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 Du Génie Mécanique

Mémoire De Fin D'etude

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

thème

Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique

Présenté par

Mrs: DAHMAN Ilham

Mrs: CHEMLAL Aicha

Encadrer par:

Dr. TRIKI Zakaria

Mr. BENYEKHLEF Ahmed

Promotion : 2017/2018

Dédicace

Je dédis ce modeste travail à mes chers parents « Mohamed» et «Laldja »

Pour leurs sacrifices, et qui n'on a jamais cassé de m'encourage

A mes frères et leurs femmes et mes sœurs et leurs maries

Et tous les ongles de ma famille et mon oncle

A ma camarade de ma vie : Bougazi Mouloud

A tout la famille Chemlal et la famille Mouaici

Et spécialement ma grande mère

Et mes amies : Samahe, Meriem,Nesrine, Widade, Warda, Amel, Zahra, Fella.

Son oublie mon binôme : Ilham Dahman

Et mon promo de génie climatique 2017/2018

Et tout ceux qui j'amies et qui m'aime

Aicha



Dédicace

Je dédis ce modeste travail à mes chers parents « Mohamed» et «Zahra»

Pour leurs sacrifices, et qui n'on a jamais cassé de m'encourage

A mes frères Fathi et Abdou

A tout la famille Dahman

Et spécialement ma grande mère

Et toute mes amies : Warda, Amale, Zehra, Samah , ImaneMouhe, Hiba, Anisse

Son oublie mon binôme : Chemlal Aicha

Et mon promo de génie climatique 2017/2018

Et tout ceux qui j'amies et qui m'aime



Ilham

Remerciement

Louange à Dieu Allah de m'avoir donné la force physique et morale pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier notre encadreur Monsieur : TRIKI Zakaria

Et tout mon remerciement pour Messieurs :

Ben Yakhlaf Amade

Pour Sa confiance, ses encouragement, son suivi aussi que pour les conseils qu'il a porté pour l'achèvement de ce projet.

Tous mes remerciements pour les efforts et les orientations qu'ils ma donnés.

Je tiens également à remercier l'ensemble des membres du jury qu'ils ont honorés pour le jugement de notre travail.

Et enfin, je voudrais remercier tous mes amis pour leur disponibilité et leur aide.



ملخص:
الهدف من هذا العمل هو دراسة وحجم مخزن التبريد للحفاظ على الأسماك وتجميدها. سيتم إجراء تخطيط وعزل حراري على الهيكل. ستحدد دراسة حرارية مفصلة قدرة التبريد التي سيتم تحديد حجمها واختيار المعدات المختلفة لنظام التبريد.
كلمات البحث:
مخازن مبردة ، الحفاظ ، التجميد ، توازن التبريد ، التحجيم

Résumé :

L'objectif de ce travail est d'étudier et de dimensionner un entrepôt frigorifique destiné à la conservation et la congélation du poisson. Un aménagement et une isolation thermique seront faits sur la structure. Une étude thermique détaillée permettra de déterminer la puissance frigorifique qui sera la bas de dimensionnement et la sélection des différents équipements de l'installation frigorifique.

Mots clés :

Entrepôt frigorifique, conservation, congélation, bilan frigorifique, dimensionnement

Abstract :

The objective of This Works is to study and to dimension a refrigerated warehouse intended for the fish an arrangement and a thermal insulation Will be made on the structure .a detailed thermal study will make it possible to detrmine the refrigeration capacity that will be the bottom of dimensioning and the selection of the vaious equipments of refrigeration.

Keywords :

Cold storage, preservation, freezing, cold balance, diemensioning

Liste des figures

N°	Désignation	Page
Figure (I.1)	Présentation la chaîne du froid la viande frais	15
Figure (II.1)	Vue en plan de l'entrepôt frigorifique	18
Figure (II.2)	Mur extérieur et plafond	22
Figure (II.3)	Mur intérieur	22
Figure (II.4)	Plancher	23
Figure (IV.1)	Machine frigorifique à compression mono étagée	61
Figure (IV.2)	Principe de la compression bi étagée	62
Figure (IV.3)	Diagramme enthalpique chambre : 02	66
Figure (IV.4)	Diagramme enthalpique de la SAS	67
Figure (IV.5)	Diagramme enthalpique chambre : 01	71
Figure (IV.6)	Diagramme enthalpique chambre : 03	72
Figure (V.1)	compresseur ouvere	76
Figure (V.2)	compresseur hermétique	77
Figure (V.3)	compresseur semi-hermétique	77
Figure (V.4)	Compresseur semi-hermétique à piston.	78
Figure (V.5)	Compresseur à vis.	79
Figure (V.6)	Compresseur à spirales	79
Figure (V.7)	Emplacement de condenseur	80
Figure (V.8)	Condenseur à air à convection naturelle	81
Figure (V.9)	Condenseur à air à convection forcée.	81
Figure (V.10)	Emplacement d'évaporateur.	83
Figure (V.11)	évaporateurs cubiques a convection force.	84
Figure (V.12)	évaporateurs plafonniers a convection force.	84
Figure (V.13)	évaporateurs plafonniers à convection naturel.	85
Figure (V.14)	Evaporateur pour meubles.	86
Figure (V.15)	détendeurs automatiques ou pressostatiques.	87
Figure (V.16)	Le sens de montage de déshydrateur.	90
Figure (V.17)	Déshydrateur à cartouche non rechargeable (DC).	90
Figure (V.18)	Déshydrateur à cartouche rechargeable (DCR).	90
Figure (V.19)	Le voyant de liquide.	91
Figure (V.20)	Le réservoir de liquide.	93
Figure (V.21)	bouteille anti-coups de liquide.	94
Figure (V.22)	Séparateur d'huile	94
Figure (V.23)	Réservoir de liquide horizontale	95
Figure (VI.1)	Les thermostats.	102
Figure (VI.2)	Schéma expliqué la maintenance	104
Figure (VI.3)	Contrôleur à microprocesseur	106
Figure (VI.4)	Schéma explique Opérations de maintenance	108
Figure (VI.5)	Organigramme des pannes frigorifique	111

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (II.1)	Description des chambres froides	17
Tableau (II.2)	Données climatiques extérieurs	19
Tableau (II.3)	Conditions intérieures d'entreposage	19
Tableau (II.4)	Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés	20
Tableau (II.5)	Mur extérieur et plafond	22
Tableau (II.6)	Mur intérieur	22
Tableau (II.7)	Plancher	23
Tableau (III.1)	Nombre et durée des périodes de dégivrage a prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques	33
Tableau (III.2)	Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01	39
Tableau (III.3)	**C**harge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02	39
Tableau (III.4)	**C**harge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03	40
Tableau (III.5)	Charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS	40
Tableau (III.6)	Charge thermique par renouvellement d'air	41
Tableau (III.7)	les données de la charge thermique de l'éclairage.	45
Tableau (III.8)	Charge thermique de l'éclairage	45
Tableau (III.9)	Charge thermique de l'éclairage	46
Tableau (III.10)	Charge thermique due aux personnes Q_{pe}	46
Tableau (III.11)	Charge thermique due aux denrées entrantes dans les chambres de congélation	48
Tableau (III.12)	Charge thermique due aux denrées entrantes dans les chambres de réfrigération	48
Tableau (III.13)	Puissance frigorifique	49
Tableau (III.14)	La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	49
Tableau (III.15)	Charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs	50
Tableau (III.16)	Charge thermique prévisionnelle	50
Tableau (III.17)	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	51
Tableau (III.18)	Résultat Contrôle de la puissance frigorifique effective de l'évaporateur	51
Tableau (IV.1)	ODP et GWP des différents fluides frigorigènes	57
Tableau (IV.2)	les propriétés physico chimiques du R404A	58
Tableau (IV.3)	L'écart de température	59
Tableau (IV.4)	Résume les résultats des paramètres du fonctionnement	61
Tableau (IV.5)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02)	66
Tableau (IV.6)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique	67

	R404A (SAS)	
Tableau (IV.7)	Résultat de calcule du Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée	68
Tableau (IV.8)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01)	71
Tableau (IV.9)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01)	72
Tableau (IV.10)	Résultat de calcule du bilan frigorifique de l'installation Bi-étagée	74
Tableau (V.1)	les choix de groupe de condensation de chaque chambre.	82
Tableau (V.2)	les choix d'évaporateur de chaque chambre.	86
Tableau (V.3)	Tableau de désignation les choix de détendeur de chaque chambre.	89
Tableau (V.4)	Caractéristiques du filtré déshydrateurs pour chaque installation	91
Tableau (V.5)	Caractéristiques du voyant liquide pour chaque installation	93
Tableau (V.6)	Caractéristiques de la tuyauterie pour chaque installatio**n**	96

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
Q_{TR}	Charge thermique par transmission à travers les parois	w
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi	w/m².k
S	Surface de la paroi	m^2
ΔT	L'écart de température entre les deux côtés de la paroi	K
$\frac{1}{hi}$	Résistance thermique superficielle interne	m².k/w
$\frac{1}{he}$	Résistance thermique superficielle externe	m².k/w
Q_{re}	Charge thermique par renouvellement d'air	w
M_{ae}	Débit-masse d'air extérieur admis	kg/s
Δh	Différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide	kJ/kg
V_{ae}	Débit-volume d'air extérieur	M^3/j
P_{aa}	Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide	Kg/m^3
V	La température de la chambre froide	°C
V_{cf}	Volume de la chambre froide	M^3
N	Taux de renouvellement d'air journalier	
Q_{OP}	Charge thermique par ouverture des portes	w
Δtp	L'écart de température de l'air entre les deux côtés de la porte	k
Tp	Temps d'ouverture des portes	min/h
Lp	Largeur d'une porte	m
Hp	Hauteur d'une porte	m
P_{ae}	Masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre	Kg/m^3
h_{ae}	Enthalpie de l'air du côté de la porte autre que la chambre froide	KJ/kg
h_{aa}	Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froide	KJ/kg
C_{ra}	Coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air	
d_t	Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour)	Min/tonne
f_i	Flux journalier de marchandises	Tonne/j
A	Surface de la chambre froide	M^2
H	Hauteur maximale de gerbage	m
d_e	Densité d'entreposage	Kg/m^3
η_0	Coefficient d'occupation au sol des marchandises	%
Q_{ec}	Charge thermique due à l'éclairage	w
N	Nombre de luminaires	
P	Puissance de chaque luminaire	w
T	Durée de fonctionnement des luminaires	h/j
Q_{pe}	Charge thermique due aux personnes	w
N	Nombre de personnes opérant dans la chambre froide	
T	Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide	h/j
q_p	Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide	w

Q_{md}	Charge thermique due aux machines diverses	w
N	Nombre de machines d'un type donné	
T	Durée de fonctionnement de chaque type de machine	h/j
Pa	Puissance totale de chaque type	w
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	w
M	Masse de denrée introduite chaque jour	Kg/j
C	Capacité thermique massique moyenne	kJ/kg .k
t1	Température initiale de la denrée introduite	°C
t2	Température de congélation de la denrée introduite	°C
$Q_{0.\text{int}}$	Puissance frigorifique intermédiaire	w
τ_{evap}	Durée de fonctionnement des ventilateurs	h/j
τ_{inst}	Durée de marche de l'installation frigorifique	h/j
$\tau_{dég}$	Durée journalière de dégivrage	h/j
$Q_{0.prev}$	Puissance frigorifique prévisionnelle	w
Q_{vent}	Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs	w
N	Nombre de moteurs de ventilateurs	
P	Puissance du ventilateur considéré	w
τ_{evap}	Durée de fonctionnement des ventilateurs	h/j
$\boldsymbol{Q_{dég}}$	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	w
N	Nombre de résistances électriques	
P	Puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné	w
$\tau_{dég}$	Durée journalière de dégivrage	h/j

Abréviations

SAS Salle avant stockage.
PUR Polyuréthane.
BP Basse Pression.
HP Haute Pression.
COP Coefficient Opérationnelle de Performance.
GWP Potentiel d'action sur l'effet de serre.
ODP Potentiel d'altération de la couche d'ozone.

SOMMAIRE

Introduction générale……...(1)

Chapitre I : Généralités

I. Historique de froid …… (3)

I .1. Histoire de froid (Glace Naturelle) ……....(3)

I.2. La conservation des aliments …….. (4)

I .2.1. Altération des denrées ……..(4)

I.2.1.1. Les agents responsables de l'altération des aliments……...(5)

I .2.2 . Conditions de conservation des aliments ……..…..(6)

I .2.3. Les méthodes de conservation ……(7)

I .2.3. 1 La Salaison ……(7)

I.2.3.2. Le Fumage ……..…(7)

I.2.3.3. Le Confisage dans la graisse …… (7)

I.2.3.4. La fermentation …….…… .. (8)

I.2. 4. Conservation par le froid ……..… (8)

I.2.4.1. La Réfrigération ……..…… ..(8)

I.2.4.2. La Congélation ……(8)

I.2.4.3. La Surgélation ……..…(8)

I.2.5. Importance du froid ……..…. (8)

I.3. Les entrepôts frigorifiques ……....(9)

I.3.1. Entrepôt d'usine ……..…..(9)

I.3.2. Entrepôt de commerce ……..…. (9)

I.3.3. Entrepôt des lieux de production……..….(9)

I.3.4. Entrepôt spéciale……...(10)

I.3.5. Entrepôt polyvalent……(10)

I .4. Chaine du froid pour la conservation frigorifique …… (10)

Chapitre II : Description et Conception de l'entrepôt frigorifique

II .1. Introduction ……(17)

II .2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique …….. (17)

II.3. Plan de L'entrepôt frigorifique …… (18)

II.4. Données climatiques…… (19)

II.4.1. Données climatiques extérieurs……..(19)

II.4.2. Conditions intérieures d'entreposage……. (19)

II.4.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer…… (19)

II.5. Le transfert de chaleur……..…(20)

II.5.1. Les modes de transfert de chaleur……..…(20)

II.5.1.1. La conduction……..…(20)

II.5.1.2. La convection……...(20)

II.5.1.3. Le rayonnement……(21)

II.6. Isolation thermique de l'entrepôt……...(21)

II.6.1. Le choix de l'isolant……(21)

II.6.2. Les caractéristiques du polyuréthane……..…(21)

II.7. Le choix des différentes parois ……..…(22)

II.7.1. Mur extérieur et plafond……(22)

II.7.2. Mur intérieur……..….(22)

II.7.3. Plancher……..…(23)

Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique

III 1.Introduction……(25)

III 2.Données de base de calcul ……**.....**(25)

III 3. Bilan Thermique ……..…(25)

III 3.1. Les charges thermiques externes……. (25)

III 3.1 .1 . Les charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr})……(25)

III3. 1 .2 . Les charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re}) ……..(26)

III 3. 1 .3 . Les charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})……..(27)

III 3. 2 .Charges thermiques internes……..……. (29)

III 3.2.1. Les charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées ……..…(29)

III 3.2 .1.1 . Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$)…….**....**(29)

III 3.2.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$)……...(29)

III 3.2.1.3.Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr})…… (30)

III 3.2.1.4. Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md})……(30)

III 3.2.2. Charge thermiques internes dépendantes de denrées entreposées……..(30)

III 3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de})……. (30)

III 3.2.2.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp})……. (31)

III 4. Puissances frigorifique de l'évaporateur……(31)

III 5. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur[Q_{vent}].. (32)

III 6. Charge thermiques dues aux résistances de dégivrage [$Q_{dég}$] ……. (32)

III 7. Exemple du calcule…… (34)

III 7.1. Calcule le bilan frigorifique…….(34)

III 7.1.1. Calcule la charge thermique externe ……(34)

III 7.1.1. 1. La charge thermique par transmission a traversé les parois……..…(34)

III 7.1.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air ……. (41)

III 7.1.1.3. Charge thermique par ouverture de porte ……..…(42)

III 7.1.2. Calcul des charges thermiques internes ……....…(45)

III 7.1.2.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées……..…(45)

III 7.1.2.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) ……(45)

III 7.1.2.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe} ……..(46)

III 7.1.2.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées……(47)

III 7.1.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes ……..…(47)

III 7.2. Puissance frigorifique…….. (49)

III 7.3. La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur ……(49)

III 7.4. La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs $[Q_{vent}]$……...…(50)

III 7.5. La charge thermique prévisionnelle $[Q_{prev}]$……(50)

III 7.6. La charge thermique due aux résistances de dégivrage $[Q_{dég}]$……(50)

III 8. Contrôle de la puissance frigorifique effective de l'évaporateur ……..…(51)

Chapitre IV : Choix et calcule thermodynamique des systèmes frigorifique

IV.1. Introduction…… (53)

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 frigorigènes ……...……(53)

IV.3.2.Critères de choix des fluides frigorigènes ……..……(54)

IV.3.2.1. Critères thermodynamiques…….……(54)

IV.3.2.2. Critères de sécurité …….……(54)

IV.3.2.3. Critères techniques …….……(54)

IV.3.2.4. Critères économiques …….……(55)

IV.3.2.5. Critères écologiques ……(55)

IV.4. Les propriétés physico-chimiques du R-404A……...…(58)

IV.5. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle …….…. (58)

IV.5.1. La température de condensation ……...…(58)

IV.5.2. La température d'évaporation ……...(59)

IV.5.3. La pression de condensation et d'évaporation ……. (59)

IV.6. Le taux de compression……..... (60)

IV.6.1. Exemple de calcul ……..…(60)

IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres ……..…. (61)

IV.7.1. La machines à compression mécanique mono étagée ……. (61)

IV.7.1.1. Principe de fonctionnement……... (62)

IV.7.2. La machines à compression mécanique bi étagée ……... (62)

IV.7.2.1. Le principe fonctionnel…….…. (63)

IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée……. (64)

IV.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée …… (64)

IV.8.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène ……...(64)

IV.8.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène ……..(64)

IV.8.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur……....(64)

IV.8.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur……(65)

IV.8.1.5. Le coefficient de performance (COP)……(65)

IV.8.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation……..……(65)

IV.9. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambre 02, SAS) …… (65)

IV.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation Bi-étagée ……...(69)

IV.9.3. L'étage bas pression ……...……. (69)

IV.9.3.1. Le débit massique du fluide frigorigène ……(69)

IV.9.3.2. Le débit volumique du fluide frigorigène……...…(69)

IV.9.3.3. La puissance théorique consommée par le compresseur……(69)

IV.9.4. L'étage haut pression ……(69)

IV.9.4.1. Le débit massique du fluide frigorigène ……(69)

IV.9.4.2. Le débit volumique du fluide frigorigène……...…(69)

IV.9.4.3. La puissance théorique consommée par compresseur……(69)

IV.10. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur ……(70)

IV.11. Le coefficient de performance (COP)……..…. (70)

IV.12. Vérification du bilan frigorifique de l'installation ……..…(70)

IV.13. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre 01, 03).....(70)

Chapitre V : Choix des éléments de l'installation

V.1. Introduction……(76)

V.2. compresseurs ……..…(76)

V.2.2 Les déférentes technologies de compresseur ……..... (76)

V.2.2.1. Ouvert …….. (76)

V.2.2.2. Hermétique ……...…(77)

V.2.2.3. Semi-hermétique ……(77)

V.2.3. Les types de compresseurs ……..…(78)

V.2.3.1. Les compresseurs à piston ……..(78)

V.2.3.2. Les compresseurs à vis ……..…(78)

V.2.3.3. Les compresseurs à spirales ……...…. (79)

V.3. Le condenseur ……**....** (80)

V.3.2. Les types de condenseurs …….**..** (80)

V.3.2.1. Condenseur à air …….. (80)

V.3.2.1.2.Condenseur à air à convection forcée ……(81)

V.4.L'évaporateur …….... (81)

V.4.1.Rôle ……...…(81)

V.4.2. Les type de l'évaporateur ……(83)

V.4.2.1.l'évaporateur à air ……..……(83)

V.4.2.1.2.l'évaporateur à convection d'air naturel ……..……(83)

V.4.2.2.L'évaporateur à liquide ……..…. (83)

V.5. Le détendeur ……..(83)

V.5.1.Rôle ……..…(85)

V.4.2.1.1. l'évaporateur à convection forcée …… (86)

V.3.2.1.1.Condenseur à air à convection naturelle ……**...**…(87)

V.3.1.Rôle …….……(87)

V.5.2.les différents types de détendeur ……**....**(87)

V.5.2.1. Les détendeurs automatiques ou pressostatiques ……(87)

V.6.Les accessoires ……**.....**(89)

V.6.1.Déshydrater……..…(89)

V.6.1.1.Rôle ……...(89)

V.6.1.2. Les procédés de déshydratation……(89)

V.6.1.3. Les types de déshydrateur ……(90)

V.6.2. Le voyant de liquide ……....(91)

V.6.2.1.Rôle ……(91)

V.6.2.2.Types……...(91)

V.6.2.3. Construction ……..(91)

V.6.2.4. Description……(92)

V.6.2.5.Montages……(92)

V.6.3. Le réservoir de liquide ……..…(92)

V.6.3.1.Rôle ……(92)

V.6.3.2.Conception…….…(92)

V.6.3.3. schéma de principe ……...…(93)

V.6.4.Bouteille anti-coup de liquide ……..…(93)

V.6.4.1.Caractéristiques ……..……. (93)

V.6.4.2.Applications ……(94)

V.6.5. Séparateur d'huile……..…. (94)

V.6.5.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile ……..…(95)

V.6.6. Réservoir de liquide ……...…(95)

V .6.7.la tuyauterie ……...……(96)

V.6.7.1. Tuyauterie de refoulement ……..(96)

V.6.7.2. Tuyauterie d'aspiration …….…. (96)

Chapitre VI : Régulation et Maintenance

VI. 1. Introduction ……..…(98)

VI .2 .La régulation ……..…(98)

VI .2 .1.But de la régulation ……...…(98)

VI.2.2.Les constitution principale d'un system de régulation ……..…… (98)

VI.2.3. Types de régulation ……(99)

VI .2.3.1.Régulation Tout Ou Rien ……(99)

VI.2.3.2.Action proportionnelle (P) ……..(99)

VI.2.3.3.Action intégrale (I) …… (99)

VI.2.3.4.Action dérivée (D) ……. (99)

VI.2.4.Les organes mécaniques de régulation…….….... (100)

VI.2.4.1.Les pressostats……...(100)

VI. 2.4.1.1. Pressostat BP ……...……. (100)

VI.2.4.1.2. Pressostat HP ……(101)

VI.2.4.1.3. Pressostat Mixte ……(101)

VI.2.4.1.4. Pressostat Différentiel ……...…(101)

VI.2.4.2. Thermostat ……..……. (101)

VI .2.5. Les méthodes de régulation ……(102)

VI .2.5.1. Thermostatique……..…(102)

VI.2.5.2. Pressostatique …….. (102)

VI.2.5.3. Mixte ……..... (102)

VI. 2.5.4. Tirage au vide (pump-down. ……...(103)

VI.3. Maintenance ……(104)

VI.3.1. Objectif de la maintenance ……..…(105)

VI.3.2. Type de maintenance ……..…(105)

VI.3.3. Contrôle et entretien d'un groupe frigorifique……(105)

VI.3.3.1. Contrôle de l'évaporateur……..…(106)

VI.3.3.2. Contrôle et vérification de l'installation électrique……(107)

VI.3.3.3. Contrôle des pompes à liquides……..... (107)

VI.3.3.4. Contrôle de moteur électrique …….….... (107)

VI.3.4. Opérations de maintenance ……..…. (108)

VI.3.5. Les pannes frigorifiques……(108)

VI.3.5.1.Le détendeur trop petit……..…. (108)

VI.3.5.2.Évaporateur trop petit ……(108)

VI.3.5.3. Manque de charge ……(109)

VI.3.5.4. Prédétente sur la ligne liquide ……. (109)

VI.3.5.5. Compresseur trop petit ……. (109)

VI.3.5.6. Condenseur trop petit ……...(109)

VI.3.5.7. Incondensables ……. (109)

VI.3.5.8. Excès de charge …….....(110)

VI.3.6. L'Organigramme de 8 Famille des pannes frigorifiques ……..(111)

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.

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique à un seul niveau (étage). De trois chambres froides plus un sas
Sont destinées au refroidissement et congélation du poisson, Située dans la région de Médéa.

Plans de travail :

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 calcul le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Dans le quatrième chapitre, on choisie et calcule Thermodynamique de systéme frigorifique qui représente chaque chambre de notre entrepôt. Le cinquième chapitre Choix Des éléments de l'installation. Le sixième chapitre consacré aux systèmes de régulation des installations frigorifiques et Maintenance

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

Chapitre I : Généralitités

I. Historique de froid :

I .1: Histoire de froid (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 faite 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.

Depuis long temps, l'idée de produire artificiellement le froid avait préoccupé les chercheurs :

- En 1685 découvre les propriétés réfrigérantes du sel ammoniac.
- En 1775 Cullon produisait le froid au moyen de la machine pneumatique.
- En 1811 Leste l'obtenait en utilisant l'acide sulfurique.
- En 1834 Perkin intervenait la machine frigorifique à compression par évaporation d'éther dans le vide, transmission de froid à une saumure et retour à l'état liquide par compression.
- En 1850, Girie créait en Floride la première machine frigorifique fonctionnant par détente d'air comprimé. Ce fut, enfin en 1857 que carre conduisait la spectaculaire machine destinée aux usages industriels.
- Harles Tellier mit au point le procédé de fabrications industrielles de la glace et réaliser la première armoire conservatrice.

- En 1874 il parvenait à intéresser l'académie des sciences pour ses expériences de réfrigération des viandes. Il achetait enfin un navire de 650 tonnes qu'il baptise le frigorifique, il y installe deux machines sellier à éther méthylique. Il s'agira de transporter des viandes fraiches de France en Amérique du sud puis d'en ramener d'Amérique du sud en France.

- Le 20 septembre 1878, le frigorifique quitte Rouen (France) avec deus bœufs en quartiers, douze carcasses de mouton, deux veaux, porc et cinquante volailles.

Ce voyage devait être d'une durée beaucoup plus longue tellière mit trois mois pour toucher bue nos aire, or la viande fut débarquée en parfaite état.

C'était la une démonstration éclatante, et en octobre 1908 à la Sorbonne, ou se tenait les premiers congres du froid, char les tellières voyait acclamé par des milliers de personnes et Recevait son glorieux sur nom de père du froid.

I.2. La conservation des aliments : [1]

I .2.1 Altération des denrées :

Dans certaines régions du monde, la moitié des denrées alimentaires disponibles est perdu entre le moment de la production et celui de la consommation. Ces pertes sont dues à l'action d'agents destructeurs dont les plus importants sont les rongeurs, les insectes, les microorganismes (champignons et bactéries) et l'homme par des manipulations inadéquates (par méconnaissance ou négligence) qui place les produits dans des endroits favorisant diverses altérations.

On définit l'entreposage frigorifique comme une technique de conservation des denrées ou des aliments permettant leur consommation ultérieure.

On distingue deux grands groupes d'aliments suivant leur origine:

- les produits d'origine végétale
- les produits d'origine animale.

Les produits d'origine végétale sont des produits vivants (avant et même pendant la période d'entreposage) tandis que ceux d'origine animale sont des produits qui sont tués préalablement à leur utilisation.

Tous ces produits sont périssables et présentent une grande diversité aussi bien au niveau de leurs propriétés physiques que de leurs compositions chimiques. Ils contiennent en général tous de l'eau, des glucides, des protéines, des sels minéraux et des vitamines. L'eau est en général le constituant majeur et est le principal facteur de l'altérabilité des produits.

L'altération provient:

- du métabolisme (respiration, fermentation, hydrolyses, oxydations.) des produits
- du processus d'autolyse ou de putréfaction.

I.2.1.1 Les agents responsables de l'altération des aliments :

Les enzymes :

Ce sont des catalyseurs biologiques protéiques solubles dans l'eau et fabriqués par les cellules vivantes qui contrôlent les réactions biochimiques de dégradation ou de synthèse.
Elles agissent chacune sur une réaction bien précise portant sur une substance de composition e t de configuration moléculaire prédéterminée. Certaines enzymes restent actives après la mort des tissus et peuvent entraîner une dégradation plus ou moins profonde de la qualité des produits alimentaires.

Les microorganismes :

Ce sont les bactéries et/ou les champignons qui sont présents à la surface ou dans les cavités (ou replis) des organes constituants les végétaux et les animaux. D'autres microorganismes peuvent être apportés par les manipulations subies par les produits.
Les microorganismes peuvent détériorer les aliments en se développant à leurs dépends et en décomposant leur s substances constitutives. Les décompositions peuvent devenir nocives pour la santé du consommateur (microorganismes pathogènes ou synthèse de toxines microbiennes ou mycotoxines). Les facteurs influant le développement des microorganismes sont:

La température :

- ✓ Les températures inférieures à +3°C empêchent la multiplication de certaines bactéries (bactéries pathogènes)
- ✓ Il existe des bactéries (psychrophiles ou psychrotrophes) qui contaminent les aliments d'origine animale et peuvent à des températures entre -2 et +3 °C
- ✓ Le développement des microorganismes est complètement arrêté au dessous de -12 °C.
- ✓ Les températures compnse entre 0 et 1.5°C pour les produits d'origine animale assurent du développement microbien pour une commercialisation à court et moyen terme.

- ✓ Dans le cas des fruits et légumes et pour des températures comprises entre -1°C et +5°C , de champignons (moisissures) peuvent se développer et occasionner des pertes importantes.

L'humidité:

les bactéries et les champignons ne peuvent se développer que si l'activité que si l'activité de l'eau est comprise entre 0.91 et 0.98, pour les champignons , elle doit être supérieure à 0.80.

L'oxygène :

Les moisissures sont aérobies (besoin de l'oxygène de l'air pour se développer) mais d'autres champignons (levures) sont pas aérobies ou anaérobies. Les bactéries peuvent être aérobies et/ou anaérobies.

Le pH :

Le développement des champignons s'effectue dans des milieux dont le pH se situe entre 2 et 8.5 (optimum entre 4 et 6 : milieux acides); pour les bactéries l'optimum est voisin de la neutralité (entre 6 et 7). L'activité de l'eau est le rapport entre la pression à l'équilibre de vapeur d'eau à la surface du produit alimentaire et la pression de vapeur saturante de l'eau pure à la même température. Il existe des techniques de préservation des aliments basés spécifiquement sur l'abaissement de l'activité de l'eau.

I .2.2 Conditions de conservation des aliments :

Les denrées doivent réunir des conditions s vitales pour s'assurer d'une conservation correcte. Il faut d'abord que le produit à conserver soit :

a) Sain : on ne doit conserver que les produits de première qualité, c'est-à-dire ceux de la récolte afin qu'ils restent conservés intacts.

b) Précoce : il est nécessaire que les produits soient le plus rapidement possibles mis au froid, que l'entreposage soit prévu pour le court ou long terme en fonction de la nature de produit , selon qu'il s' agisse de fruit, la température set diffèrent .

c) Continu : il est nécessaire de soumettre le produit à un froid continu ininterrompu du début à la fin

I .2.3 Les méthodes de conservation :

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 .2.3. 1 La Salaison :

Le sel, le salpêtre, les nitrites, interviennent comme antibactériens, ils dénaturent aussi les processus enzymatiques. Les aliments conservés changent de couleur (viandes plus rouges à brunes), le goût est modifié.

I.2.3.2. Le Fumage :

La fumée produite par la combustion lente de bois, choisis pour leurs propriétés odoriférantes, est antioxydant, antibactérienne et antifongique. Cette fumée naturelle est remplacée, industriellement, par des solutions phénoliques (crésol) ou par des acides organiques qui sont antiseptiques et qui donnent l'illusion du "goût de fumée".

I.2.3.3 Le confisage dans la graisse :

Le "confit" est cuit dans la graisse avant d'être conservé au froid, bien enrobé dans sa gangue de graisse, à l'abri de l'air et de la lumière.

I.2.3.4. La fermentation :

A. Action des bactéries : les sucres, contenus dans les aliments, se combinent avec les bactéries pour donner des acides lactiques et propénoïques qui sont antibactériens.

B. Action des levures : les sucres des aliments se transforment, sous l'action des levures, en éthanol avec dégagement de gaz carbonique. L'action antibactérienne se conjugue avec les propriétés organoleptiques qui interviennent directement sur la flaveur, la saveur, ... et la texture des produits.

C. Action des moisissures : associées à la fermentation, elles modifient l'aspect du produit (affinage) tout en étant antibactériennes.

I.2. 4 Conservation par le froid :

I.2.4.1. La Réfrigération : les aliments sains se conservent quelques jours, entreposés à des températures comprises entre 0°C ; et + 8°C.L'évolution microbienne est ralentie.

I.2.4.2. La Congélation : la température des aliments est abaissée jusqu'à -18°C. Les produits sont stabilisés en l'état et la durée de conservation varie de quelques semaines à quelques mois.

I.2.4.3. La Surgélation : l'abaissement rapide de la température des aliments, jusqu'à -40°C. En quelques secondes, favorise la stabilisation en l'état, sans altération des cellules pour une durée de conservation allant de quelques semaines à quelques mois, voire plus d'un an.

I.2.5. Importance du froid :

L'importance du froid est vue par sa présence dans multiples domaines. Dans la vie moderne le froid produit un impact important et joue un rôle essentiel et vital dans la majorité des secteurs de l'activité humaine.

L'action la plus visible et sensible c'est le maintien de la qualité d'un produit, en conservant sa fraîcheur et en empêchant ou ralentissant les bactéries et les microbes de se développer. La rapidité d'une réaction chimique double avec chaque hausse de 10°C de la température. C'est la raison pour laquelle le maintien de la température des aliments prolonge leur durée de conservation. Les produits concernés sont des produits périssables ou des produits non alimentaires tels que des fleurs, des plantes, des produits pharmaceutiques ou chimiques. La réfrigération est un procédé servant à abaisser la température dans un espace donné, et permettant de maintenir des produits à une température suffisamment basse pour ralentir l'action de micro-organismes, et pour les conserver à des jours. La congélation à lieu des températures inférieures, en pratique entre -18°C et -30°C. Si la vitesse de refroidissement est rapide, peu de cristaux de glace se développent, et les tissus cellulaires sont maintenus. La congélation permet de conserver les aliments durant plusieurs mois.

Le froid joue un rôle capital au plan de la santé, de la sécurité sanitaire des aliments, mais pour cela le froid doit être présent tout au long de la chaîne alimentaire.

I.3. 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.3.1. 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.3.2. Entrepôt de commerce :

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

I.3.3. 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.3.4. Entrepôt spéciale:

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

I.3.5. 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).

.

I .4 Chaine du froid pour la conservation frigorifique :

La chaîne du froid :

L'expression ***''chaîne du froid''*** désigne l'ensemble des éléments frigorifiques fixes ou mobiles et les opérations assurant l'acheminement des denrées alimentaires périssables, maintenues sous température contrôlée, du stade de la production au stade ultime de la consommation.

La ''chaîne du froid'' se compose de 5 maillons :

- ✓ Le FROID au stade de la PRODUCTION
- ✓ Le FROID au stade de L'ENTREPOSAGE
- ✓ Les TRANSPORTS FRIGORIFIQUES
- ✓ Le FROID au stade de la DISTRIBUTION
- ✓ Le FROID DOMESTIQUE ou MENAGER

Les 4 premiers maillons sont strictement contrôlés par les Pouvoirs Publics et font l'objet d'une réglementation importante en perpétuelle évolution.

Dans la **distribution** des aliments réfrigérés et surgelés le maintien rigoureux des conditions de **la chaîne du froid**, de la production jusqu'à la consommation finale, a une importance capitale des points de vue :

- Qualité des aliments et
- Protection du consommateur

Le paramètre physique fondamental est la température des denrées soumises au froid. Cette température devra être maintenue la plus constante possible à une valeur déterminée le long de la chaîne du froid.

Enumérons quelques traitements caractéristiques par le froid mis en œuvre pour chacun des maillons.

✓ Le froid au stade de la production et de l'entreposage

Ces deux premiers maillons font l'objet du froid dit industriel. Ils concernent le traitement par le froid et le stockage sous températures contrôlées des denrées périssables, dès :

La récolte ou la cueillette des fruits et légumes



- Pré réfrigération des fruits fragiles
- Conservation à long terme des fruits robustes
- Congélation et surgélation des légumes

La traite du lait et la fabrication de produits dérivés

- Refroidissement du lait à la ferme
- Traitement en centrale laitière (pasteurisation…)
- Stockage à court terme de produits laitiers frais
- Conservation et congélation du beurre
- Traitement par le froid des fromages (halage, maturation, affinage)
- Fabrication de crèmes glacées artisanales ou industrielles…

L'abattage (viandes, volailles, gibiers…)

- Refroidissement rapide des viandes et volailles
- Congélation et surgélation en tunnels
- Stockage à basse température…

La capture (poissons et produits de la mer)



- Congélation à bord des bateaux de pêche
- Fabrication de glace ou de neige hydrique
- Congélation et surgélation au sol
- Stockages divers à basse température

✓ Les transports frigorifiques :



Le transport des denrées périssables sous température contrôlée (des lieux de production et d'entreposage, aux lieux de stockage intermédiaire, puis de distribution), se fait par différents circuits : route, rail, rail-route, voies aériennes et maritimes.

De nombreux types de matériels spécialisés sont utilisés :

Engins isothermes



Engins réfrigérants équipés de moyen de stockage du froid (plaques, tubes, cartouches eutectiques…)

Engins frigorifiques équipés de systèmes frigorifiques autonomes alimentés par un alternateur entraîné par le moteur thermique du véhicule.

Engins mixtes ''réfrigérants/frigorifiques'' dans lesquels la production et l'accumulation de froid se font à quai sur secteur. Durant le transport ou les livraisons sur route, un complément de froid par un système frigorifique embarqué entraîné directement par le moteur thermique du véhicule, peut accroître l'autonomie de ces engins.

Wagons frigorifiques isothermes, réfrigérés par de la glace carbonique ou hydrique, à systèmes frigorifiques autonomes embarqués…

Conteneurs maritimes et aériens isothermes, réfrigérés, à glace carbonique…

✓ Le froid au stade de la distribution :

Ce quatrième maillon est dénommé **''froid commercial''** puisqu'il concerne le froid au niveau des commerces de distribution des denrées alimentaires.

Les denrées réfrigérées, congelées et surgelées sont livrées, du centre de stockage intermédiaire (grossiste, centrale) ou directement des lieux de production et de traitement, sur les lieux de vente au détail aux consommateurs.

Ces lieux de vente ou magasins sont de différentes natures et tailles :

Petits commerces d'alimentation générale

Commerces spécialisés

Moyennes et grandes surfaces (GMS)

Ces magasins de détail sont équipés de moyens de stockage pour recevoir les denrées en température avant préparation et mise en vente dans les meubles frigorifiques en contact direct avec les consommateurs.

Selon la taille des magasins, les moyens de stockage peuvent être :

- Des armoires frigorifiques fermées
- Des congélateurs horizontaux et verticaux
- Des chambres froides de toute taille…

Les commerces de détail sont équipés de meubles frigorifiques de vente (MFV) implantés sur la surface de vente accessible aux consommateurs.

Deux formes de vente sont à distinguer :



La vente assistée par du personnel : Cette vente souvent appelée ''service traditionnel'' concerne principalement les denrées non emballées ou non conditionnées (vente à la coupe, à la tranche, au poids…).

Les denrées sont exposées le plus souvent dans des meubles frigorifiques que nous appellerons vitrines frigorifiques compte tenu de leur superstructure en vitrages, protégeant les denrées non emballées.



La vente en libre-service : Le client se sert lui-même sans l'assistance du personnel. Dans ce cas, les denrées sont toujours préemballées, conditionnées ou protégées d'une façon naturelle (fruits et légumes, par exemple…)

De ces deux formes de vente découlent deux familles de meubles frigorifiques très typées :

- Les vitrines frigorifiques à service traditionnel
- Les meubles frigorifiques en libre-service.

On trouve souvent ces deux familles de meubles dans un même type de commerce, qu'il soit petit ou grand :

PETITS COMMERCES : équipés de vitrines à service traditionnel et d'un ou plusieurs petits meubles en libre-service (bacs pour produits surgelés, meubles pour boissons fraîches…)

GRANDES SURFACES : équipées de rayons ou de linéaires en libre-service et de rayons ou linéaires à service traditionnel tels que : produits de charcuterie, plats préparés, fromages à la coupe, poissons et fruits de mer…

✓ Le froid domestique ou ménager

Le consommateur ayant acheté ses denrées alimentaires dans un magasin ou dans une grande surface, les stockera dans un réfrigérateur domestique, un réfrigérateur/congélateur, un congélateur coffre ou armoire, ou les consommera immédiatement.



On notera le risque important de rupture de la chaîne du froid, contrôlée jusqu'au stade de la distribution, par le consommateur lui-même.

Les denrées réfrigérées, congelées et surgelées peuvent rester longtemps dans le chariot du magasin à température ambiante ou dans le coffre surchauffé d'un véhicule.

Des mesures et des protections adaptées devraient être prises par les particuliers pour limiter ce risque :

- Réduction des temps de transport ''hors froid''
- Regroupement des denrées surgelées et congelées entre elles dans des sacs isolés, dit ''isotherme''
- Utilisation de glacières portables avec emploi éventuel de cartouches eutectiques autonomes…

Le maintien d'une température constante et définie des denrées réfrigérées, congelées et surgelées de la production au stade ultime de la consommation, c'est-à-dire le long de la chaîne du froid, est la fonction principale assignée aux équipements frigorifiques et aux

techniques spécialisées du froid **industriel, commercial, domestique** et dans les **transports** frigorifiques reliant ces divers maillons.

Toute cassure de cette chaîne est irréversible. Elle entraînera une dégradation des qualités hygiéniques, nutritionnelles et organoleptiques des denrées traitées par le froid.

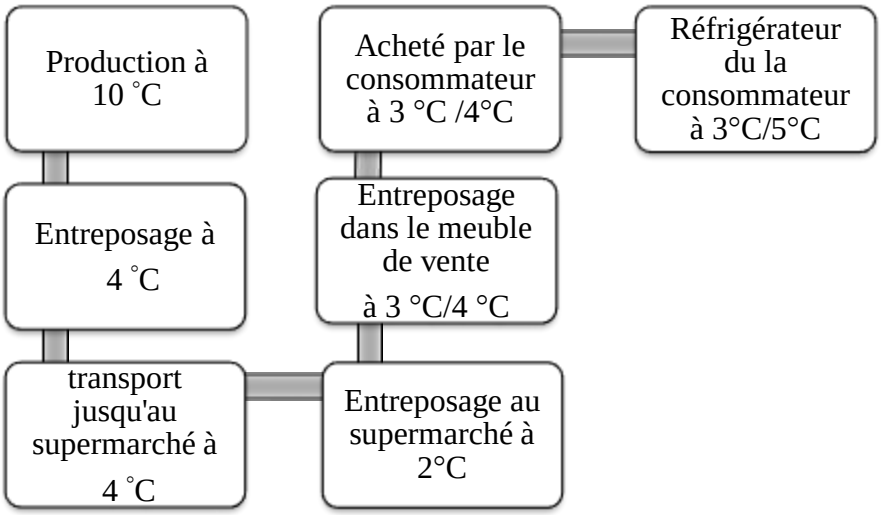


Figure (1) : Présentation la chaîne du froid la viande frais

Chapitre II : déscription et conception de l'entrepot

II 1.Introduction :

Ce chapitre a pour but de donne une description générale de l'entrepôt frigorifique et L'isolation Thermique utilisé dans cette entrepôt et quelque Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer

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

L'entrepôt frigorifique est situé dans la région de Médéa Il est constitué de trois (03) chambres froides + La sas :

- une chambre positive pour la réfrigération (conservation).
- Deux chambres négatives pour la congélation.

Tableau (II.1) : Description des chambres froides

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
01	13.2	6.27	4.58	-25	Congélation
02	7.9	6.27	4.58	0	Réfrigération
03	13.2	6.27	4.58	-18	Congélation
La SAS	6.27	5.3	4.58	12	Réfrigération

II.3. Plan de L'entrepôt frigorifique

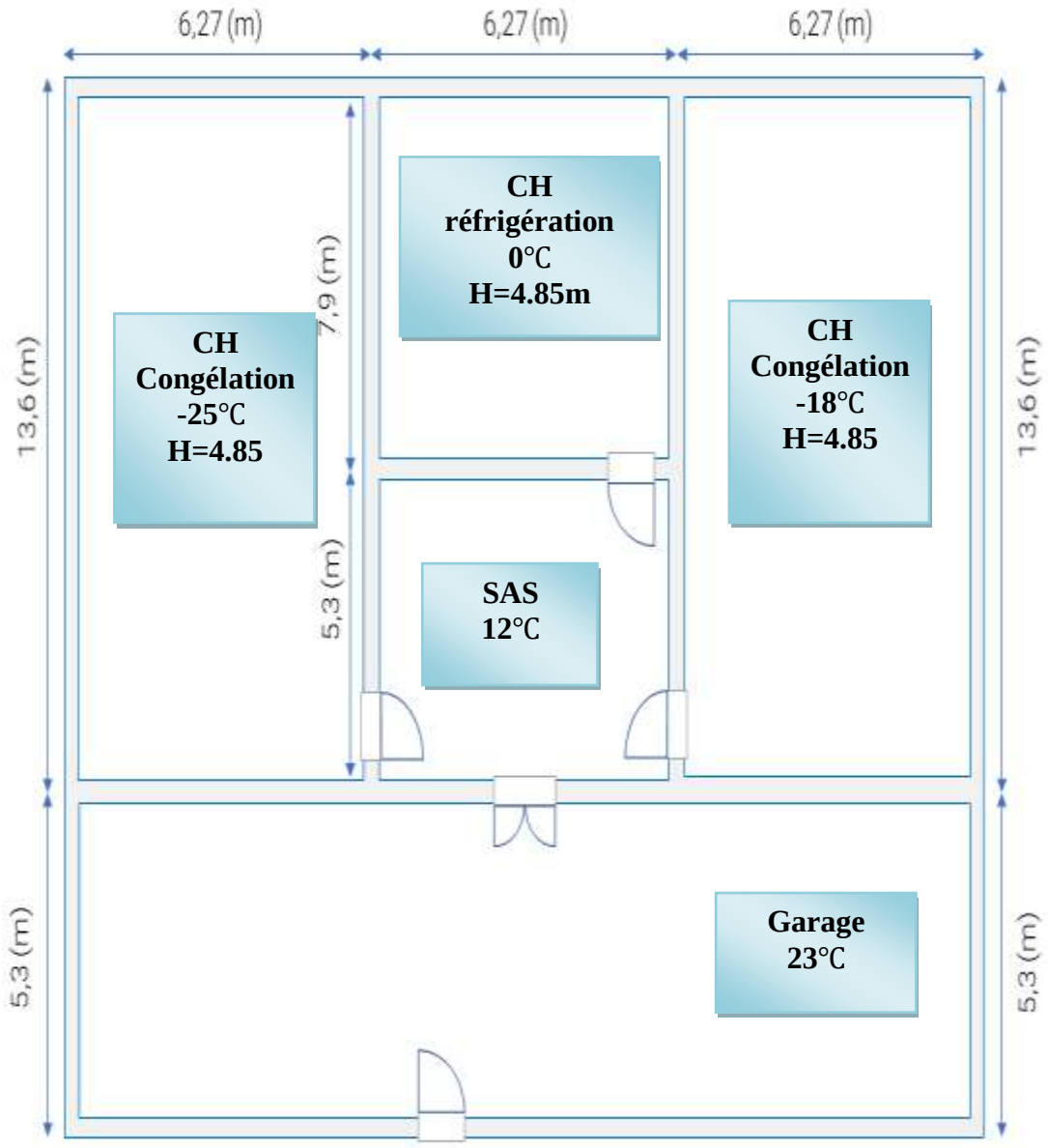


Figure II.1 : Plan de L'entrepôt frigorifique

II.4. Données climatiques :

II.4.1. Données climatiques extérieurs : [2]

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 (φ)	%	32
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)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
01	-25	85	1.5
02	0	80	1.5
03	-18	85	1.5
SAS	12	70	1

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 T (°C)**	**Chaleur massique (KJ/Kg. °k)**		**Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)**
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Poisson	-2.22	3.6….2.93	1.88….1.59	283….206

II.5. Le transfert de chaleur : [3]

On appel un transfert de chaleur, un échange thermique entre deux corps (solide ou fluide). Par exemple:

Deux corps ayant la même température sont dits en (équilibre thermique). Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a un transfert thermique.

II.5.1. Les modes de transfert de chaleur :

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

- Conduction.
- Convection.
- Rayonnement (radiation).

II.5.1.1. La conduction :

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des zones chaudes au zones froides à l'aide de mécanismes à l'échelle microscopique (vibration atomique ou moléculaire).

La conduction est le seul mécanisme qui permet à la chaleur d'être transmise au sein d'un solide.

II.5.1.2. La convection :

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière on ne peut donc avoir de convection que dans les liquides est les gaz.

II.5.1.3. Le 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.6. Isolation thermique de l'entrepôt :

L'isolation thermique est une « barrière pour le transfert de chaleur ». Elle vise à conserver la température (le froid) à l'intérieur des chambres froides d'autre part elle empêche la pénétration de la chaleur externe. Une bonne isolation diminue donc les apports dus à la transmission de chaleur et l'ensoleillement, pour réaliser cette bonne isolation il faut tenir compte des caractéristiques thermique et physique de l'isolant.

II.6.1. Le choix de l'isolant :

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants:

- Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [$\lambda = 0.033$ (w/m°C)].
- Le Polyuréthane (PUR) [$\lambda = 0.024$ (w/m °C)]

II.6.2. Les caractéristiques du polyuréthane :

- Conductivité thermique très faible $\lambda = 0.024$ (w/m°c)
- Masse volumique faible.
- Bonne résistance mécanique et chimique.
- Non Toxique.
- Ininflammable.
- Inodore.
- Volume constant.
- Léger.
- Etanche à la vapeur d'eau.
- Disponible en Algérie et moins chère.

II.7. Le choix des différentes parois : [4]

Les parois utilisées dans notre entrepôt de type panneaux sandwiches ont été choisies à partir du catalogue (ISOBAR). Paroi étanche, inoxydable, avec une bonne résistance mécanique l'épaisseur du cadre adapté à celui de la paroi, isolée en polyuréthane

II.7.1. Mur extérieur et plafond :

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

Tableau (II.5) : Mur extérieur et plafond

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^{0}K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.05	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	/	/	0.21
03	Acier galvanisé	0.05	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	0.1	0.024	4.166
05	Acier galvanisé	0.05	45	1.11×10^{-4}

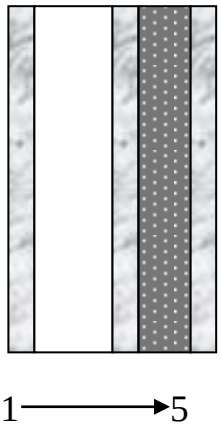


Figure (II.2) : Mur extérieur et Plafond

II.7.2. Mur intérieur :

Tableau (II.6) : Mur intérieur

N°	Matériaux	E(m)	λ(W/m.K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.05	45	1.11×10^{-4}
02	Polyuréthane	0.1	0.024	4.166
03	Acier galvanisé	0.05	45	1.11×10^{-4}

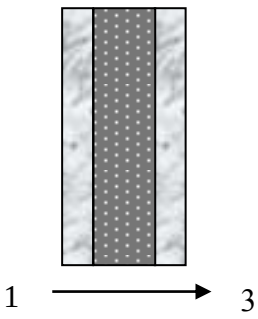


Figure (II.3) : Mur intérieur

II.7.3. Plancher :

Tableau (II.7) : Plancher				
N°	**Matériaux**	**E (m)**	**λ (W/m^{0}K)**	**R_i (m^2.K/W)**
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Liège	0.04	0.033	1.212
04	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.1.3



Figure (II.4) : Plancher

Chapitre III : Calcul du billon frigorifique

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.Données de base de calcul :

- ✓ La température maximale de l'extérieur.
- ✓ La température de la chambre froide.
- ✓ Les dimensions de la chambre froide.
- ✓ La température de l'aliment.
- ✓ Dimension de la porte.
- ✓ Puissance de l'éclairage, ventilation.
- ✓ L'épaisseur de la paroi (l'isolation de paroi).

III 3. Bilan Thermique :[5]

III 3.1. Les charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent :

III 3.1 .1 . 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 :

$$Q_{tr} = K \cdot S \cdot \Delta T \quad (w) \qquad \text{(III.1)}$$

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois **(W).**

S : surface de la paroi considérée **(m²).**

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée **(°C).**

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée **(w/m²ºk)**.

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} \qquad (W/m^2.^ok) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(III.2)}$$

Avec :

$\frac{1}{hi}$: Résistance thermique superficielle interne en (**W/m².ºk)**, 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 **(W/m².ºk).**

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur **(e)** en **m** et par son coefficient de conduction thermique **(λ)** en (**W/m².ºk).**

$\frac{1}{he}$: Résistance thermique superficielle externe en **(W/m².ºk).**

III3. 1 .2 . 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 :

$$Q_{re} = m_{a.e}.\Delta h \qquad (W) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(III.3)}$$

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)

$$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a} \quad (kJ/Kg) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(III.4)}$$

$h_{a.e}$: Enthalpie de l'air extérieur (kJ/Kg).

$h_{a.a}$: Enthalpie de l'air intérieur (kJ/Kg).

Par ailleurs, on a :

$$m_{a.e} = V_{a.e} \times \rho_{a.a} / 86400 \text{ (Kg/s)} \quad \text{(III.5)}$$

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).

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_o}{1+\frac{t}{273.15}} \ (Kg/m^3) \quad \text{(III.6)}$$

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 :

$$V_{ae} = V_{c.f.}\ n\ (m^3/jour) \quad \text{(III.7)}$$

Avec :

$V_{c.f}$: volume de la chambre froide **(m^3).**

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

$$n = \frac{70}{\sqrt{Vcf}} \quad jour^{-1} \quad \text{(III.8)}$$

III 3. 1 .3 . Les charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op}):

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

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times \Delta T_p)] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}})} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) C_{r.a} \ (W) \quad \text{(III.9)}$$

Avec :

$$\Delta T_p = T_e - T_a \ (k°) \quad \text{(III.10)}$$

$\mathbf{T_a}$: Température ambiante dans la chambre froide.

$\mathbf{T_e}$: Température à l'extérieur.

$\boldsymbol{\tau_p}$: Temps d'ouverture des portes exprimé en **(min/h)**.

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

$\mathbf{L_p}$: Largeur d'une porte en **(m).**

$\mathbf{h_p}$: Hauteur d'une porte en **(m).**

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

$\mathbf{h_{a.f}}$: Enthalpie de l'air ambiant a coté de la porte de la chambre froid en **(kJ/kg).**

$\mathbf{h_{a.a}}$: Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froid en **(kJ/kg).**

$\mathbf{C_{r.a}}$: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 :

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

Avec :

$\mathbf{d_t}$: Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne($\mathbf{min/t}$).

$\mathbf{f_j}$: Flux journalier des marchandises en tonne par jour ($\mathbf{t/jour}$).

Le flux journalier ($\mathbf{f_j}$)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 :

$$C = A \times h \times d_e \times \delta_0 \quad \text{(kg)} \qquad \text{(III.12)}$$

Avec :

A : surface de la chambre froide en **(m^2).**

h : hauteur maximale de gerbage en **(m).**

$\mathbf{d_e}$: Densité d'entreposage en **(kg/m^3).**

$\boldsymbol{\delta_0}$: Coefficient d'occupation au sol des marchandises en **(%).**

III 3. 2 .Charges thermiques internes :

III 3.2.1. Les charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées :

III 3.2 .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 $6\ W/m^2$ au sol.

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

$$Q_{e.c} = n.\ p.\ \tau\ /\ 24 \qquad (W)\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{ (III.13)}$$

Avec:

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

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

$$Q_{p.e} = i\ .q_p.\ \tau\ /\ 24 \qquad (W)\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{ (III.14)}$$

Avec :

i : 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 3.2.1.3.Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :

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

$$Q_{m.r} = n.\ p.\tau\ /\ 24 \qquad (W)\text{..}(III.15)$$

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

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

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 3.2.2. Charge thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III 3.2.2.1. 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 :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(t_1 - t_2)}{86400} \qquad (KW)\text{..}(III.16)$$

- ✓ Dans le cas de congélation :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1.(t_1 - t_2) + m.L + m.c_2.(t_3 - t_2)}{86400} \qquad (KW)\text{.....................}(III.17)$$

Avec :

m : masse de denrées introduites chaque jour. (**Kg/j**).

C_1 : capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer (**KJ/Kg.K**).

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**)

III 3.2.2.2. 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 :

$$Q_{resp} = \frac{m.q_{resp}}{86400} \quad \text{(KW)} \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(III.19)}$$

Avec :

m : masse de marchandises (**Kg/j**).

q_{res}: chaleur de respiration de marchandises (**KJ/Kg**).

Les produits végétaux et les fromages dégagent de la chaleur de respiration ou de fermentation on a : $Q_{resp} = 0$.

III 4. 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 :

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 :

$$P_{int} = Q_{int} \times 24 / \tau_{inst} \text{ (kW)} \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(III.20)}$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (t_{int}) est de 18heures par jour pour la produits congelés et de 16 heures 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.

III 5. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur $[Q_{vent}]$:

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours dès évaporateurs équipés 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 :

$$Q_{vent} = \frac{n.p.\tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad \text{(kw)} \qquad \text{(III.21)}$$

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 6. Charge 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 :

$$Q_{dég} = \frac{n.p.\tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad \text{(kw)} \qquad \text{(III.22)}$$

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 (III.1)

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.

- Tableau de nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques

Tableau (III.1) : nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques.

Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		**Nombre et durée des périodes de dégivrage en (min/d)**
Groupe (1)	- chambre froide de produits congelés - chambre froide sans chauffage meuble ilot - armoire frigorifique - présentoir frigorifique à viande an air recyclé sans chauffage. - présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	2×60 min/d
Groupe (2)	- resserre à viande - séchoir à saucissons - chambre de saumurage - - chambre de maturation (fromage)	4×20 min/d
Groupe (3)	- chambre froide à produits laitiers - chambre froide à fruits et légumes	3×20 min/d

III 7. Exemple du calcule :

III 7.1. Calcule le bilan frigorifique :

III 7.1.1. Calcule les charges thermiques externes :

III 7.1.1. 1. La charge thermique par transmission a traversé les parois :

Q_{tr} =K×S×ΔT W

- ✓ **chambre № 1 :**
- **Paroi (1) :**
- ➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{3(0.05)}{45}+0.21+\frac{0.1}{0.024}\right)+0.06} = 0.223 \text{ W/m}^2 .\text{K}$$

- ➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$$\Delta t = (38 + 273) - (-25 + 273)$$

$$\Delta t = 63 \text{ K}$$

- ➢ **Calcul la surface :**

$$S = L \times h$$

$$S = 6.27 \times 4.58$$

$$S = 28.716 \, m^2$$

$$Q_{tr} = 0.223 \times 28.716 \times 63$$

$$Q_{tr} = 404.049 \, W$$

- **Paroi (2) :**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{3(0.05)}{45}+0.21+\frac{0.1}{0.024}\right)+0.06} = 0.223 \text{ W/m}^2 \text{.K}$$

➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$$\Delta t = (38 + 273) - (-25 + 273)$$
$$\Delta t = 63\ K$$

➢ **Calcul la surface :**

$$S = L \times h$$

$$S = 13.2 \times 4.58$$

$$S = 60.456\ m^2$$

$$Q_{tr} = 0.223 \times 60.456 \times 63$$

$$Q_{tr} = 849.346\ W$$

- **Paroi (3)**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{2(0.05)}{45}+\frac{0.1}{0.024}\right)+0.12} = 0.230 \text{ W/m}^2 \text{.K}$$

➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$$\Delta t = (23 + 273) - (-25 + 273)$$
$$\Delta t = 48\ K$$

➢ **Calcul la surface :**

$$\boldsymbol{S = L \times h}$$

$$\boldsymbol{S} = 6.27 \times 4.58$$

$$\boldsymbol{S} = 28.716\ m^2$$

$$\mathbf{Q_{tr}} = 0.230 \times 28.716 \times 48$$

$$\mathbf{Q_{tr}} = \boldsymbol{317.510W}$$

- **Paroi (4)**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\text{hi}} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\text{he}}}$$

$$K = \frac{1}{0.06 + \left(\frac{2(0.05)}{45} + \frac{0.1}{0.024}\right) + 0.12} = 0.230\ \text{W/m}^2\ .\text{K}$$

➢ **Calcul différence de température :**

$$\boldsymbol{\Delta t = t_{ext} - t_{int}}$$

$$\boldsymbol{\Delta t} = (\mathbf{0 + 273}) - (\mathbf{-25 + 273})$$
$$\boldsymbol{\Delta t = 25\ K}$$

➢ **Calcul la surface :**

$$\mathbf{S = L \times h}$$

$$\mathbf{S} = 7.9 \times 4.58$$

$$\mathbf{S} = 36.182\ m^2$$

$$\mathbf{Q_{tr}} = 0.230 \times 36.182 \times 25$$

$$\mathbf{Q_{tr}} = \boldsymbol{208.04\ W}$$

- **Paroi (4')**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{2(0.05)}{45}+\frac{0.1}{0.024}\right)+0.12} = 0.230 \text{ W/m}^2 .\text{K}$$

➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$$\Delta t = (12 + 273) - (-25 + 273)$$
$$\Delta t = 37\ K$$

➢ **Calcul la surface :**

$$S = L \times h$$

$$S = 6.27 \times 4.58$$

$$S = 3.978\ m^2$$

$$Q_{tr} = 0.230 \times 3.978 \times 37$$

$$Q_{tr} = 33.852\ \text{W}$$

$$Q_{tr} = Q_{tr(A)} + Q_{tr(B)}$$

$$Q_{tr} = 241.189\ \text{W}$$

- **Plafond :**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{3(0.05)}{45}+0.21+\frac{0.1}{0.024}\right)+0.06} = 0.223 \text{ W/m}^2 .\text{K}$$

➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$\Delta t = (38 + 273) - (-25 + 273)$
$\Delta t = 63\ K$

➢ **Calcul la surface :**

$S = L \times h$

$S = 13.10 \times 6.16$

$S = 80.696\ m^2$

$Q_{tr} = 0.223 \times 80.696 \times 63$

$Q_{tr} = 1133.61\ W$

- **Planche :**

➢ **Calcul coefficient K pour la paroi :**

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$K = \frac{1}{0.06+\left(\frac{0.03}{1.05}+\frac{0.02}{0.87}+\frac{0.04}{0.033}+\frac{0.12}{1.16}\right)+0.03}$ =0.687 W/m^2 .K

➢ **Calcul différence de température :**

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int}$$

$\Delta t = (38 + 273) - (-25 + 273)$
$\Delta t = 63\ K$

➢ **Calcul la surface :**

$S = L \times h$

$S = 13.10 \times 6.16$

$S = 80.696\ m^2$

$Q_{tr} = 0.687 \times 80.696 \times 63$

$$Q_{tr} = 3492.603\ W$$

Tableau (III.2) : 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	0.223	28.761	38	-25	63	404.049
2	0.223	60.456	38	-25	63	849.346
3	0.230	28.761	23	-25	48	317.510
4	0.230	36.182	0	-25	25	208.046
4’	0.230	3.978	12	-25	37	33.852
Plafond	0.223	80.696	38	-25	63	1133.698
Sol	0.687	80.696	38	-25	63	3492.603

Q_{tr}= 6439.104 W

✓ **chambre № 2 :**

Tableau (III.3) : charge thermique par transmission à 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	0.223	28.761	38	0	38	243.716
2	0.230	36.182	-25	0	25	208.046
3	0.230	36.182	-18	0	18	149.793
4	0.230	28.761	12	0	12	79.377
Plafond	0.223	49.533	38	0	38	419.742
Sol	0.179	49.533	15	0	15	132.996

Q_{tr}= 1874.97 W

✓ **chambre № 3 :**

Tableau (III.4) : charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03.

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
1	0.223	28.761	38	-18	56	359.154
2	0.223	60.456	38	-18	56	754.974
3	0.230	28.761	-18	23	41	271.206
4	0.230	36.182	-18	0	18	149.793
4’	0.230	3.978	12	-18	30	27.448
Plafond	0.223	80.696	38	-18	56	1007.65
Sol	3.460	80.696	38	-25	63	15634.49

Q_{tr}= 18204.715 W

✓ **SAS :**

Tableau (III.5) : charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS.

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
1	0.230	19.293	-25	12	37	164.193
2	0.230	19.293	-18	12	30	133.121
3	0.230	28.761	0	12	12	79.370
4	0.230	28.760	23	12	11	72.76
Plafond	0.223	25.379	38	12	26	146.689
Sol	0.687	25.379	15	12	3	52.143

Q_{tr}= 648.276 W

III 7.1.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air :

$$Q_{re} = \dot{m} \times \Delta h$$

Tableau (III.6) : charge thermique par renouvellement d'air.

Chambre	N	V_{cf} (m^3/s)	$\rho_{a,a}$ (kg/m^3)	V (m^3/d)	Δh (J/kg).10^3	ṁ (kg/s)	Q_{re} (J/kg)
1	3.614	375	1.226	1355.25	96.505	0.0192	1852.89
2	4.27	250	1.287	1106.67	64.259	0.0164	1053.84
3	3.615	375	1.383	1375.75	88.709	0.0113	1002.41
SAS	6.56	113.7	1.226	745.93	26.98	0.0105	285.44

✓ **chambre № 2 :**

$$Q_{re} = \dot{m} \times \Delta h$$

$m = \frac{V \times \rho_{a,a}}{86400}$

$V = v_{cf} \times n$ $\quad$ $\boldsymbol{n = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}}}$ $\quad$ $\Delta h = h_{ex} \times h_{in}$

$\boldsymbol{n = \frac{70}{\sqrt{250}}} = 4.427$

$\boldsymbol{v} = 250 \times 4.27 = 1106.67\ m^3/d$

Pae $= \frac{1}{vs} = \frac{1}{0.777} = 1.287$ Kg /m^3

$\dot{m} = \frac{\mathbf{1106.67 \times 1.287}}{\mathbf{86400}} = 0.0164\ kg/s$

$\Delta h = 72.2748 - 8.0154 = 64.259 \times 10^3$ J/kg

$Q_{re} = 0.0164 \times 64.25 \times 10^3$

$Q_{re} = \frac{1053.84\text{J}}{\text{kg}}$

III 7.1.1.3. Charge thermique par ouverture de porte :

On a:

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

Les données :

d_e (poissen) = 350 Kg/m^3.

- ✓ **chambre № 1 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = (38+273) - (-25+273) = 63$ K
- $\rho_{ae} = 1.22257$ Kg/m^3.
- $\rho_{ae} = \frac{1}{vs} = \frac{1}{0.7035} = 14214$ Kg /m^3.
- $L_p = 0.99$ m.
- $h_p = 1.895$ m.
- $h_{ae} = 42.22748$ Kj /Kg.
- $h_{aa} = 24.2353$ Kj /Kg.
- $C_{r.a} = 1$.

✓ **Calculτ_p :**

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

A = 80.69m^2. h =3.60 m d_e =350 Kg /m^3 η_o=0.055.

C =80.69×3.60×350×0,055 =55918.17Kg.

$C = 55918.17 \times 25\% = 13979.54 \times 10^{-3}$ Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

- f_j = 13979.54×10^{-3} t /d. - d_t =6 min /t.

Alors :

τ_p= 3.494min /h.

Donc:

Q_{op}= [8+ (0.067×63)]×3.494×0.99×1.4214 × 1.895 × $\sqrt{1.895 \times (1 - 0.860)}$ × 51.605 × 1

Q_{op} = 4330.3W.

✓ chambre № 2 :

- Δt_p = 38 K
- ρ_{aa} = 1.2855 Kg/m^3.
- ρ_{ae} = 1.22257 Kg /m^3.
- L_p =0.99 m.
- h_p= 1.895 m.
- h_{ae}=72.2748 Kj /Kg.
- h_{aa}= 8.0154 Kj /Kg.
- $C_{r.a}$ = 1.

✓ **Calcul τ_p :**

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

$C = 29646.69 \times 25\% = 7411.674 \times 10^{-3}$ Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

- f_j = 7411.674×10^{-3} t /d. -d_t =6 min /t.

Alors :

τ_p = 1.84min /h.

Q_{op} = 275.6541W.

✓ chambre № 3 :

- Δt_p = 56 K
- ρ_{aa} = 1.3817 Kg/m^3.
- ρ_{ae} 1.22257 Kg /m^3.
- L_p =0.99 m.
- h_p= 1.895 m.
- h_{ae}=27.37 Kj /Kg.
- h_{aa}=16.4358 Kj /Kg.
- $C_{r.a}$ = 1.

- ✓ **Calculτ_p :**

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

C = 139979.54 Kg /d

C=13.99754 t/d

Donc le flux journaliers de marchandise :

- f_j = 13.99754 t /d. -d_t =6 min /t.

Alors :

τ_p= 3.494 min /h.

Donc:

Q_{op} = 2438.55W.

- ✓ **SAS :**

- Δt_p = 11 K
- ρ_{aa} = 1.2256 Kg/m^3.
- ρ_{ae} 1.16585 Kg /m^3.
- L_p =1.21 m.
- h_p= 1.895 m.
- h_{ae}=54.3526 Kj /Kg.
- h_{aa}=27.3704 Kj /Kg.
- $C_{r.a}$ = 1.

- ✓ **Calculτ_p :**

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

C = 3745.11 Kg /d

C=3.7451 t/d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 3.7451 t /d. -d_t =6 min /t τ_p= 0.936 min /h.

Donc: Q_{op} = 184.27W.

III 7.1.2. Calcul des charges thermiques internes :

III 7.1.2.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées :

III 7.1.2.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) :

Tableau (III.7): Les données de la charge thermique de l'éclairage.			
Chambre	**Nombre de luminaire**	**Puissance de chaque luminaire (p) (W)**	**Durée de fonctionnement (τ) (h/d)**
1	11	75	8
2	7	75	8
3	11	75	8
SAS	4	75	8

- **Méthode № 1 :**

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

- ✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{ec} = \frac{11 \times 75 \times 8}{24} = 275 \quad W.$$

Tableau (III.8) : Charge thermique de l'éclairage				
Chambre	**Nombre de luminaires**	**Puissance de luminaires (W)**	**Durée de fonctionnement (h/d)**	**Q_{ec} (W)**
1	11	75	8	275
2	7	75	8	174
3	11	75	8	275
SAS	4	75	8	100

➢ **Méthode № 2 :**

Remarque :

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

✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{ec} = 80.69 \times 6 = 484.14\ W$$

Tableau (III.9) : Charge thermique de l'éclairage.			
Chambre	**Puissance de luminaires (W)**	**Surface (m^2)**	**Q_{ec} (W)**
1	6	80.69	484.14
2	6	49.533	297.19
3	6	80.96	484.14
SAS	6	25.30	151.8

III 7.1.2.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe} :

$$Q_{pe} = \frac{n \times qp \times \tau}{24} \quad W.$$

Chambre № 1 :

Données : n = 8 qp= 420 τ =4 T= -25 °C

Tableau (III.10) : charge thermique due aux personnes Q_{pe}					
Chamber	**Nombre de personne(n)**	**q_p (W)**	**T (°C)**	**Durée de fonctionnement (τ) (h/d)**	**Q_{pe} (W)**
1	8	420	-25	4	560
2	6	270	0	6	405
3	8	378	-18	4	504
SAS	4	250	12	8	274.66

Remarque :

La charge thermique due au matériel roulant égala zéro car la manutention est manuellement.

La charge thermique due à des machines diverses égala zéro car le produit ne besoin pas de couper.

III 7.1.2.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées :

III 7.1.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes :

$$Q_{de}= \frac{m\times c_1\times(t_1-t_2)+m\times L+m\times c_2\,(t_2-t_3)}{86400}$$

Données :

$C_{(poisson)}$ =3.2 KJ/Kg.K

- ✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{de}= \frac{13979.54\times 3.2\times(12-2.22)+13979.54\times 244.5+13979.54\times 1.735(2.22+25)}{86400}$$

Q_{de}= 53.300 kW

Tableau (III.11) : Charge thermique due aux denrées entrantes dans les chambres de congélation								
Chambre	**Masse de marchandise (Kg)**	**T_1 (°C)**	**T_2 (°C)**	**T_3 (°C)**	**c_1 (KJ/kg.k)**	**c_2 (KJ/kg.k)**	**L (kJ/kg)**	**Q_{de} (W)**
1	13979.54	12	-2.22	-25	3.2	1.735	244.5	53300
3	13979.54	12	-2.22	18	3.2	1.735	244.5	47230

- ✓ **chambre № 2**

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2)}{86400}$$

$$Q_{de} = \frac{7384.44 \times 3.2 \times (12 - 0)}{86400}$$

$$Q_{de} = 3.348 \text{ kw}$$

Tableau (III.12) : Charge thermique due aux denrées entrantes dans les chambres de réfrigération					
Chambre	**Masse de marchandise (Kg)**	**T_1 (°C)**	**T_2 (°C)**	**c_1 (KJ/kg.°k)**	**Q_{de} (w)**
2	7384.44	12	0	3.2	3348
SAS	3745.11	23	12	3.2	1525

III 7.2. 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.13) : Puissance frigorifique

Chambre	Q_{tr}	Q_{re}	Q_{op}	Q_{ec}	Q_{pe}	Q_{mr}	Q_{de}	Q_{re}	Q_{int}
1	6438.73	1852.89	4330.3	484.14	560	0	53300	0	66966.06
2	1437.585	1053.84	275.6541	297.19	405	0	3348	0	6817.26
3	18304.715	1002.41	2438.55	484.14	504	0	47230	0	69963.81
SAS	648.276	285.44	184.27	151.8	274.66	0	1525	0	3069.44

.

Remarque :

La charge thermique due à la respiration des denrées égala zéro car le produit qui en a conservé et un produit animal donc ne respire pas

III 7.3. La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

$$Q_{0int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}}$$

Donc :

Tableau (III.14) : La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur.

Chambre	Q_{int}	τ_{int}	Q_{0int}
1	66966.06	18	89288.08
2	6817.26	16	10225.89
3	69963.81	18	93285.08
SAS	3069.44	16	4604.16

III 7.4. La charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs : $[Q_{vent}]$

$$Q_{vent} = \frac{n \times P \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad W.$$

III 7.5. La charge thermique prévisionnelle : $[Q_{prev}]$

$$Q_{prev} = 1.2 \times Q_{0,int} \quad (w)$$

Tableau (III.15) : charge thermique prévisionnelle.		
Chambre	**Q $_{0,int}$ (W)**	**Q $_{prev}$ (W)**
1	89288.08	107145.696
2	10225.89	12271.068
3	93285.08	111942.096
SAS	4604.16	5524.992

- ✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{vent} = \frac{3 \times 900 \times 18}{18} = 2700 \text{ w}$$

Tableau (III.16) : charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs.					
Chambre	**N**	**P (w)**	**τ_{evap} (h)**	**τ_{inst} (h)**	**Q_{vent}(w)**
1	3	900	18	18	2700
2	2	450	16	16	900
3	3	900	18	18	2700
SAS	2	300	16	16	600

III 7.6. La charge thermique due aux résistances de dégivrage : $[Q_{dég}]$

$$Q_{tdég} = \frac{n \times P \times t_{dég}}{\tau_{inst}}$$

- ✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{tdég} = \frac{25200 \times 2}{18} = 2800\ w$$

Tableau (III.17) : charge thermique due aux résistances de dégivrage					
Chambre	**N**	**P (w)**	$\tau_{dég}$ **(h)**	τ_{inst} **(h)**	$Q_{dég}$**(w)**
1	/	25200	2	18	2800
2	/	1740	1.33	16	144.63
3	/	27500	2	18	3055.55
SAS	/	1800	1.33	16	149.62

III 8.Contrôle de la puissance frigorifique effective de l'évaporateur :

$$Q_{eff} = Q_{0int} + Q_{vent} + Q_{dég}$$

- ✓ **chambre № 1 :**

$$Q_{eff} = 89288.08 + 2700 + 2800$$

$$Q_{eff} = 94788.08$$

Donc :

$$Q_{prév} \geq Q_{eff}$$

Tableau (III.18) : Résultat Contrôle de la puissance frigorifique effective de l'évaporateur.					
Chambre	Q_{0int} **(w)**	Q_{vent} **(w)**	$Q_{dég}$ **(w)**	Q_{eff}**(w)**	$Q_{prév}$ **(w)**
1	89288.08	2700	2800	94788.08	107145.696
2	10225.89	900	144.63	11270.52	12271.068
3	93285.08	2700	3055.55	99070.63	111942.096
SAS	4604.16	600	149.62	5353.78	5524.992

Chapitre IV : Choix et calcule thermodynamique des systèmes frigorifique

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 : [6]

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.3.2.1. Critères thermodynamiques:

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

IV.3.2.2. 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.3.2.3. 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.3.2.4. Critères économiques :

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

IV.3.2.5. 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 di chlore (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 déplétion potentiel)

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.

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 azéotropique 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.4. Les propriétés physico-chimiques du R-404A :

Tableau (IV.2) : Les propriétés physico chimiques du R404A		
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.5. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

IV.5.1. La température de condensation :

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

$$\mathbf{T_c = T_e + \Delta T \quad °C} \text{ ……(IV.1)}$$

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

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

IV.5.2. 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:

$$T_{ev} = T_i - \Delta T \quad °C \text{.....(IV.2)}$$

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.3) : L'écart de température

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.5.3. 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.6. 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.Tapez une équation ici.

$$\tau_{comp} = {}^{p_c}/_{p_{ev}} \quad \text{..... (IV.3)}$$

- 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.

$$p_{i=}(p_{ev} \times p_c)^{½} \quad \text{bar} \quad \text{.....(IV.4)}$$

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

IV.6.1. Exemple de calcul :

✓ chambre № 1 :

(T_i = - 25) et (T_e = 38°C).

L'écart de température ΔT = 9 °C.

$T_c = T_e + \Delta T$ = 378+ 9 = 47 °C.

L'écart de température ΔT =6 °C.

$T_{ev} = T_i - \Delta T$ = - 25– 6 = - 31°C.

$DT = T_i - T_{ev} = -25 - (-31) = 6℃$

A partir du l'application Réglette Réfrigérants en trouve :

P_{ev} = 1.95 bar.

P_c = 21.39 bar.

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev}$ = 21.39 / 1.95 = 10.96 bar

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

$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (1.95 \times 21.39)^{1/2}$ = 6.45 bar.

Tableau (IV.4) : les résultats des paramètres du fonctionnement									
Chambre	**T_{ev} (°c)**	**T_c (°c)**	**P_{ev} (bar)**	**P_c (bar)**	**τ_{comp}**	**Nombre d'étage**	**P_i (bar)**	**$\tau_{comp.basse}$**	**$\tau_{comp.haute}$**
01	-31	47	1.95	21.39	10.96	Bi-étagée	6.45	3.31	3.39
02	-3	47	5.45	21.39	3.92	Mono-étagée	/	/	/
03	-24	47	2.58	21.39	8.29	Bi-étagée	7.42	2.87	2.87
SAS	2	47	6.40	21.39	3.34	Mono-étagée	/	/	/

.

IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres :

A partir des calcules on a choisi pour notre projet : deux machines à compression mécanique mono étagée et deux machines à compression mécanique Bi-étagée.

IV.7.1. La machines à compression mécanique mono étagée :

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:

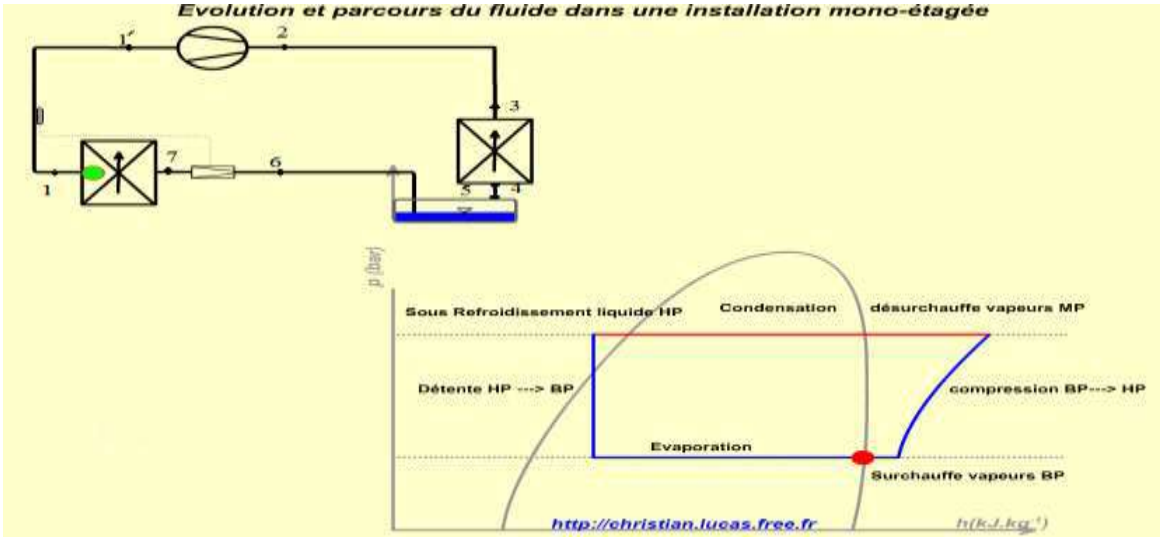


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

IV.7.1.1. 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.7.2. La machines à compression mécanique bi étagée :

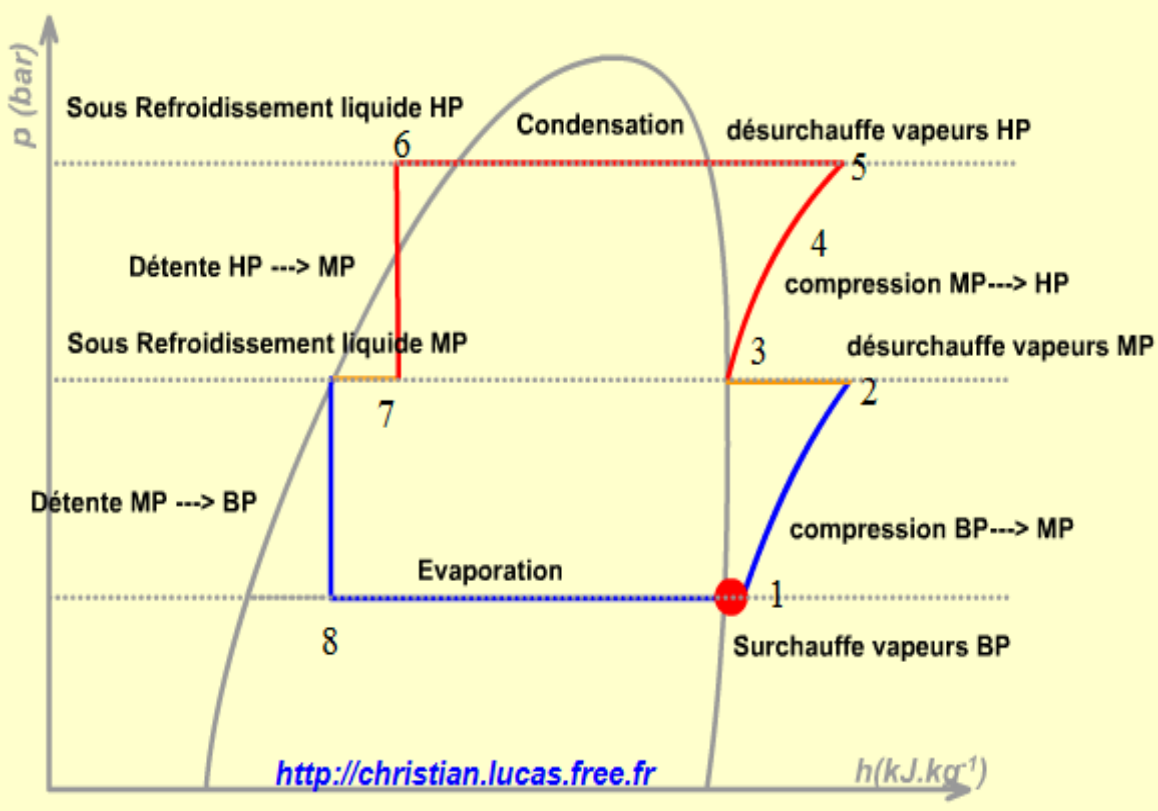


Figure (IV.2) : Principe de la compression bi étagée

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.7.2.1. 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.8. 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.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée :

IV.8.1.1. 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.5)

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.8.1.2. 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.

$Q_v = Q_m \times V_6$ m^3/Kg…………………………………………………….(IV.6)

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

V_6 : volume spécifique au point 6

IV.8.1.3. 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.7)

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

H_2 : l'enthalpie au point 2.

H_1 : l'enthalpie au point 1.

IV.8.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$Q_c = Q_m \times (H_4 - H_3)$ Kw…….....(IV.8)

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_4 : l'enthalpie au point 4.

H_3 : l'enthalpie au point 3.

IV.8.1.5. 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.8.1.6. 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.

$Q_o + P_{th} = Q_c$ Kw……(IV.10)

IV.9. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 02, SAS) :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C

Le liquide se sous-refroidi au 3^{eme} tronçon du condenseur de 5°C

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

✓ **chambre № 2 :**

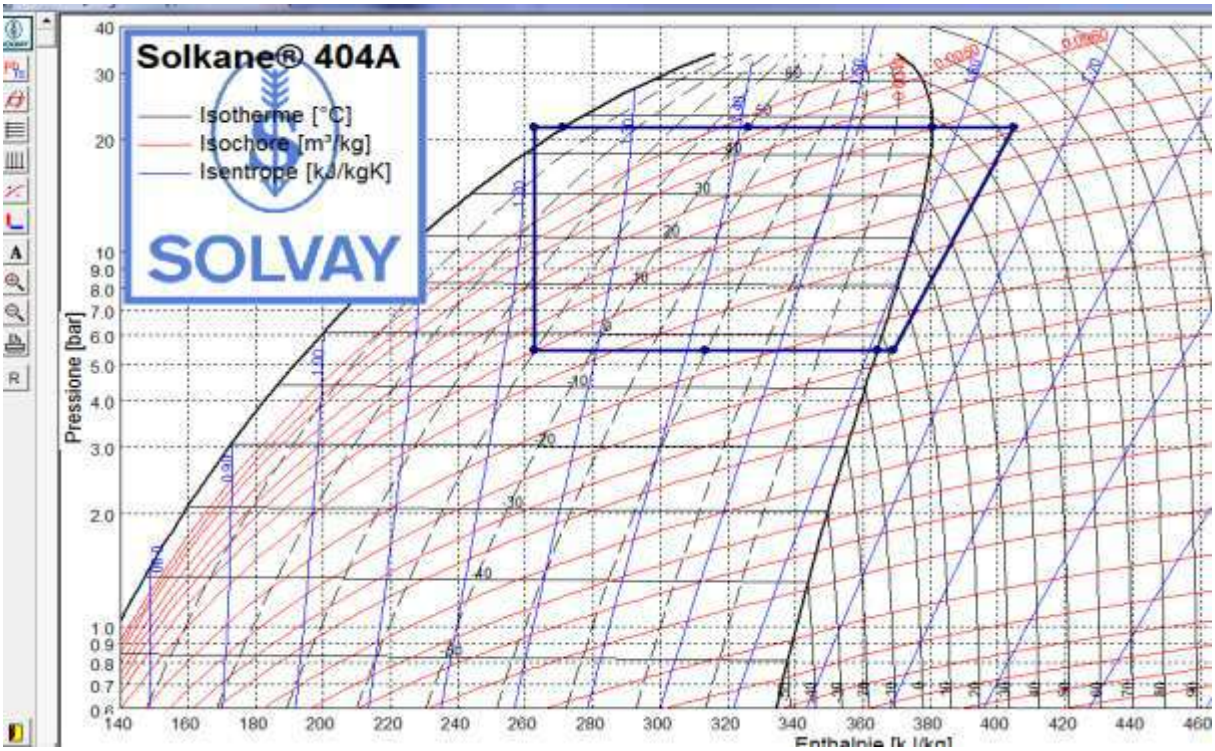


Figure (IV.3) : Diagramme enthalpique chambre : 02

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.5) : 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	63.81	21.42	404.92	9.68	/
03	Vapeur saturée	63.81	21.42	404.91	9.68	/
04	Liquide saturée	41.70	21.42	262.58	1.05	/
05	Liquide sous-refroidi	-3.32	5.45	262.58	14.91	0.398
06	Liquide+vapeur	2	5.45	369.13	37.29	/

SAS :

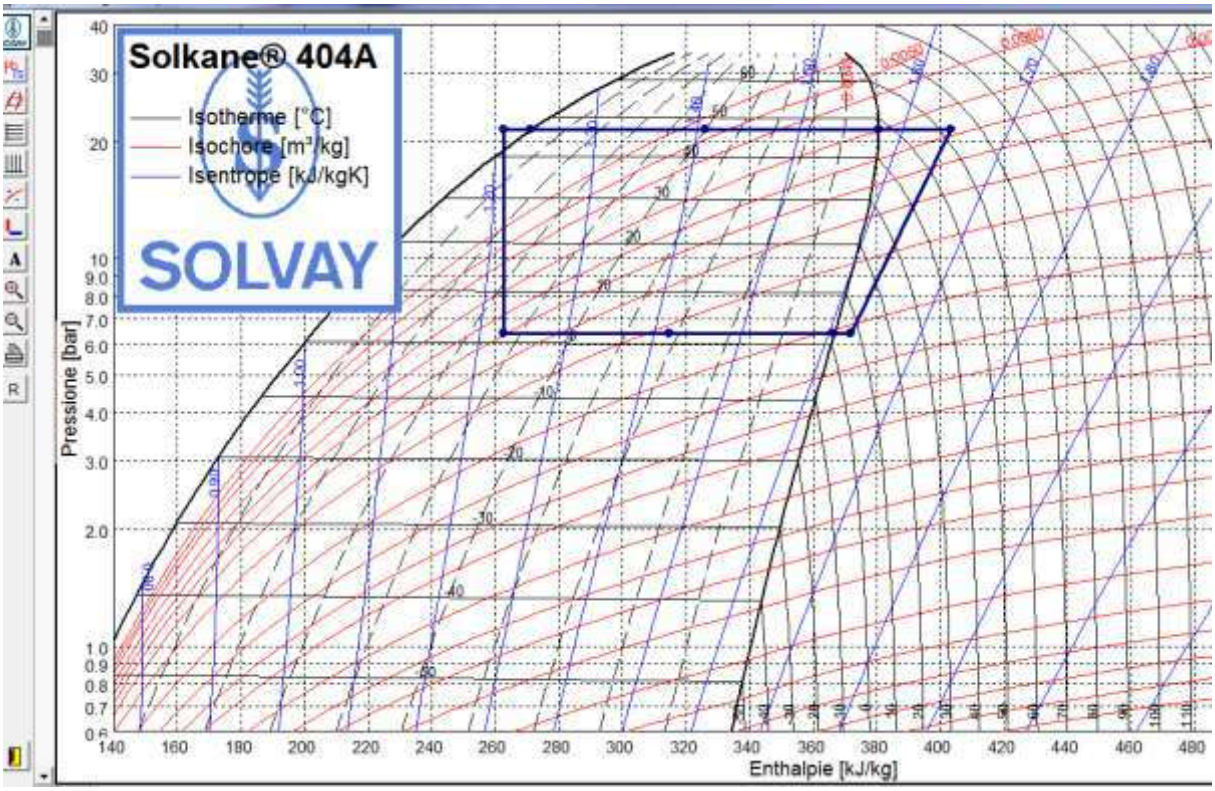


Figure (IV.4) : Diagramme enthalpique de la SAS.

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.6) : 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	62.61	21.42	403.33	9.57	/
03	Vapeur saturée	62.61	21.42	403.33	9.57	/
04	Liquide saturée	41.70	21.42	262.58	1.05	/
05	Liquide sous-refroidi	1.68	6.40	262.58	11.83	0.366
06	Liquide+vapeur	7	6.40	371.74	31.80	/

Exemple de calcul :

- ✓ **chambre № 2 :**

$\mathbf{Q_m = Q_o / (H_6 - H_5)}$

$$\mathbf{Q_m} = \frac{11.27}{369.13-262.58}$$

$\mathbf{Q_m} = 0.105$ **kg/s**

$\mathbf{Q_v = Q_m \times V_6}$

$\mathbf{Q_v} = 0.105 \times 0.0376$

$\mathbf{Q_v} = 0.00394$ $\mathbf{m^3/Kg}$

$\mathbf{P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_1)}$

$\mathbf{P_{th}} = 0.105 \times (404.92 - 369.13)$

$\mathbf{P_{th}} = 3.757$ **kW**

$\mathbf{Q_c} = Q_m \times (H_4 - H_3)$

$Q_c = 0.105 \times (404.91 - 262.58)$

$Q_c = 14.944$ **kW**

$\mathbf{COP = Q_o / P_{th}}$

$COP = \frac{11.27}{3.757} = 2.99$

$\mathbf{Q_o + P_{th} = Q_c}$

$11.27 + 3.757 = 15.027\ kw \geq 14.944$ **kw**

Tableau (IV.7) : Résultat de calcule du Bilan frigorifiques de l'installation 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	11.27	0.105	0.00394	13.757	14.944	15.027	2.99
SAS	5.35	0.049	0.0015	1.547	6.89	6.45	3.45

IV.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation Bi-étagée :

IV.9.3. L'étage bas pression :

IV.9.3.1. 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.9.3.2. Le débit volumique du fluide frigorigène :

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

$Q_{v1} = Q_{m1} \times V_1$ m^3/Kg……………………………………………...…(IV.12)

IV.9.3.3. La puissance théorique consommée par le compresseur :

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_1)$ Kw……………………………………………….(IV.13)

IV.9.4. L'étage haut pression :

IV.9.4.1. 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.9.4.2. 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.9.4.3. 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.10. 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.11. 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.12. 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.

$Q_o + P_{th1} + P_{th2} = Q_c$

IV.13. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre 01, chambre 03) :

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique

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 5 °C. Le sous refroidissement s'effectue a la sortie du condenseur d'une valeur égale à 5°C environ.

- ✓ **chambre № 1 :**

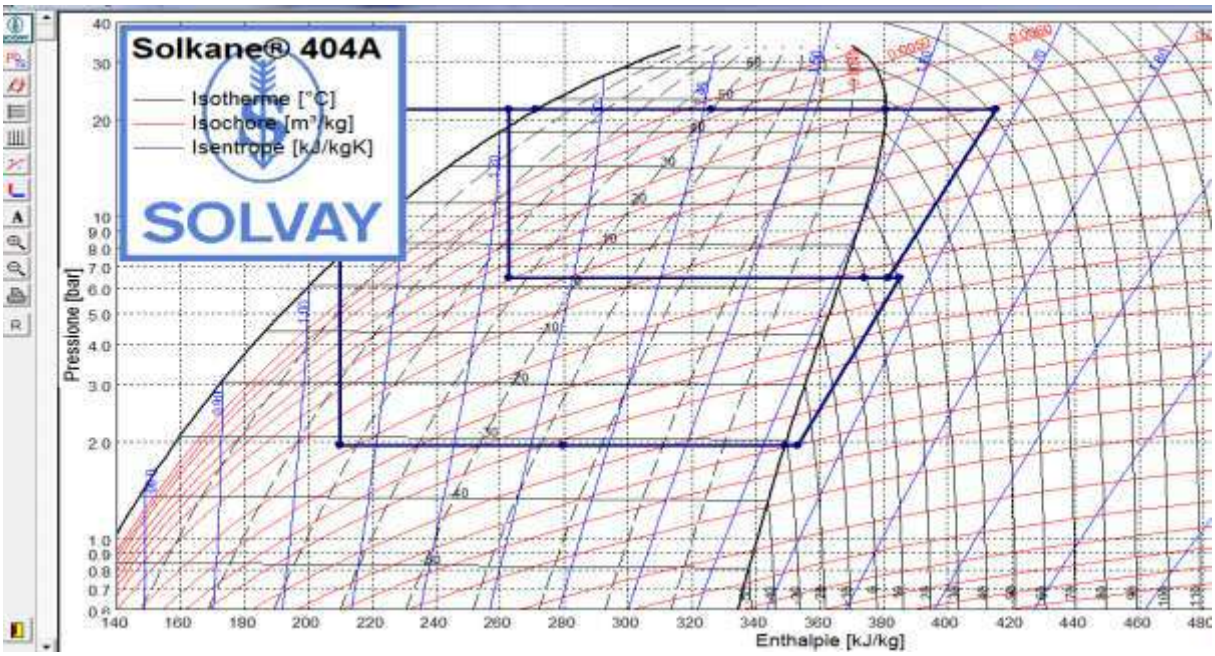


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique chambre : 01

Le tableau suivant 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 tiré par la figure précédente.

Tableau (IV.8) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (dm^2/kg)	Titre
01	Vapeur surchauffée	-26.00	1.94	353.18	101.36	/
02	Vapeur surchauffée	20.73	6.45	385.16	34.10	/
03	Vapeur saturée	17.03	6.45	381.54	33.42	/
04	Liquide saturée	71.78	21.42	415.09	10.32	/
06	liquide Sous-refroidi	41.70	21.42	262.58	1.05	/
07	Liquide+vapeur	1.93	6.45	262.58	11.70	0.365
09	Liquide sous-refroidi	6.93	21.42	210.02	0.89	/
10	Liquide+vapeur	-31.48	1.94	210.02	27.63	0.274

✓ **chambre № 3 :**

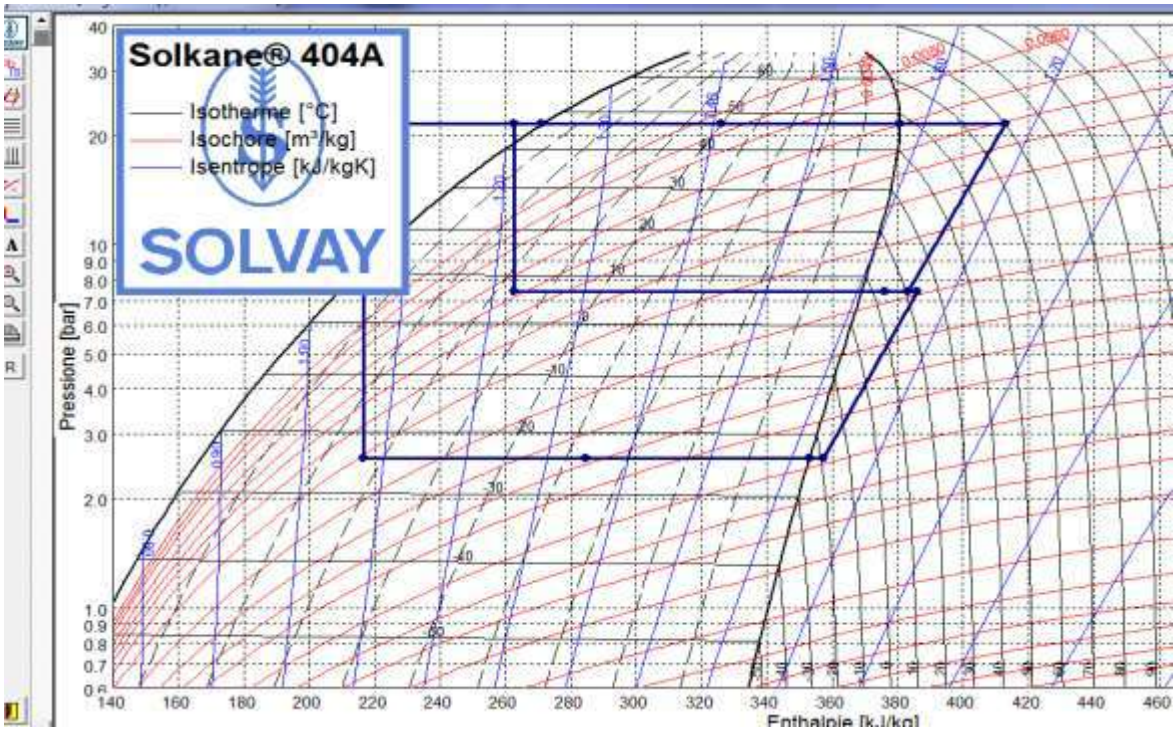


Figure (IV.6) : Diagramme enthalpique chambre : 03

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

Tableau (IV.9) : 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
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	21.43	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

Exemple de calcul :

- ✓ **chambre № 1 :**

L'étage bas pression :

$\mathbf{Q_{m1} = Q_o / (H_1 - H_9)}$

$\mathbf{Q_{m1}} = \frac{\mathbf{94.8}}{\mathbf{353.18-210.02}}$

$\mathbf{Q_{m1}}$= 0.662 **Kg/s**

$\mathbf{Q_{v1} = Q_{m1} \times V_1}$

$\mathbf{Q_{v1}}$= 0.662 × 0.1013

$\mathbf{Q_{v1}}$= 0.0671 $\boldsymbol{m^3/kg}$

$\mathbf{P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_1)}$

$\mathbf{P_{th1}}$ =0.662× (385.16 − 353.18)

$\mathbf{P_{th1}}$ =21.170 **KW**

L'étage haut pression :

$\mathbf{Q_{m3} = Q_{m1}\ [(H_2 - H_{10}) / (H_3 - H_7)]}$

$\mathbf{Q_{m3}}$ =0.662$\left[\frac{(\mathbf{385.16-210.02})}{(\mathbf{381.54-262.58})}\right]$

$\mathbf{Q_{m3}}$ =0.974 **Kg/s**

$\mathbf{Q_{v2} = Q_{m3} \times V_3}$

Q_{v2} =0.974× 0.03342

Q_{v2} =0.0325 m^3/Kg

$\mathbf{P_{th2} = Q_{m3} \times (H_4 - H_3)}$

$\mathbf{P_{th2}}$ = 0.974× (415.09 − 381.54)

$\mathbf{P_{th2}}$ =32.677 **KW**

$\mathbf{Q_c = Q_{m3} \times (H_4 - H_6)}$

$\mathbf{Q_c}$ = 0.974× (415.09 − 262.58)

$\mathbf{Q_c}$ = 148.544 **Kw**

$\mathbf{COP = Q_o / (P_{th1} + P_{th2})}$

$$\mathbf{COP} = \frac{94.8}{21.176+32.677}$$

$$\mathbf{COP} = 1.76$$

$$\mathbf{Q_o + P_{th1} + P_{th2} \geq Q_c}$$

94.8+21.176+32.677= 148.653 kw ≥ 148.544kw

Tableau (IV.10) : Résultat de calcule du bilan frigorifique de l'installation Bi-étagée.

CH	Q_o (kw)	Q_{m1} (Kg/s)	Q_{m3} (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	94.8	0.662	0.974	0.067	0.032	21.170	32.677	148.653	148.54	1.76
03	99.07	0.703	0.987	0.0543	0.028	20.176	29.353	148.14	148.59	2.00

Chapitre V: Choix des éléments de l'installation

V.1. Introduction :

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

V.2. compresseurs :

V.2.1. Rôle :

- ✓ -Aspirer le volume de fluide frigorigène qui s'échappe de l'évaporateur sous forme de vapeur.
- ✓ Assurer la compression de ce fluide frigorigène depuis la basse pression jusqu'à la haute pression
- ✓ Véhiculer le fluide frigorigène vers le condenseur Les différentes technologies de compresseurs.

V.2.2 Les déférentes technologies de compresseur :

V.2.2.1. Ouvert :

Le compresseur et le moteur (électrique ou thermique) sont séparés physiquement et attelés l'un à l'autre, soit directement, soit au moyen de courroies ou d'un train d'engrenage. Ils sont totalement démontables pour entretien et réparations, leur technologie permet facilement l'interchangeabilité des pièces d'usure.



Figure (V.1): Compresseur ouvere

V.2.2.2. Hermétique :

La partie mécanique du compresseur et le moteur électrique sont enfermés dans une enveloppe étanche.

L'ensemble est indémontable.



Figure (V.2) : compresseur hermétique

V.2.2.3. Semi-hermétique :

L'enceinte du moteur électrique est en prolongement du carter du compresseur.

Sous cette forme, tous les organes internes du compresseur et du moteur électrique sont accessibles à l'entretien et aux réparations.

- Le compresseur semi-hermétique est utilisé pour les moyennes et forte puissances.



Figure (V.3) : Compresseur semi-hermétique

V.2.3. Les types de compresseurs :

V.2.3.1. Les compresseurs à piston :

- **Caractéristiques techniques :**

  - ✓ Type de compression : volumétrique
  - ✓ Type du mouvement de compression : alternatif
  - ✓ Technologies utilisées : hermétique (H)
    Semi-hermétique (SH)
    Ouvert (O)
  - Applications : Industriel (SH-O) - climatisation individuelle (H)
  - conditionnement d'air (H-SO)

  Ce sont les compresseurs les plus utilisés au monde.

  Leur carter est à la basse pression. Leur graissage se fait soit par barbotage, soit sous pression grâce à une pompe à huile.

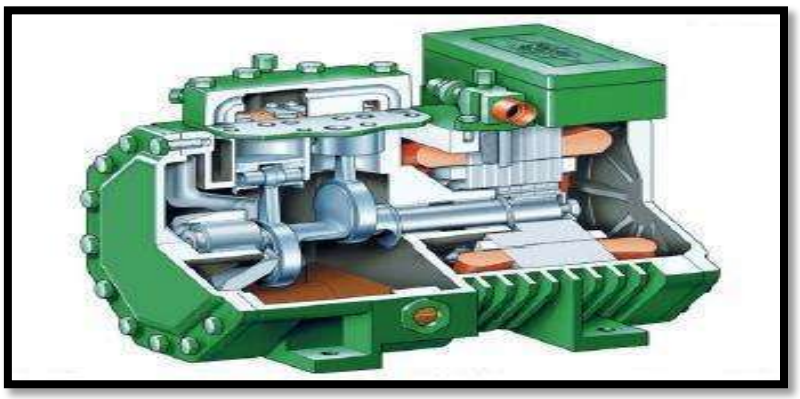


Figure (V.4) : Compresseur semi-hermétique à piston.

V.2.3.2. Les compresseurs à vis :

- **Caractéristiques techniques :**

  - ✓ Type de compression : Volumétrique
  - ✓ Type de mouvement de compression : Rotatif
  - ✓ Technologies utilisées : hermétique
    Semi- hermétique
    Ouvert

- ✓ Applications : froid et climatisation ménager et industriel Leur carter est à la haute pression.

La lubrification du compresseur se fait sous pression grâce à une pompe à huile qui peut être externe, Dans la majorité des cas, l'huile doit être refroidie.

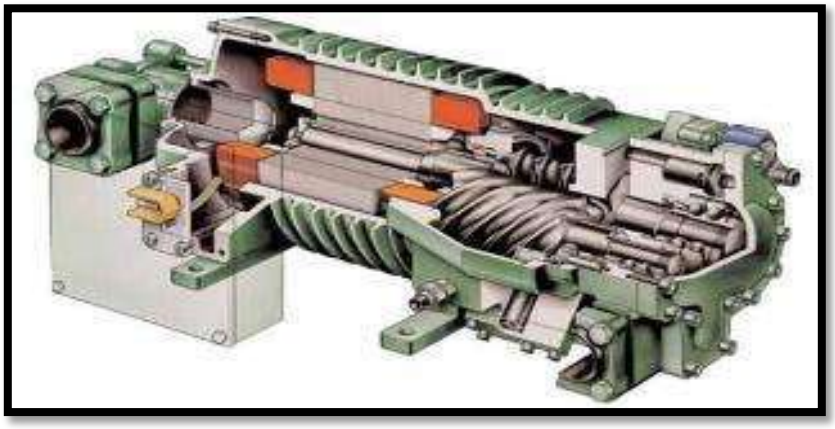
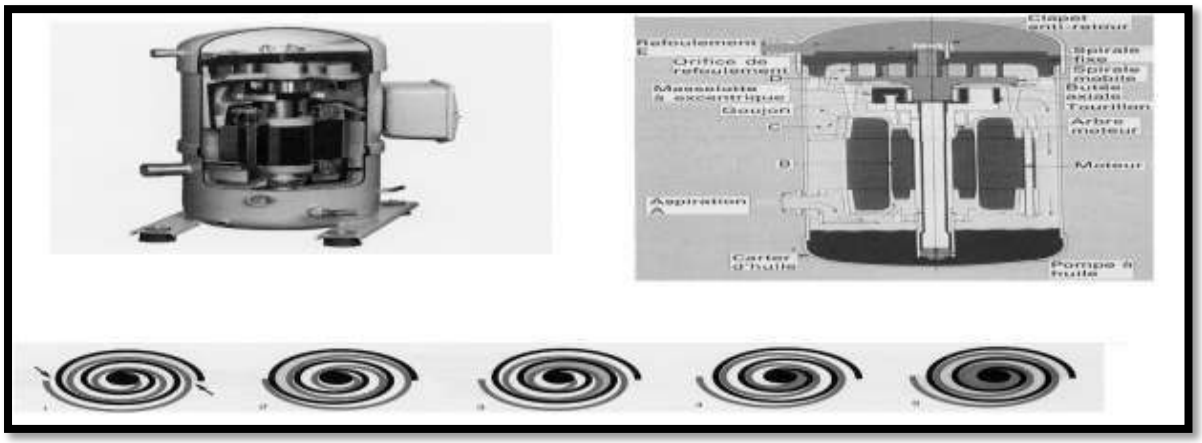


Figure (V.5) : Compresseur à vis.

V.2.3.3. Les compresseurs à spirales :

- **Caractéristiques techniques :**

- ✓ Type de compression : Volumétrique
- ✓ Type de mouvement de compression : Alternatif
- ✓ Technologies utilisées : Hermétique
- ✓ Applications : Climatisation, pompe à chaleur, réfrigération moyenne et basse température



Figure(V.6): Compresseur à spirales

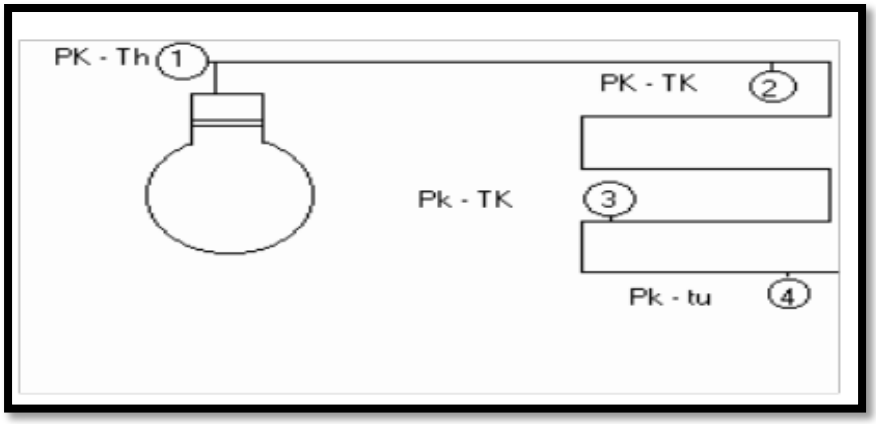
Remarque :

Dans le compresseur frigorifique on utilise le polyol ester comme huile lubrifiant, le polyol ester est un complexe de plusieurs alcool basé sur un ester dont sa formule chimique générale est le $C_9H_{18}O_4$.

V.3.Le condenseur :

V.3.1.Rôle :

- ✓ Transférer de la chaleur du fluide frigorigène au médium de refroidissement (air ou eau).
- ✓ Evolution du fluide frigorigène dans un condenseur



Figure(V.7) : Emplacement de condenseur

- ✓ Aux pertes de charge prés, le fluide frigorigène évolue à pression constante dans le condenseur. Au point 1, le fluide frigorigène se trouve à une haute pression et, surchauffé, il se refroidit jusqu'au point 2 où il commence à se condenser.
- ✓ La condensation étant terminée au point 3, le fluide frigorigène doit être sous refroidi de façon à être certain d'arriver en liquide au détendeur.

V.3.2. Les types de condenseurs :

- ✓ Il y a trois type de condenseur (condenseur à air, condenseur à eau et condenseur combiné « eau – air »).

V.3.2.1.Condenseur à air :

V.3.2.1.1.Condenseur à air à convection naturelle :

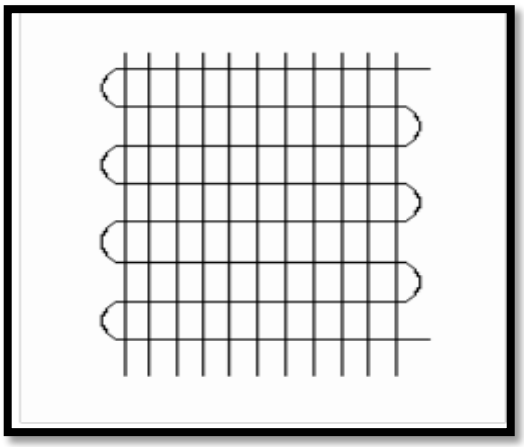


Figure (V.8): Condenseur à air à convection naturelle

V.3.2.1.2.Condenseur à air à convection forcée :



Figure(V.9): Condenseur à air à convection forcée.

- ✓ Ils sont utilisés pour les installations commerciales et industrielles.
- ✓ Constitués de faisceaux ailettes, généralement serpentins et ailettes en aluminium ou en cuivre.
- ✓ Ils sont beaucoup moins encombrants que les condenseurs à air à convection naturelle à puissance égale.
- ✓ Sur les installations à compresseur ouvert l'hélice du ventilateur est montée sur la poulie du moteur d'entrainement du compresseur.

Pour les autres types de compresseur s'est un ou plusieurs ventilateurs indépendants qui assurent la circulation d'air, l'efficacité d'un condenseur dépend de :

- La température ambiante.
- La vitesse de l'air.
- La propreté des faisceaux ailette.

➢ Choix de groupe de condensation :

Le choix des groupes de condensation de notre installation a été fait à partir du logiciel **SELECT7**

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

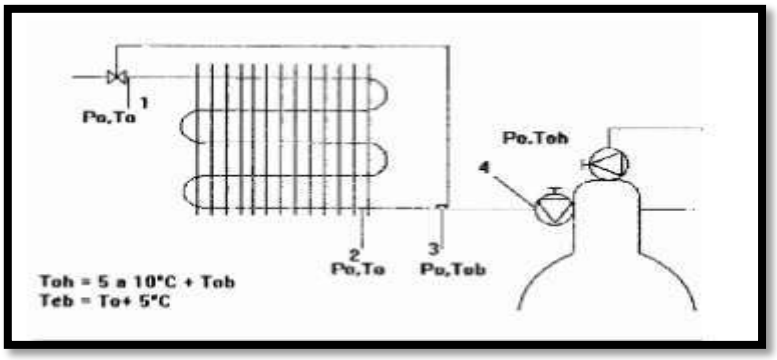
Tableau (V.1) : Les choix de groupe de condensation de chaque chambre.

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	Z9-6MM-30X	19.45	0.98	233.00	45.7	9455
2	Z9-4MA-22X	36.60	2.11	389	48.7	61831
3	W99-6MI-40X	27	1.17	321	47.7	133609
SAS	Z9-4MA-22X	34.40	2.33	463	50.4	61831

V.4.L'évaporateur :

V.4.1.Rôle :

Transférer la chaleur de médium à refroidir au fluide frigorigène



Figure(V.10) : Emplacement d'évaporateur.

V.4.2. Les type de l'évaporateur :

Il y a deux types de l'évaporateur (l'évaporateur à air et l'évaporateur à eau).

V.4.2.1.l'évaporateur à air :

V.4.2.1.1. l'évaporateur à convection forcée :

L'écart de température (ΔT) entre la température moyenne du médium à refroidir et la température d'évaporation, lorsque l'installation est en régime stable doit être :**ΔT 5 à 10°C**

- ✓ **Les évaporateurs cubiques**

Ils peuvent être, soit de type commercial, soit de type industriel.

Ils sont constitués par un faisceau ailette, enfermé dans une carrosserie métallique, la tôle inférieure servant d'égouttoir.

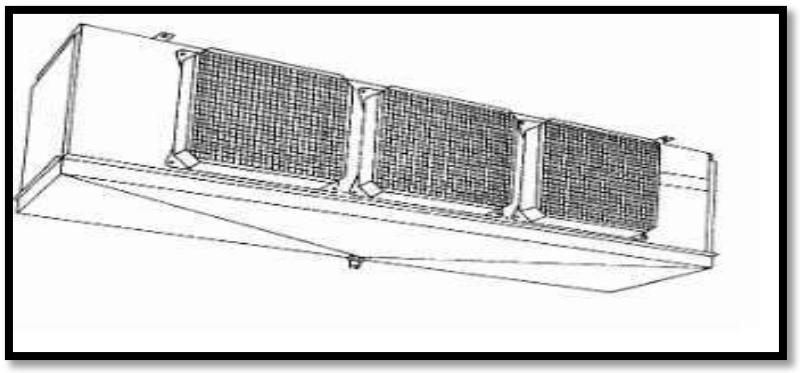
Suivant l'emplacement des ventilateurs, la hauteur de l'évaporateur, sa fixation, la vitesse de l'air, ils sont classés en plusieurs catégories pour les chambres froides positives ou les chambres froides négatives.

Dans la majorité des cas, les ventilateurs aspirent l'air sur la batterie pour obtenir une meilleure uniformité de la température et une bonne projection d'air.

Pour les évaporateurs de chambres froides négatives, des résistances blindées sont disposées dans les encoches des ailettes pour assurer le dégivrage qui peut être aussi hydraulique. Des résistances sont aussi placées dans le bac égouttoir, et dans le tube d'évacuation d'eau. Ces évaporateurs sont équipés de thermostats de fin de dégivrage.

Pour les évaporateurs industriels, plusieurs éléments en parallèle forment le circuit frigorifique pour éviter les pertes de charges excessives.

L'alimentation se fait par distributeur de liquide et l'aspiration par collecteur.

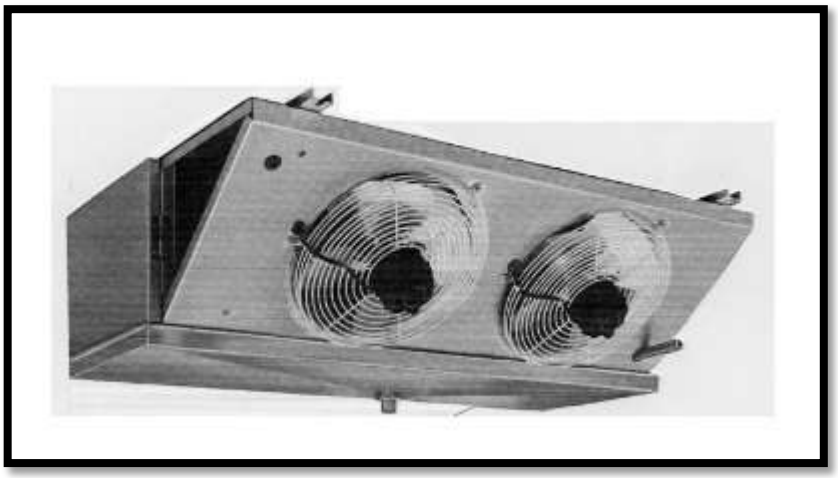


Figure(V.11) : évaporateurs cubiques a convection force.

✓ Les évaporateurs plafonniers

Utilisé en réfrigération et conservation lorsqu'une forte hygrométrie et une faible ventilation sont nécessaires (fruits, légumes fleurs, fromages). Utilisé également pour la climatisation de salles de travail (faible circulation d'air, silencieux, faible hauteur), ainsi que pour la conservation de

viandes fraîches de 0 à –15°C.



Figure(V.12) : évaporateurs plafonniers a convection force.

V.4.2.1.2.l'évaporateur à convection d'air naturel :

L'écart de température (ΔT) entre la température moyenne du médium à refroidir et la température d'évaporation, lorsque l'installation est en régime stable, doit être : **ΔT = 10° à 20°C**

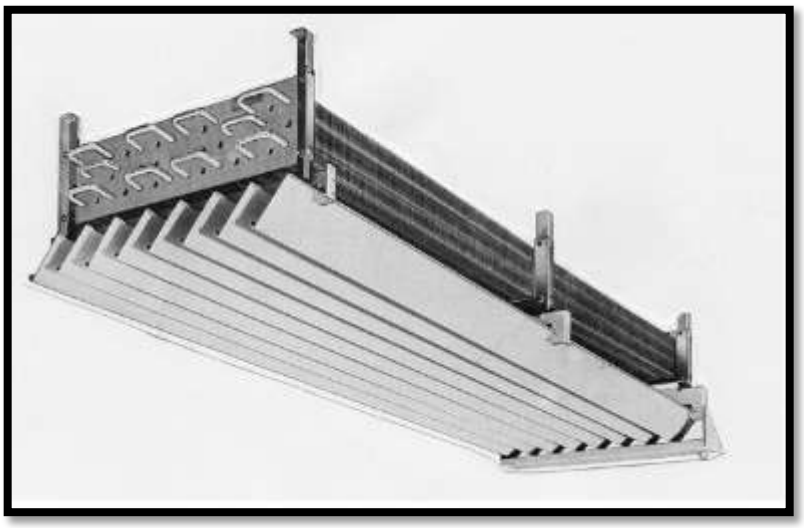
- ✓ **Les évaporateurs plafonniers**

Evaporateur conçu pour des applications dans lesquelles une ventilation mécanique n'est pas souhaitable.

- réfrigération et conservation de produits fragiles (poissons, fleurs)
- conditionnement des salles de travail, d'emballage...
- Permet d'utiliser la totalité de la surface au sol.

L'égouttoir évite la projection de gouttelettes à l'extérieur et dirige l'air.

Cet évaporateur peut être monté dans un caisson de refroidissement et devenir un évaporateur à convection forcée.

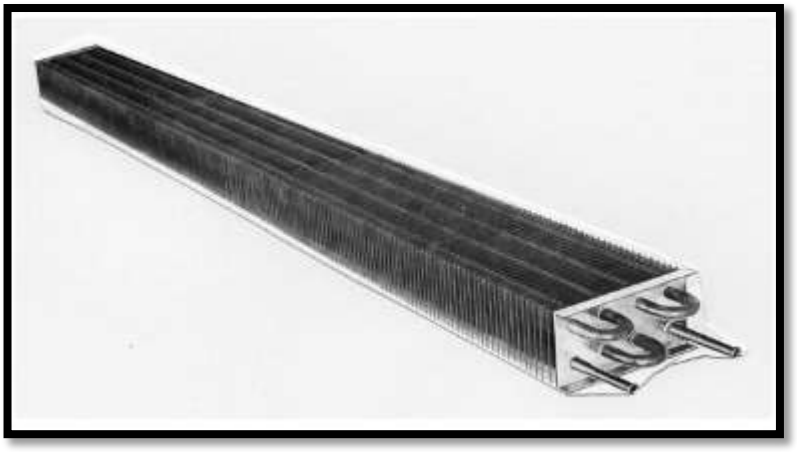


Figure(V.13) : évaporateurs plafonniers à convection naturel.

- ✓ **Evaporateur pour meubles**

Evaporateur conçu pour la réfrigération de meubles, dessertes, vitrines réfrigérées...

La diversité de leurs dimensions permet toujours d'utiliser au maximum l'emplacement qui leur est réservé.



Figure(V.14) : Evaporateur pour meubles.

V.4.2.2.L'évaporateur à liquide :

Les liquides à refroidir peuvent être :

- Eau
- Saumure (eau glycolée), lait.
- Les produits chimiques.
- Les produits industriels.

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 (2) : 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 2x8D C2R	107.14	2×800	Triangle	38260	3800
2	3C-A 4263 R	12.27	2×450	Triangle	11740	1000
3	NKT 4×8D C3 C	111.94	4× 800	Triangle	747600	7600
SAS	TA 5L 8P	5.52	3× 350	_	3210	270

V.5.Le détendeur :

V.5.1.Rôle :

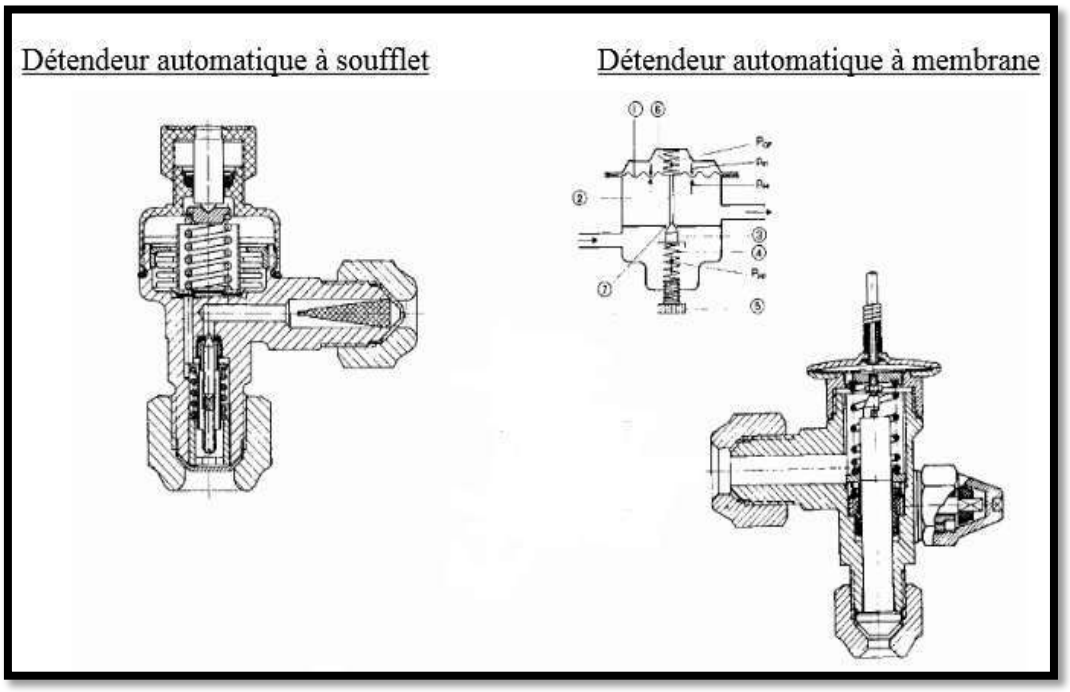
Il permet de faire passer le fluide d'une haute pression à une basse pression par une détente laminaire, et de réguler le débit de fluide frigorigène dans l'évaporateur.

V.5.2.les différents types de détendeur :

- ✓ Détendeur automatique ou pressostatique.
- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation externe de position.
- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation interne de position.
- ✓ Détendeur électrique.
- ✓ Détendeur électronique.

V.5.2.1. Les détendeurs automatiques ou pressostatiques :

✓ **Description**



Figure(V.15) : détendeurs automatiques ou pressostatiques.

Les vannes automatiques fonctionnent suivant le principe d'une vanne de réduction de pression.

Elles maintiennent la pression d'évaporation constante sur la valeur fixée, pendant tout le temps de fonctionnement, indépendamment des conditions de température ambiante – et à l'arrêt de la machine – par l'augmentation de pression ainsi créé. Le schéma de principe ci-après montre les parties essentielles d'une vanne automatique.

L'organe de commande (1), qui est une membrane ou un soufflet, reste sous la pression atmosphérique de l'air extérieur (Pat) et la force du ressort de contre pression (PGF) ou d'une chambre

La pression d'évaporation (poa) et la force du ressort de réglage (PRF), dont la prétention est réglable par l'intermédiaire de la vis de réglage (5), agissent sur la partie inférieure de l'organe de commande. Pour un certain ajustage du ressort de réglage – aussitôt que la pression d'évaporation a quelque peu baissé – les pressions qui actionnent la partie supérieure (pat) et (PGF) plient légèrement la membrane (1) vers le bas, et l'axe de commande (2) appuie le pointeau en dehors de son siège dans la buse (7), de manière qu'un passage se crée entre le pointeau (3) et la buse (7). Alors une quantité telle de fluide frigorigène s'écoule dans l'évaporateur, que de ce dernier augmente, ce qui repousse la membrane à sa position initiale.

Plus la tension du ressort de réglage est faible, plus la pression d'évaporation est grande, et vice versa. Il en résulte donc pour chaque ajustage du ressort de réglage une certaine pression d'évaporation qui peut être ainsi maintenue automatiquement, sans que pour cela la vanne automatique ait égard à la température ambiante de l'armoire ou de la chambre froide.

- ✓ **Fonctionnement :**

A l'arrêt du compresseur, l'évaporateur contient du fluide frigorigène à l'état liquide + vapeur. Le fluide n'étant plus aspiré, il continue à se réchauffer. La pression dans l'évaporateur (donc la force F3) augmente suivant la courbe des vapeurs saturantes. Le pointeau se ferme et reste fermé pendant tout l'arrêt du compresseur.

A la mise en service du compresseur, le détendeur étant fermé, la pression d'évaporation chute rapidement. Le détendeur s'ouvre à l'équilibre des forces. Lorsque la pression d'évaporation atteint sa valeur de réglage, la pression reste constante pendant tout le temps de marche du compresseur. L'exploitation de l'évaporateur tend au maximum en fin de cycle.

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.3) : 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	6.56	1.641	84	15.17	1.07

V.6.Les accessoires :

V.6.1.Déshydrater:

V.6.1.1.Rôle :

- ✓ Retirer l'humidité contenue dans le fluide frigorigène.
- ✓ Filtrer le fluide frigorigène.

V.6.1.2.Les procédés de déshydratation :

Les procédés utilisés pour la déshydratation d'un circuit frigorifique peuvent être classés en deux groupes qui sont différents entre eux par leur processus d'action.

A – Physiques

Ce sont des procédés utilisés en atelier (étuvage pendant quelques heures à des températures de 120 à 150°C des pièces à déshydrater tout en les maintenant sous-vide : pompe à vide).

B – Chimiques

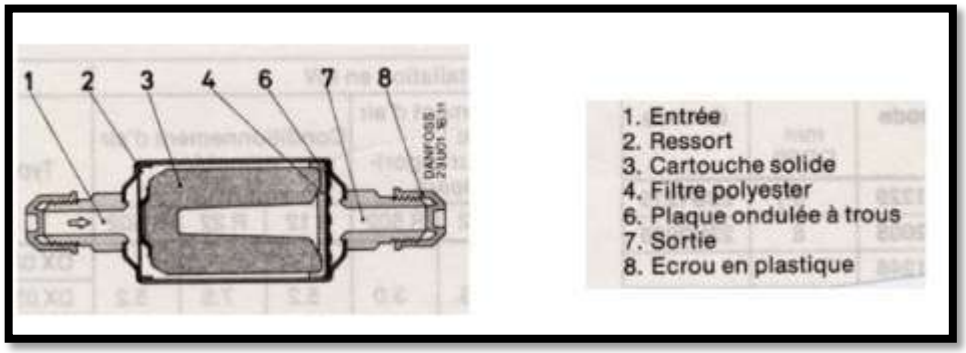
Ils consistent à placer dans le circuit frigorifique une cartouche chargée d'un produit déshydratant pour retenir l'humidité dont le réfrigérant peut se charger en parcourant le circuit



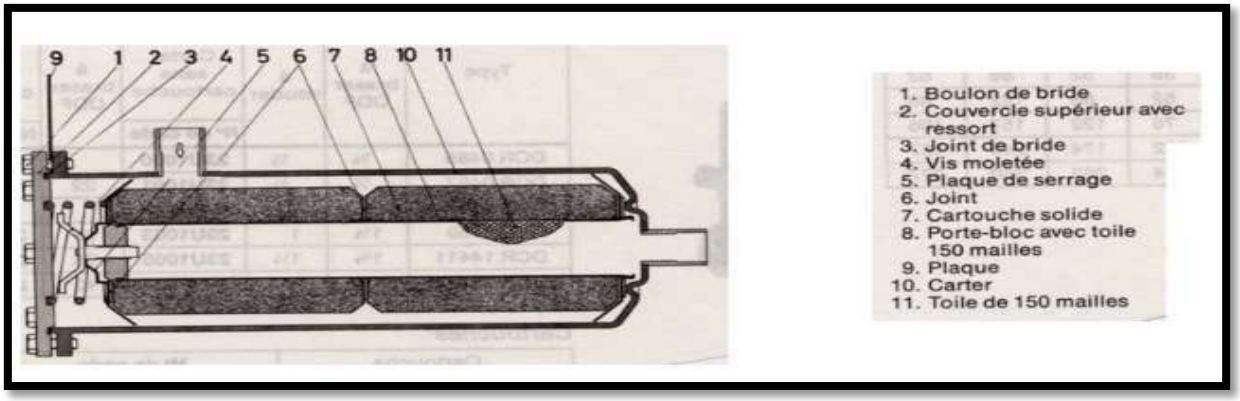
Figure(V.16) : Le sens de montage de déshydrateur.

V.6.1.3. Les types de déshydrateur :

- ✓ Déshydrateur à cartouche non rechargeable (DC)
- ✓ Déshydrateur à tamis moléculaire (DS)
- ✓ Déshydrateur à cartouche rechargeable (DCR)



Figure(V.17) : Déshydrateur à cartouche non rechargeable (DC).



Figure(V.18) : Déshydrateur à cartouche rechargeable (DCR).

Le choix de filtré déshydrateurs 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 filtré déshydrateurs de chaque installation :

Tableau (V.4) : Caractéristiques du filtré déshydrateurs pour chaque installation

Chambre	Type	KV (m^3/h)	DP (bar)	Δt_sat (k)	Vitesse entrée (m/s)
1	DCL 309s	7.537	0.347	0.7	2.36
2	DCL 165/165s	3.466	0.015	0.0	0.78
3	DCL 309s	7.533	0.345	0.7	2.35
SAS	DCL 033/033s	1.123	0.028	0.1	1.07

V.6.2.Le voyant de liquide :

Voyant liquide monté sur la conduite de liquide.

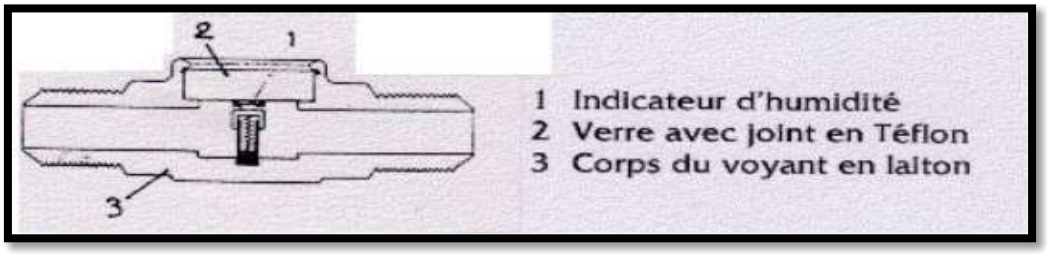
V.6.2.1.Rôle :

- ✓ Permet de vérifier la teneur en humidité du fluide frigorigène.
- ✓ Permet de voir l'état du fluide frigorigène, et son passage dans la conduite liquide.
- ✓ Permet de vérifier le niveau de liquide dans un réservoir ou l'huile dans un carter.

V.6.2.2.Types :

- ✓ - Voyant liquide à indicateur d'humidité : à braser, raccord flare mâle/femelle
- ✓ - Voyant liquide simple : à braser, raccord flare mâle/mâle

V.6.2.3.Construction :



Figure(V.19) : Le voyant de liquide.

V.6.2.4. Description :

L'indicateur d'humidité comporte un sel chimique qui vire de couleur lorsque l'installation est insuffisamment déshydratée.

Le changement de couleur est réversible.

V.6.2.5.Montages :

1– montage spécial en cas de conduite liquide > 7/8 "

2– précaution pour le montage du voyant à braser

3– montage des voyants à visser

V.6.3.Le réservoir de liquide :

V.6.3.1.Rôle :

Assurer la compensation des variations de volume du fluide du circuit : cette variation étant due aux fluctuations de volume du fluide avec les différentes températures de fonctionnement

Permettre la compensation des séquences d'ouverture et de fermeture du détendeur qui remplit ou vide l'évaporateur de fluide frigorigène (n'existe pas dans le cas d'une détente par capillaire).

Stocker tout le fluide de l'installation lors des opérations d'entretien ou de dépannage.

V.6.3.2.Conception :

Le réservoir de liquide d'une installation frigorifique doit respecter la réglementation sur les appareils à pression et subir une épreuve par les services des Mines (si le produit P.V. est supérieur à 80 et si le diamètre du réservoir est supérieur à 80 mm).

V.6.3.3. schéma de principe :

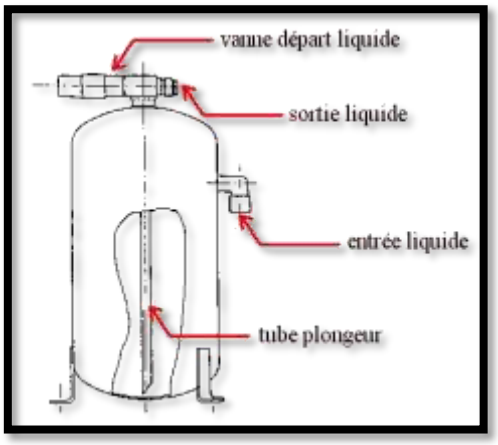


Figure (V.20) : Le réservoir de liquide.

Le choix filtré 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.5) : Caractéristiques du voyant liquide pour chaque installation

Chambre	Type	DN	KV (m^3/h)	DP	ΔT	Vitesse entrée (m/s)
1	SGP 22s	22.23	9	0.242	0.5	4.05
2	SGP 16s	15.88	4.58	0.009	0.0	0.82
3	SPG 22s	22.23	9	0.261	0.5	4.01
SAS	SPG 10s	10	1.76	0.011	0.0	1.06

V.6.4.Bouteille anti-coup de liquide :

V.6.4.1.Caractéristiques :

On utilise les compresseurs pour comprimer les vapeurs et non les liquides beaucoup de systèmes, surtout à température basse, sont sujets à un retour excessif de liquide de réfrigération qui dilue l'huile, lave les paliers et quelquefois provoque une migration totale de l'huile ou du carter du compresseur.

Tout cela cause la rupture des soupapes, des pistons et du vilebrequin.

La bouteille anti-coup de liquide fait fonction de réservoir auxiliaire et reçoit l'excès de mélange réfrigérant liquide- huile.

V.6.4.2.Applications :

La détermination d'une bouteille anti-coup de liquide est fonction du type d'installation et de ses conditions de fonctionnement.



Figure (V.21): bouteille anti-coups de liquide.

V.6.5. Séparateur d'huile:

Lorsqu'on utilise une huile frigorifique faiblement visqueuse, on assiste a des départs important d'huile du compresseur. Cette huile est entraînée par le fluide frigorigène, et quitte le carter du compresseur par le refoulement. Afin d'empêcher au maximum la circulation de cette huile dans le circuit frigorifique, on va la piéger et la renvoyer au carter du compresseur à l'aide d'un séparateur d'huile.

Description :



Figure (V.22) : Séparateur d'huile

V.6.5.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile :

Il est raccordé par une conduite d'entrée de fluide frigorigène qui est reliée au refoulement du compresseur, par une sortie fluide frigorigène qui est reliée au condenseur et par une conduite de retour d'huile qui regagne le carter du compresseur.

Le séparateur se décompose en deux parties :

- la partie haute sert à séparer l'huile du fluide frigorigène.
- la partie basse sert de réservoir d'huile.

Pour séparer l'huile et le fluide, diverses méthodes peuvent être utilisées : réduction de vitesse, chicanes... .La partie réservoir est équipée d'un flotteur qui dégage un pointeau quand le niveau d'huile monte. Le pointeau dégagé, l'huile revient au carter du compresseur où elle est nécessaire pour assurer une bonne lubrification. Même si vous utilisez un séparateur d'huile, vous devrez réaliser une tuyauterie sur l'installation qui assure un retour correct de l'huile qui n'a pas été séparée.

V.6.6. Réservoir de liquide :

Le réservoir de liquide reçoit le fluide liquéfié venant du condenseur .ce réservoir en tôle d'acier à des dimensions qui leur permet de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation.

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 de la surpression.



Figure (V.23) : Réservoir de liquide horizontale

V .6.7.la tuyauterie :

V.6.7.1. Tuyauterie de refoulement :

La tuyauterie de refoulement est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur, c'est-à-dire la tuyauterie dans la quelle les vapeurs de fluide frigorigène comprimées sont refoulées vers le condenseur.

Tuyauterie de liquide :

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

V.6.7.2. Tuyauterie d'aspiration :

La tuyauterie d'aspiration relie l'évaporateur au compresseur dont son rôle est de véhiculer les vapeurs basses pressions produisent vers le compresseur.

Rôle de la tuyauterie :

La tuyauterie à pour but de la liaison entre les différents composants constitutifs de l'installation. Elle doit être précisément dimensionnée afin d'assurer un bon fonctionnement de la machine.

Dimensionnement des conduites :

Lors de dimensionnement de la tuyauterie en fluide frigorigène il faut tenir compte des éléments Suivants :

- Vitesse d'écoulement.
- Perte de charge.
- Possibilité de retour d'huile.

Le choix de la tuyauterie du 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 la tuyauterie de chaque installation :

Tableau (V.6) : 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 35	35	0.051	0.1	0.010	1.57
2	DIN-EN 15	15	0.056	0.1	0.011	0.92
3	DNE-EN 35	35	0.050	0.1	0.010	1.56
SAS	DIN-EN 10	10	0.133	0.3	0.027	1.07

Chapitre VI : Régulation et Maintenance

VI. 1. Introduction :

Dans ce chapitre on va découvre comment le régulée une installation frigorifique et comment en a maintenir on cas d'une panne

VI .2 .La régulation : [7]

Système qui permet de maintenir à une valeur désirée les grandeurs physiques dans les différents systèmes énergétiques (system frigorifique, chauffage, climatisation, etc.), de façon automatique et économique.

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.

VI .2 .1.But de la régulation :

S'affranchir des contraintes humaines pour obtenir un fonctionnement des installations dans des plages préalablement établies, et maintenir à des valeurs désirées les grandeurs physiques contrôlées. Pour réaliser cette fonction, la régulation doit être capable d'ajouter ou de soustraire des quantités d'énergie ou de masse nécessaires.

VI.2.2.Les constitution principale d'un system de régulation :

A) **Le capteur** : va mesurer la grandeur à contrôler et envoyer l'information au régulateur.
B) **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 a fian de pouvoir transmettre un signal à l'organe de réglage dont la fonction est d'agir sur une capacité dans le but a fian de corriger l'erreur.
C) **L'organe de réglage :** peut être une vanne de réglage, un compresseur, etc. La manière dont la grandeur mesurée est influencé par l'organe de réglage détermine le type de boucle de régulation. On distingue :

-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.

-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.2.3.Types de régulation

VI .2.3.1.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.2.3.2.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.2.3.3.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'électronique des régulateurs. L'erreur rémanente va être moyennée suivant un temps donné et un signal correctif va s'ajouter au signal proportionnel.

VI.2.3.4.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.2.4.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.2.4.1.Les pressostats :

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 frigorifiques.

Il y a 4 grandes familles de pressostats:

VI. 2.4.1.1. Pressostat BP :

. En tant qu'organe de commande :

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

En tant qu'organe de sécurité :

Ils doivent mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration et le mettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies

VI.2.4.1.2. Pressostat HP :

Arrête le fonctionnement du compresseur

Ils assurent la régulation de la pression de condensation par mise en marche ou arrêt des ventilateurs des condenseurs à air.

VI.2.4.1.3. Pressostat Mixte :

La machine étant en régime permanent, le pressostat pourra régler le fonctionnement automatique de l'installation en assurant arrêt et remise en service du compresseur.

L'équipage mobile est alors actionné par l'ensemble soufflet basse pression et ressort correspondant; si la pression de refoulement devient anormalement haute, c'est alors le soufflet haute pression qui actionnera l'équipage mobile pour mettre à l'arrêt le compresseur et le remettre en service lorsque la valeur de refoulement sera redescendue à une valeur normale.

Dans l'un ou l'autre cas, l'action de l'équipage mobile se produit sur le contact à rupture brusque commun aux deux commandes possibles.

VI.2.4.1.4. Pressostat Différentiel :

Il est utilisé lorsque le graissage du compresseur se fait par une pompe à huile.

Le pressostat différentiel a pour rôle d'arrêter le fonctionnement du compresseur si la lubrification de celui-ci n'est pas assurée avec une pression différentielle au moins égale à celle de la machine.

VI.2.4.2. Thermostat :

Un thermostat est un interrupteur électrique commandé par la température. En fonction de la température, il ouvre ou ferme un ou plusieurs contacts. La zone où il réagit est modifiable par réglage.

Le thermostat est composé :

- D'un support ou boîtier
- Des un ou plusieurs interrupteurs avec ses bornes
- Des un ou plusieurs éléments sensibles
- D'un système mécanique ou électronique de transmission.

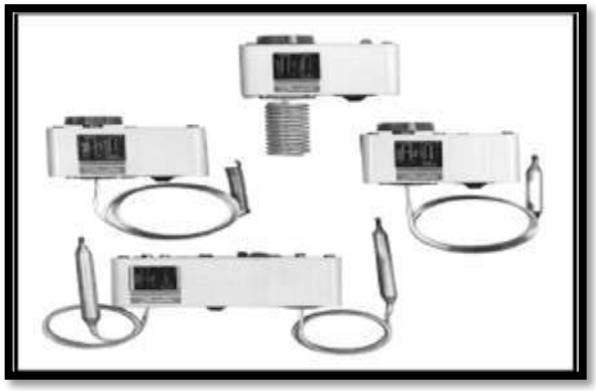


Figure (VI.1) : Les thermostats.

VI .2.5. Les méthodes de régulation :

VI .2.5.1. 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.2.5.2. 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.2.5.3. Mixte

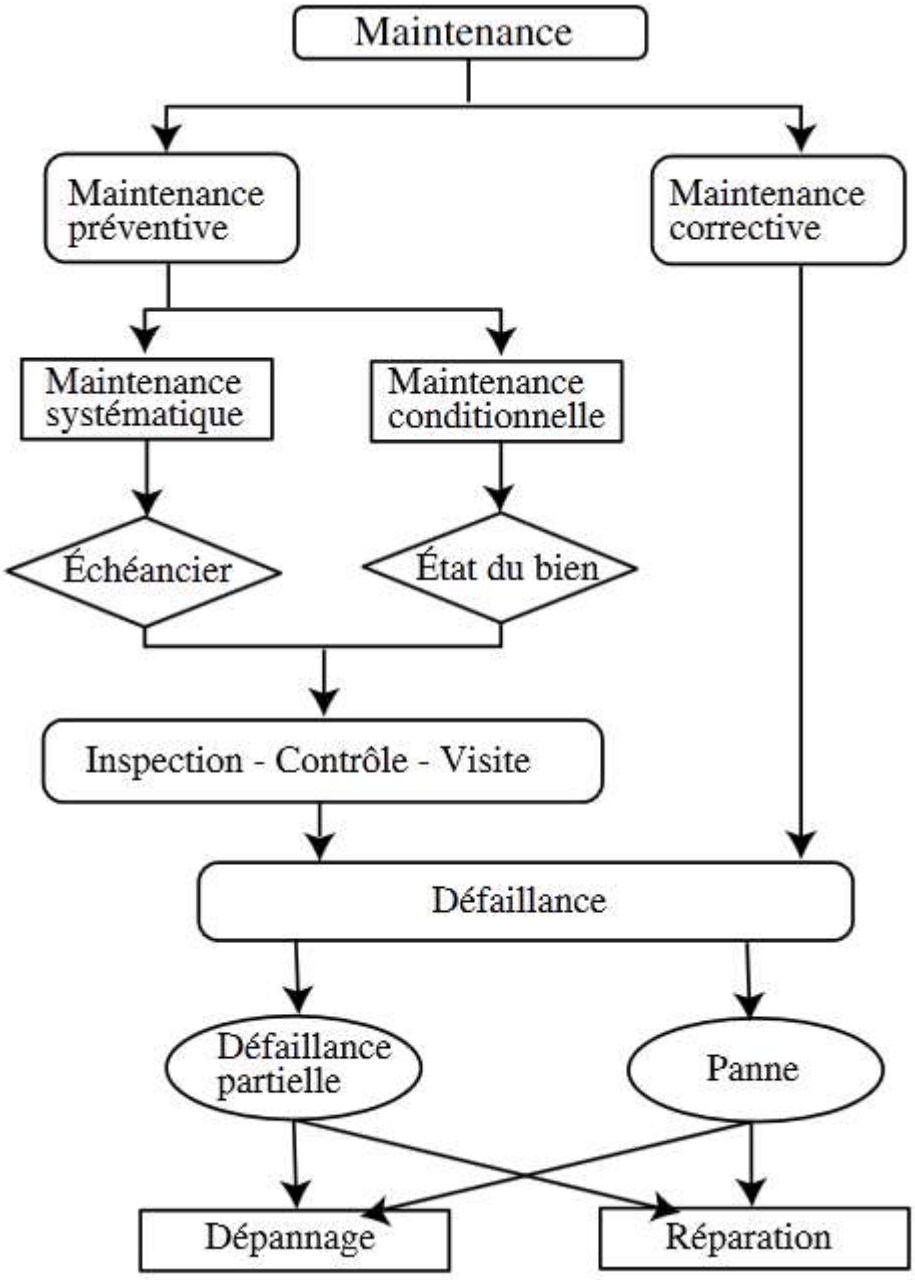
Ce type de régulation utilise un pressostat et un thermostat. Les régulations mixtes Montreux et Inverse conjuguée sont de moins en moins utilisées de nos jours. Ces régulations sont applicables à des postes du type « chambre froide supérieure à 0 °C ».

VI. 2.5.4. Tirage au vide (pump-down)

La régulation par tirage au vide (pump-down) est un classique de la réfrigération 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 solubilité 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 compresseur s'effectue, via le pressostat, à la valeur de température d'évaporation correspondant à la température basse de la chambre froide moins un DP suffisant afin de vider l'évaporateur de fluide frigorigène liquide pour éviter toute remontée de la pression.

VI.3. Maintenance : [8]



Figure(VI.2) : Schéma expliqué la maintenance

.

La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifique ou en mesure d'assurer un service déterminé.

VI.3.1. Objectif de la maintenance :

- Réduire le temps d'arrêt de la production.
- Rendement maximal des installations.
- Installation en bon état.
- Elimine les pannes.
- Prolonger la dura de vie des installations.

VI.3.2. Type de maintenance :

Il y a deux types de maintenance sont :

- **La maintenance préventive** : elle regroupe les opérations de contrôle et les opérations d'entretien.
- **La maintenance corrective :** elle regroupe la recherche des pannes frigorifiques et électriques et les interventions pour remédier ces pannes.

✓ **Ce qui concerne la maintenance de la caisse:**

Le nettoyage de la caisse après chaque trajet est essentiel; les enceintes souffrent fréquemment d'un manque d'entretien ce qui dans certains cas peut conduire à la pénétration d'humidité dans l'isolant. Celle-ci doit d'ailleurs faire l'objet d'un entretien permanent, à savoir lavage, désinfection et éventuellement désodorisation.

L'étanchéité des portes et des portions doit faire l'objet d'une attention permanente, et en cas d'accident ou même d'accrochage d'apparence bénin ; il faut immédiatement contrôler les inétanchéités qui en pu apparaître sur la caisse.

VI.3.3. Contrôle et entretien d'un groupe frigorifique:

Les groupes frigorifiques étant équipés de système de télémaintenance, téléalarme et télésurveillance pour permettre à l'exploitant de s'assurer que la réfrigération et le système de répartition d'air fonctionnent correctement, un grand nombre d'opérations de contrôle sont donc effectuées automatiquement.



Figure(VI.3) : Contrôleur à microprocesseur

Par contre, les autres opérations de contrôle et d'entretien doivent être réalisées manuellement avec une certaine périodicité. Ces opérations ou inspections concernent la structure, le groupe d'entrainement, le système électrique et le système frigorifique.

- Procéder à une inspection visuelle de façon à détecter d'éventuelles pièces endommagées, libres ou cassées.
- Vérifier si présence de vibration anormale.
- Vérifier tous les boulons et supports de fixation.
- Vérifier l'état et la tension des courroies.
- Vérifier le niveau de l'huile du compresseur et moteur thermique.
- Nettoyage et repérage d'éventuelles traces de condensation en surface des tuyauteries ou de corrosion.
- Contrôle de l'absence de fuites de fluide frigorigène au niveau de soudures, raccords, flexible etc.
- Contrôler la charge du réfrigérant.

VI.3.3.1. Contrôle de l'évaporateur:

- Vérifier l'état de la batterie : Nettoyage et redressage des ailettes si besoin et rechercher s'il y a des fuites des fluides frigorigène.
- Vérifier l'état des ventilateurs : Isolement des bobinages, résistance électrique de ces bobinages, mesure de l'intensité absorbée par les moteurs des ventilateurs, mesure de la tension électrique aux bornes de ces moteurs, nettoyage des pâles de l'hélice des ventilateurs, vérification du sens de rotation de l'hélice.
- Nettoyer les tuyaux de dégivrage.
- Vérifier le bac de condensats : bouchage éventuel du circuit d'évacuation des condensats, démontage et nettoyage du bac.
- Vérifier le cycle de dégivrage : fréquence et durée du dégivrage, vérification s'il y a trop de givre sur l'évaporateur.

VI.3.3.2. Contrôle et vérification de l'installation électrique :

- Vérifier le déclenchement et la mise à l'arrêt du dégivrage.
- Vérifier le bon fonctionnement du thermostat.
- Contrôle des différentes protections : contre les surintensités, les mises à la masse, protection des moteurs.
- Contrôle des intensités par phase et des tensions entre phases.
- Vérification des lampes-témoins, diodes et autre dispositifs de signalisation.
- Recherche des échauffements dans les blocs électriques.
- Localisation des bruits anormaux éventuels.
- Essais des différents contacteurs.
- Vérifier la présence des schémas électriques.
- Vérifier tous les contacts de puissance (Alimentation coupée!),nettoyé avec un solvant électrique, changer si nécessaire.

VI.3.3.3. Contrôle des pompes à liquides :

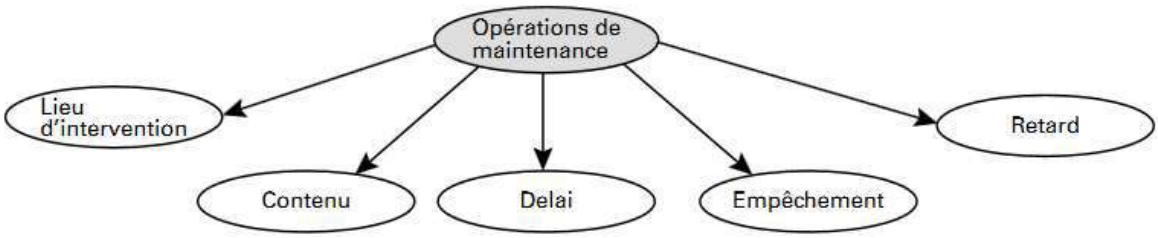
- Contrôle de l'absence de surchauffe.
- Vérification du sens de rotation.
- Nettoyage des ailettes.

VI.3.3.4. Contrôle de moteur électrique :

- Vérifier l'isolement électrique des moteurs.
- Vérifier les connections (serrage, oxydation, etc.)
- Nettoyer les plaques à bornes.
- Vérification de la fixation des moteurs.
- Vérifier la libre rotation des moteurs.
- Vérifier qu'il n'y a pas de problème de lubrification des paliers ou de graissage de roulement.
- Mesurer les caractéristiques électriques des moteurs en marche.
- Dépoussiérer le ventilateur en bout d'arbre.
- Contrôle de leur bon refroidissement.
- Nettoyage courant entre autre des ailettes.

- Contrôle des accouplements élastiques, pouliers (alignement), courroies (état d'assure, tension), coupleurs.

VI.3.4. Opérations de maintenance



Figure(VI.4) : Schéma explique Opérations de maintenance

VI.3.5.Les pannes frigorifiques :

VI.3.5.1.Le détendeur trop petit

- ✓ **Symptômes :**

BP faible, bon sous refroidissement mais grande surchauffe production frigorifique à l'évaporateur faible, température aspiration élevée.

- ✓ **Causes possibles :**

Buse du détendeur sous dimensionnée par apport à la puissance de l'évaporateur.

Filtre du détendeur partiellement bouché.

Détendeur mal réglé (surchauffe) ou grippé (humidité).

Température de condensation faible notamment en hiver, pas de système toutes saisons.

VI.3.5.2.Évaporateur trop petit :

- ✓ **Symptômes** : BP, surchauffe et production frigorifique faible
- ✓ **Causes possibles :**

Puissance évaporateur sous dimensionné.

Manque de débit à l'évaporateur, filtre eau ou air encrassé, pompe ou ventilateur tournant à l'envers ou pas à leurs vitesses nominales.

Évaporateur givré de façon anormale.

Circulation de l'air pas optimale.

Trop d'huile dans l'évaporateur.

VI.3.5.3. Manque de charge :

- ✓ **Symptômes** : Basse pression, haute pression et sous refroidissement très faible, surchauffe plutôt grande, rendement faible, court cycle compresseur.
- ✓ **Causes possibles** :

VI.3.5.4. Prédétente sur la ligne liquide :

- ✓ **Symptômes :** BP faible, grande surchauffe, bon sous refroidissement, différence de température entre l'entrée et la sortie de l'élément en cause (ligne liquide)

- ✓ **Causes possibles :**

Filtre déshydrateur partiellement bouché.

Vanne électromagnétique ou autre vanne sur la ligne liquide partiellement ouverte

Mauvaise sélection d'accessoire ligne liquide (sous dimensionné)

VI.3.5.5. Compresseur trop petit :

- ✓ **Symptômes** : HP faible, BP plutôt haute, peu de production frigorifique, température de consigne jamais atteinte, compresseur fonctionne en continu.
- ✓ **Causes possibles :**

Clapet aspiration ou refoulement compresseur hors service

Pour les compresseurs inverter vitesse de rotation faible.

By-pass entre haute et basse pression (flotteur du séparateur huile ouvert en permanence, et pour les PAC la vanne 4 voies coincée en position intermédiaire.

Modification épaisseur joint plaque à clapet (trop épais).

VI.3.5.6. Condenseur trop petit :

- ✓ **Symptômes** : HP élevée, faible sous refroidissement.
- ✓ **Causes possibles :**

Ailettes encrassées ou endommagées (grêle)

Ventilateur ou pompe condenseur tourne à l'envers ou pas à la vitesse nominale (variateur).

Recyclage de l'air rejeté par le condenseur (obstacle, capotage mal positionné)

VI.3.5.7. Incondensables :

- ✓ **Symptômes :** HP haute, bon sous refroidissement
- ✓ **Cause possibles :**

Tirage à vide incomplet à la mise en service ou erreur lors d'un dépannage

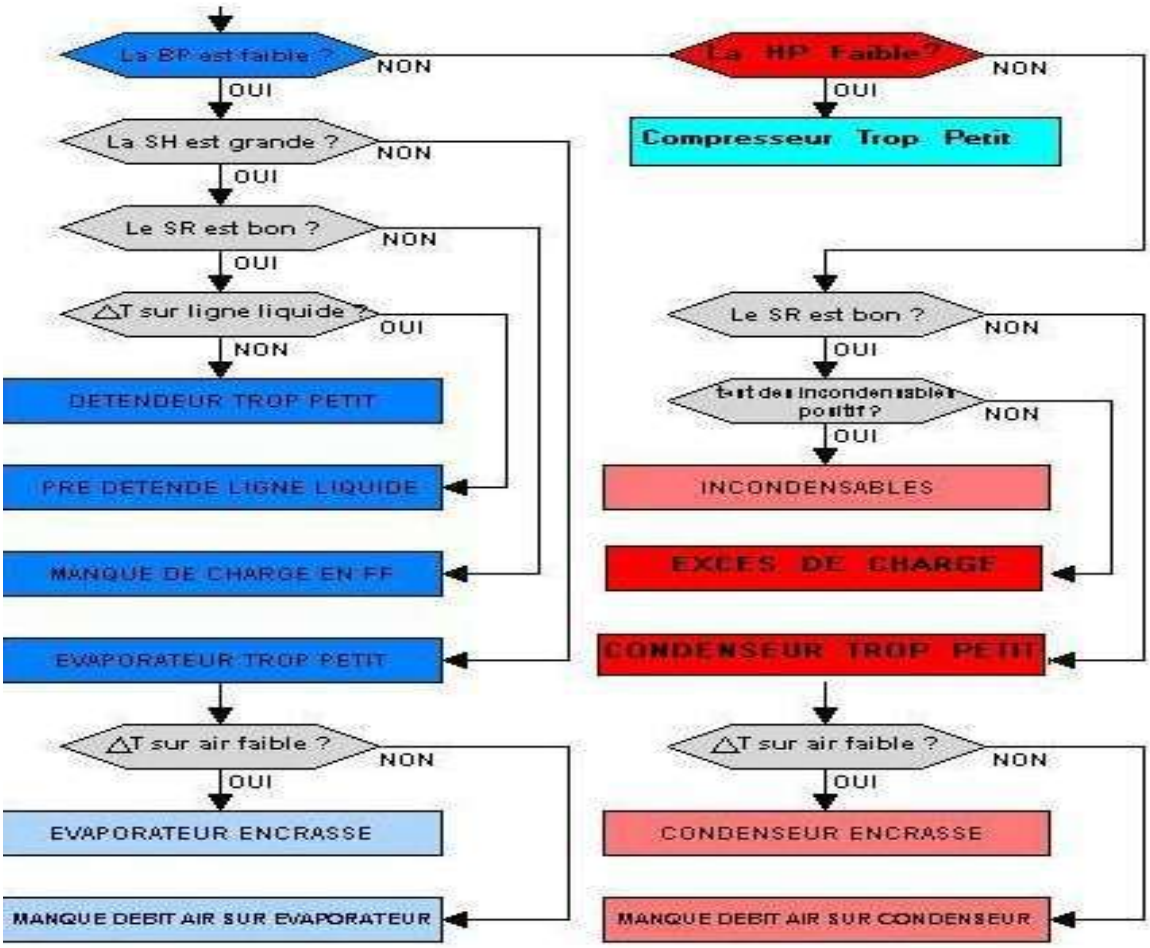
Voir aussi Test des incondensables

VI.3.5.8. Excès de charge :

- ✓ **Symptômes** : HP anormalement haute, sous refroidissement élevé, intensité compresseur élevée, test des incondensables négatifs.
- ✓ **Causes possibles :**

Erreur lors de la charge en fluide lors la mise en service.

VI.3.6. L'Organigramme de 8 Famille des pannes frigorifiques :



Figure(VI.5) : Organigramme des pannes frigorifiques

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 ainsi que des notions sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l'installation technique 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.

Choisir des différents éléments de l'installation (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur ainsi que les appareilles annexes)

Bibliographique

[1] : « Conservation des aliments » Jean-Pierre DézavelleProfesseur agrégé, Chef de travauxdu Lycée des Métiers de l'Hôtellerie et du Tourisme Alexandre

[2] : Document Technique Métrologique« Période estival » Zone de Médéa 2012/2013.

[3] : « Transfert Thermique »Y ver Jannot (2002).

[4] : Technique de l'ingénieur (génie climatique-j.coran).

[5] : «Calcul des chambres froides» H.J.BREIDERT

[6] : Projet de fin d'étude de thème «Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent » BENYEKHLEF Ahmed.2013/2014

[7] : Cours «Régulation », Enseignant : Me. TCHOUKACH

[8] : Cours «maintenance», Enseignant : Me. GUEMANA

[9] : ASHRAE handbook

[10] : Pierre RAPIN, Patrick JACQUARD;« *Aide-mémoire, Formulaire du froid»;* 12e édition; Edition DUNOD, Paris, 2003

[11] : Youssouf MANDIANG ; *«Analyse et fonctionnement des installations frigorifiques, Calcul des chambres froides »* ; Ecole Supérieure Polytechnique, UCAD, Dakar, 2004

[12] : Youssouf MANDIANG ; *« Analyse et fonctionnement des installations frigorifiques. Calcul des chambres froides»* ; Eco le Supérieure Polytechnique, UCAD, Dakar, 2004

[13] : adaptation et amélioration des systèmes frigorifiques application sur un conteneur frigorifique Eco le Supérieure Polytechnique, UCAD, Dakar, 2004

.

Annexes

tableau n°01[9]			
Coté externe de la paroi	**1/he**	**Coté interne de la paroi**	**1/hi**
Ca ou la paroi est en cantact avec l'air exterieur	**0,03**	**Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique**	**0,06**
Cas ou la paroi est en cantact avec un autre local	**0,12**	**Cas d'une chambre froide en convection naturelle**	**0,12**

tableau n°02 [10]	
Isolant	**Coefficients de conductivité (w/m.°c)**
Liége	**0,033**
Polyréthanne	**0,024**

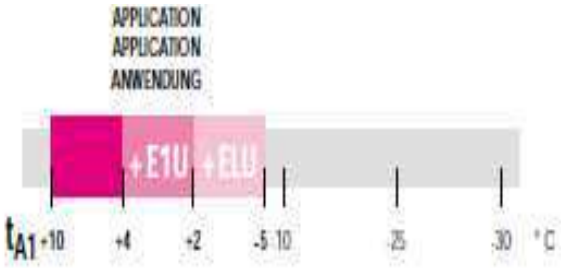
tableau N°3 [11]	
Température de la chambre froide (°c)	**Puissance dégagée par personne (w)**
15	**200**
10	**210**
5	**240**
0	**270**
-5	**300**
-10	**330**
-15	**360**
-20	**390**
-25	**420**

tableau N°4 [12]		
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 [13]	
Type d'entreposage	
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées a faible rotation	**0,65....0,70**
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées a rotation rapide	**0,45....0,50**
Entreposage de marchandises congelées Palettisées a faible rotation	**0,75....0,80**
Entreposage de marchandises congelées palettisées a rotation rapide	**0,50....0,60**

Chambre 1 :

IK
HUSKY INDUSTRIELS

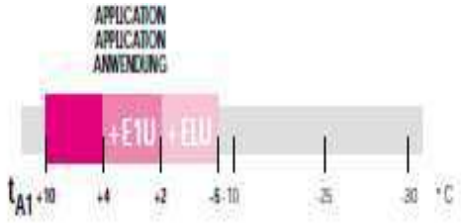


IK ... R - 4,23 mm

Modèles / Models / Modelle		IK ... R	4014	4028	4029	4035	4041	4044	4047	4057	4071	4073	4091	4108
R404A **DT1 = 8K** **SC 2 (1)** Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{0m}	kW	**15,66**	**30,49**	**32,90**	**39,57**	**45,03**	**48,89**	**53,16**	**61,60**	**79,94**	**84,33**	**109,40**	**120,31**
Surface / Surface / Oberfläche		m^2	80,25	133,68	160,5	164,53	219,37	240,75	321	267,36	329,05	401,03	493,58	658,11
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3	17	27,5	31	34	45,8	46	59	53	67	84	103,3	138,6
Ventilateur * / Fan * / Ventilator *	Debit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	8000	15810	16000	21475	20105	24000	21550	31620	42950	47430	64425	60315
tr/min / 1000 r.p.m. / U/min	Proj. d'air / Air throw (2) / Wurfweite	m	30	40	30	45	45	30	30	40	45	40	45	45
	Nbr x Ø mm / No x Ø mm / Anz. x Ø mm		1x625	1x770	2x625	1x900	1x900	3x625	3x625	2x770	2x900	3x770	3x900	3x900
Dégivrage elect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung **E1U (3)**	Nb - No - Anz.	Ω	6	6	6	9	15	6	9	6	9	12	18	30
	400V/3 Total	W	3480	5640	6660	8460	9000	9720	14580	11160	16740	16800	25200	27900
		A	5,0	8,1	9,6	12,2	13,0	14,0	21,0	16,1	24,2	24,2	36,4	40,3
Dégivrage elect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung **ELU (3)**	Nb - No - Anz.	Ω	7+2	7+2	7+2	10+2	19+2	7+2	13+2	7+2	10+2	14+4	20+4	38+4
	400V/3 Total	W	5220	8460	9990	11280	12600	14580	24300	16740	22320	25200	33600	39060
		A	7,5	12,2	14,4	16,3	18,2	21,0	35,1	24,2	32,2	36,4	48,5	56,4
	Nb - No - Anz.	Ω	3	3	3	3	3	3	3	3	3	6	6	6

Chambre 2 :

IK
HUSKY INDUSTRIELS

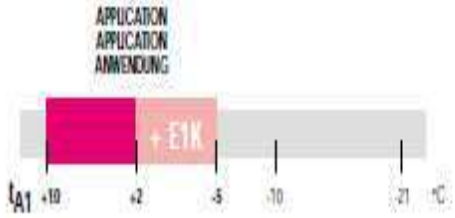


IK ... L - 6,35 mm

Modèles / Models / Modelle		IK ... L	7013	7027	7030	7031	7037	7041	7046	7052	7063	7068	7084	7101
R404A DT1 - BK SC 2 (1)	Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{0m} kW	14,48	30,11	36,70	33,60	40,28	45,01	51,02	56,32	72,40	74,71	98,60	112,89
Surface / Surface / Oberfläche		m^2	54,5	109,0	122,6	145,4	150,89	163,5	218,1	183,9	226,34	275,85	339,51	452,68
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3	17	31	36	41	44,3	46	59	53	62	84	103,3	138,6
Ventilateur * / Fan * / Ventilator *	Débit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	8500	17000	15370	15750	21180	25500	23600	33580	44710	50370	67065	63540
	Proj. d'air / Air throw (2) / Wurfweite	m	30	30	40	30	45	30	30	40	45	40	45	45
t/min / 1000 r.p.m. / U/min	Nbr x Ø mm / No x Ø mm / Anz. x Ø mm		1x625	2x625	1x770	2x625	1x900	3x625	3x625	2x770	2x900	3x770	3x900	3x900
Dégivrage élect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung E1U (3)	Nb - No - Anz.	Ω	6	6	12	9	15	6	9	6	9	12	18	30
	400V/3 Total	W	3480	6660	7200	9990	9000	9720	14580	11160	16740	16800	25200	27900
		A	5,0	9,6	10,4	14,4	13,0	14,0	21,0	16,1	24,2	24,2	36,4	40,3
Dégivrage élect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung ELU (3)	Nb - No - Anz.	Ω	7+2	7+2	16+2	13+2	19+2	7+2	13+2	7+2	10+2	14+4	20+4	38+4
	400V/3 Total	W	5220	9990	10800	16650	12600	14580	24300	16740	22320	25200	33600	39060
		A	7,5	14,4	15,6	24,0	18,2	21,0	35,1	24,2	32,2	36,4	48,5	56,4
Kit ECK (4)	Nb - No - Anz.	Ω	3	3	3	3	3	3	3	3	3	6	6	6
	400V/3 Total	W	1740	3330	1800	3330	1800	4860	4860	5580	5580	8400	8400	5580
		A	2,5	4,8	2,6	4,8	2,6	7,0	7,0	8,1	8,1	12,1	12,1	8,1
	E1U - Nb - No - Anz. max Kit		2	2	4	3	5	2	3	2	2	2	2	5

Cambre 3 :



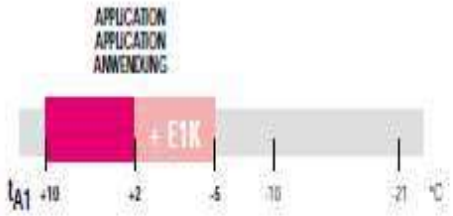


MUC ... R 4,23 mm

Modèles Models Modelle		MUC ... R		145	200	285	320	420	520	620	780	960
R404A DT1 = 8 K SC2 (1)	Puissance nominale Nominal capacity Nennleistung	Q_{0m}	W	1850	2310	3480	3830	4940	5890	7170	12010	13670
Surface Surface Oberfläche			m^2	5,5	8,7	10	13,4	18,2	21,4	25,8	32,3	38,6
Vol. tubes circuits Circuit vol. Rohrinhalt			dm^3	1,1	1,8	1,9	2,6	3,5	4,0	4,8	6,0	7,2
	Débit air Air flow Luftmenge		m^3/h	1246	1239	2336	2076	2562	3252	3696	7095	7895
Ventilateur Fan Ventilator	Proj. d'air Air throw Wurfweite		m	12	12	12	12	12	12	12	28	45
	Nbr x Ø mm No x Ø mm Anz. x Ø mm			1 x 300	1 x 300	2 x 300	2 x 300	2 x 300	3 x 300	3 x 300	2 x 400	2 x 450
t/min 1500 r.p.m. U/min	230V/1/50Hz	Total	W A	145 0,65	145 0,65	290 1,30	290 1,30	290 1,30	435 1,95	435 1,95		
	400V/3/50Hz	W max A max (2)									2 x 360 2 x 1,0	2 x 360 2 x 1,0
	Nb - No - Anz.			3	3	3	3	3	3	3	3	3/6
Dégivrage élect. Electric defrost E1K (3) Elektr. Abtauung	230V/1/50Hz	Total	W A	420 1,8	630 2,8	780 3,4	960 4,2	1320 5,8	1560 6,8	1860 8,1	2340	1740/3480
	400V/3/50Hz	Total	A								3,4	2,5/5,0
Poids net Net weight Nettogewicht			kg	17	19	23	28	33	44	45	65	75

SAS :





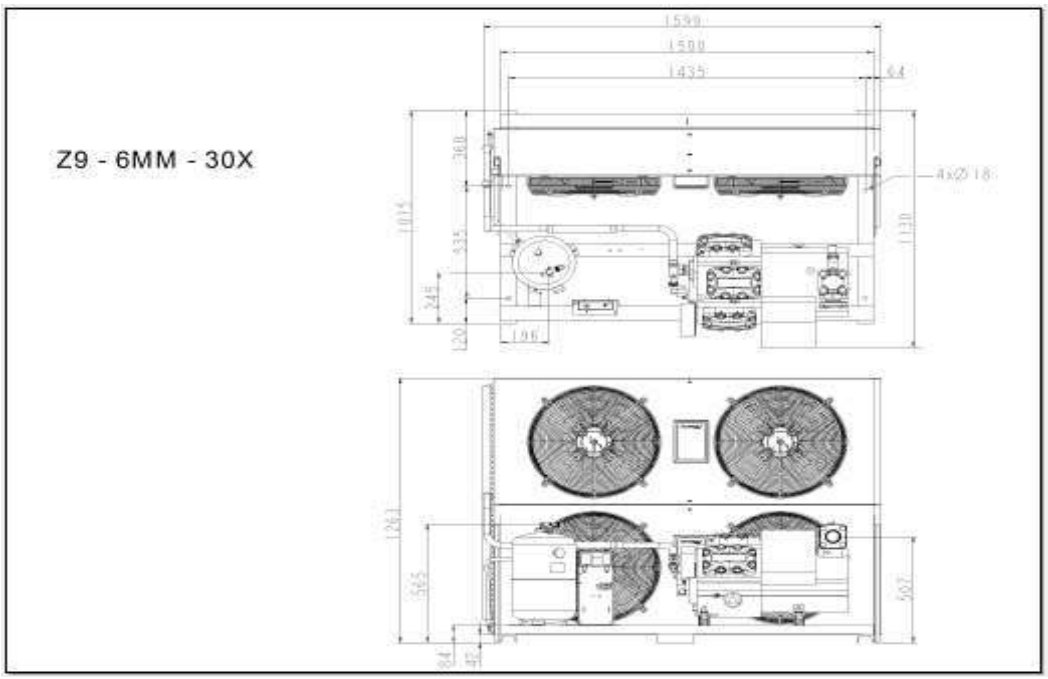
MUC ... L 6,35 mm

Modèles / Models / Modelle				MUC ... L	140	195	280	315	415	515	615	775	955
R404A DT1 = 8 K SC2 (1)	Puissance nominale Nominal capacity Nennleistung	Q_{0m}	W		1700	2070	3170	3430	4520	5490	6420	10610	12200
Surface Surface Oberfläche			m^2		5,17	7,54	9,33	11,66	15,98	18,64	22,43	28,04	33,65
Vol. tubes circuits Circuit vol. Rohrinhalt			dm^3		1,5	2,3	2,5	3,3	4,4	5,0	6,0	7,5	9,0
	Débit air Air flow Luftmenge		m^3/h		1217	1239	2267	2075	2561	3250	3694	7093	7893
Ventilateur Fan Ventilator	Proj. d'air Air throw Wurfweite		m		12	12	12	12	12	12	12	28	45
	Nbx x Ø mm No x Ø mm Anz. x Ø mm				1 x 300	1 x 300	2 x 300	2 x 300	2 x 300	3 x 300	3 x 300	2 x 400	2 x 450
tr/min 1500 r.p.m. U/min	230V/1/50Hz	Total	W A		145 0,65	145 0,65	290 1,30	290 1,30	290 1,30	435 1,95	435 1,95		
	400V/3/50Hz		W max A max (2)									2 x 360 2 x 1,0	2 x 360 2 x 1,0
⎍⎍	Nb - No - Anz.				3	3	3	3	3	3	3	3	3/6
Dégivrage élect.		Total	W		420	630	780	960	1320	1560	1860	2340	1740/3480
Electric defrost E1K (3)	230V/1/50Hz	Total	A		1,8	2,8	3,4	4,2	5,8	6,8	8,1		
Elektr. Abtauung	400V/3/50Hz	Total	A									3,4	2,5/5,0
Poids net Net weight Nettogewicht			kg		17	19	23	28	33	45	46	66	76

Chambre 1 :

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

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

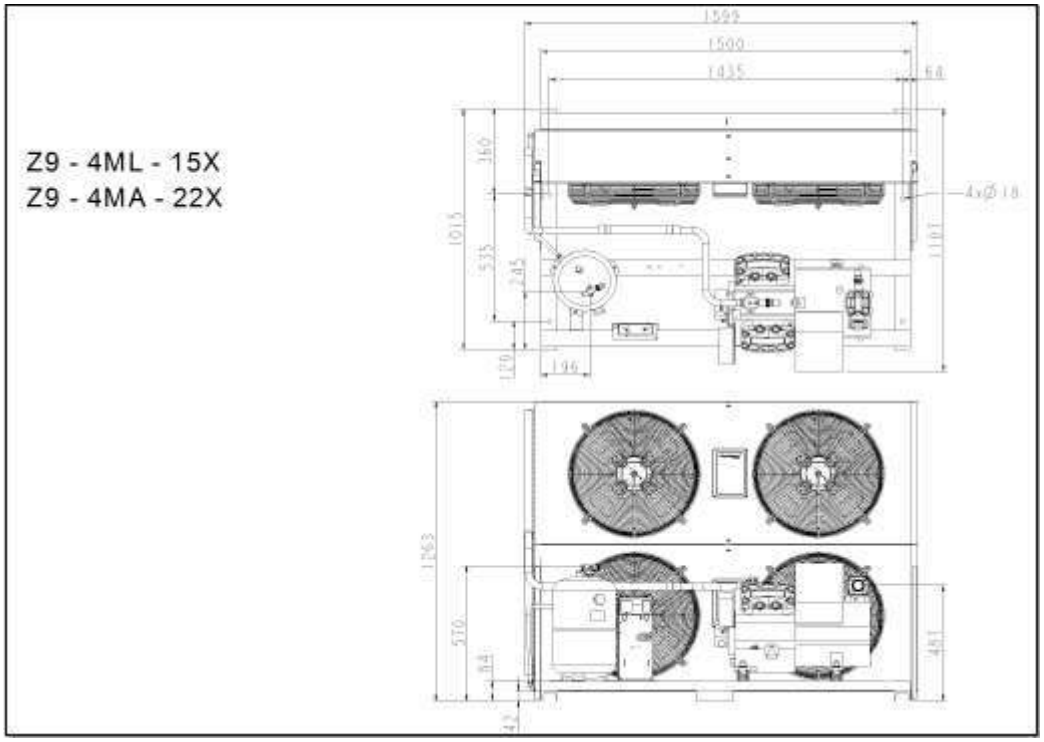


CHAMBR 2

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

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

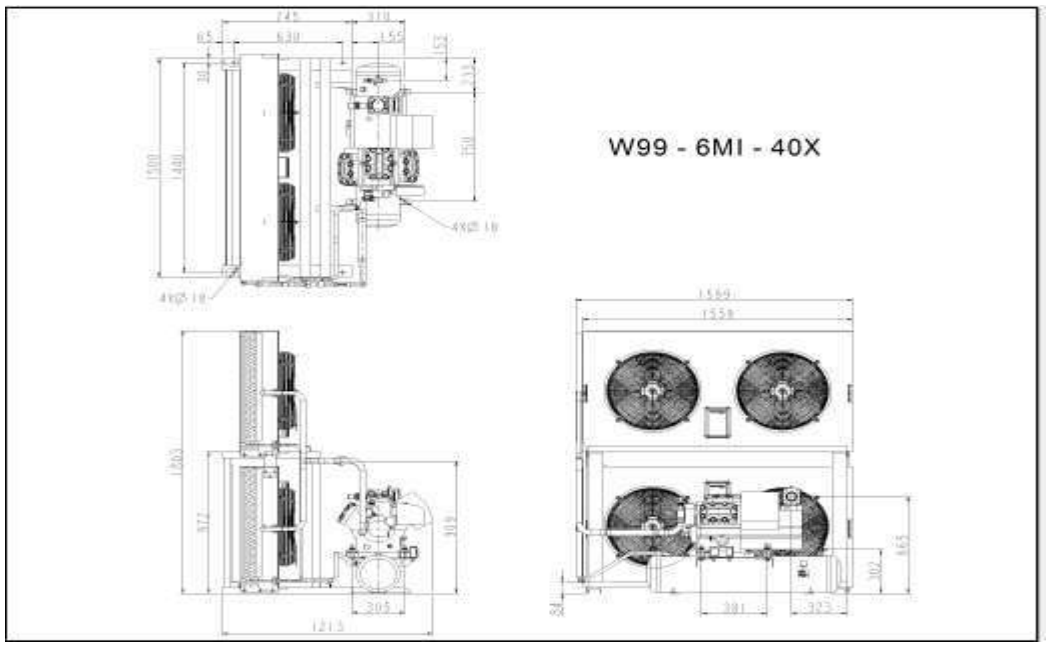
Z9 - 4ML - 15X
Z9 - 4MA - 22X



CHAMBR 03

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

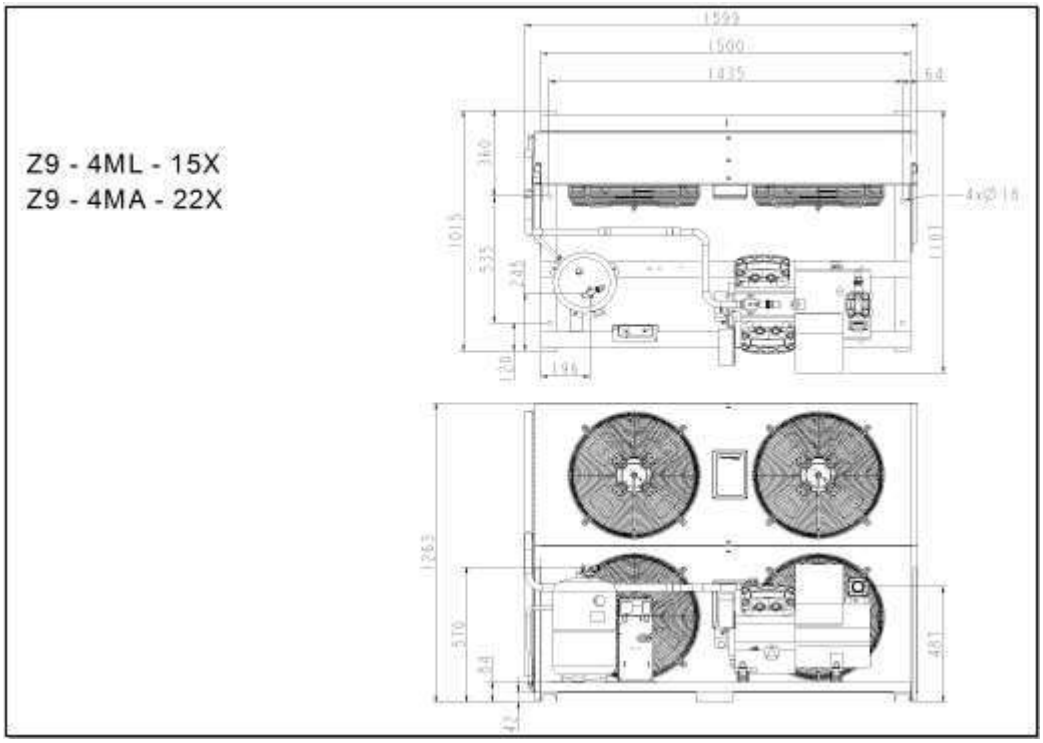
Modèle de groupe de condensation à air	W99-6MI-40X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	W99/611
Fixations mm (Ø)	1440 x 630 (18)
Nombre de ventilateurs	4
Flux d'air, m3/sec	7.25
Ventilateurs : P. abs tot, W	1600
Poids brut, kg	728
Hauteur, mm	1803
Profondeur, Largeur, 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



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



Chambre 1 :

Critères de sélection

Température de la chambre :	-25	°C	Puissance :	107,145	kW
Pression disponible :	0	Pa	Delta T1 :	8	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 (€)
NKT 4x8D C3 C	107,145	8,6	4 x 800	Triangle	74760	56	7600	34863,10

Fichier Web Aide

Modèle : NKT 4x8D C3 C

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	-25	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	4 x 800	mm
Débit d'air :	74760	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	56	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 :	107,145	kW.
Puissance par appareil :	107,1	kW.
Delta T1 :	8,6	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	819,7	m²
Volume :	234,9	dm3
Pas d'ailettes :	6,35	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage :	68400	W
Intensité de dégivrage :	98,7	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	
Nombre d'éléments :	12	

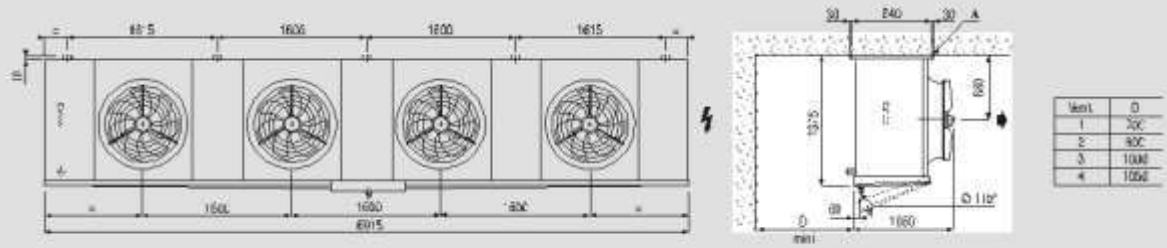
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	1080	kg
Colisage (L/P/H) :	7020 / 1150 / 1650	mm
Poids de l'appareil emballé :	1389	kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Palette	

Prix total

NKT 4x8D C3 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.



CHAMBR 2 :

Fichier Web Aide

Modèle : **3C-A 4263 R**

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	0	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 450	mm
Débit d'air :	11740	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	32	m
Lp (à 4m) :	51	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	2 x 500	W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 1,	A
Vitesse de rotation :	1370	tr/mn
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	12,27	kW.
Puissance par appareil :	12,3	kW.
Delta T1 :	8,1	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

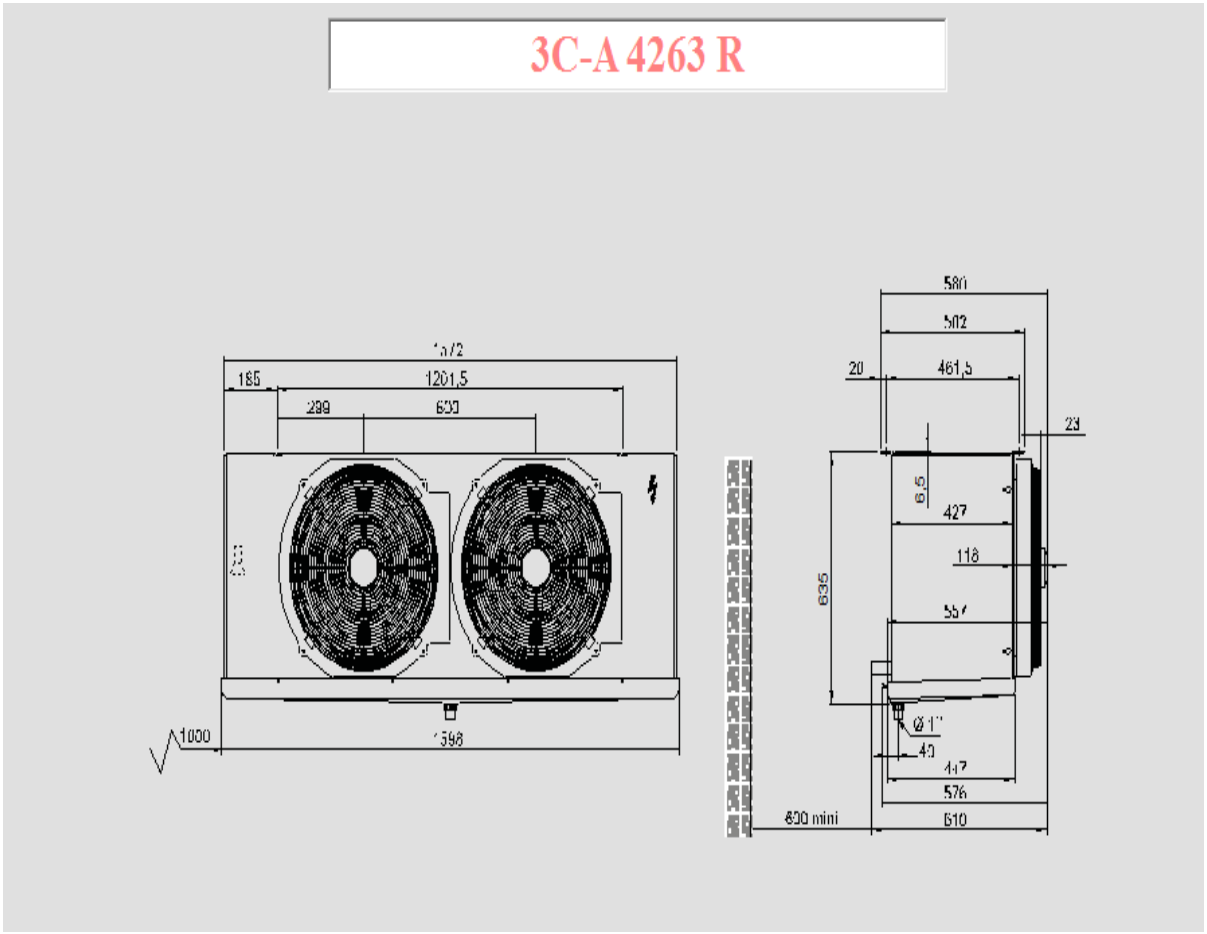
Surface :	27,6	m²
Volume :	4,4	dm3
Pas d'ailettes :	4	mm

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 :	58	kg
Colisage (L/P/H) :	1720 / 750 / 750	mm
Poids de l'appareil emballé :	93	kg
Emballage standard :	Palette	



CHAMBR 3

Fichier Web Aide

Modèle : NKT 4x8D C3 C

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	-18	°C
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	4 x 800	mm
Débit d'air :	74760	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	56	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 :	111,94	kW.
Puissance par appareil :	111,9	kW.
Delta T1 :	8,2	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

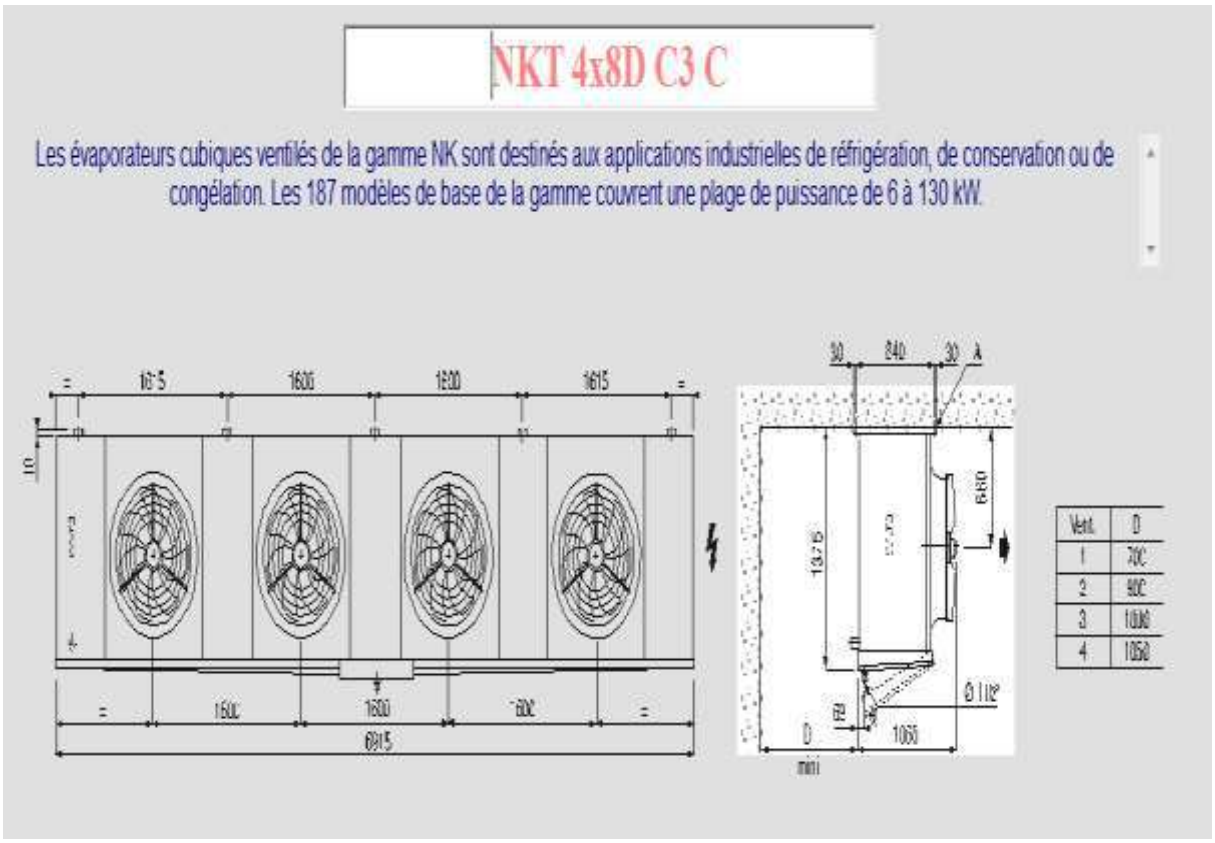
Surface :	819,7	m²
Volume :	234,9	dm3
Pas d'ailettes :	6,35	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage :	68400	W
Intensité de dégivrage :	98,7	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	
Nombre d'éléments :	12	

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	1080	kg
Colisage (L/P/H) :	7020 / 1150 / 1650	mm
Poids de l'appareil emballé :	1389	kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Palette	



SAS :

Détails du modèle

Fichier Web Aide

Modèle : TA 5L 8P

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 :	3 x 350	mm
Débit d'air :	3210	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	2x6	m
Lp (à 4m) :	27	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	3 x 90	W
Intensité de fonctionnement maximale :	3 x 0,4	A
Vitesse de rotation :	750	tr/mn
Couplage moteurs :	-	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	230V / 1 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	5,52	kW.
Puissance par appareil :	5,5	kW.
Delta T1 :	8,1	

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	20.4	m²
Volume :	5,02	dm3
Pas d'ailettes :	6.35	mm

Caractéristiques Dégivrage standard

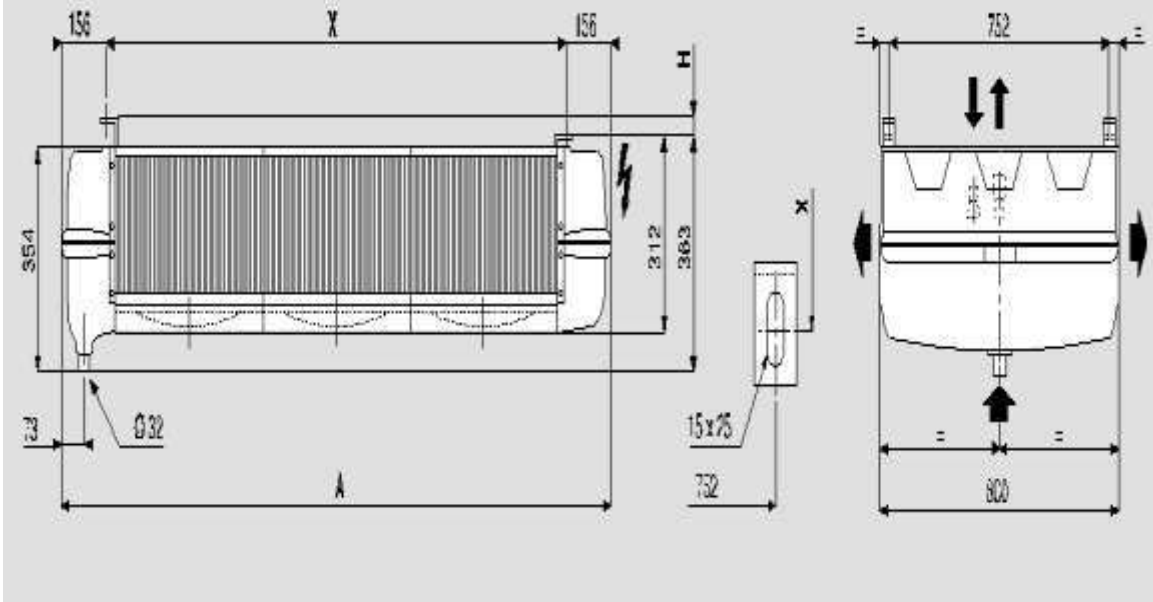
Puissance de dégivrage :	-	W
Intensité de dégivrage :	-	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-	
Nombre d'éléments :	-	

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Poids net à vide :	35	kg
Colisage (L/P/H) :	1970 / 880 / 570	mm
Poids de l'appareil emballé :	59	kg
Emballage standard :	Carton sur palette	

TA

Les évaporateurs double flux TA à détente directe ou à eau glycolée sont destinés à équiper des chambres froides, sas, laboratoires, salles de découpe, de travail, etc... Les TA version 6P ou 8P répondent aux exigences des salles de travail : ventilation et niveau sonore de confort.
Les 40 modèles de la gamme TA couvrent une plage de puissance de 2000 à 22000 W.



Chambre 1 :

Coolselector2

Informations sur le projet

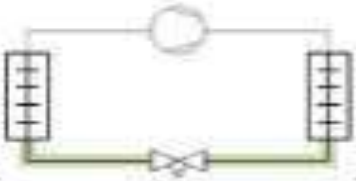
Nom du projet :
Commentaires :
Créé par :
Coolselector2 version : 2.2.2 , Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé : Mardi 5 Juin 2018
Préférences utilisées : Toutes les applications

TXV- TXV 1

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	107,1	kW
Débit massique dans le conduite :	4335	kg/h	Puissance calorifique :	169,8	kW
Température de point de rosée d'évapo :	-31,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	1,902	bar	Pression de condensation :	21,60	bar
Température moyenne d'évaporation :	-31,2	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	76,5	°C			

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



Sélection : TD1 – 4

La puissance du détendeur est trop faible



Type	TD1 - 3	TD1 - 5	TD1 - 4
Dn	4,35	4,35	4,35
Plage	H	H	H

Coolselector2

Puissance nominale [kW]	0,836	1,370	1,367
Puissance min. [kW]	0,238	0,390	0,389
Charge [%]	11,0	18,0	18,0
DP [bar]	18,84	18,84	18,84
Vitesse, entrée [m/s]	80,58	80,58	80,58

Cambre 2 :

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 :	Mardi 5 Juin 2018
Préférences utilisées :	Toutes les applications

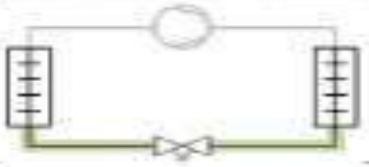
TXV, TXV 6

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	12,27	kW
Débit massique dans la conduite :	419,6	kg/h	Puissance calorifique :	16,75	kW
Température de point de rosée d'évap :	-3,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	5,455	bar	Pression de condensation :	21,80	bar
Température moyenne d'évaporation :	-3,2	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	65,2	°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



Type	T2 - 4	T2 - 5	T2 - 6
DN	10	10	10
Plage	4	5	6
Puissance nominale [kW]	9,156	12,39	14,65

Coolselector2

Puissance nom. [kW]	12,27	12,27	12,27
Charge [%]	100	100	100
DP [bar]	16,10	16,10	16,10
Vitesse, entrée [m/s]	3,40	3,40	3,40

Chambre 3 :

Coolselector2

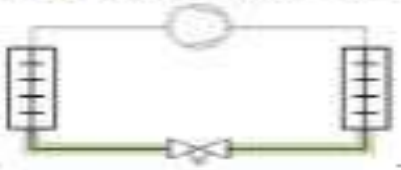
Informations sur le projet

Nom du projet :
Commentaires :
Créé par :
Coolselector2 version : 2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé: Mardi 5 Juin 2018
Préférences utilisées: Toutes les applications

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	111,2	kW
Débit massique dans la conduite :	4316	kg/h	Puissance calorifique :	154,4	kW
Température de point de rosée d'évapo :	-24,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	2,690	bar	Pression de condensation :	21,80	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 : T2 - 6

La puissance du détendeur est trop faible



Type	T2 - 3	T2 - 5	T2 - 6
Dis	57	70	70
Plage	H	H	H

Coolselector2

Puissance nominale [kW]	4,700	6,000	7,000
Puissance min. [kW]	1,470	1,720	1,970
Charge [%]	100	100	100
DP [bar]	20,00	20,00	20,00
Vitesse, entrée [m/s]	20,00	20,00	20,00

SAS :

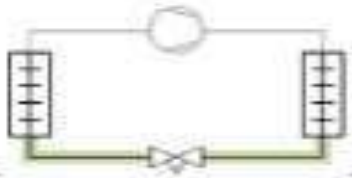
Coolselector2



Informations sur le projet	
Nom du projet :	
Commentaires :	
Créé par :	
Coolselector2 version :	2.2.2. Base de données: 27.27.1.12.9
Imprimé :	Samedi 9 Juin 2018
Préférences utilisées :	Toutes les applications

TXV: TXV 1

Conditions de fonctionnement					
Fluide frigorigène :	R404A		Puissance frigorifique :	5,624	kW
Débit massique dans la conduite :	134,2	kg/h	Puissance calorifique :	7,254	kW
Température de point de rosée d'évapo	2,0	°C	Température de bulle de condensation :	47,0	°C
Pression d'évaporation :	6,436	bar	Pression de condensation :	21,80	bar
Température moyenne d'évaporation :	1,8	°C	Sous-refroidissement :	5,0	K
Surchauffe utile :	5,0	K	Sous-refroidissement additionnel :	0	K
Surchauffe additionnelle :	0	K			
Température de refoulement :	60,7	°C			
Système et conduite :	*Système à détente directe, Ligne liquide*				
Critères de sélection :	*Charge : 100 %, Chute de pression du distributeur : 0 bar*				



Sélection : T2 - 3



Type	T2 - 1	T2 - 2	T2 - 3	T2 - 4	T2 - 5
DN	10	10	10	10	10
Plage	N	N	N	N	N
Puissance nominale [kW]	3,760	5,633	8,540	10,30	13,60

Coolselector2

Puissance utile [kW]	3,460	5,204	7,843	9,462	12,50
Charge [%]	62	93	140	169	223
DP [bar]	15,17	15,17	15,17	15,17	15,17
Vitesse, entrée [m/s]	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07