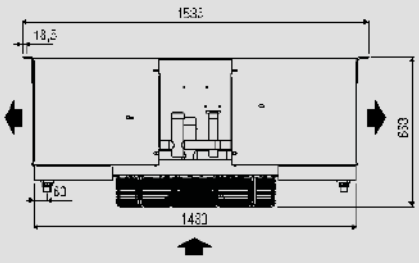
Colisage (L/P/H) : 2914 / 1646 / 912 mm

Poids de l'appareil emballé : 329 kg

Emballage standard : Palette

GTA 24 L 4D





Chambre n° 01 :

Coolselector2

Informations sur le projet

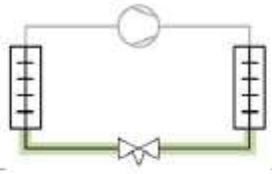
Nom du projet :
Commentaires :
Créé par :
Coolselector2 version: 2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé: Dimanche 10 Juin 2018
Préférences utilisées: Toutes les applications

TXV: TXV 1

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	214,9	kW
Débit massique dans la conduite :	8287	kg/h	Puissance calorifique :	354,1	kW
Température de point de rosée d'évap	-24,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	2,600	bar	Pression de condensation :	21,60	bar
Température moyenne d'évaporation :	-24,2	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	73,1	°C			

Système et conduite : *Système à détente directe. Ligne liquide*
Critères de sélection : *Charge : 100 %. Chute de pression du distributeur : 0 bar*



Sélection : TE 55 - 13

La puissance du détendeur est trop faible



Type	TE 55 - 12	TE 55 - 13	TE 55 - 13
DN	25	25	25
Piège	S	N	S

Chambre n° 02 :

Coolselector2

Informations sur le projet

Nom du projet :	
Commentaires :	
Créé par :	
Coolselector2 version:	2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé:	Dimanche 10 Juin 2018
Préférences utilisées:	Toutes les applications

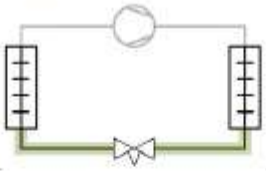
TXV: TXV 1

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	64,06	kW
Débit massique dans la conduite :	2249	kg/h	Puissance calorifique :	91,11	kW
Température de point de rosée d'évap	-8,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	4,649	bar	Pression de condensation :	21,80	bar
Température moyenne d'évaporation :	-8,2	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	66,8	°C			

Système et conduite : *Système à détente directe. Ligne liquide*

Critères de sélection : *Charge : 100 %. Chute de pression du distributeur : 0 bar*



Sélection : T2 - 6

La puissance du détendeur est trop faible



Type	T2 - 4	T2 - 5	T2 - 6
DN	10	10	10
Plage	N	N	N

Chambre n° 03 :

Coolselector2

Informations sur le projet

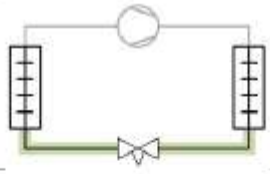
Nom du projet :
Commentaires :
Créé par :
Coolselector2 version: 2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé: Dimanche 10 Juin 2018
Préférences utilisées: Toutes les applications

TXV: TXV 1

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	51,30	kW
Débit massique dans la conduite :	1791	kg/h	Puissance calorifique :	72,36	kW
Température de point de rosée d'évap	-7,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	4,809	bar	Pression de condensation :	21,60	bar
Température moyenne d'évaporation :	-7,2	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	66,5	°C			

Système et conduite : *Système à détente directe. Ligne liquide*
Critères de sélection : *Charge : 100 %. Chute de pression du distributeur : 0 bar*



Sélection : T2 - 6

La puissance du détendeur est trop faible



Type	T2 - 4	T2 - 5	T2 - 6
DN	10	10	10
Plage	N	N	N

SAS :

Coolselector2

Informations sur le projet

Nom du projet :	
Commentaires :	
Créé par :	
Coolselector2 version:	2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé:	Dimanche 10 Juin 2018
Préférences utilisées:	Toutes les applications

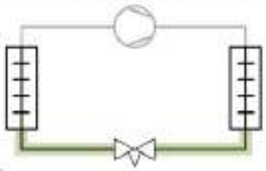
TXV: TXV 1

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	36,72	kW
Débit massique dans la conduite :	1231	kg/h	Puissance calorifique :	48,59	kW
Température de point de rosée d'évap	1,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	6,238	bar	Pression de condensation :	21,60	bar
Température moyenne d'évaporation :	0,8	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	64,0	°C			

Système et conduite : *Système à détente directe. Ligne liquide*

Critères de sélection : *Charge : 100 %. Chute de pression du distributeur : 0 bar*



Sélection : T2 - 6

La puissance du détendeur est trop faible



Type	T2 - 4	T2 - 5	T2 - 6
DN	10	10	10
Plage	N	N	N