REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Génie Climatique

Etude et dimensionnement d'une chambre froide négative pour la conservation de la volaille

---

Présenté par

Dilmi Mohamed Aymene

Yousfi Nour Elislam

Proposé et Dirigé par

Encadreur : Dr. TRIKI Zakaria

Co-Encadreur : Dr. BENYEKHLEF Ahmed

Promotion 2023



*Nous tenons tout d'abord à remercier **ALLAH** pour nous avoir guidés vers le bon chemin de la lumière et du savoir et pour nous avoir donné du courage, de la volonté afin de pouvoir réaliser ce modeste travail.*

*Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur Docteur **Triki Zakaria,** Maître de Conférences au Département de Génie mécanique et notre co-encadreur Monsieur **BENYEKHLEF Ahmed**, Docteur au Département de Génie mécanique pour leur aide précieuse, leur patience et la confiance qu'il nous a accordée tout au long de la réalisation de ce mémoire.*

Nous tenons à remercier : le président et les membres de jury pour avoir accepté de juger notre travail.

Nos sincères remerciements vont également à tous les enseignants du département de Génie mécanique de l'Université de Médéa, et à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné le courage et la volonté ainsi que la conscience d'avoir pu terminer mes études.

Je dédie ce modeste travail :
A mes très chers parents pour toute leur tendresse et pour leurs nombreux sacrifices pour ma réussite. Que dieu les garde.

Mes frères .A tous la famille de près ou de loin.
A tous les enseignants qui ont collaboré à ma formation depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de mes étude universitaire.

A tous mes amis et tous mes collègues de la promotion 2023.

Dilmi Mohamed Aymene

Yousfi Nour Elislam

Résumé

L'élevage de volaille dans la plupart des pays du monde occupe une position de premier plan parmi les autres branches de la production agricole, fournissant à la population des aliments diététiques de grande valeur (œufs, viande, foie gras gourmand) et à l'industrie des matières premières pour la transformation (duvet, plumes, excréments, etc.). L'objectif de ce travail est l'étude et le dimensionnement d'une chambre froide négative pour la conservation de la volaille. Un bilan frigorifique sera ainsi effectué pour déterminer les puissances à installer dans la chambre froide. Ensuite, une sélection sera faite pour identifier le type de la machine frigorifique et la nature du fluide frigorigène à adopter sur la base des considérations thermodynamiques, économiques et environnementales. Enfin, une partie de ce travail sera consacré aux techniques de régulation qui permettront d'obtenir un système frigorifique efficace, fiable et répondant aux exigences de l'exploitant.

Mots clés : Chambre froide, basse température, volaille, conservation, dimensionnement

Abstract:

Poultry farming holds a prominent position among other branches of agricultural production in most countries around the world. It provides the population with highly nutritious food (eggs, meat, gourmet foie gras) and serves as a source of raw materials for various industries (down, feathers, excrement, etc.). The objective of this work is to study and design a negative cold room for poultry preservation. A cooling load calculation will be carried out to determine the required cooling capacities for the cold room. Subsequently, a selection process will be conducted to identify the type of refrigeration machine and the refrigerant to be used, taking into consideration thermodynamic, economic, and environmental factors. Finally, a portion of this work will focus on control techniques that will ensure an efficient and reliable refrigeration system, meeting the operator's requirements.

Keywords: Cold room, low temperature, poultry, preservation, sizing.

ملخص:

تحتل تربية الدواجن في معظم دول العالم مكانة رائدة من بين فروع الإنتاج الزراعي الأخرى ، حيث تزود السكان بمواد غذائية عالية القيمة (البيض ، اللحوم وكبد الإوز) و تحويلها لصناعة المواد الاولية (الريش ، الزغب ، الفضلات وما إلى ذلك). الهدف من هذا العمل هو دراسة وتحديد ابعاد غرفة التبريد تحت درجة حرارة منخفضة جدا لحفظ الدواجن. وبالتالي سيتم إجراء حساب التوازن الحراري لتحديد الاستطاعة التي يجب تركيبها في غرفة التبريد. بعد ذلك، سيتم إجراء اختيار لتحديد نوع آلة التبريد وطبيعة مادة التبريد التي سيتم اعتمادها على أساس الاعتبارات الديناميكية الحرارية، الاقتصادية والبيئية. أخيرًا، سيتم تخصيص جزء من هذا العمل لتقنيات التحكم الممكنة للحصول على نظام تبريد فعال وموثوق يلبي متطلبات المستعمل لغرفة التبريد.

الكلمات المفتاحية : غرفة تبريد ، درجة حرارة منخفضة ، دواجن ، حفظ، تحديد الابعاد

Remerciements i
Dédicaces ii
Résumé iii
Table des matières iv
Nomenclature ix
Liste des tableaux xiv
Liste des figures xii
Introduction générale 02

Chapitre I : Généralités sur l'entreposage frigorifique
I-1. Introduction 04
I-2. Méthodes de conservation dans les chambres froides 04
I.2.1. La réfrigération 04
I.2.2. La congélation 04
I.2.3. Surgélation 04
I.2.4. Atmosphères contrôlées 05
I.3. Notion d'incompatibilité d'entreposage 05
I.3.1. Incompatibilités thermiques 05
I.3.2. Incompatibilité due aux odeurs et à l'éthylène 06
I.4. Production des viandes blanches 06
I.4.1. Dans le monde 06
I.5. Définition de la viande 08
I.6. Définition viande blanche 08
I.7. Composition et valeur nutritionnelle 08
I.8. Ressuyage ou refroidissement 08
I.9. Calibrage et conditionnement 08
I.10. Conservation des carcasses refroidies 09
I.11. Congélation des carcasses 09
I.12. Conservation des carcasses congelées 09
I.13. Caractéristique thermo-physiques de produit à introduire dans les chambres froides 10
I.14. Emballage alimentaire et santé 11
I.14.1. Produit et emballage avec traitement thermique 11
I.14.1.1. Emballage sous atmosphère modifiée (MAP) ou protectrice 12
I.14.2. Bio emballage et les aliments 12
I.14.2.1. Bio emballage (biodégradable) 12
I.14.2.2. Emballage papier/carton 12
I.14.2.3. Emballage en plastique 13
I.14.2.4. Emballage en aluminium 13
I.14.2.5. Emballage en verre 13
I.15. Présentation des chambres froides et caractéristiques du matériau constitutif des parois 14

Chapitre II : Destination et conception de la chambre froide
II.1. Introduction 16
II.2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique 16
II.3. Données climatiques 18
II.3.1. Données climatiques extérieurs 18
II.3.2. Conditions intérieures d'entreposage 18
II.4. Tonnage des denrées à entreposer 18

II.4.1. Capacité de stockage 18
II.4.2. Calcul le nombre de caisses 19
II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage 20

Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique

III.1. Introduction 23
III.2. Transfert de chaleur 23
III.2.1. Modes de transfert de chaleur 23
III.2.1.1. La conduction 23
III.2.1.2. LA convection 23
III.2.1.3. Le rayonnement 24
III.2.1.4. Isolation thermique de l'entrepôt 24
III.3. Isolation thermique de l'entrepôt 24
III.3.1. Caractéristiques du polyuréthane 24
III.4. Choix des différentes parois 25
III.4.1. Mur extérieur et plafond 25
III.4.2. Mur intérieur 25
III.4.3. Port 26
III.4.4. Plancher 26
III.5. Différents apports de chaleur 26
III.5.1. Apports externes 26
III.5.2. Apports internes 27
III.5.2.1. Apports dépendants des denrées 27
III.5.2.2. Apports indépendants des denrées 27
III.6. Base de calcul 27
III.6.1. Les charges thermiques externes 27
III.6.1.1. Charge thermique par transmission à travers les parois(Q_{tr}) 27
II.6.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re}) 28
III.6.1.3. Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) 29
III.7. Charges thermiques internes 30
III.7.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées 30
III.7.1.1. Charge thermique due à l'éclairage ($Q_{e.c}$) 30
III.7.1.2. Charge thermique due aux personnes (Q_{pe} 30
III.7.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) 31
III.7.1.4. Charge thermique due aux matériels divers (Q_{md}) 30
III.8. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 31
III.8.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) 31
III.8.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}) 32
III.8.3. Puissance frigorifique de l'évaporateur 32
III.9. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur (Q_{vent}) 33
III.10. Charges thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$) 33
III.12. Calcul le bilan frigorifique 34
III.12.1. Calcul la charge thermique externes 34
III.12.1.1. Charge thermique par transmission a traversé les parois 34
III.12.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air 35
III.12.1.3. Charge thermique par ouverture de porte 36
III.13. Calcul des charges thermiques internes 38
III.13.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées 38
III.13.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) 38

III.13.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe} 38
III.13.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 38
III.13.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes 38
III.15. Résultats sont résumés au tableau suivant 39
III.15.1. Exemple de calcul : Congélation 39
III.15.2. Vérification de la température du SAS 40

Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques
IV.1. Introduction 41
IV.2. Choix du système de production du froid 41
IV.3. Choix du fluide frigorigène 41
IV.3.1. Critères du choix d'un bon fluide frigorigène 42
IV.3.1.1. Critères thermodynamiques 42
IV.3.1.2. Critères de sécurité 42
IV.3.1.3. Critères techniques 42
IV.4. R404 A 43
IV.4.1. Généralités 43
IV.5. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique 44
IV.5.1. Température de condensation 44
IV.5.2. Température d'évaporation 44
IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation 45
IV.6. Taux de compression 45
IV.6.1. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 46
IV.6.2. Machines à compression mécanique mono étagée 46
IV.6.2.1. Principe de fonctionnement 47
IV.6.3. Machine à compression mécanique bi étagée 47
IV.6.3.1. Principe de fonctionnement 48
IV.6.3.2. Machine à compression mécanique bi étagée à injection totale 49
IV.6.3.2.1. Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle 50
IV.7. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée 50
IV.7.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée 51
IV.7.1.1. Débit massique du fluide frigorigène 51
IV.7.1.2. Débit volumique du fluide frigorigène 51
IV.7.1.3. Puissance théorique consommée par le compresseur 51
IV.7.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 51
IV.7.1.5. Le coefficient de performance (COP) 51
IV.7.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 52
IV.7.1.7. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (SAS) 52
IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée 53
IV.8.1. Bilan massique de la BRI 53
IV.8.2. Etage bas pression 54
IV.8.2.1. Débit massique du fluide frigorigène 54
IV.8.2.2. Débit volumique du fluide frigorigène 54
IV.8.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur 54
IV.8.3. Etage haut pression 55
IV.8.3.1. Débit massique du fluide frigorigène 55
IV.8.3.2. Débit volumique du fluide frigorigène 55
IV.8.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur 55
IV.9. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 55

IV.10. Coefficient de performance (COP) 55
IV.11. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 55
IV.12. Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre de congélation) 56
IV.13. Bilan de l'installation bi étagée 58

Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation

V.1.Introduction 60
V.2. Compresseur 60
V.2.1. Principe de fonctionnement 60
V.2.2. Dimensionnement du compresseur 60
V.2.2.1. Cylindrée "C" 61
V.2.2.2. Volume balayé (V_b) 61
V.2.2.3. Débit massique réel du fluide 61
V.2.2.4. Puissance réelle du compresseur 62
V.2.2.5. Rendement volumétrique du compresseur 62
V.2.2.6. Puissance frigorifique réelle 62
V.3. Condenseur 63
V.3.1. Condenseur à air (à ailettes) 63
V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé 63
V.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes) 64
V.4. Evaporateur 64
V.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur 65
V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs 66
V.5. Détendeur 66
V.5.1. Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques 66
V.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique 68
V.5.2.1. Exemple de calcule : Congélation 68
V.6. Appareils annexes de l'installation 69
V.6.1. Séparateur d'huile 69
V.6.1.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile 69
V.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile 70
V.6.1.3. Exemple de calcule : Congélation 70
V.7. Réservoir de liquide 71
V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées 71
V.7.2. Exemple de calcule : SAS 71
V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée 72
V.8.1. Exemple de calcule : Congélation 72
V.9. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée 72
V.10. Filtre déshydrateur 73
V.11. Voyant liquide 73
V.11.1. Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC 74
V.12. Clapet de retenue 75
V.13. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation 75
V.13.1. Tuyauterie de refoulement 75
V.13.2. Tuyauterie aspiration 75
V.14. Axonométrie de la tuyauterie 76

Chapitre VI : Régulation

VI.1. Régulation 78
VI.2. Types des régulations 78
VI.2.1. Régulation de la basse pression 78
VI.2.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide 78
VI.2.1.1.1. Régulation par tirage au vide automatique 81
VI.2.1.1.2. Régulation par tirage au vide unique 83
VI.2.2. Régulation de la haute pression 83
VI.2.3. Régulation par variation de nombre de compresseur 87
VI.3. Pressostats 87
VI.3.1. Pressostat simple 87
VI.3.2. Pressostat plage neutre 88
VI.3.3. Pressostat différentiel 88
VI.3.4. Thermostats 89
VI.3.5. Régulateurs de pression de condensation 89
VI.3.6. Régulateurs de pression d'évaporation 90
VI.3.7. L'hygrostat 90
VI.3.8. Détendeur 90
VI.9. L'électricité 90
VI.10. Choix de système de régulation pour nos chambres 91
Conclusion générale 93
Références bibliographiques 95
Annexes 98

Notation	Signification	Unité
T_e	Température extérieure de bas	°C
φ	Humidité relative	%
T_h	Température humide	°C
V	Vitesse de l'air	m/s
T	Température de congélation	°C
Cp	Chaleur massique	KJ/Kg°k
L_C	Chaleur latente de congélation	KJ/Kg
L	Longueur	m
H	Hauteur	m
m	Poids	Kg
n_1, n_2, n_3, N_c	Nombre de caisses	/
m_c	La contenance moyenne d'une caisse	Kg
M_t	La densité d'entreposage	Kg
M_j	La quantité introduite chaque jour	Kg
Q_j	Le débit massique d'entreposage	kg/h
λ	La conductivité thermique	W/m °C
R_i	La résistance thermique	m^2°K/W
E, e_1, e_2, e_3	Épaisseurs d'isolation	m
T_i	Température interne	°C
T_{pi}	Température de la paroi intérieure	°C
T_{pe}	Température de la paroi extérieure	°C
Q_t	Apports de chaleur par transmission	KW
S	Surface d'échange de la paroi considérée	m^2
K	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m^2•C
ΔT, ΔT´	Différence de température	°C
h_i	Coefficient d'échange intérieur	W/m^2 °K
h_e	Coefficient d'échange extérieur	W/m^2 °K
h_{ic}	Echange thermique par convection	W/m^2 °K
h_{ic}	Echange thermique par rayonnement	W/m^2 °K
h_{icl}	Echange thermique par convection libre	W/m^2 °K
h_{icf}	Echange thermique par rayonnement forcé	W/m^2 °K
g	La gravité de la terre	m^2/s
B	Coefficient de dilatation volumique en	$°K^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
v	Vitesse de refoulement	m/s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3

T_m	Température moyenne	°C
Q_u	Le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide	w/m^2
V_{int}	Vitesse de l'air intérieur	m/s
V_{ext}	Vitesse de l'air extérieur	m/s
C, m, n	Coefficients qui varient selon le régime d'écoulement	/
C_{12}	Coefficient de rayonnement	/
Q_{rs}	Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique	KW
V_{cf}	Volume de la chambre froide	m^3
V_s	Volume spécifique de l'air intérieur	m^3/kg
H_e	L'enthalpie de l'air extérieur	kJ/kg
H_i	L'enthalpie de l'air intérieur	kJ/kg
ε	Nombre de renouvellement d'air par jour	/
Q_{ri}	Apport de chaleur due à l'ouverture des portes intempestives	KW
S_p	Surface du plancher de la chambre froide	m^2
Q_e	Quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air / unité de surface	KW/m^2
Q_{ent}	Apports dus à l'introduction des denrées	KW
M_h	Le débit massique d'entreposage	Kg/h
Cp_{av}	Chaleur massique des denrées avant congélation	kJ/kg °k
T_e	Température des denrées	°C
T_f	Température de la chambre froide	°C
T_{cg}	Température de congélation des denrées	°C
L_{cg}	Chaleur latente des denrées	KJ/Kg
Cp_{ap}	Chaleur massique des denrées après congélation	KJ/Kg°k
Q_{elc}	Les apports de chaleur dus à l'éclairage	KW
P	Puissance de la lampe	KW
t	La durée de fonctionnement des lampes	heure
S_{pl}	Surface du plancher	m^2
Q_{per}	Apports dus au personnel	KW
n	Nombre de personne	/
q_{per}	Quantité de chaleur dégagée par une personne	Kw
q_{resp}	Chaleur de respiration de la marchandise	kJ/t.h
Q_{em}	Apport dus au refroidissement de l'emballage	KW
Cp_{em}	Chaleur massique de l'emballage	kJ/kg°k
T_{em}	Température de l'emballage	°C
T_{cf}	Température de la chambre froide	°C
M_{em}	Le débit d'emballage entrant	kg/h
Q_{0int}	Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	KW
Q_{int}	Charge thermique intermédiaire	KW
Q_{0int}	Puissance intermédiaire de l'évaporateur	KW
τ_{inst}	La durée de fonctionnement de l'installation	heure
$Q_{0prév}$	Puissance prévisionnelle de l'évaporateur	KW
$Q_{0effective}$	Puissance effective de l'évaporateur	KW
Q_{vent}	Puissance de moteur de ventilateur	KW
n	Nombre de ventilateur de l'évaporateur	/
P	Puissance des ventilateurs	KW

$\tau_{évap}$	Durée de fonctionnement de l'évaporateur	heure
$\tau_{dég}$	Duré de dégivrage	h/jour
K_{ext}	Coefficient d'échange de chaleur extérieur	W/m2 °C
S_{ext}	Surface d'échange extérieur	m²
K_{PLC}, K_{PLF}, K_A, K_B, K_D, K_P	Coefficient d'échange de chaleur des parois	W/m² °C
S_{PLC}, S_{PLF}, S_{PLC}, S_B, S_D, S_A, S_A	Surface d'échange de chaleur des parois	m²
T_x	Température de la SAS	°C
T_c	Température de condensation	°C
T_{ev}	Température d'évaporation	°C
τ_{comp}	Taux de compression	/
P_i	Pression frigorifique intermédiaire	bar
Q_m	Débit massique du fluide frigorigène	Kg /s
Q_v	Débit volumique du fluide frigorigène	m³ /s
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	KW
C	La cylindrée	m³
d	L'alésage des cylindres	m
l	La course de pistons	m
n	Le nombre de cylindres	/
V_b	Le volume balayé	m³/s
N	La vitesse de rotation du compresseur	tr /min
η_m	Le rendement mécanique	%
η_{comp}	Le rendement de compression	%
Q_n	Puissance nominale	KW
K_t	Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide	/
Q_o	Puissance frigo requise	KW
$K_{\Delta p}$	Facteur de correction pour chute de pression au détendeur	/
V	Volume de réservoir de liquide	m³
M	Masse molaire du réfrigérant	g/mole

Abréviations

SAS	Salle avant stockage
PUR	Polyuréthane.
S	Sud
N	Nord
E	Este
O	Ouest
BP	Basse Pression
HP	Haute Pression
COP	Coefficient Opérationnelle de Performance
BRI	Bouteille de refroidissement intermédiaire
GWP	Potentiel d'action sur l'effet de serre
ODP	Potentiel d'altération de la couche d'ozone

N° Tableau	Description	Page
	Chapitre I : Généralités sur l'entreposage frigorifique	
I.1	Composition chimique de viande de poulet en %	08
I.2	Propriétés thermiques de la volaille	11
	Chapitre II : Destination et conception de la chambre froide	
II.1	Description des chambres froides	16
II.2	Données climatiques extérieurs	18
II.3	Conditions intérieures d'entreposage	18
II.4	Densité d'entreposage	21
	Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique	
III.1	Mur extérieur et plafond	25
III.2	Mur intérieur	25
III.3	Porte	26
III.4	Plancher	26
III.5	La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre de congélation	33
III.6	La charge thermique par transmission à travers les parois de tunnel congélation	34
III.7	La charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS	34
III.8	Paramètres de renouvellement d'air	34
III.9	La charge thermique par renouvellement d'air	35
III.10	La charge thermique due à l'éclairage	37
III.11	La charge thermique des personnes	37
III.12	La charge thermique due aux denrées entrantes	38
III.13	La somme des apports de chaleur de l'entrepôt	38
III.14	La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	39
	Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques	
IV.1	Caractéristiques de R404A	44
IV.2	Ecart de température ΔT pour le calcul température d'évaporation	45
IV.3	Paramètres de fonctionnement de l'installation	46
IV.4	Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique mono-étagé SAS	52
IV.5	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	53
IV.6	Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique bé-étagé chambre de congélation	56
IV.7	Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique bé-étagé chambre tunnel de congélation	58
IV.8	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée	58
	Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation	
V.1	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	61
V.2	Le dimensionnement des compresseurs de l'installation	62
V.3	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	64
V.4	Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation	66
V.5	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	68

V.6 Caractéristiques d'un séparateur d'huile **70**
V.7 Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation **72**
V.8 Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation **72**
V.9 Caractéristiques de la BRI pour l'installation bi étagée **73**

Chapitre VI : **Régulation**
VI.1 Légende de commande du **Pumpdown** unique améliorée **92**

N° Figure	Description	N° Page
	Chapitre I : Généralités sur l'entreposage frigorifique	
I.1	Production mondiale de viandes sur la période 1990-2019	**07**
I.2	Processus de préparation de la volaille	**10**
	Chapitre II : Destination et conception de la chambre froide	
II.1	Vue en plan des chambres froides	**17**
II.2	Disposition des caisses à l'intérieur des chambres	**19**
II.3	Transpalette	**20**
	Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique	
III.1	Mur extérieur et plafond	**25**
III.2	Mur intérieur	**25**
III.3	Porte	**26**
III.4	Plancher	**26**
	Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques	
IV.1	Machine frigorifique à compression mono étagée	**47**
IV.2	Principe de la compression bi étagée	**47**
IV.3	Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale	**49**
IV.4	Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle	**50**
IV.5	Diagramme enthalpique : SAS	**52**
IV.6	Bouteille de refroidissement intermédiaire	**54**
IV.7	Diagramme enthalpique chambre : Chambre de congélation	**56**
IV.8	Diagramme enthalpique chambre : Tunnel de congélation	**57**
	Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation	
V.1	Condenseur à air ventilé	**63**
V.2	Evaporateur à détente directe	**65**
V.3	Détendeur thermostatique à égalisation interne	**67**
V.4	Séparateur d'huile	**68**
V.5	Réservoir de liquide horizontale	**71**
V.6	Filtre déshydrateur	**73**
V.7	Voyant liquide	**74**
V.8	Axonométrie de l'installation	**77**
	Chapitre VI : Régulation	
VI.1	Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide	**80**
VI.2	Schéma de régulation tout ou rien	**80**
VI.3	Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique	**82**
VI.4	Circuit de puissance et de commande de tirage au vide unique	**84**
VI.5	Schéma électrique de la régulation **Pumpdown**	**84**
VI.6	Loi des signaux se rapportant à un moteur à 3 vitesses	**85**
VI.7	Loi des signaux	**85**
VI.8	Plages de pression	**86**
VI.9	Abaque donnant la puissance frigorifique en fonction du nombre de compresseur	**87**
VI.10	Pressostat simple	**88**

VI.11 Pressostat plage neutre 88
VI.12 Pressostat différentiel 89
VI.13 Thermostat 89
VI.14 Schéma de commande du **Pumpdown** automatique 91
VI.15 Schéma de commande du **Pumpdown** unique améliorée 92

Introduction générale

L'industrie agroalimentaire est l'ensemble des activités industrielles qui transforment des matières premières issues de l'agriculture, de l'élevage ou de la pèche en produits alimentaires destinés à la consommation humaine ou animale. L'industrie de la viande représente un des principaux secteurs de l'industrie agroalimentaire.

La viande de volaille dispose aujourd'hui d'une excellente image auprès des consommateurs des pays du Nord. Les industriels du secteur avicole proposent de plus en plus de produits de charcuterie à base de viande de volaille. Ce secteur développe des marges très importantes et génère une croissance particulièrement dynamique. Les transformateurs ont basé leurs innovations sur l'originalité des produits et l'excellente image de la viande de volaille.

Les produits élaborés à base de viande sont nombreux (le pâté, cachère, saucisson…etc.), ces préparations sont obtenues à l'échelle industrielle après une succession d'opérations technologiques. Ces produits étant périssables et très fragiles sur le plan microbiologique, ils doivent être conservés à des températures basses et congelés le plus vite possible afin de répondre aux normes de la qualité exigées par la législation Algérienne.

Afin de satisfaire la forte demande du consommateur dans un délai relativement court tout en préservant voire en améliorant sur les plans organoleptiques et hygiéniques les qualités des produits élaborés.

L'objectif du présent travail est l'étude et le dimensionnement d'une chambre froide négative pour la conservation de volaille. Un bilan frigorifique sera ainsi effectué pour déterminer les puissances à installer dans la chambre froide. Ensuite, une sélection sera faite pour identifier le type de la machine frigorifique et la nature du fluide frigorigène à adopter sur la base des critères thermodynamiques, économiques et environnementales. Enfin, une partie de ce travail sera consacré aux techniques de régulation qui permettront d'obtenir un système frigorifique efficace, fiable et répondant aux exigences de l'exploitant.

Chapitre I : Généralités sur l'entreposage frigorifique

I.1. Introduction

La manipulation, la transformation, l'entreposage ou la commercialisation d'une denrée alimentaire dans de mauvaises conditions peut engendrer des risques majeurs pour la santé publique. Il est donc important d'identifier les étapes qui affectent la qualité du produit fini selon le danger et le risque qu'elles représentent et d'établir les contrôles efficaces pour maîtriser ces facteurs.

I.2. Méthodes de conservation dans les chambres froides [1].

I.2.1. La réfrigération

C'est le maintien artificiel du produit en dessous de la température ambiante et au-dessus de son point de congélation, à une température optimale pour sa conservation. La durée de conservation est toujours limitée, elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle elle est conservée. La réfrigération freine les phénomènes vitaux des tissus vivants ; elle ralentit les métabolismes biochimiques et par suite, l'évolution microbienne et les conséquences de celle-ci (putréfaction, toxines, etc.)

I.2.2. La congélation

La congélation est le procédé qui consiste à abaisser la température d'une denrée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution soit transformée en cristaux de glace plus ou moins gros. Les températures de conservation des produits congelés sont comprises entre -10°C et -30°C et la durée de conservation est aussi fonction de la température de stockage et de la nature des denrées.

Pendant la congélation, les enzymes ne sont pas détruites mais la majorité des réactions enzymatiques est annulée. Les caractéristiques organoleptiques évoluent lentement à cause de l'activité de certaines enzymes.

Les microorganismes ne sont pas tués mais le développement des germes bactériens est arrêté au-dessous de -10°C et celui des moisissures (germes fongiques) à partir de -18°C.

I.2.3. Surgélation

La surgélation, encore appelée congélation rapide, consiste à soumettre une denrée à l'action du froid à basse température de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau (plage de -1°C à -5°C) de la denrée et à abaisser sa température à une valeur suffisamment faible pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. La température recherchée est de l'ordre de -18°C à -20°C.

Les produits surgelés connaissent une forte expansion due entre autre à la diversification très grande des produits disponibles sur le marché. Un des procédés utilisés en surgélation est le tunnel de congélation. Ce procédé consiste à disposer la denrée dans un courant d'air maintenu aux environs de -30°C à - 40°C et à une vitesse de l'ordre de 3m/s. Les produits surgelés sont généralement protégés par un emballage spécial approprié au produit et aux conditions d'utilisation et le produit est destiné dans la plupart des cas à la vente en l'état au consommateur.

I.2.4. Atmosphères contrôlées

La conservation des produits végétaux peut être améliorée en associant à la réfrigération l'emploi d'atmosphères convenablement appauvries en oxygène (O2) et/ou enrichies en dioxyde de carbone (CO2) : c'est la technique de «l'atmosphère contrôlée ».

Cette technique permet d'allonger la durée de conservation par rapport à la réfrigération en « air normal ». Elle permet également d'obtenir des produits de qualité supérieure en maintenant l'O2, le CO2 et l'éthylène à des niveaux prédéterminés en fonction du type de fruit ou de légume entreposé.

I.3. Notion d'incompatibilité d'entreposage [1].

Dans les pays en développement on est souvent amené à entreposer plusieurs types de produits dans les chambres froides. Il faut alors tenir compte des « incompatibilités de conservation » qui peuvent avoir pour origines :

- La différence de température de conservation des divers produits entreposés ;
- Le transfert d'odeur d'un produit à un autre ;
- L'effet nocif de l'éthylène émis par certains végétaux.

I.3.1. Incompatibilités thermiques

Les produits alimentaires de grande consommation sont divisés en trois catégories suivant leur sensibilité au froid :

- Les produits non sensibles ou très peu sensibles au froid, c'est la plupart des produits d'origine animal ; ces produits sont conservés entre -2°C ou -1°C et +4 à +5°C (en réfrigération) ;
- Les produits moyennement sensibles au froid que sont les fruits et légumes qui doivent être conservés à des températures moins basses +4 à +10°C (selon l'espèce) ;

- Les produits très sensibles au froid exigent une température supérieure à 7°C ou 8°C, il s'agit de certains produits végétaux d'origine tropicale. Les recommandations suivantes peuvent être appliquées lorsqu'il s'agit d'entreposer ensemble des produits différents :
  - Choisir la température minimale correspondant au produit le plus sensible au froid lorsque les produits ont des exigences thermiques différentes.
  - Choisir la température le plus proche de l'optimum de la majorité des produits pour une même catégorie de produits entreposés.
  - Une surveillance accrue des différents produits s'avère nécessaire pour permettre d'apprécier à quel moment la conservation est terminée pour chaque type de produit.

I.3.2. Incompatibilité due aux odeurs et à l'éthylène

Les composés volatils responsables de l'arôme de certains produits peuvent être adsorbés par d'autres produits voisins et leur conférer une odeur ou un goût indésirable. Par exemple, l'odeur des pommes et des agrumes est facilement fixée par le beurre, la viande et les œufs. Les organes végétaux «vivants» sont capables de produire de l'éthylène à différents niveaux. Ce gaz inodore même en faible quantité écourte la vie des organes qui le synthétisent ou de ceux qui sont dans leur voisinage en accélérant leur sénescence ou leur maturation pour les fruits.

I.4. Production des viandes blanches

I.4.1. Dans le monde

Aujourd'hui première viande consommée dans le monde, la viande de volaille voit sa production se développer grâce à de nombreux atouts : qualités nutritionnelles, absence d'interdit religieux et facilité de mise en œuvre dans les pays en développement. Cette note situe les principaux acteurs mondiaux du secteur, et trace quelques perspectives concernant la filière européenne. **[2].**

La volaille, viande-la plus consommée dans le monde

La volaille était la première viande produite et consommée dans le monde en 2019 avec 129 millions de tonnes (Mt), devant le porc (109 Mt), le bœuf (70 Mt) et l'agneau (15 Mt). Il a également enregistré la plus forte croissance : 3,3 % par an depuis 2000, contre 1,4 % pour le porc, 1,5 % pour l'agneau et 0,9 % pour le bœuf **[2].**

La croissance du secteur de la volaille est largement attribuable à la production de poulet, qui représentait 90 % de la production mondiale en 2019 selon l'OCDE, tandis que la production de dinde (5 %) et de canard (4 %) est restée modeste, même si elles suivent également la croissance dynamique des 10 dernières années. Les principaux facteurs de succès de la volaille sont des prix attractifs, l'absence d'interdits religieux et la facilité de développement de cette production **[2].**

En 2019, les principales régions productrices de volailles étaient l'Asie (38 %), l'Amérique latine (21 %), l'Amérique du Nord (18 %) et l'Europe (18 %). Les États-Unis étaient le premier producteur (22,5 tonnes), suivis de la Chine (22,4 tonnes), de l'Union européenne (14,8 tonnes) et du Brésil (13,6 tonnes) **[2].**

Selon les prévisions de l'OCDE et de la FAO, la volaille restera le principal moteur de la croissance de la production de viande au cours de la prochaine décennie (2019-2029) car elle représentera la moitié de l'augmentation de la production de viande au cours de la même période. Son cycle de production court permet aux producteurs de réagir rapidement aux signaux du marché et facilite l'amélioration rapide de la génétique, de la santé animale et des pratiques d'alimentation. La production augmentera rapidement en raison de l'augmentation de la productivité en Chine, au Brésil et aux États-Unis, ainsi que des investissements dans l'UE (en particulier la Hongrie, la Pologne et la Roumanie). La production en Asie devrait également croître rapidement **[2].**

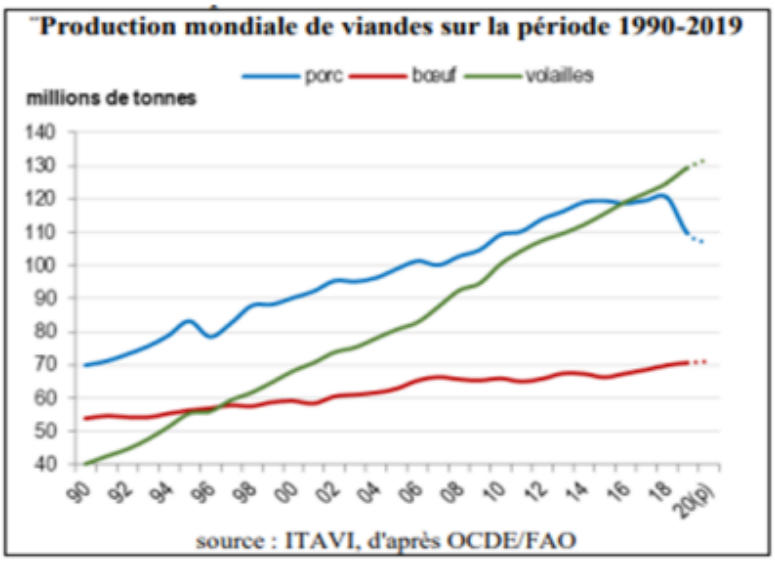


Figure (I.1) : Production mondiale de viandes sur la période 1990-2019 **[2].**

I.5. Définition de la viande

L'origine du mot viande vient du latin « vivenda qui sert à la vie ». La viande est constituée par l'ensemble de la chair des mammifères et des oiseaux que l'homme utilise pour se nourrir, c'est un produit hétérogène résultant de l'évolution *post-mortem* des muscles liés aux os (muscles squelettiques) essentiellement et à la graisse de la carcasse des animaux **[3].**

I.6. Définition viande blanche

La viande blanche est une protéine animale présentant autant de qualités nutritives que la viande rouge (Ovine, Bovine, etc.) **[4].** Il s'agit des viandes d'animaux de basse-cour (dinde, oie, faisan, poule, etc.).

I.7. Composition et valeur nutritionnelle

La viande de poulet est particulièrement intéressante sur le plan nutritionnel, elle contient moins de gras et plus de protéines, que la viande de boucherie même maigres **[5].**

Selon **[6],** l'alimentation a un impact important sur la composition chimique de la viande. La composition chimique moyenne de la viande de poulet est donnée dans le tableau I.1 **[3].**

Tableau (I.1) : Composition chimique de viande de poulet en %

Eau	Protéines	Lipides	Valeur calorique (kJ/100 g)
67	20	12	830

I.8. Ressuyage ou refroidissement

A la fin des opérations d'abattage, la température des carcasses des poulets est généralement comprise entre 28 et 30 °C. Pour ramener la carcasse à la température de stockage, les poulets sont d'abord placés dans une salle frigorifique dite «salle de ressuyage» destinée à lui faire perdre l'humidité de surface restant après passage à l'air et refroidissement à une température de + 4 °C.

Il existe des ventilateurs dans cette salle, pour l'élimination d'odeur désagréable.

La durée nécessaire à l'opération de ressuyage va de 2h à 2h 15.

I.9. Calibrage et conditionnement

Les carcasses ainsi ressuyées, sont transférées vers une salle de calibrage, dont le système automatiquement permet d'effectuer un classement pondéral individuel des carcasses.

Le conditionnement des carcasses dans des sacs rétractables perméables aux gaz, permet d'obtenir une durée de conservation comprise entre 15 et 21 jours dans des chambres froides.

Les carcasses commercialisées à l'état congelé sont conditionnées dans des sacs de polyéthylène, puis transférées dans un tunnel de congélation.

I.10. Conservation des carcasses refroidies

La durée maximale de conservation des carcasses refroidies est de 1 à 3 semaines à une température de 4°C avec un degré hygrométrique (taux d'humidité) de 85 à 95 %.

I.11. Congélation des carcasses

La congélation est un procédé de conservation de longue durée, celle-ci est comprise entre quelque semaine et plusieurs mois. La congélation consiste à abaisser suffisamment la température du produit de façon à transformer une grande partie de son eau en glace, et maintenir cet état pendant toute la durée de conservation.

La congélation s'opère dans un tunnel, dont l'ambiance est soumise à une forte ventilation et à une température de moins de 35°C. La congélation rapide est la technique la plus utilisée, il est capital d'assurer une congélation rapide, car la congélation lente entraîne la formation de gros cristaux de glace qui dilacèrent la structure de la viande, par contre la surgélation conduit à la formation de petits cristaux de glace tout autour et garde la structure de la viande intacte.

I.12. Conservation des carcasses congelées

La conservation des carcasses congelées s'effectue pour des durées variables en fonction des températures utilisées.

Lorsque les carcasses sont congelées à une température entre -18°C et -35°C au cœur du poulet pendant 12h, leur durée de conservation est de 11 mois. Figure (I.2).

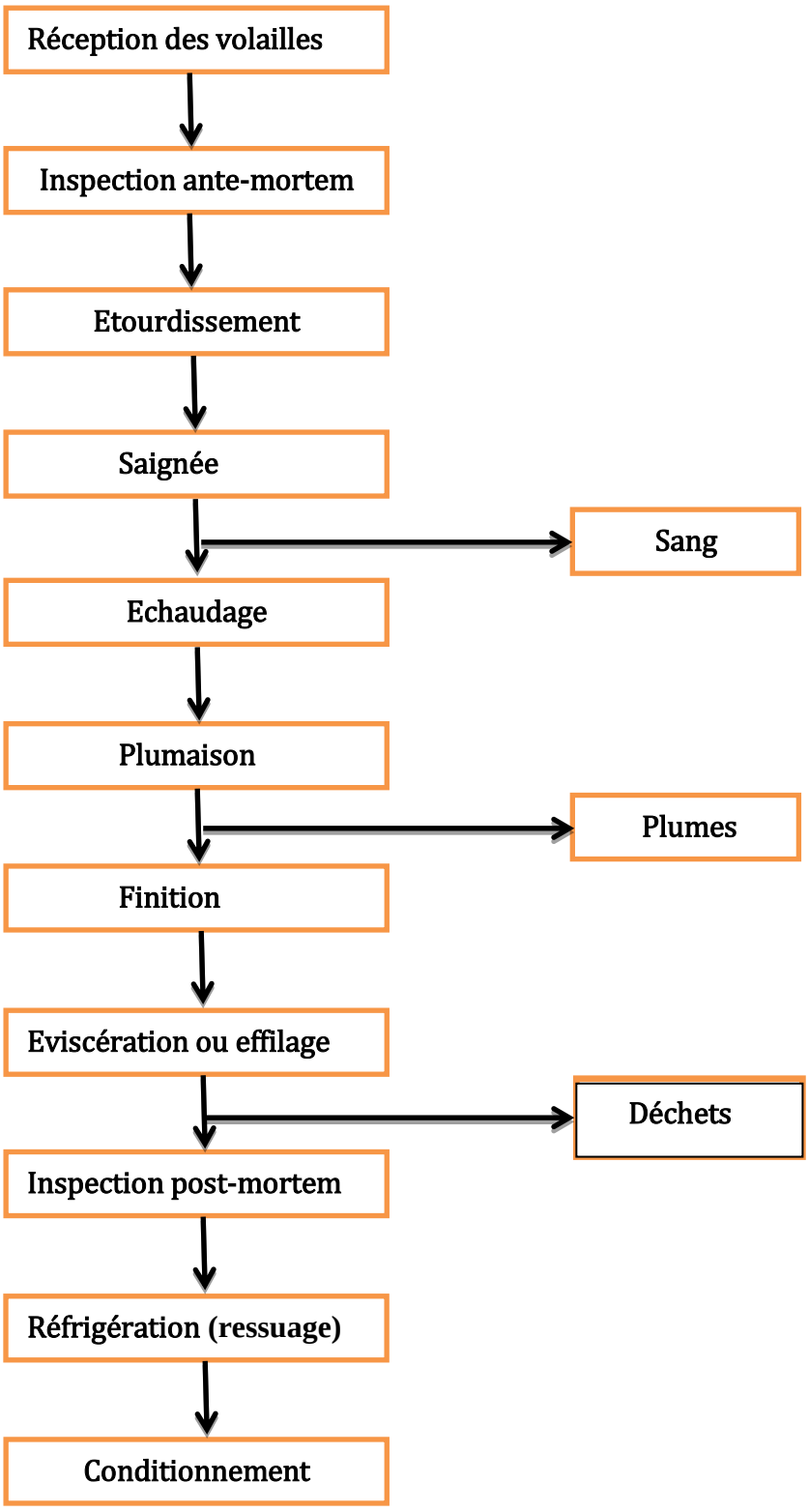


Figure (I.2): Processus de préparation de la volaille **[7]**

I.13. Caractéristique thermo-physiques de produit à introduire dans les chambres froides

On distingue un groupe d'aliment suivant leur origine :

- Le produit d'origine animale à congeler tel que, la volaille.

Il sera pris en compte dans le cadre de cette étude, le produit de la volaille pour la chambre froide négative. Le tableau 2 présente les propriétés thermiques de produit.

Tableau (I.2) : Propriétés thermiques de la volaille **[8](Annexe A)**

Grandeurs		Volaille
Température de conservation °C		-18
Humidité relative requise %		90
Point de congélation °C		-2.8
Chaleur spécifique KJ/Kg.K	Avant congélation	3.14
	Après Congélation	1.71
Chaleur latente de congélationKJ/Kg		247
Température d'introduction des produits dans les chambres froides		9.27

I.14. Emballage alimentaire et santé

Le procédé industriel joue aussi un rôle important pour garder les propriétés organoleptiques et nutritionnelles des aliments. L'emballage doit contribuer à la protection sanitaire des aliments, et ce, pour la plus longue durée possible. La sélection de l'emballage est aussi fonction du procédé et du produit, chaque matériau d'emballage apporte un lot d'avantages et d'inconvénients pertinents. Nous aborderons ces enjeux en traitant de la conservation des aliments **[9].**

Une fois le procédé de conservation exécuté, l'emballage aura la fonction de protection et de conservation des aliments sans risque pour les consommateurs dans un délai acceptable. Pour la conservation des aliments, nous utilisons la notion de barrière des emballages. Un emballage barrière empêche ou ralentit la perméabilité d'une composante volatile ou gazeuse (exemple : barrière à l'oxygène, à l'humidité, aux arômes, etc.). Parmi la multitude d'emballages existants sur le marché, seuls le métal et le verre offrent une barrière absolue **[9]**.

I.14.1. Produit et emballage avec traitement thermique

Le processus thermique, couramment utilisé, diminue de manière considérable Les micro-organismes afin d'augmenter la durée de vie du produit. L'emballage S'exposera à la température du produit chaud ou à la combinaison produit/emballage chauffé par différents procédés afin de rendre le produit pasteurisé ou stérile **[9]**.

I.14.1.1. Emballage sous atmosphère modifiée (MAP) ou protectrice

L'emballage sous atmosphère modifiée ou sous vide (MAP) permet d'évacuer l'air de l'emballage pour favoriser la conservation des aliments. Cependant, la viande a tendance à grisailler en l'absence d'oxygène. Pour remédier à ce problème, nous injectons un mélange en proportions différentes de gaz inertes en fonction de l'aliment à conserver. Les gaz utilisés sont l'azote, le dioxyde de carbone et l'oxygène. Chacun de ces gaz joue un rôle particulier en rendant l'emballage plus efficace **[9]**.

Les bénéfices de l'emballage sous atmosphère modifiée (MAP) :

- Réduire le rythme de respiration des aliments.
- Réduire la sensibilité à l'éthylène.
- Rallonger la vie du produit en entrepôt.

I.14.2. Bio emballage et les aliments

I.14.2.1. Bio emballage (biodégradable)

Les emballages biodégradables sont meilleurs pour l'environnement, parce qu'ils sont fabriqués à partir des produits non toxiques, mais aussi de déchets recyclés, ce qui réduit la consommation de ressources. Ce qui contribue à l'amélioration du bien-être de la population. Par ailleurs, ce type d'emballage, du fait qu'il soit composable, permet de transformer les déchets en compost. En plus, ils réduisent non seulement l'empreinte carbone et l'impact sur l'environnement, mais ils sont également bénéfiques une fois qu'ils ont atteint leur objectif, car les matériaux d'emballage sont biodégradables. En outre, ces emballages qui sont écologiques, créent une bonne impression pour les entreprises, car cela montre que les entreprises sont soucieuses de l'environnement et sont responsables. Enfin, ces emballages permettent de réduire les problèmes de réchauffement de la planète et à d'autres problèmes environnementaux **[10]**.

I.14.2.2. Emballage papier/carton

Cet emballage est un dérivé de l'industrie du bois. Les fibres de cellulose sont recyclables jusqu'à sept fois, ce qui rend ce produit intéressant au point de vue environnemental mais également au plan des coûts. Dans l'industrie alimentaire, nous utilisons habituellement une pâte à sulfate blanchie hautement collée (communément appelée SBS ou le Food board).

Les cartons sont sensibles à l'humidité et changent de propriétés physiques en fonction de l'environnement externe. Il est à noter que les emballages en carton destinés à la réfrigération sont souvent cirés, ce qui les rend non recyclables au Algérie.

Notre industrie utilise essentiellement le carton pour des boîtes pliantes (tubes, plateaux, paniers, etc. au secteur biscuits), des contenants de liquide (Tétra Brik, Gable Top, etc. au secteur laitier) ou des boîtes ondulées pour la manutention et le transport (tous les secteurs). Voici les principaux sigles de recyclable que l'on peut retrouver sur ces emballages **[11]**.

I.14.2.3. Emballage en plastique

Pour les plastiques, ce sont des polymères souvent dérivés du pétrole et leur prix varie énormément avec ce dernier. La plupart des plastiques utilisés en emballage sont des thermoplastiques commerciaux. Parmi les matériaux utilisés pour l'emballage alimentaire, nous retrouvons : le polyéthylène, le polypropylène, le polystyrène, le polyamide chlorure de polyvinyle, l'acétate de polyvinyle et le polyéthylène téréphtalate. Chaque plastique a ses propriétés et caractéristiques de perméabilité aux gaz et à l'humidité. Chaque matériau a un symbole utilisé communément dans l'industrie (PP, PETE, PVC, CPET, etc.). L'industrie du plastique a développé un sigle de recyclage avec un numéro pour les six plastiques les plus utilisés **[11]**.

I.14.2.4. Emballage en aluminium

L'aluminium est extrêmement fonctionnel en tant que matière d'emballage alimentaire, car il tolère des températures extrêmes. Par conséquent, il convient bien aux aliments qui ont besoin d'être surgelés, grillés, cuits ou simplement conservés au frais. Certains récipients sont suffisamment robustes pour contenir des quantités importantes d'aliments, tout en conservant la légèreté qui caractérise l'aluminium. L'inconvénient le plus important des emballages alimentaires en métal **[11]**.

I.14.2.5. Emballage en verre

L'emballage en verre n'a pas connu beaucoup d'innovation ces dernières années Là où le verre a vu une baisse de notoriété et une forte concurrence, en particulier du plastique, les bouteilles en plastique remplacent le verre dans de nombreux marchés, la concurrence croissante d'autres matériaux dans leurs marchés traditionnels, l'emballage en verre est bien résistant en termes d'augmentation des installations de production **[12]**.

I.15. Présentation des chambres froides et caractéristiques du matériau constitutif des parois

On distingue deux types de chambre froide selon le signe de la température qui y règne : les chambres froides à température positive et les chambres froides à température négative. Suivant le mode de construction de la chambre froide, on distingue aussi les chambres froides traditionnelles avec une construction en maçonnerie avec isolant (généralement du polystyrène) et les chambres froides à panneaux préfabriqués (ou panneaux sandwich, généralement à âme de polyuréthane) qui sont montés sur des ossatures en acier ou en béton.

Le choix du matériau isolant à utiliser, résulte de l'examen de plusieurs critères à savoir :

- Le pouvoir isolant (caractérisé par le coefficient de conductivité thermique) ;
- La perméabilité à l'humidité ;
- La résistance mécanique ;
- La dilatation linéaire (stabilité dimensionnelle) ;
- La facilité de pose ;
- La disponibilité ;
- Le prix de revient. Dans le cadre de ce projet, nous optons pour la construction de chambres à panneaux préfabriqués (polyuréthane). Les panneaux peuvent être démontés et utilisés de nouveau ; ils offrent des avantages économiques et pratiques en application. Ils présentent les caractéristiques suivantes :
- Masse volumique : 30-40 kg/m^3 ;
- Conductibilité thermique : 0,023-0,28 W/m.°C.

Chapitre II : Destination et conception de la chambre froide

II.1. Introduction

Ce chapitre a pour but de donner une description générale de la chambre froide tenant compte de quelques aspects tels que :

- Le génie civil de la chambre (la structure des différentes parois).
- La destination de la chambre.
- La capacité de stockage de la chambre.

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

Les deux chambres froides sont situées dans la région de Médéa (figure II.1).

Il est constitué de deux (02) chambres froides et la SAS :

- Une chambre négative pour la congélation.
- Un tunnel de congélation rapide.
- SAS.

Tableau (II.1) : Description des chambres froides

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
01	12	6	6	-18	Congélation
02	9	6	6	-45	Congélation rapide
SAS	21	6	6	9.27	Réfrigération

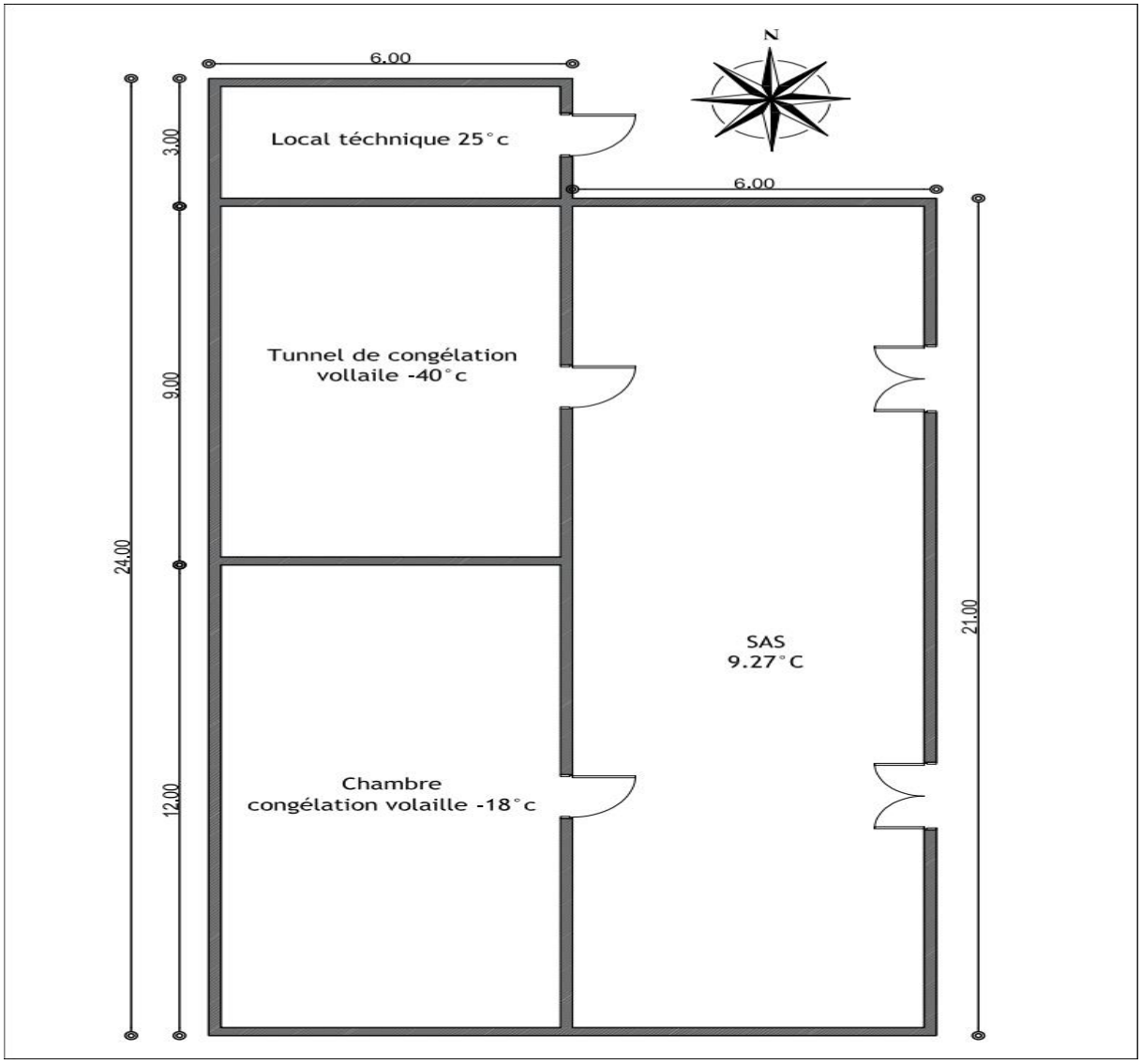


Figure (II.1) : Vue en plan des chambres froides

II.3. Données climatiques

II.3.1. Données climatiques extérieurs

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

Tableau (II.2) : Données climatiques extérieurs **[13]**

Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	37
Humidité relative (φ)	%	28
Température humide (T_h)	°C	22.395
Vitesse de l'air (V)	m/s	5 ÷ 10

II.3.2. 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 **[14]**

Chambre	**Température (°C)**	**Humidité relative (%)**	**Vitesse de l'air (m/s)**
01	-18	90	2.5
02	-40	90	2.5
SAS	9.27	70	1

II.4. Tonnage des denrées à entreposer

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

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

Cette capacité dépend essentiellement du :

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

II.4.1. Capacité de stockage

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

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

Dans notre cas, on opte pour une conservation dans des caisses disposées.

Les dimensions des caisses :

- longueur : L = 80 cm.
- largeur : l = 45 cm.
- hauteur : H = 20 cm.
- Poids net : m = 2.5 Kg.

- La disposition des caisses à l'intérieures des chambres pour assurer une bonne circulation de l'air doit respecter certaines normes.
- Cette disposition est représentée sur la figure suivante :

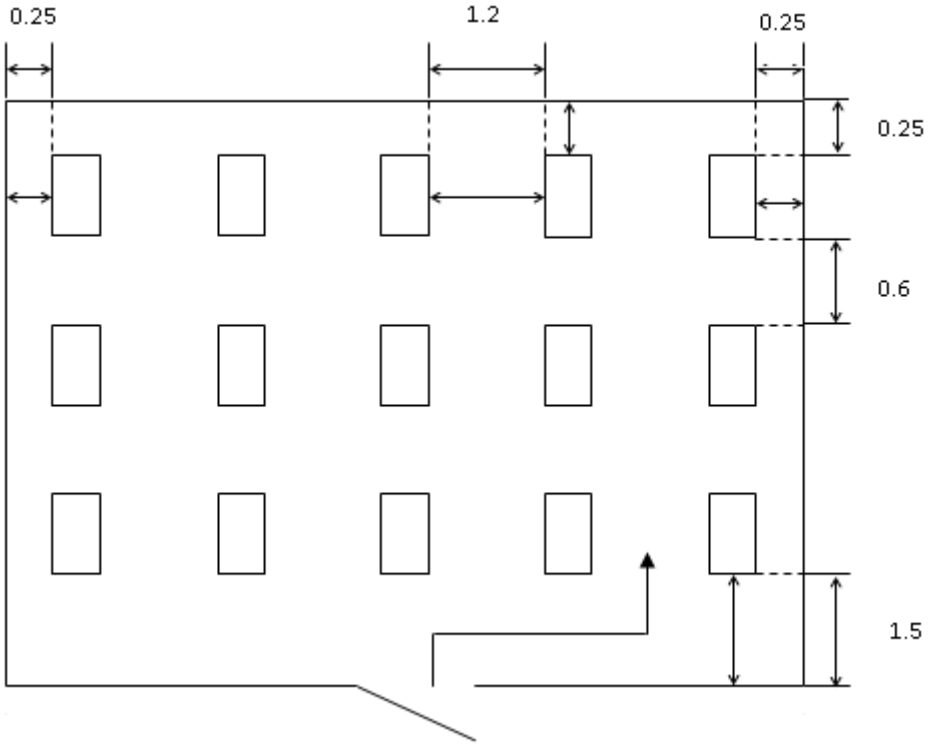


Figure (II.2) : Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

II.4.2. Calcul le nombre de caisses

Comme exemple de calcul, on choisit la chambre de congélation viande.

Les dimensions de la chambre $(L \times l \times H) = (12 \times 6 \times 06)\ m^3$

- n_1 : Nombre de caisses sur la langueur de la chambre.

$$0.45 \times n_1 + 1.2\ (n_1\text{-}1) + 2 \times 0.25 = 12\ m \quad \text{.....(II.1)}$$

$n_1 = 8$ caisses.

- n_2 : Nombre de caisses sur la largeur de la chambre

$$0.8 \times n_2 + 0.6\,(n_2 - 1) + 1.5 \times 0.25 = 6 \text{ m} \quad \text{(II.2)}$$

$n_2 = 5$ caisses.

On peut mettre jusqu'à 14 caisses dans le sens de la hauteur $n_3 = 28$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 08 \times 05 \times 28$

$N_t = 1120$ caisses.

II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage

La masse d'une caisse de volaille varie entre 45 et 55 Kg donc on prend la masse moyenne.

- La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 50$ Kg

La densité d'entreposage est :

$M_t = N_t \times m_c$

$M_t = 1120 \times 50 = 56000$ Kg

$$M_t = 56000 \text{ Kg.}$$

La quantité introduite chaque jour représente 10% de la densité d'entreposage de la chambre

$M_j = M_t \times 10\% = 56000$ Kg/Jour $= 5.6$ tonne/jour.

$M_j = 5.6$ t/j.

Le débit massique d'entreposage :

$Q_j = M_j / 24 = 5600 / 24 = 233.33$ kg/h.

$Q_j = 233.33$ kg/h.

- **Transpalettes**

		QBA15 II	Modèle
1500	Q(kg)	Capacité de charge nominale	Caractéristiques
500	c	Distance du centre de charge	
0.75	kW	Capacité de fonctionnement du moteur	le moteur
0.8	kW	Capacité du moteur de levage	
24/75	V/Ah	Tension de batterie / capacité nominale	



Figure (II.3) : Transpalette

Tableau (II.4) : Densité d'entreposage

Chambre	N_t caisses	M_t Kg	M_j Kg/j	M_j Tonne/j	Q_j Kg/h
01	1120	56000	5600	5.6	233.33
02	840	42000	4200	4.2	175
SAS	1820	91000	9100	9.1	379.16

Chapitre III: Calcul du bilan frigorifique

III.1. Introduction

Après avoir déterminé les caractéristiques générales de l'entrepôt, ainsi que sa destination, il est indispensable d'établir un bilan thermique des différentes chambres, afin de pouvoir déterminer la puissance effective de l'évaporateur à installer.

Etablir le bilan thermique; c'est de faire l'inventaire des charges thermiques à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir une température constante. Sachant que le calcul des charges thermiques (apports de chaleur) se fait pendant la période la plus défavorable de l'année (période estivale).

III.2. Transfert de chaleur [14]

On appelle 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.

III.2.1.Modes de transfert de chaleur

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

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

III.2.1.1. 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.

III.2.1.2. 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.

III.2.1.3. 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).

III.2.1.4. Isolation thermique de l'entrepôt [14]

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.

III.3. Isolation thermique de l'entrepôt

Pour nos chambres, on a choisi l'isolant suivant:

- Le Polyuréthane (PUR) [$\lambda = 0.023$ (w/m °C)].

III.3.1. 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.
- Moins chère.

III.4. Choix des différentes parois [15]

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. Du même catalogue on a choisi les portes de type coulissant à ouverture automatique, l'épaisseur du cadre adapté à celui de la paroi, isolée en polyuréthane. Les dimensions des portes pour les chambres froides sont de (2.5 × 1.6) m^2 et (3 × 2) m^2 pour la porte du SAS.

III.4.1. Mur extérieur et plafond

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

$R_i = e / \lambda$ ($m^2.K/W$).....(III.1)

Tableau (III.1) : Mur extérieur et plafond

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i ($m^2.K/W$)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	/	/	0.21
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	/	0.023	/
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

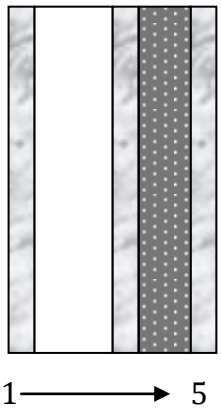


Figure (III.1) :
Mur extérieur et plafond

III.4.2. Mur intérieur

Tableau (III.2) : Mur intérieur

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m.K)	R_i ($m^2.K/W$)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Polyuréthane	/	0.024	/
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

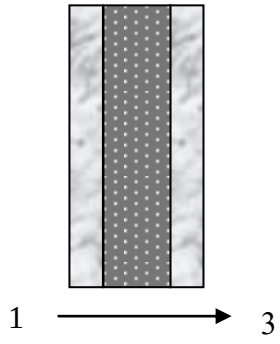


Figure (III.2) : Mur intérieur

III.4.3. Porte

Tableau (III.3) : Porte

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m⁰K)	R_i (m².K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133
03	Polyuréthane	/	0.024	/
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

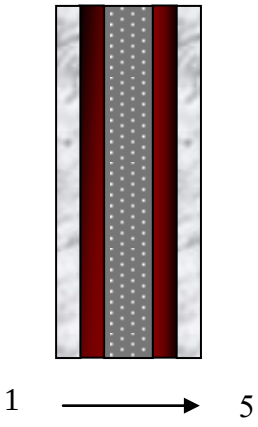


Figure (III.3) : Porte

III.4.4. Plancher

Tableau (III.4) : Plancher

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m⁰K)	R_i (m².K/W)
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.103
04	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
05	Liège	/	0.043	/
06	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
07	Sable	0.01	0.58	0.017
08	Pierre	0.3	2.1	0.142

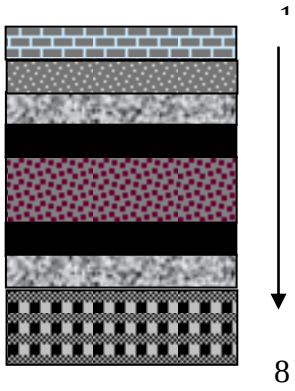


Figure (III.4) : Plancher

III.5. Différents apports de chaleur [16]

Les apports de chaleur se répartissent en deux grandes catégories : les apports externes et internes.

III.5.1. Apports externes

- Les apports par transmission.
- Les apports dus au renouvellement d'air.
- Les apports par ouvertures des portes.

III.5.2. Apports internes

III.5.2.1. Apports dépendants des denrées

Charges liées à l'installation du groupe frigorifique (ventilateurs, résistances de dégivrage).

- Les apports dus aux denrées entrantes.
- Les apports dus à la respiration.

III.5.2.2. Apports indépendants des denrées

- Les apports dus à l'éclairage.
- Les apports dus aux personnels.
- Les apports dus à des machines diverses.
- Les apports dus à des machines roulantes.

III.6. Base de calcul

III.6.1. Les charges thermiques externes

Les charges thermiques externes comprennent

III.6.1.1. Charge thermique 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 :

$$\boldsymbol{Q_{tr} = K \times S \times \Delta T} \quad \text{.....(III.1)}$$

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

S : surface de la paroi considérée **(m^2).**

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

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

Avec :

$$\boldsymbol{K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}} \quad \text{.....(III.2)}$$

Avec :

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

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

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en **m** et par son coefficient de conduction thermique (λ) en (**w /m.°k).**

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

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

$$Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \quad \text{(III.3)}$$

III.6.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re})

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h \quad \text{(III.4)}$$

Avec :

$m_{a.e}$: débit masse d'air extérieur à renouveler **(Kg/s).**

Δh : différence d'Enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide **(kJ/Kg)**.

$$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a} \quad \text{(III.5)}$$

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

Par ailleurs, on a

Avec :

$$m_{a.e} = \frac{V_{a.e} \times \rho_{a.a}}{86400} \quad \text{(III.6)}$$

$V_{a.e}$: débit volumique de l'air extérieur **(m^3/jour).**

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

$$\rho_{a.a} = \frac{\rho_{\circ}}{1+\frac{t}{273.15}} \quad \text{.....(III.7)}$$

ρ_o: masse volumique de l'air égale à1, 293 **(Kg/m³).**

t : température de la chambre froide **(°C).**

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

$$V_{a.e} = V_{c.f} \times n \quad \text{.....(III.8)}$$

$V_{c.f}$: volume de la chambre froide **(m3).**

Avec :

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

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{c.f}}} \quad \text{.....(III.9)}$$

III.6.1.3. Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op})

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

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

...(III.10)

T_a : Température ambiante dans la chambre froide.

T_e **:** Température à l'extérieur.

τ_p **:** Temps d'ouverture des portes exprimé en **(min/h)**.

$\rho_{a.a}$:Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en **(kg/m³)**

L_p:Largeur d'une porte en **(m).**

h_p:Hauteur d'une porte en **(m).**

$\rho_{a.e}$:Masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre froide en **(kg/m³).**

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

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

Et le temps donné par la formule :

$$\tau_p = \frac{d_t \times f_j}{24} \quad \text{.....(III.11)}$$

Avec :

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

$\mathbf{f_j}$:Flux journalier des marchandises en tonne par jour (**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 :

$$\mathbf{C=A\times h \times d_e \times \eta_0} \quad \text{(III.12)}$$

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).**

$\boldsymbol{\eta_0}$: Coefficient d'occupation au sol des marchandises.

III.7 Charges thermiques internes

III.7.1 Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées

III.7.1.1 Charge thermique due 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 :

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

n : nombre de luminaires.

p : puissance de chaque luminaire en **(W)**

$\boldsymbol{\tau}$:Durée de fonctionnement des luminaires **(générale 8 h/d)**

24: nombre heures dans une journée.

III.7.1.2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})

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

$$\boldsymbol{Q_{pe} = \frac{i\times q_p\times \tau}{24}} \quad \text{(III.14)}$$

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.7.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr})

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

$$Q_{m.r} = \frac{n \times p \times \tau}{24} \quad \text{(III.15)}$$

Avec : **n** : nombre de matériels roulant d'un type donné

P : puissance totale de chaque type de matériel **(W)**

τ: Durée de présence du matériel **(h/j)**

III.7.1.4. Charge thermique due aux matériels divers (Q_{md})

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

$$Q_{m.d} = \frac{i \times p \times \tau}{24} \quad \text{(III.16)}$$

Avec : i : 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.8. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III.8.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de})

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

- Dans le cas de réfrigération :

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

- Dans le cas de congélation :

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

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

C_1 : capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer (KJ/Kg.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.8.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp})

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

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

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

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

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

III.8.3 Puissance frigorifique de l'évaporateur

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

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

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp} \text{.....(III.20)}$$

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

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}} \text{.....(III.21)}$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (τ_{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.

$$P_{prev} = Q_{int} \times 1.2 \quad \text{(III.22)}$$

III.9. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur (Q_{vent})

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

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

Avec : **n**: Nombre de moteur de ventilateurs.

P : puissance du ventilateur considérée en **(w).**

τ_{evap}: Durée de fonctionnement des frigorifique en **(h/d).**

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

III.10. Charges thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$)

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

$$Q_{dég} = \frac{n \times p \times \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad \text{(III.24)}$$

Avec : **n** : nombre de résistances électriques.

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

$\tau_{dég}$:Durée journalier de dégivrage en **(h/d).**

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.

Et :

$$P_{eff} = P_{int} + Q_{vent} + Q_{dég} \quad \text{(III.25)}$$

III .12 Calcul le bilan frigorifique

III.12.1 Calcul la charge thermique externes

III.12.1.1 Charge thermique par transmission à travers les parois

$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T$

- **Chambre de congélation (T=-18°C)**

Paroi	Coefficient k ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T (externe) (^oc)	T (interne) (^oc)	différence de température (^oc)	Qtr (W)
1	0.215	36	37	-18	55	425.7
2	0.215	72	37	-18	55	851.4
3	0.226	36	-40	-18	22	178.99
4	0.226	72	9.27	-18	27.27	443.73
porte	0.214	6	9.27	-18	27.27	35.01
plafond	0.215	72	37	-18	55	851.4
sol	1,213	72	37	-18	55	4803.48
					Q_{tr}=	**7589.71w**

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

- **Calcul coefficient K de la paroi :**

- **Paroi (1), (2) et plafond :**

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

$$K = \frac{1}{0{,}03 + 3\left(\frac{0.005}{45}\right) + \left(\frac{0.1}{0.023}\right) + 0.21 + 0.06} = 0.215\ w/m^2.k$$

- **Paroi (3) et (4) :**

$$K = \frac{1}{0{,}03+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.1}{0.023}\right)+0.03} = 0.226\ w/m^2.k.$$

Sol :

$$K = \frac{1}{0{,}03 + \left(\frac{0.03}{1.05}\right) + \left(\frac{0.02}{0.87}\right) + \left(\frac{0.12}{0.002}\right) + 2\left(\frac{0.002}{0.23}\right) + \left(\frac{0.02}{0.043}\right) + \left(\frac{0.01}{0.58}\right) + \left(\frac{0.3}{2.1}\right) + 0.06} = 1.213 W/m^2.K$$

Porte :

$$K = \frac{1}{0{,}03+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+2\left(\frac{0.02}{0.15}\right)+\left(\frac{0.1}{0.023}\right)+0.03} = 0.214\ W/m^2.k.$$

➢ **Tunnel de congélation :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température (°c)	Qtr W
1	0.226	36	-18	-40	22	178.99
2	0.215	54	37	-40	77	393.97
3	0.226	36	25	-40	65	528.84
4	0.226	54	9.27	-40	49.27	601.29
porte	0.214	6	9.27	-40	49.27	63.26
plafond	0.215	54	37	-40	77	893.97
sol	1.213	54	37	-40	77	5043.65

Qtr =7703.97 w

Tableau (III.6): La charge thermique par transmission à travers les parois de tunnel congélation

➢ **SAS :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	Différence de température (°c)	Qtr (W)
1	0.215	36	37	9.27	46.27	358.12
2	0.226	72	-18	9.27	-27.27	-443.73
3	0.226	54	-40	9.27	-49.27	-601.29
4	0.215	36	37	9.27	27.73	214.63
5	0.215	126	37	9.27	27.73	751.20
plafond	0.215	126	37	9.27	27.73	751.20
sol	1.213	126	37	9.27	27.73	4238.19
porte	0.214	12	37	9.27	27.73	71.21

Qtr = 5339.53 w

Tableau (III.7): La charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS

III.12.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air

Chambres	V_{cf} (m^3)	n (d^{-1})	V_{ae} (m^3/d)	ρ_{aa} (Kg/m^3)	m_{ae} (Kg /s)
Congélation	432	3.36	1451.52	1.384	0,0232
Tunnel de congélation	324	3.88	1257.12	1.514	0,0220
SAS	756	2,54	1920.24	1,250	0,0277

Tableau (III.8) : Paramètres de renouvellement d'air

Alors :

Chambres	m_{ae} (Kg / s)	h_i (Kj / Kg)	h_e (Kj / Kg)	Δh (Kj / Kg)	Q_{re} (KW)	Q_{re} (W)
Congélation	0,0232	-16.34	65.29	81.63	1.893	1893
Tunnel de congélation	0,0220	-39.91	65.29	105.2	2.314	2314
SAS	0,0277	22.04	65.29	43.25	1.198	1198

Tableau (III.9) : La charge thermique par renouvellement d'air

III.12.1.3. Charge thermique par ouverture de porte

On a:

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times A * C_{r.a}\ (\mathbf{w})$$

$$A = \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a})$$

- **Chambre de congélation :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 9.27 - (-18) = 27.27^oc.$
- $\rho_{aa} = 1.384 kg/m^3.$
- $L_p = 2$ m.
- $h_p = 3$ m.
- $\rho_{ae} = 1.239$ kg $/m^3.$
- $h_{ae} = 22.04$kJ /kg
- $h_{aa} = -16.34$kJ /kg.
- $C_{r.a} = 0.25.$

- **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

$F_j = 5.6*25\%d_t = 6$ min /t.

$F_j = 1.4$

Alors :

$$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{1.4*6}{24} = 0.35 \text{min /h.}$$

Donc:

$$A = \sqrt{3 \times \left(1 - \frac{1.239}{1.384}\right)} \times (22.04 + 16.34)$$

$A = 21.51$

$Q_{op} = [8 + (0.067 \times 27.27)] \times 0.35 \times 1.384 \times 3 \times 2 \times 21.51 \times 0.25$

$Q_{op} = 153.589$ w.

- **Tunnel de congélation :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 9.27 - (-40) = 49.27°C.$
- $\rho_{ae} = 1.239 kg/m^3.$
- $\rho_{aa} = 1.514 kg/m^3.$
- $L_p = 2$ m.
- $hp = 3$ m.
- $h_{ae} = 22.04$ kj/kg.

- h_{aa}= -39.91 kj /kg
- $C_{r.a} = 0.25$.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

$Fj = 4.2*25\% = 1.05$ t/j $\quad\quad$ $d_t = 6$ min /t.

Alors :

$$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{1.05*6}{24} = 0.26 \text{ min /h}$$

Donc:

$$A = \sqrt{3 \times (1 - \frac{1.239}{1.514})} \times (22.04 + 39.91)$$

A= 45.73

Q_{op}= [8+ (0.067×49.27)]×0.26×1.514×3×2×45.73 × 0.25

Q_{op}= 305.149 w

➢ **SAS :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 37 - 9.27 = 27.73^oc$.
- $\rho_{aa} = 1.250 kg/m^3$.
- L_p =6 m.
- h_p= 3 m.
- ρ_{ae}= 1.239kg /m^3.
- h_{ae}=65.29 kJ/kg
- h_{aa}= 22.04 kJ /kg.
- $C_{r.a} = 0.25$.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

$F_j = 9.1*25\% = 2.275$ t /j $\quad\quad$ d_t =6 min /t.

Alors :

$$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{2.275*6}{24} = 0.568 \text{ min /h.}$$

Donc:

$$A = \sqrt{3 \times (1 - \frac{1.239}{1.250})} \times (65.29 - 22.04)$$

A = 7.02

Q_{op}= [8+ (0.067×27.73)]×0.568×1.250×6×3×7.02 × 0.25

Q_{op} = 221.102 w.

III .13. Calcul des charges thermiques internes

III .13.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées

III .13.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec})

Chambre	Puissance surfacique (P_S)	Surface de Sol (S_{Sol})	Q_{ec}
Congélation	6	72	432
Tunnel de congélation	6	54	324
Sas	6	126	756

Tableau (III.10) : La charge thermique due à l'éclairage

III .13.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe}

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

Chambres	Nombre de personne(i)	q_p (W)	Durée de fonctionnement (τ) (h/d)	Q_{pe} (W)
Congélation	5	378	8	630
Tunnel de congélation	5	510	8	850
Sas	5	210	8	350

Tableau (III.11) : La charge thermique des personnes

III.13.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III .13.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

$C_{avant\ (volaille)}=3,14$ KJ/Kg.K, $C_{aprés\ (volaille)}=1.71$KJ/Kg.K

On a: $\boldsymbol{Q_{de}=\frac{m\times c_1\times(t_1-t_2)+m\times L+m\times c_2\times(t_3-t_2)}{86400}}$ W.

Chambre	Masse de marchandise kg	T Externe °C	T Interne °C	ΔT °C	Capacité thermique massique avant congélation en KJ/Kg.K	Chaleur latente en KJ/Kg	Q_{de} (KW)	Q_{de} (W)
Congélation	56000	9.27	-18	27.27	3.14	247	215.592	215592
Tunnel de congélation	42000	9.27	-40	49.27			195.274	195274
Sas	91000	37	9.27	27.73			0	0

Tableau (III.12) : La charge thermique due aux denrées entrantes

III.14. Résultats sont résumés au tableau suivant

Tableau (III.13) : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt			
Chambre	**Congélation**	**Tunnel de congélation**	**SAS**
Q_{tr}(W)	7589.71	7703.97	5339.53
Q_{re}(W)	1893	2314	1198
Q_{op}(W)	153.589	305.149	221.102
Q_{ec}(W)	432	324	756
Q_{pe}(W)	630	850	350
Q_{mr}(W)	0	0	0
Q_{resp}(W)	0	0	0
Q_{de}(W)	215592	195274	0
Q_{int}(W)	226290.299	206771.119	7864.632
Q_{int}(W)	301720.398	275694.825	11796.948
$Q_{prév}$ (KW)	362.064	330.833	14.156

III.14.1 Exemple de calcul : Congélation

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**.

$Q_{vent} = 4\times7400\times18/\ 18 = 29.6$ KW.

$Q_{dég} = 4\times94500\times 1.33/18 = 27.93$ KW

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 301.72+29.6 +27.93 = 359.25$KW pour la chambre de congélation.

Les résultats des chambres au tableau suivant : **(Annexe B)**

Tableau (III.14) : La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)								
Chambre	$Q_{prévi}$ (kW)	**Type d'évaporateur**	**Puissance des résistances n × P (W)**	**Puissance des ventilateurs n × P (W)**	Q_{0int} (kW)	Q_{vent} (kW)	$Q_{dég}$ (kW)	Q_{0eff} (kW)
Congélation	**362.064**	**(3)NKT 4x8E C3 C**	4×94500	4×7400	301.72	29.6	27.93	**359.25**
Tunnel de congélation	**330.833**	**(3)NKT 4x8E C3 S**	4×94500	4×7400	275.69	29.6	27.93	**333.22**
Sas	**14.156**	**3C-A 3455 R**	4×300	4×290	11.796	1.160	0	**12.956**

III.14.2.Vérification de la température du SAS

$\sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{Qentrant} = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{Qsortant}$ ..... **(III.26)**

$\sum \boldsymbol{K_e} \times \boldsymbol{S_e}(\boldsymbol{T_{eq}} - \boldsymbol{T_X}) = \sum \boldsymbol{K_i} \times \boldsymbol{S_i}(\boldsymbol{T_X} - \boldsymbol{T_i})$ ..... **(III.27)**

- K_e: Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur.
- K_i : Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur.
- S_e : La surface des murs extérieurs.
- S_i : La surface des murs intérieurs.

$\Sigma Q_{entrant} = 0.215\times36 \times (37\text{-}Tx) + 0.215\times36 \times (37\text{-}Tx) + 0.215\times126\times(37\text{-}Tx)$

$=236.38\text{-}7.74Tx+386.38\text{-}7.74Tx+1002.33\text{-}27.09Tx$

$=1625.09\text{-}42.57Tx$

$\Sigma Q_{sortants} = 0.266\times72\times(Tx+18) + 0.266\times54\times (Tx+40)$

$= 19.15Tx+344.73+14.36Tx+574.56$

$= 33.51\ Tx+919.29$

Σ Q entrant = Σ Q sortants

$1625.09\text{-}42.57Tx=33.51\ Tx+919.29$

Tx = 9.27°C

Remarque : On suppose que la température de la **SAS** est égale à (9.27°C).

Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques

IV.1. Introduction

Le procédé le plus utilisé dans la production du froid est par évaporation de fluide (les machines frigorifiques à compression de vapeur), car il montre une satisfaction des besoins soit commerciaux, industriels ou domestiques.

On connait deux types d'installations :

- **Les installations centralisées**

  La production est assurée par une seule machine de puissance suffisante pour la couverture des besoins.

- **Les installations décentralisées**

  Ici, chaque chambre a son propre groupe, si on a une grande chambre on peut la refroidir par plusieurs groupes en parallèles ou en séries.

IV.2. Choix du système de production du froid

80% d'installations dans le monde sont à compression de vapeur car il est très fiable et performant grâce aux moteurs et aux compresseurs.

- L'énergie mécanique est nécessaire pour le fonctionnement de la machine à Compression de vapeurs.
- L'installation à compression de vapeur est diathermes (Deux sources froides et chaudes).
- Pour un bon COP (coefficient de performance), il faut choisir le type de refroidissement des condenseurs (Eau, Air, Mixte) et le type de détente (directe ou indirecte) les condenseurs sont refroidis par l'air extérieur et les évaporateurs sont alimentés par la détente directe du fluide frigorigène.

IV.3. Choix du fluide frigorigène

Les Fluides Frigorigènes (FF) sont des substances qui évoluent dans le circuit d'une machine frigorifique et qui grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacué hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide.

IV.3.1.Critères du choix d'un bon fluide frigorigène

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

Les points énumérés ci-dessus se résument comme suit :

IV.3.1.1.Critères thermodynamiques

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

IV.3.1.2. 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.3.1.3. 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.4. R404A

IV.4.1. Généralités

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

- **Caractéristiques techniques**

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

- **Caractéristiques environnementales**

Le R404A n'a pas d'effet direct sur la couche d'ozone. Du a l'utilisation de Rl43a et de R125, deux fluides à fort potentiel d'effet de serre, le R404A est cependant un réfrigérant à valeur.

GWP très élevée. Son impact direct sur l'effet de serre, bien que plus réduit par rapport à celui de la consommation énergétique, est plus important que la plupart des réfrigérants de type HFC.

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

- **Contraintes légales**

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

Tableau (IV.1): Caractéristiques de R404A **[17]**	
	R404A
Nom chimique / Composition	R125 – R134a – R134a (52% / 44% / 4%)
Type	Mélange zéotropes (HFC)
Masse molaire [g/mol]	97,60
Température critique [°C]	72.1
Pression critique [bar]	37.3
Plage d'application de température [°C]	-45 à 0
Compatibilité avec les métaux	Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium avec plusde 2% de masse de magnésium devaient être évités.
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type POE.
Phrases R	Non classé comme préparation dangereuse.
Phrases S	Non classé comme préparation dangereuse
ODP [kg R11-équiv]	0
GWP $_{100}$ [kg CO_2-équiv]	3800
Acidification [kg SO_x-équiv]	Sans indication
POCP [kg Ethylène-équiv]	0
Groupe de sécurité	A1/A1
Valeur MAK [ppm]	500
Autorisation d'exploitation	Utilisation limitée par l'administration de l'environnement

IV.5. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique

IV.5.1. Température de condensation

On a un condenseur à air, la température est calculée par la relation suivante :

$$T_C = T_{ec} + \Delta T_{ech} + \Delta T_{ped} \quad \text{.....(IV.1)}$$

T_c : Température de condensation.

ΔT_{ech} : Température d'échauffement (3 à 8).

ΔT_{ped}: l'écart de pincement du condenseur (5 à 10).

IV.5.2. Température d'évaporation

La machine frigorifique est à détente directe (l'évaporateur est place à l'intérieur de 1a 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 :

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

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.2): Ecart de température ΔT pour le calcul température d'évaporation **[18]**

L'écart de température		
Ti (°C)	φ (%)	ΔT (°C)
> -12	91÷95	7÷8
	86÷90	8÷9
	81÷85	9÷10
	76÷80	10÷11
	70÷75	11÷12
< -12	∀φ	6

IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation

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

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

$$\tau_{comp} = \frac{P_C}{P_{ev}} \quad \text{.....(IV.3)}$$

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

$$P_i = (P_{ev} \times P_C)^{\frac{1}{2}} \quad \text{.....(IV.4)}$$

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

Exemple de calcul :

Chambre de congélation : [$T_i = -18$ °c, $T_e = 37$ °c] :

La température de condensation [$\Delta T_{éch} = 4$ °c, $\Delta T_p = 6$°c] :

- $T_c = T_e + \Delta T_{éch} + \Delta T_p$
- $T_c = 37 + 4 + 6 = 47$ °c

La température d'évaporation [$\varphi = 90\%$, $\Delta T = 6$ °c] :

- $T_{ev} = T_i - \Delta T$
- $T_{ev} = -18 - 6 = -24$ °c

A partir du diagramme enthalpique [P-H], on obtient :

- $P_{ev} = 2.57$ [bar]
- $P_c = 21.42$ [bar]

Calcul le taux de compression :

- $\tau_{comp} = Pc/Pev = 21.42 / 2.57 = 8.33$

Le taux de compression est supérieur à 6 donc la machine utilisé est bi-étagée.

Calcul de la pression intermédiaire Pi :

- $Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (2.57 \times 21.42)^{1/2} = 7.41$ [bar]

Tableau (IV.03) : Paramètres de fonctionnement de l'installation

Chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	$\tau comp$	Nombre d'étage	P_i (bar)
Congélation	-24	47	2.57	21,42	8.33	Bi-étagée	7.41
Tunnel	-46	47	0.99	21,42	21.63	Bi-étagée	4.65
SAS	-1.73	47	5,68	21,42	3,77	Mono-étagée	/

IV.6.1. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres

A partir des calculs on a choisi pour notre projet :

Une machines à compression mécanique mono étagée et deux machines compression mécanique Bi-étagée à injection partielle.

IV.6.2. 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:

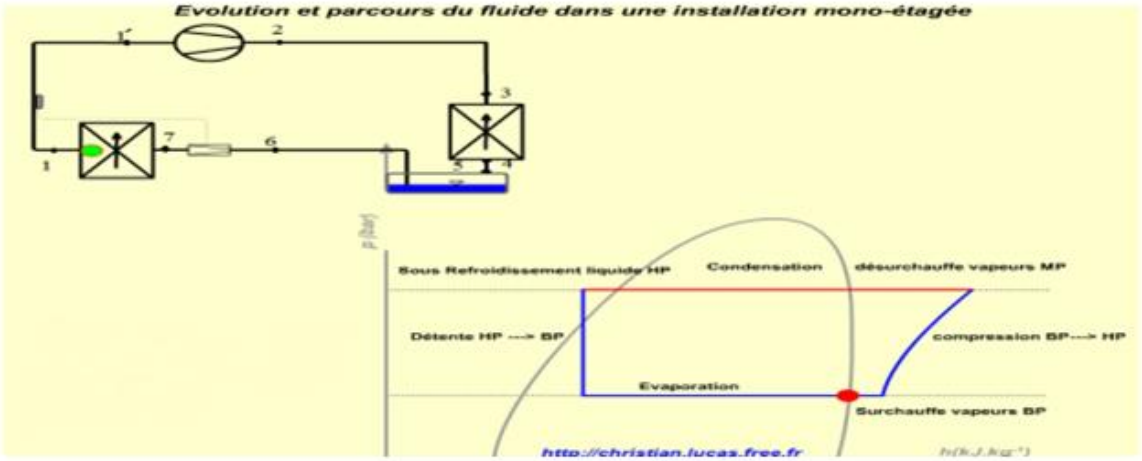


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

IV.6.2.1. 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 à l'évaporateur et le cycle recommence.

IV.6.3. Machine à compression mécanique bi étagée

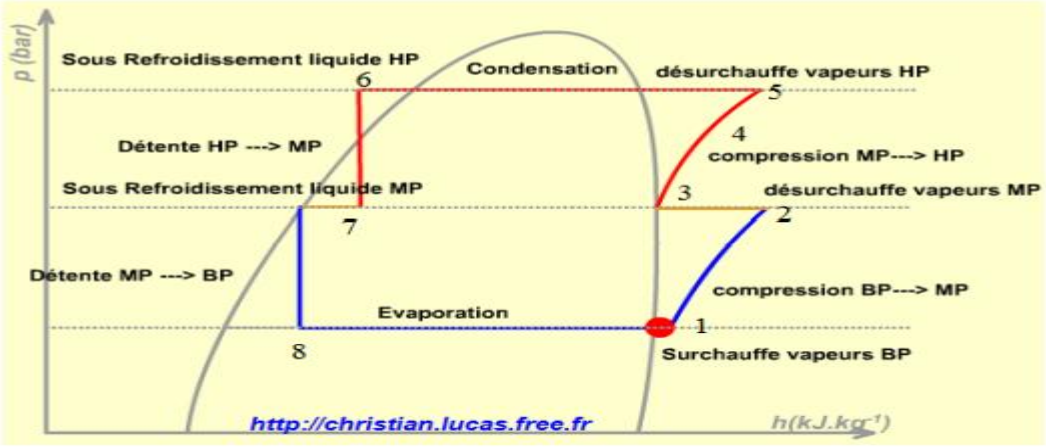


Figure (IV.2) : Principe de la compression bi étagée

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.6.3.1. Principe de fonctionnement

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

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

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

IV.6.3.2. Machine à compression mécanique bi étagée à injection totale

Dans ce type de fonctionnement, la totalité du liquide frigorigène est détendue dans la bouteille intermédiaire qui sert alors de bouteille séparatrice de liquide pour les évaporateurs travaillant à la pression intermédiaire et qui sont alors alimentés par gravité ou par pompe à liquide.

La partie de liquide restant dans la bouteille sert à alimenter les détendeurs des évaporateurs de l'étage bas pression.

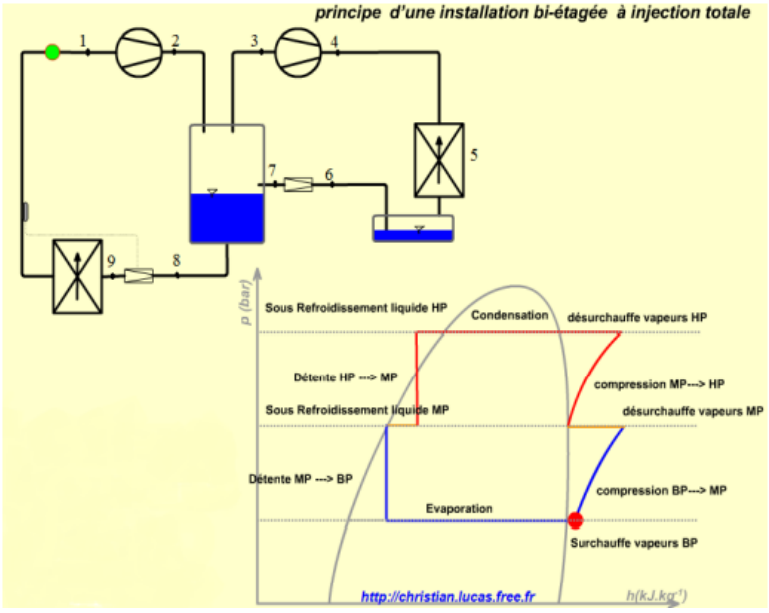


Figure (IV.3) : Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale

Le cycle suivi par le fluide est le suivant :

Aspiré dans l'état 1 à l'étage basse pression le fluide, après été comprimé (état 2) et désurchauffé (état 3) Est admis à l'étage haute pression et comprimé (état 4). Il est condensé (état5) et sous refroidi (état 6) avant d'être détendu en totalité (état 7) dans la bouteille intermédiaire. De cette bouteille il est acheminé d'une part par gravité (ou par pompe) aux évaporateurs de l'étage haute pression d'où il est ré aspiré (état 3); et d'autre part l'état 8, aux détendeurs D2 qui alimente par injection directe ou par l'intermédiaire d'un séparateur de liquide, les évaporateurs de l'étage basse pression (état 9); les vapeurs produites étant aspirés par l'étage basse pression dans l'état 1.

Il y a donc production du froid simultanée aux étages haute et basse pressions et la pression intermédiaire dépend alors de la température à laquelle la production frigorifique des évaporateurs haute pression doit être assurée.

IV.6.3.2.1. Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle

Le schéma frigorifique d'une telle installation est représenté par la Figure ci-dessous et le cycle thermodynamique sur le diagramme enthalpique.

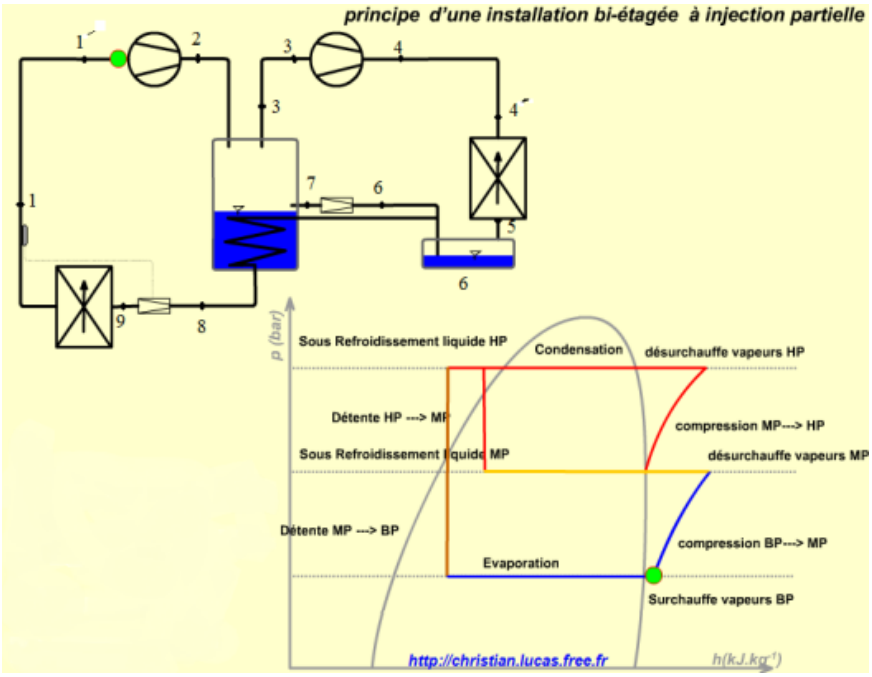


Figure (IV.4) : Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle

Le circuit du fonctionnement frigorigène est le suivant :

Le fluide aspiré dans l'état 1' est comprimé dans l'étage bas pression jusqu'à la pression intermédiaire, il pénètre dans l'état 2 dans la bouteille intermédiaire ou il se désurchauffe jusqu'à la température T_3 à laquelle il est admis à l'étage haute pression (état 4) pour être admis au condenseur ou il se condense (état 5) et éventuellement se sous-refroidi (état 6).

Le liquide formé passe dans un serpentin disposé en partie basse de la bouteille intermédiaire, une partie de ce liquide est dérivée vers le détendeur D1 et injectée dans la bouteille intermédiaire ou, par vaporisation, il désurchauffe les vapeurs comprimées provenant de l'étage basse pression et sous-refroidi le liquide acheminé dans l'état 8 vers le détendeur D2 qui alimente l'évaporateur en fluide détendu à l'état 9.

Remarque : pour notre cas on a choisir la compression bé étagée à injection partielle.

IV.7. 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.7.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée

IV.7.1.1. 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.

$$Q_m = Q_o / (H_{1'} - H_7) \quad Kg/s \qquad (IV.5)$$

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Q_o : puissance effective de l'évaporateur.

$H_{1'}$: l'enthalpie au point 1'.

H_7 : l'enthalpie au point 7.

IV.7.1.2. 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.

$$Q_v = Q_m \times V_{1'} \quad m^3/Kg \qquad (IV.6)$$

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

$V_{1'}$: volume spécifique au point 1'.

IV.7.1.3. 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.

$$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_{1'}) \quad Kw \qquad (IV.7)$$

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

H_2 : l'enthalpie au point 2.

IV.7.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_m \times (H_2 - H_5)\ Kw \qquad (IV.8)$$

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_5 : l'enthalpie au point 5.

IV.7.1.5. 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.7.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation

Après le calcul 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.7.1.7. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (SAS)

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

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

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

SAS :

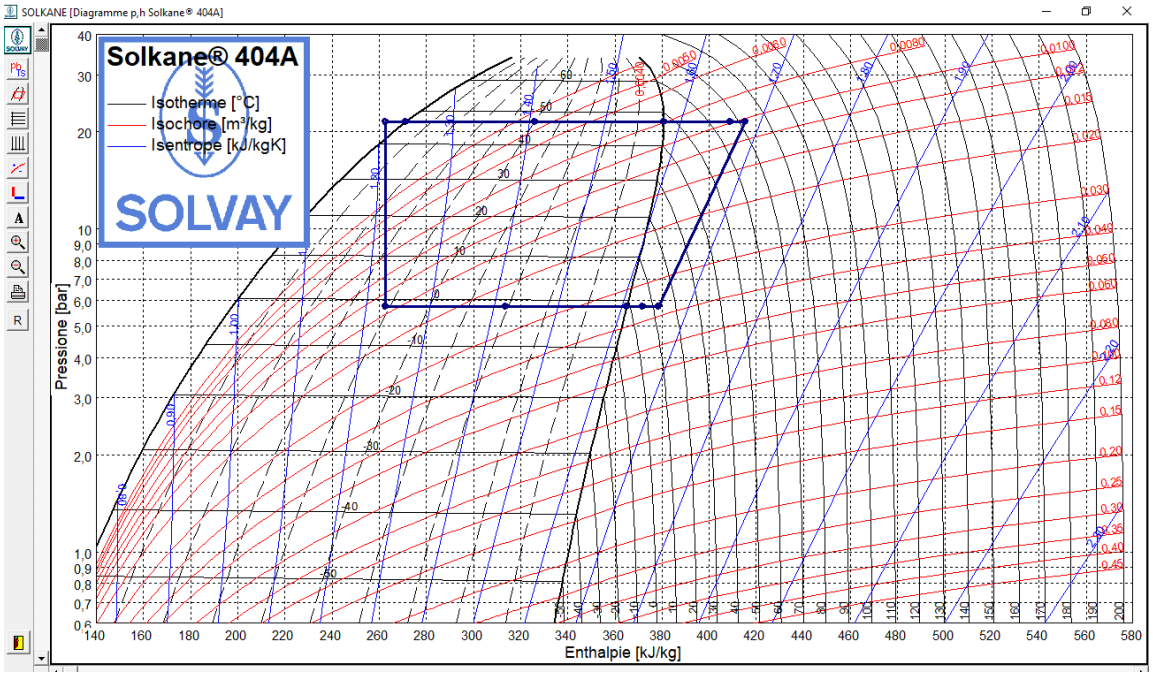


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique : SAS

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 :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	7,98	23,27	26,88	384,64	1,6530	
2s	21,42	64,36	9,72	405,63	1,6530	
2	21,42	69,85	10,17	412,66	1,6737	
3	21,42	64,85	9,77	406,26	1,6549	
3'	21,42	47,00	7,98	380,73	1,5772	
3"4'm	21,42	46,85	4,53	326,01	1,4070	
4'	21,42	46,70	1,08	271,29	1,2368	
4	21,42	41,70	1,05	262,58	1,2093	
5	7,98	8,95	8,39	262,58	1,2206	0,317
56"m	7,98	9,11	16,46	316,36	1,4118	
6"	7,98	9,27	24,54	370,14	1,6029	
6	7,98	16,27	25,74	377,45	1,6284	

Tableau (IV.4): Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique mono-étagé SAS

On remarque que : le taux de compression de (SAS) est : $\tau_{comp} = 3.77$

Tableau (IV.5) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_m (Kg/s)	Q_v (m^3 / Kg)	P_{th} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th}$ (kw)	COP
SAS	14.156	0.129	0.0048	4.73	19	18.88	3

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

- **SAS : D2DB-75X**

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

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

IV.8.1. Bilan massique de la BRI

Pour effectuer ce calcul on établit le bilan massique de telle façon que la somme des débits entrants égale à celle des débits sortants.

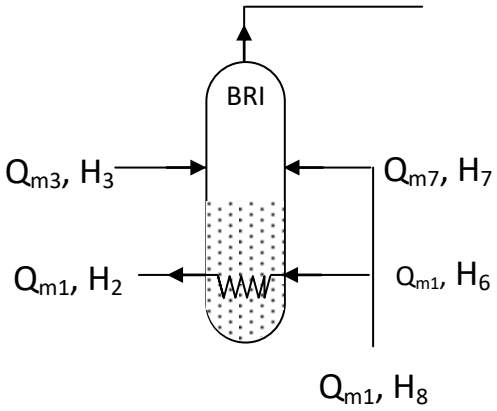


Figure (IV.6) : Bouteille de refroidissement intermédiaire

$$Q_{m1} + Q_{m7} = Q_{m3} \quad Kg/s \qquad \text{(IV.11)}$$

$$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m3} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + Q_{m7} \times H_7.$$

$$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m3} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + H_7 \times (Q_{m3} - Q_{m1}).$$

$$Q_{m1} \times (H_8 + H_7 - H_2 - H_6) = Q_{m3} \times (H_7 - H_3).$$

$$Q_{m3} = Q_{m1}\,[(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)] \quad Kg/s \qquad \text{(IV.12)}$$

IV.8.2. Etage bas pression

IV.8.2.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

$$Q_{m1} = Q_o / (H_{1'} - H_9) \quad Kg/s \qquad \text{(IV.13)}$$

IV.8.2.2. Débit volumique du fluide frigorigène

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

$$Q_{v1} = Q_{m1} \times V_{1'} \quad m^3/Kg \qquad \text{(IV.14)}$$

IV.8.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_{1'}) \quad Kw \qquad \text{(IV.15)}$$

IV.8.3. Etage haut pression

IV.8.3.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

$$Q_{m3} = Q_{m1} [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)] \ Kg/s \quad \text{.....(IV.16)}$$

IV.8.3.2. Débit volumique du fluide frigorigène

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

$$Q_{v2} = Q_{m3} \times V_2 \quad m^3/Kg \quad \text{.....(IV.17)}$$

IV.8.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th2} = Q_{m3} \times (H_4 - H_3) \quad Kw \quad \text{.....(IV.18)}$$

IV.9. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_{m2} \times (H_4 - H_6) \quad Kw \quad \text{.....(IV.19)}$$

IV.10. 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.

$$COP = Q_o / (P_{th1} + P_{th2}) \quad \text{.....(IV.20)}$$

IV.11. Vérification du bilan frigorifique de l'installation

Après le calcul 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.

$$Q_o + P_{th1} + P_{th2} = Q_c \quad Kw \quad \text{.....(IV.21)}$$

IV.12. Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre de congélation)

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique à injection partielle.

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur saturé (état 1) aura une surchauffe à partir de la sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur au point 1', cette surchauffe peut atteindre la valeur de 15 °C. Le sous refroidissement s'effectue à la sortie du condenseur et dans la BRI d'une valeur égale à 10°C environ.

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

Chambre : Congélation

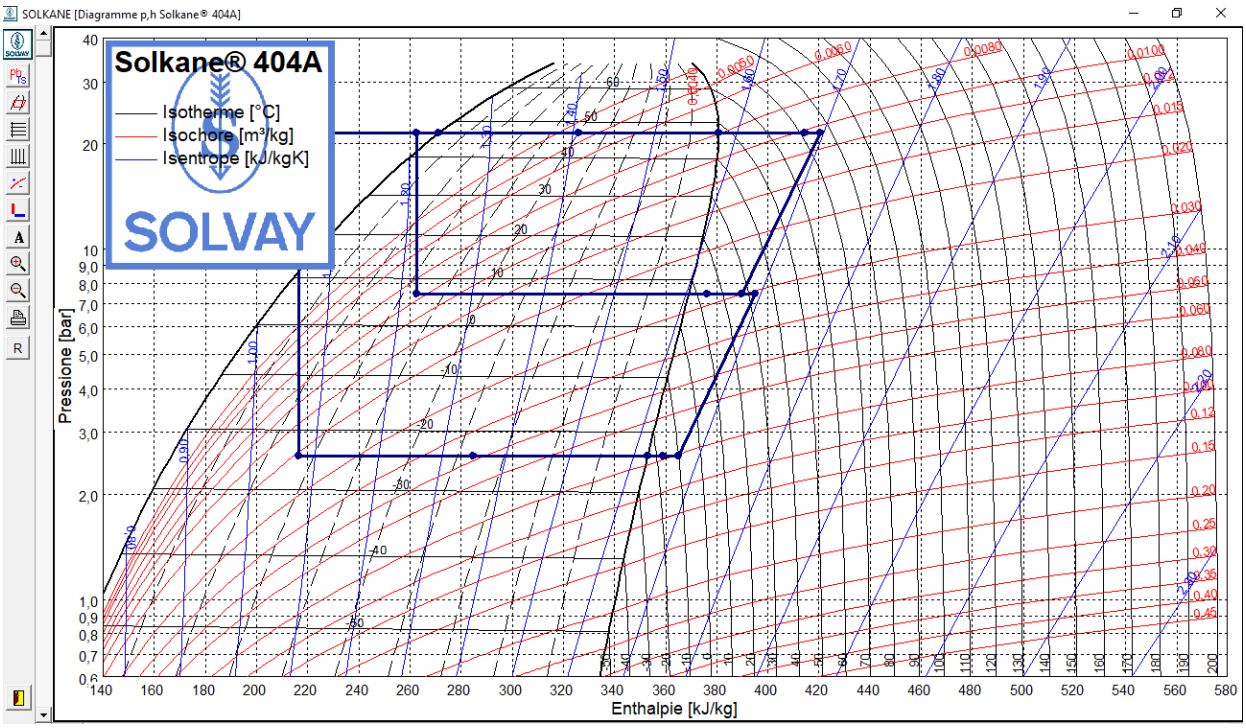


Figure (IV.7) : Diagramme enthalpique chambre : Chambre de congélation

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 de congélation) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x	
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--	
1	2,57	-10,00	81,00	365,09	1,6693		0,712
2s	7,43	25,42	29,66	387,91	1,6693		0,712
2	7,43	32,70	30,83	395,20	1,6934		0,712
3	7,43	27,23	29,95	389,73	1,6753		1,000
4s	21,42	70,30	10,21	413,24	1,6753		1,000
4	21,42	76,35	10,67	420,74	1,6970		1,000
5	21,42	71,35	10,29	414,55	1,6792		1,000
5''	21,42	47,00	7,98	380,73	1,5772		1,000
5'',6'm	21,42	46,85	4,53	326,01	1,4070		1,000
6'	21,42	46,70	1,08	271,29	1,2368		1,000
6	21,42	41,70	1,05	262,58	1,2093		1,000
7	7,43	6,53	9,42	262,58	1,2226	0,334	0,288
8	7,43	13,85	27,70	376,24	1,6294		0,288
9	21,42	11,53	0,91	216,59	1,0567		0,712
10	2,57	-24,46	20,76	216,59	1,0749	0,268	0,712
10,11''m	2,57	-24,23	48,02	284,81	1,3486		0,712
11''	2,57	-24,00	75,28	353,03	1,6222		0,712
11	2,57	-17,00	78,18	359,05	1,6460		0,712

Tableau (IV.6): Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique bé-étagé chambre de congélation

Chambre : Tunnel de congélation

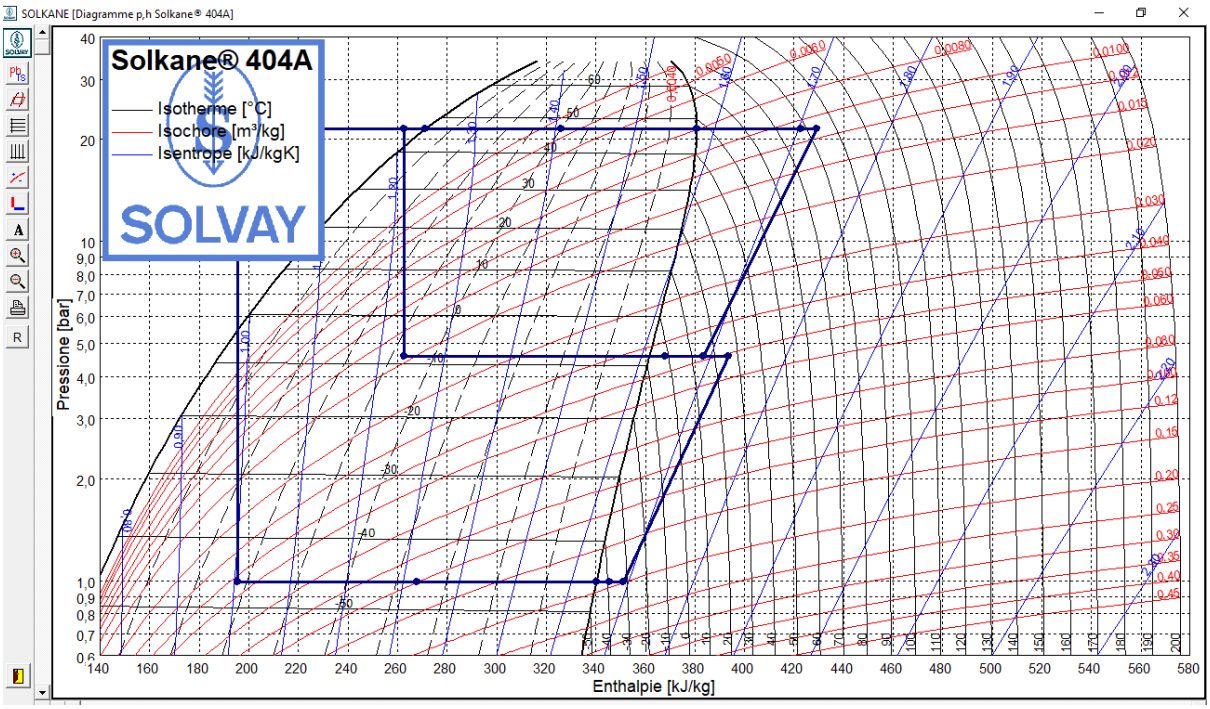


Figure (IV.8) : Diagramme enthalpique chambre : Tunnel de congélation

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

	p	t	v	h	s	x	
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--	
1	0,99	-32,00	200,57	351,07	1,6913		0,612
2s	4,60	15,50	48,62	383,73	1,6913		0,612
2	4,60	25,86	51,01	393,42	1,7243		0,612
3	4,60	15,40	48,60	383,64	1,6910		1,000
4s	21,42	74,64	10,54	418,64	1,6910		1,000
4	21,42	83,19	11,16	429,03	1,7205		1,000
5	21,42	78,19	10,80	422,98	1,7034		1,000
5''	21,42	47,00	7,98	380,73	1,5772		1,000
5'',6'm	21,42	46,85	4,53	326,01	1,4070		1,000
6'	21,42	46,70	1,08	271,29	1,2368		1,000
6	21,42	41,70	1,05	262,58	1,2093		1,000
7	4,60	-8,41	18,83	262,58	1,2376	0,429	0,388
8	4,60	-1,09	44,60	368,25	1,6361		0,388
9	21,42	-3,41	0,86	195,47	0,9831		0,612
10	0,99	-46,54	53,26	195,47	1,0055	0,282	0,612
10,11''m	0,99	-46,27	120,17	267,82	1,3252		0,612
11''	0,99	-46,00	187,08	340,18	1,6448		0,612
11	0,99	-39,00	193,87	345,60	1,6683		0,612

Tableau (IV.7): Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique bé-étagé chambre tunnel de congélation

On remarque que : le taux de compression de (Congélation et de Tunnel de congélation) est : $\tau_{comp} = (8.33, 21.63)$

IV.13. Bilan de l'installation bi étagée

Tableau (IV.8) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_{m1} (Kg/s)	Q_{m2} (Kg/s)	Q_{v1} (m^3/s)	Q_{v2} (m^3/s)	P_{th1} (kw)	P_{th2} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th1} + P_{th2}$ (kw)	COP
Congélation	362.064	2.54	3.569	0.205	0.106	76.5	111	542	549.564	1.93
Tunnel	330.833	2.203	3.603	0.441	0.175	93.3	164	331	588.133	1.29

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

- **Congélation: D6TJ-250X SUB**
- **Tunnel de congélation: D6TJ-250X SUB**

Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation

V.1. Introduction

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

V.2. Compresseur

C'est l'élément qui nous fait passer de la BP de l'évaporateur en HP du condenseur. La façon de la compression du fluide frigorigène nous permette de classer les compresseurs en deux grandes catégories :

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

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

V.2.1. Principe de fonctionnement

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

V.2.2. Dimensionnement du compresseur

Pour effectuer ce dimensionnement il faut déterminer les caractéristiques du compresseur géométriques c'est-à-dire le nombre de cylindres et de l'alésage de ceux-ci, la course des pistons et la vitesse de rotation, et le calcul de la cylindrée et du volume balayé et du débit massique réel.

Le choix des compresseurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **Copeland Select 5** basé sur le débit volumique du fluide aspiré par le compresseur et la puissance frigorifique.

Le tableau suivant indique le type de compresseur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques

Tableau (V.01) : Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation

Chambre	Type	Volume balayé (m^3/s)	Nombre de cylindres	Alésage (mm)	Course (mm)	Vitesse de Rotation (tours/min)
Congélation	D6TJ-250X SUB	0.023	6	74.6	55.5	985.71
	D6TJ-250X SUB	0.023	6	74.6	55.5	985.71
Tunnel	D6TJ-250X SUB	0.023	6	74.6	55.5	985.71
	D6TJ-250X SUB	0.023	6	74.6	55.5	985.71
SAS	D2DB-75X	0.0077	2	66.7	46.1	1443.75

A partir de ces caractéristiques on peut commencer notre dimensionnement :

V.2.2.1. Cylindrée "C"

C'est le volume balayé par les pistons lors de leur course d'aspiration et ce pendant un tour de l'arbre manivelle. Soit :

- d : l'alésage des cylindres en m.
- l : la course de pistons en m.
- n : le nombre de cylindres.

$$C = l \times n \times \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \quad \text{.....(V.1)}$$

V.2.2.2. Volume balayé (V_b)

Ou le volume engendré représente le volume balayé par les pistons pendant l'unité de temps, il vari proportionnellement avec la vitesse de rotation du compresseur. Il est calculé par la relation ci-dessous :

$$V_b = C \times \frac{N}{60} \quad \text{.....(V.2)}$$

- N : la vitesse de rotation du compresseur.

V.2.2.3. Débit massique réel du fluide

Le débit massique réel aspiré par le compresseur est calculé à partir de la relation suivante :

$$Q_{mréel} = \frac{(Q_m \times V_b)}{Q_V} \quad \text{.....(V.3)}$$

- Q_m : le débit massique en kg/s.
- Q_v : le débit volumique en m^3 /s.

Le débit volumétrique :

$Q_v = Q_m/\rho_v$

- ρ_v : Masse volumétrique de la vapeur à la température d'entrée au compresseur. [Kg/m^3].

V.2.2.4. Puissance réelle du compresseur

La puissance réelle du compresseur est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{P_{réel} = \frac{(Q_{mréel} \times \Delta H)}{\eta}} \quad \text{.....(V.4)}$$

- ΔH : la différence enthalpique entre l'aspiration et le refoulement du compresseur.
- η : le rendement volumétrique du compresseur qui est donnée par la relation suivante.

V.2.2.5. Rendement volumétrique du compresseur

$$\boldsymbol{\eta = \eta_m \times \eta_{comp}} \quad \text{.....(V.5)}$$

- η_m : le rendement mécanique = 85 %.
- η_{comp} : le rendement de compression.

$$\boldsymbol{\eta_{comp} = 1 - (0.05 \times \tau)} \quad \text{.....(V.6)}$$

τ = le taux de compression.

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

V.2.2.6. Puissance frigorifique réelle

La puissance frigorifique réelle est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Q_{0réel} = Q_{mréel} \times \Delta H} \quad \text{.....(V.7)}$$

Tableau (V.02) : Le dimensionnement des compresseurs de l'installation

Chambre	Q_v (m^3/s)	V_b (m^3/s)	Q_m (kg/s)	$Q_{mréel}$ (kg/s)	η	$Q_{o\ réel}$ (kW)	$P_{réel}$ (kW)
Congélation	0.205	0.023	1.107	0.124	0.495	362.064	731.444
Tunnel	0.441	0.023	2.38	0.124	0.793	330.833	417.191
SAS	0.0048	0.0017	0.025	0.0091	0.689	14.156	20.545

Remarque :

Dans le compresseur frigorifique on utilise le **polyol ester** comme huile lubrifiant, le polyol ester est un complexe de plusieurs alcools basés sur un ester dont sa formule chimique générale est le **C9H18O4**.

V.3. Condenseur

C'est l'appareil qui permet aux vapeurs HP qui sortent du compresseur de se condenser. Ainsi on va alimenter notre détendeur en liquide HP. Afin de permettre la condensation on peut utiliser deux médiums de refroidissement : l'air et l'eau (on peut même combiner les 2).

- Condenseur à air
- Condenseur à eau
- Condenseur combiné (eau – air).

Dans notre installation on à utiliser les condenseurs à ailettes a air ventilé.

V.3.1. Condenseur à air (à ailettes)

Ce type de condenseur est équipé d'une batterie ailettée compacte, à haute performance, composée de tubes rainurés en cuivre et ailettes en aluminium profilées, l'écartement d'ailettes C l'épaisseur d'ailettes δ ail .

La distance entre deux tubes au sens horizontal appelée pas transversal (a). Et au sens vertical appelé pas longitudinal (b).

V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé

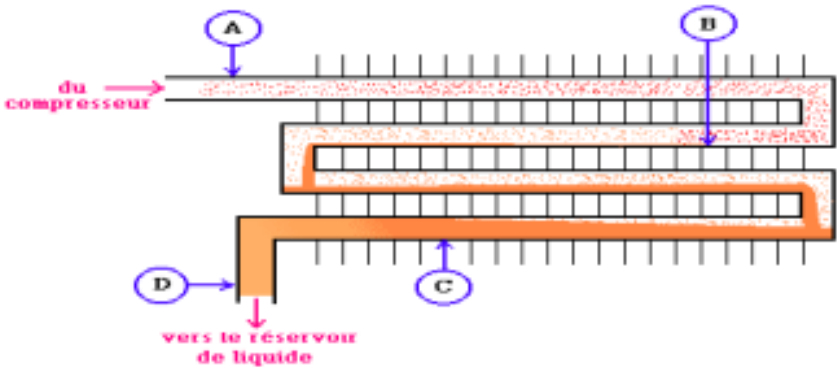


Figure (V.1) : Condenseur à air ventilé

L'installation qui utilise ce condenseur fonctionne avec du R404A.

Point A : les vapeurs de R404A surchauffées entrent dans le condenseur, la pression est de 17 bar. Entre A et B, les vapeurs se désurchauffent pour atteindre la température de condensation

Point B : la molécule de R404A liquide apparaît, la température du R404A est désormais de 39°C.C'est le début de la condensation.

Entre B et C, c'est le changement d'état (condensation). La température du R404A reste constante et égale à 39°C. Il y a de moins en moins de vapeurs saturées et de plus en plus de liquide.

Point C : la dernière molécule de vapeur s'est condensée, il ne reste que du liquide de fluide frigorigène et la température est de 39°C. C'est la fin de la condensation.

Entre C et D : grâce à l'air qui circule sur le condenseur on sous refroidie légèrement le liquide, la température baisse progressivement.

Point D : à la sortie du condenseur il ne reste que du R404A liquide, ce liquide a été sous refroidi et sa température est de 34°C.

La pression reste toujours à 17bar. Sous refroidissement = température de condensation - température de sortie de condenseur

= θ [BC] - θ D.

= 39 - 34 = 5°C

V.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes)

Le condenseur à air sera bien défini à la connaissance des données géométriques et thermiques des tubes et des ailettes, et les données physico chimiques du fluide frigorigène. On a choisi les condenseurs à air de la gamme **(NEOSTAR)** à partir du logiciel **(FRIGA-BOHN)** cette gamme nous donne une plage de puissance qui correspond à la puissance de condensation de nos installations.

Tableau (V.03) : Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation

Chambre	Type	Vitesse de rotation (tr/min)	Dimensions unitaires (mm)	Nb. ×Diam.Ventil./ Unité (mm)
Congélation	**PU 06D P06 A2**	855	3912/2310/1347	6×910
Tunnel	**PU 06D L04 D2**	855	8438/1230/1347	4×910
SAS	**WA 15 04/06P**	1000	730/873/808	1×500

V.4. Evaporateur

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide. Par ailleurs on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur un évaporateur refroidisseur d'air peut être à convection naturelle ou forcée.

V.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur

Le schéma ci-dessous représente un évaporateur à détente directe. Le fluide frigorigène utilisé est le R404A:

- HP = 14 bar.
- BP = 4 bar.
- Sous refroidissement = 5 °C.

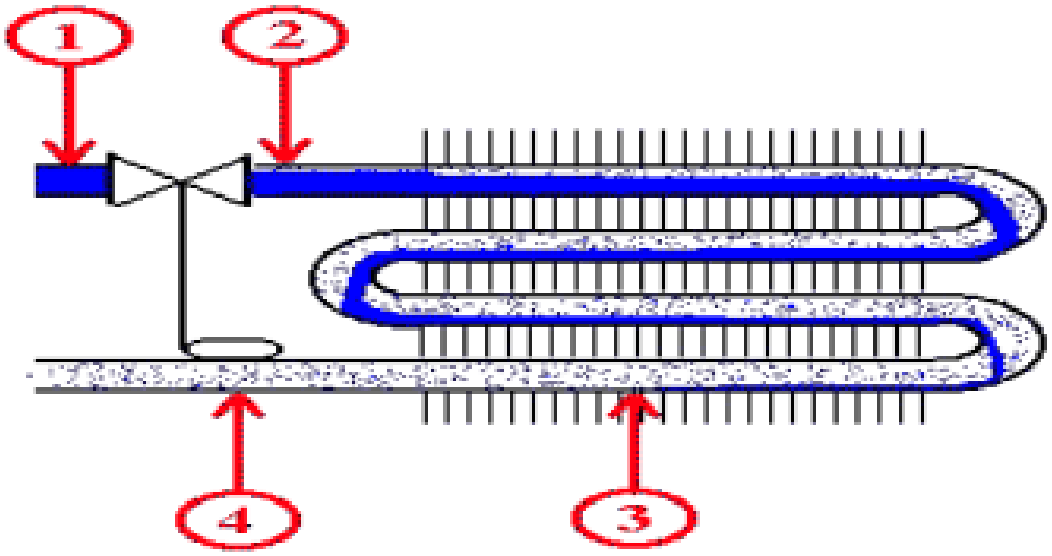


Figure (V.2) : Evaporateur à détente directe

Au point 1, le liquide frigorigène à 20.93 bar et sous refroidi (5°C) arrive au détendeur thermostatique. Sa température est environ de 40.69 °C. Au point 2, le liquide s'est détendu grâce au détendeur. La pression a chuté à environ 5 bar. Une partie du liquide s'est vaporisée. La température du mélange liquide vapeur est de -4 °C.

Entre le point 2 et le point 3 : le mélange liquide vapeurs avance dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur. II y a de plus en plus de vapeurs et de moins en moins de liquide. La pression et la température sont constantes à 5 bar et -4 °C. Au point 3, la dernière molécule de liquide se vaporise. II y a donc à ce point 100% de vapeurs à -4 °C.

Entre le point 3 et le point 4, les vapeurs étant toujours en contact avec l'air à refroidir, leurs températures augmentent. La pression est toujours de 5 bars. Au point 4, la température au bulbe du détendeur est de 1 °C. Les vapeurs sont donc surchauffées (la sortie de l'évaporateur).

V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs

L'évaporateur sera bien défini à la connaissance des données géométriques et thermiques des tubes et des ailettes, et les données physico chimiques du fluide frigorigène. On a choisi les évaporateurs à partir du catalogue (FRIGA-BOHN) selon leurs puissances effectives.

Les caractéristiques des évaporateurs choisis sont montrées au tableau suivant : **(Annexe D).**

Tableau (V.04) : Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation

Chambre	Type	Vitesse de rotation (tr/min)	Débit d'air (m^3/s)	Nb. ×Diam.Ventil./ Unité (mm)
Congélation	**NKT 4x8E C3 C**	950	22.28	4×800
Tunnel	**NKT 4x8E C3 C**	950	22.28	4×800
SAS	**3C-A 3455 R**	-	1.58	4×300

V.5. Détendeur

Les détendeurs thermostatiques régulent le débit de liquide frigorigène des évaporateurs; l'injection de liquide est contrôlée par la surchauffe du fluide frigorigène.

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération et garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur correspond exactement au débit d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

- Si la surchauffe réelle est supérieure à la valeur nominale, le détendeur augmente la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur.
- Si la surchauffe réelle est inférieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur.

V.5.1. Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques

Les détendeurs thermostatiques DANFOSS sont composés de quatre parties:

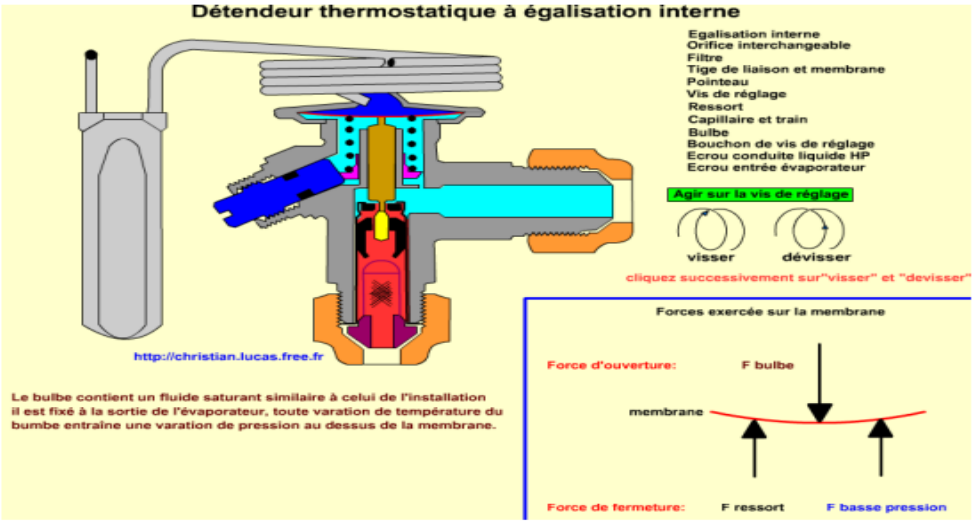


Figure (V.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

L'élément thermostatique (puissance), le corps avec ses composants internes, l'ensemble orifice et le raccord d'entrée.

- L'élément thermostatique correspond au moteur du détendeur; un bulbe capteur est connecté au groupe membrane par un tube capillaire, qui transmet la pression du bulbe sur le dessus de la membrane du détendeur. La pression au niveau du bulbe capteur dépend de la température de la charge thermostatique, c.-à-d. de la substance à l'intérieur du bulbe.
- Le corps est constitué de laiton forgé avec une configuration angulaire des connexions.
- L'ensemble orifice fixe est vissé dans le corps. Une tige d'acier installée à l'intérieur du corps transmet le mouvement de la membrane à la soupape à l'intérieur de l'ensemble orifice. Lorsque la pression de la charge thermostatique augmente, la membrane se déforme vers le bas et transmet par conséquent ce mouvement à la soupape, qui se soulève du siège et permet le passage du liquide par l'orifice. Un ressort assure la résistance aux forces exercées au-dessous de la membrane dont la tension peut être ajustée à l'aide de l'axe latéral. La surchauffe statique augmente en tournant l'axe latéral dans le sens horaire et baisse lorsque l'axe latéral est tourné dans le sens antihoraire.
- L'ensemble orifice fixe fournit une vaste plage de capacités, de 0,5 à 15,5 kW (capacité nominale avec le R404A). Il contient les éléments suivants: enveloppe, soupape (dispositif de dosage), siège, ressort et filtre à tamis.

V.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique

Pour choisir correctement un détendeur thermostatique, il est indispensable de tenir compte des points suivants:

- Capacité frigorifique Q_0
- Différence de pression amont-aval sur le détendeur Δp.
- Pression et température d'évaporation.
- Pression et température. Minimales de condensation.
- Température du fluide.
- Type de fluide frigorigène.

Pour calculer la puissance nominale du détendeur thermostatique on utilise la formule suivante :

$$\boldsymbol{Q_n = Q_0 \times K_{\Delta P} \times K_t} \quad \text{.....(V.8)}$$

- Q_n: Puissance nominale. KW
- K_t : Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide.
- Q_o: Puissance frigo requise. KW
- $K_{\Delta p}$: Facteur de correction pour chute de pression au détendeur.

  D'après le catalogue **DANFOSS** on a choisi le type de détendeur thermostatique requise pour chaque évaporateur.

V.5.2.1. Exemple de calcule : Congélation

- $Q_o = 120.68$ kW.
- $K_t = 2.56$
- $K_{\Delta P} = 0.7$
- $Q_n = 216.25$ kW.

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le " **THRE 77 SW** "**(Annexe E).**

Tableau (V.05) : Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
Congélation	THRE 77 SW	X 9144-B13B	22×22
Tunnel	THRE 77 SW	X 9144-B13B	22×22
SAS	TCLE 1000 SW	X 22440-B8B	16 x 22 (22 x 28 ODM)

V.6. Appareils annexes de l'installation

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines. Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile.
- Réservoir de liquide.
- Bouteille de refroidissement.
- Filtre déshydrateur.
- Voyant de liquide.
- Clapet de retenue.

V.6.1. Séparateur d'huile

Lorsqu'on utilise une huile frigorifique faiblement visqueuse, on assiste à 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.



Figure (V.4) : Séparateur d'huile

V.6.1.1. 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.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile

On doit déterminer le diamètre de la section de séparation, par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Q_V = S \times V = \left(\frac{\pi \times di^2}{4}\right) \times V} \quad \text{.....(V.9)}$$

$$\boldsymbol{d_i = \left[\frac{(4 \times Q_V)}{(\pi \times V)}\right]^{1/2}} \quad \text{.....(V.10)}$$

— Q_v : le débit volumique refoulé par le compresseur.

— v : vitesse de refoulement.

— S : la section de la séparation.

— d_i : le diamètre intérieur de la séparation.

V.6.1.3. Exemple de calcule : Congélation

— $Q_v = 0.205$ m³ /s.

— V = 1.533 m/s.

— $S = 4.12 \times 10^{-3}$ m².

— di = 0.047m.

Chambre	Débit volumique (m^3/s)	d i (m)	S (m^2)
Congélation	0.205	0.047	1.734×10^{-3}
Tunnel	0.441	0.047	1.734×10^{-3}
SAS	0.0048	0.041	1.319×10^{-3}

Tableau (V.06) : Caractéristiques d'un séparateur d'huile

V.7. 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.5) : Réservoir de liquide horizontale

V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées

Le volume recommandé est de (2 ÷ 4) litre par kilowatt de puissance frigorifique, le réservoir de liquide est calculé pour qu'il ne soit jamais rempli à 100 %.

Le volume net est de 80 % du volume nécessaire dont les 20 % restants sont prévus par la détente du fluide frigorigène.

$$V_{nécessaire} = 3 \times Q_0 \quad \text{.....(V.11)}$$

$$V_{net} = V_{nec} \times 80\% \quad \text{.....(V.12)}$$

$$V_{réel} = V_{net} \times M \quad \text{.....(V.13)}$$

- M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant
- M (R404A) = 97.6 g/mole.
- Polyol ester : C9H18O4.
- M (polyol ester) = 190 g/mole.

V.7.2. Exemple de calcule : SAS

- $Q_o = 14.156$ Kw
- $V_{néc} = 3 \times 14.156 = 42.468$ litres.
- $V_{net} = 42.468 \times 80\% = 33.97$ litres.

- $V_{réel} = 33.97 \times 97.6 / 190 = 17.45$ litres.

Tableau (V.07) : Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation				
Chambre	**Q_o (Kw)**	**$V_{néc}$ litres**	**V_{net} litres**	**$V_{réel}$ Litres**
SAS	14.156	42.468	33.97	17.45

V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée

Le dimensionnement de la bouteille intermédiaire de refroidissement est réalisé par les formules suivantes :

$$\boldsymbol{Q_V = S \times V = \left(\frac{\pi \times di^2}{4}\right) \times V} \quad \text{.....(V.14)}$$

$$\boldsymbol{d_i = \left[\frac{(4 \times Q_V)}{(\pi \times V)}\right]^{1/2}} \quad \text{.....(V.15)}$$

- M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant
- M (R404A) = 97.6 g/mole.
- Polyol ester : C9H18O4.
- M (polyol ester) = 190 g/mole.

V.8.1. Exemple de calcule : Congélation

- Q_o =362.064Kw
- $V_{néc} = 3 \times 362.064$ =1086.192 litres.
- V_{net} =1086.192 × 80% = 868.95 litres.
- $V_{réel} = 868.95 \times 97.6 / 190 = 448.19$ litres.

Tableau (V.08) : Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation				
Chambre	**Q_o (Kw)**	**$V_{néc}$ litres**	**V_{net} litres**	**$V_{réel}$ Litres**
Congélation	362.064	1086.192	868.95	448.19
Tunnel	3330.833	992.499	793.99	407.86

V.9. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée

Le dimensionnement de la bouteille intermédiaire de refroidissement est réalisé par les formules suivantes :

$$\boldsymbol{Q_V = S \times V = \left(\frac{\pi \times di^2}{4}\right) \times V} \quad \text{.....(V.16)}$$

$$\boldsymbol{d_i = \left[\frac{(4 \times Q_V)}{(\pi \times V)}\right]^{1/2}} \quad \text{.....(V.17)}$$

Chambre	Débit volumique (m^3/s)	d i (m)	S (m^2)
Congélation	0.023	0.072	4.12×10^{-3}
Tunnel	0.023	0.08	4.78×10^{-3}

Tableau (V.09) : Caractéristiques de la BRI pour l'installation bi étagée

V.10. Filtre déshydrateur

Il élimine efficacement :

- L'humidité: elle est absorbée et emmagasinée. Le déshydrateur empêche ainsi la formation de glace au détendeur.
- Les acides nuisibles. Il emmagasine les acides nuisibles se produisant dans le circuit frigorifique empêchant ainsi toute corrosion.
- Les particules étrangères: ce sont les boues et produits de décomposition de l'huile.
- Il élimine ces matières grâce à un système de filtrage très poussé de sorte à prévenir des arrêts provoqués par l'obstruction des orifices de vanne, trous d'égalisations ou tubes capillaires.

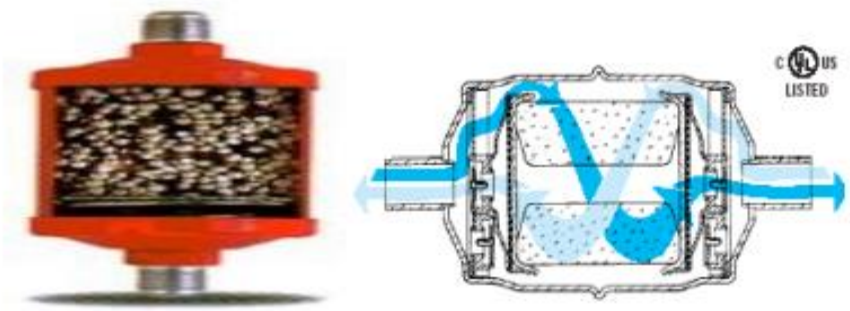


Figure (V.6) : Filtre déshydrateur

- Le déshydrateur à un diamètre relativement grand évitant ainsi une grande perte de charge.
- Il peut être monté dans n'importe quelle position, une flèche indique le sens de passage du fluide.
- Il faut tenir le déshydrateur obturé jusqu'au moment du montage.
- Il est composé d'un mélange optimal de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé.

V.11. Voyant liquide

Il sert à indiquer :

- L'état du fluide frigorigène dans la conduite liquide de l'installation.

- La teneur en humidité du fluide frigorigène.
- Le passage dans la conduite de retour allant du séparateur d'huile au compresseur.



Figure (V.7) : Voyant liquide

Il est en laiton matricé à chaud. L'indicateur d'humidité comporte un sel chimique dont la teinte change en fonction de la teneur en humidité du fluide frigorigène en circulation. La couleur verte apparaît lorsque la quantité d'eau contenue dans le fluide est inférieure à la quantité d'eau maximale admissible.

La couleur jaune nous garantit avec certitude des effets nuisibles provenant de l'humidité. Le voyant de liquide se monte entre le détendeur et le déshydrateur.

Lorsque la couleur jaune apparaît, il faut remplacer le déshydrateur.

Un manque de fluide ou de sous-refroidissement se signale par des bulles dans le liquide en circulation.

V.11.1 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC

- Complètement hermétique.
- Boîtier inoxydable anti-corrosion.
- Elément indicateur en cristal de cobalt pour une plus grande fiabilité et durée de vie.
- Taux d'humidité du fluide facilement détectable.
- Voyant sensible avec 4 couleurs calibrées.
- Très bonne visibilité.
- Léger.

Compatible avec les fluides R 22, R407C, R 134a, R 404A & R507, R 410A ainsi qu'avec les différentes huiles minérales, synthétiques et esters.

V.12. Clapet de retenue

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre-courant du flux normal risque de se produire.

Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie intéressée un clapet de retenue.

V.13. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation

La circulation d'un fluide à l'intérieur d'une tuyauterie donne lieu à des pertes de charge dont la valeur dépend d'un certain nombre de facteurs soit au fluide en circulation, vitesse, viscosité, masse volumique, etc. Soit de l'enveloppe dans laquelle circule ce fluide : nature du tube, rugosité, changements de section, changements de directions, etc.

Ces pertes de charge, que l'on appelle quelque fois « pertes de charge dynamique » se traduisent par une baisse continue de la pression du fluide en circulation tout au long de son parcours. C'est ainsi que dans les différentes tuyauteries constitutives d'un circuit frigorifique

V.13.1. Tuyauterie de refoulement

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

Tuyauterie de liquide :

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

V.13.2. 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 a 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.

V.14. Axonométrie de la tuyauterie

Les schémas à la page suivante présente l'axonométrie de la tuyauterie de l'installation.

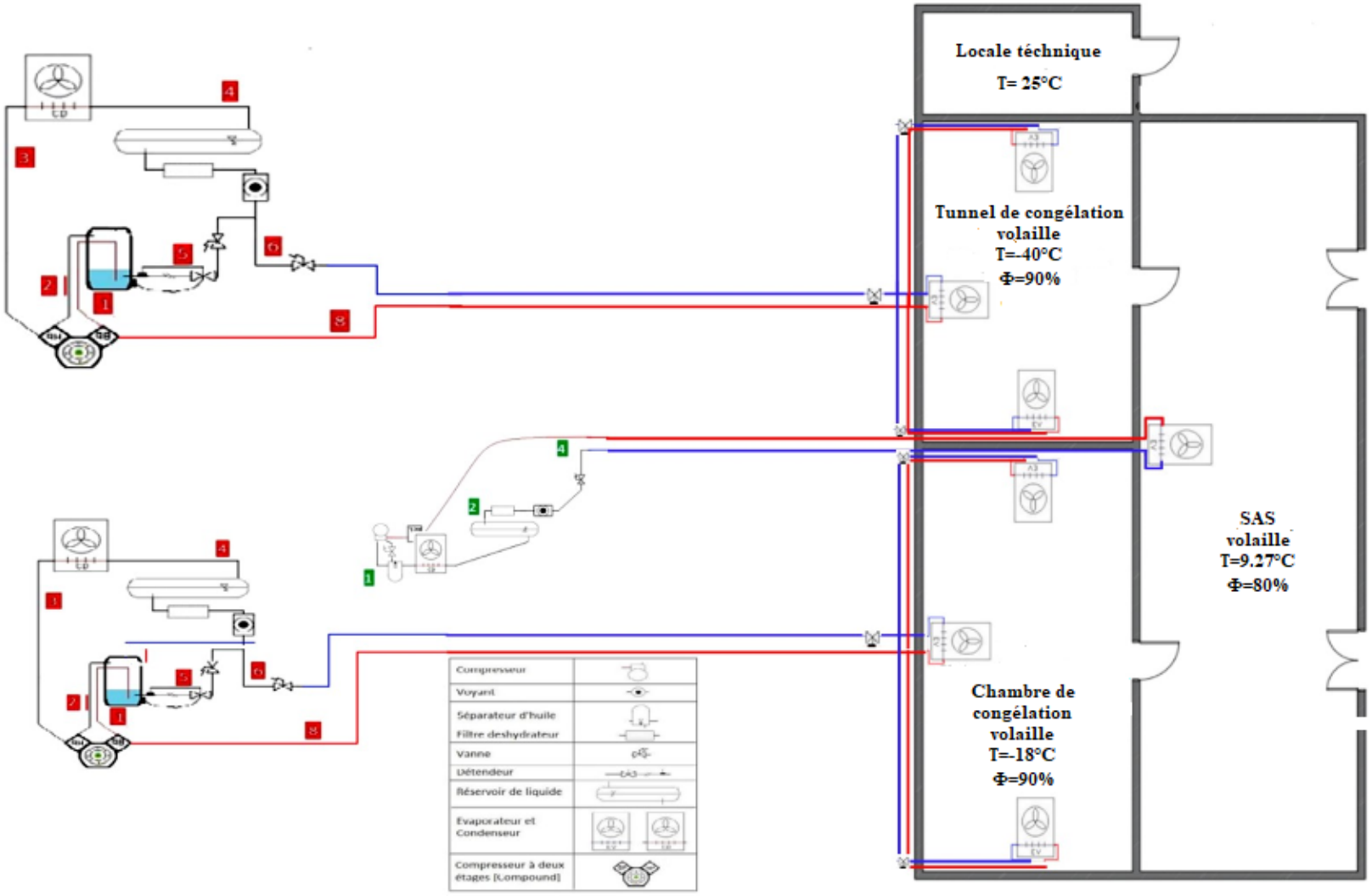


Figure V.8 : Axonométrie de l'installation

Chapitre VI : Régulation

VI.1. Régulation

La régulation consiste à savoir en permanence une grandeur à régler pour la comparer à une grandeur détectée à l'aide d'un système. Dernièrement, l'utilisation générale de la régulation est nécessaire pour une meilleure rentabilité des installations, car la variation rapide des phénomènes nécessite une grande précision de réglage et pour la protection contre des écarts inacceptables de certains paramètres qui peuvent empêcher la machine de jouer correctement leur rôle ou pire, qui peuvent provoqués des pannes.

Le mode de régulation choisit est le **Pumpdown** [arrêt de compresseur et tirage au vide de l'évaporateur]. Elle consiste à 3 éléments :

- Organes de réglages et d'autres de détections [Thermostats, Pressostats, Régulateurs…etc.].
- Grandeur de réglage [Température, L'hygrométrie].
- Grandeur à réglée [Débit, Volume balayé, Nombre de compresseurs, Vitesse de rotation du moteur].

VI.2. Types des régulations

En réfrigération, on trouve des régulations tout ou rien (en petites puissances), des régulations analogiques (très fréquentes en installations existantes, moins fréquentes en installations récentes) et enfin des régulations numériques. La régulation pneumatique et de moins en moins utilisée.

Les principales spécificités sont les suivant :

- La régulation par tirage au vide.
- Les démarrages des moteurs asynchrones triphasés.
- Les pressostats différentiels d'huile.
- Les différents modes de dégivrage.
- La régulation de la haute pression.
- La régulation de la basse pression.

VI.2.1. Régulation de la basse pression

VI.2.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide

Le "**Pumpdown**" c'est à dire le tirage au vide automatique ou unique consiste à vider l'évaporateur de son fluide frigorigène à chaque arrêt du groupe.

- **Principe :** Le **Pumpdown** est réalisé avec les dispositifs qui suivent :

- Une vanne électromagnétique montée sur la conduite liquide de l'installation,

- Un thermostat d'ambiance,
- Un pressostat bas pression installé en régulation.

Quand la température est atteinte dans l'enceinte à refroidir le thermostat coupe l'alimentation de la vanne électromagnétique ce qui interrompt l'arrivée du liquide a l'évaporateur.

- Le compresseur continue de fonctionner et aspire le fluide qui se trouve dans l'évaporateur.

Quand la pression dans le circuit basse pression a atteint une valeur suffisamment basse [0,2 bar] le pressostat BP coupe l'alimentation électrique du groupe.

- La température de l'enceinte augmentant le thermostat ferme le circuit de la vanne électromagnétique.
- La pression dans l'évaporateur ainsi que dans la ligne d'aspiration remonte. Dès que la pression BP a atteint la valeur correspondant au point d'enclenchement du pressostat (fonction de la température de fonctionnement de la chambre) le groupe démarre.

➢ **Utilisation**

- Pendant les périodes d'arrêt d'une installation il y a toujours migration du fluide, du point le plus chaud vers le point le plus froid du circuit. Le fluide a donc tendance à aller s'accumuler dans l'évaporateur d'où risque de coup de liquide au démarrage du groupe.
- D'autre part la concentration d'huile augmente avec la pression. L'utilisation du **Pumpdown** faible BP dans le carter limite donc l'absorption de fluide frigorigène par l'huile.
- Cette régulation est intéressante aussi lors du dégivrage de l'évaporateur par résistance électrique afin d'éviter des pressions trop importantes sur des modules comme le détendeur et les pressostats.

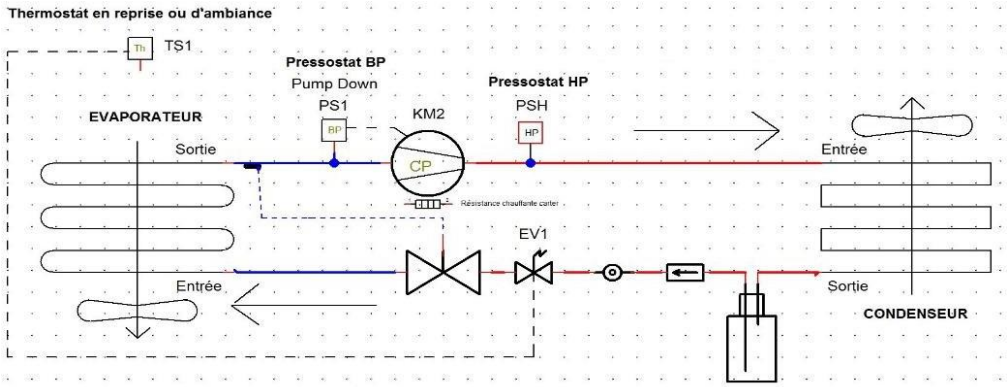


Figure (VI.1) : Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide

Un thermostat placé sur la reprise d'air de l'évaporateur commande l'électrovanne et un pressostat BP de régulation commande le groupe de condensation. Le pressostat HP protège l'installation des hausses anormales de la haute pression.

- **Avantage**

La régulation par tirage au vide pressente les avantages suivants :

- Intensité du démarrage du moteur réduite.
- Lors de dégivrage, inertie thermique moindre donc économie d'énergie.
- Sécurité accrue contre les coups de liquide au démarrage.
- Absorption de fluide frigorigène par l`huile réduite.

- **Exemple de réglage**

Soit une chambre froide dont on doit garantir l'ambiance entre 2 et 4 °C. Cette installation fonctionne au R134a. Une pression de 0,5 bar [relatif] correspond à -18 °C environ pour le R134a à l'état saturant. Une pression de 2 bars [relatif] correspond à 0 °C à l'état saturant.

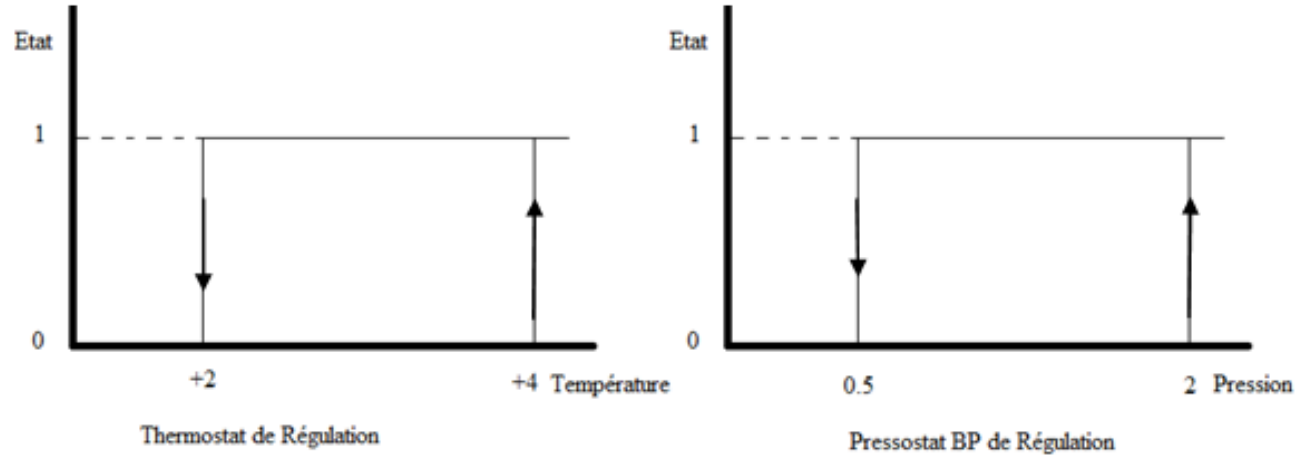


Figure (VI.2) : Schéma de régulation tout ou rien

Après un arrêt prolongé, l'évaporateur est à environ 4°C, la pression maximale du fluide frigorigène à l'état à 1 est de 2,4 bars. Supposons un pressostat BP réglé pour couper à 0,5 bar et enclencher à 3 bars, la remise en marche serait alors impossible à 4°C.

Le réglage de pressostat BP lors de régulation par tirage au vide demande donc une réflexion spécifique à chaque à cas.

VI.2.1.1.1. Régulation par tirage au vide automatique

Le **Pumpdown** automatique pallie un des défauts majeurs de la minimum protection.

Ce défaut c'est qu'il reste du fluide frigorigène du côté de la BP.

Le **Pumpdown** automatique supprime ce défaut. Il vide l'évaporateur et la partie BP du circuit frigorifique du fluide frigorigène pour le mettre du côté de la HP, dans la bouteille liquide. Dans le **Pumpdown** automatique :

- Le thermostat contrôle l'électrovanne de la ligne liquide.
- Le pressostat BP (pressostat **Pumpdown**) contrôle le compresseur.

➢ **Fonctionnement**

Lorsque la consigne au régulateur est atteinte, le contact du régulateur s'ouvre ce qui va couper l'alimentation de l'électrovanne de la ligne liquide et donc l'électrovanne se ferme.

Le compresseur fonctionne toujours, mais comme l'électrovanne de la ligne liquide est fermée, le liquide est bloqué du côté **HP** et le compresseur aspire les vapeurs du côté **BP** qui ne sont pas renouvelées par l'évaporateur. Comme l'évaporateur n'est plus alimenté en fluide par le détendeur (car l'électrovanne est fermée), la pression du côté **BP** chute. Le compresseur est entrain de tirer au vide la partie **BP**, un peu comme une pompe à vide. Le fluide est stocké dans la bouteille liquide et la canalisation jusqu'à l'électrovanne.

Le compresseur s'arrête lorsqu'il a atteint la pression de **0.2 bar** (0.5b pour un single **Pumpdown** amélioré) du côté **BP**.

C'est le pressostat **BP**, le pressostat **Pumpdown** dont on règle la valeur de déclenchement à **0.2 bar** qui l'arrête. La valeur d'arrêt est toujours supérieure à la pression atmosphérique pour ne pas aspirer l'humidité de l'air ambiant au cas où il y aurait une fuite sur le circuit frigorifique.

La consigne au régulateur n'est plus atteinte, le contact du régulateur se ferme ce qui alimente la bobine de l'électrovanne. L'électrovanne s'ouvre, car c'est une électrovanne normalement fermée au repos.

Le fluide frigorigène, bloqué dans la bouteille liquide, est libéré. Le détendeur alimente l'évaporateur, la pression du côté **BP** augmente.

Après quelques secondes, la pression du côté **BP** atteint la valeur d'enclenchement du pressostat **BP** (le CUT IN), le compresseur démarre. Et c'est reparti pour un cycle**.**

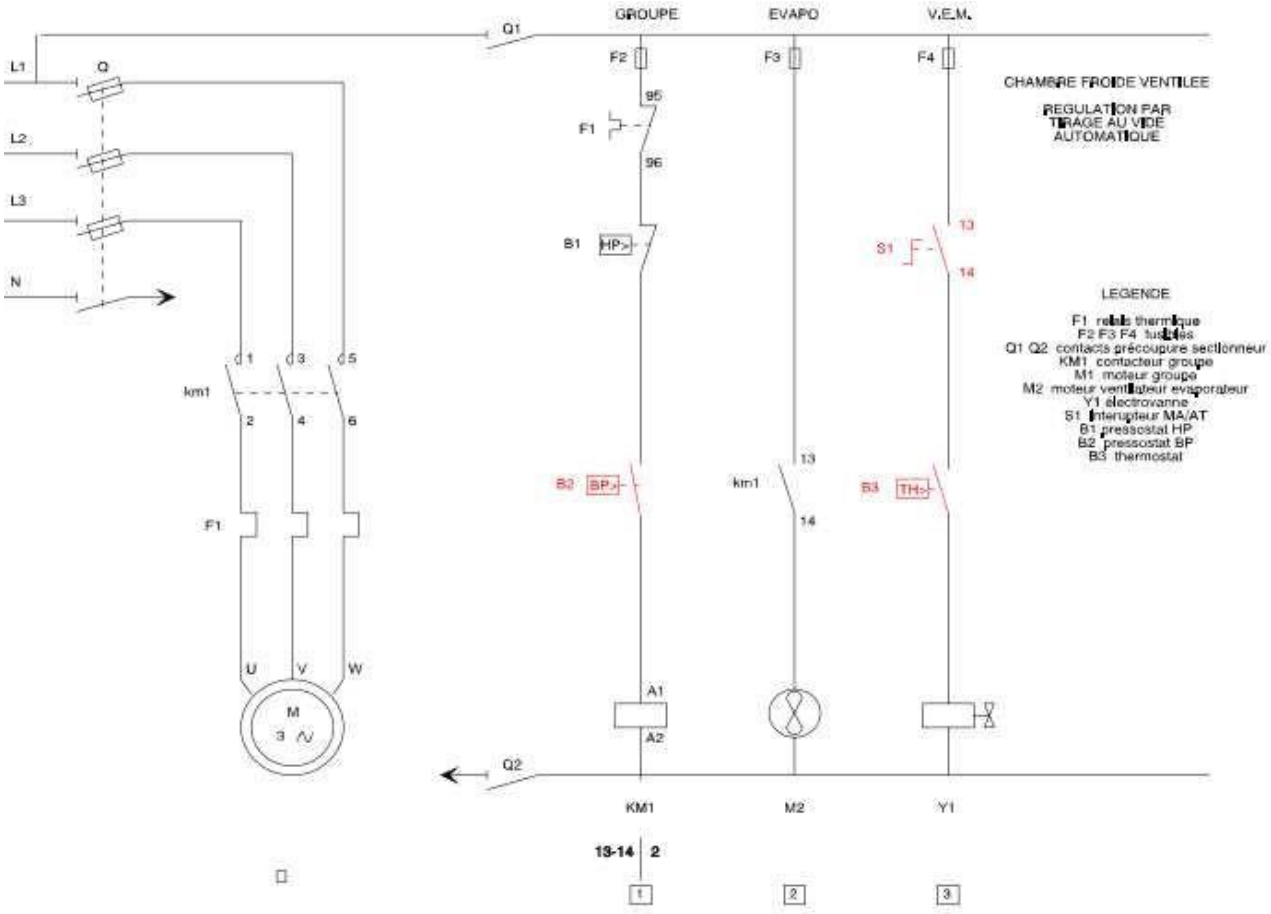


Figure (VI.3) : Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique

VI.2.1.1.2. Régulation par tirage au vide unique

Le défaut de l'automatique **Pumpdown** c'est qu'il n'empêche pas le compresseur de repartir si la **BP** remonte (suite à une fuite par exemple sur l'électrovanne, un clapet) alors que le régulateur n'est pas en demande.

Pour empêcher cela, il faut modifier le câblage de l'automatique **Pumpdown** en ajoutant unasservissementélectriqueparlebiaisd'uncontacteurauxiliairequiempêcheleredémarrage du compresseur.

Le but est que le compresseur ne redémarre que quand le régulateur le demande et donc il faut que le pressostat **BP Pumpdown** soit asservie au régulateur par le biais d'un contacteur auxiliaire.

- **Fonctionnement :**

Dans cette régulation :

Le pressostat **BP Pumpdown** qui contrôle la marche et l'arrêt du compresseur.
Le thermostat qui contrôle l'électrovanne sur la ligne liquide.

On utilisera pour cette régulation en plus des modules du **Pumpdown** auto un relais auxiliaire **KA1** pour la ligne de tirage au vide.

S1 est fermé la température dans l'enceinte ayant atteint la consigne **B3** se ferme et **KA1** est alimenté. Ses contacts 13-14 et 23-24 se ferment. La **VEM** est alimentée et le fluide circule naturellement la **BP** augmentant **B2** se ferme **KM1**est alimenté le groupe démarre les contacts **KM1** 13-14 et 23-24 sont fermés nous avons donc mise en marche du ventilateur et auto alimentation du contact **KA1** 23-24, lorsque la température de consigne est atteinte **B3** s'ouvre dés alimente **KA1**.

La **VEM** n'étant plus sous tension bloque le passage du fluide. Le compresseur aspire le fluide et vide l'évaporateur ceci étant possible car le contact **KM1**23-24assurel'alimentation de son relais. Lorsque la pression de consigne est atteinte (0,2 b) **B2** s'ouvre et dés alimente **KM1** le groupe s'arrête même si pour une raison quelconque la **BP** augmente **B2** se ferme, les contacts de **KA1** et **KM1** étant ouvert le groupe ne pourra redémarrer. Le redémarrage ne sera possible qu'à la fermeture de **B3** donc alimentation de**KA1**.

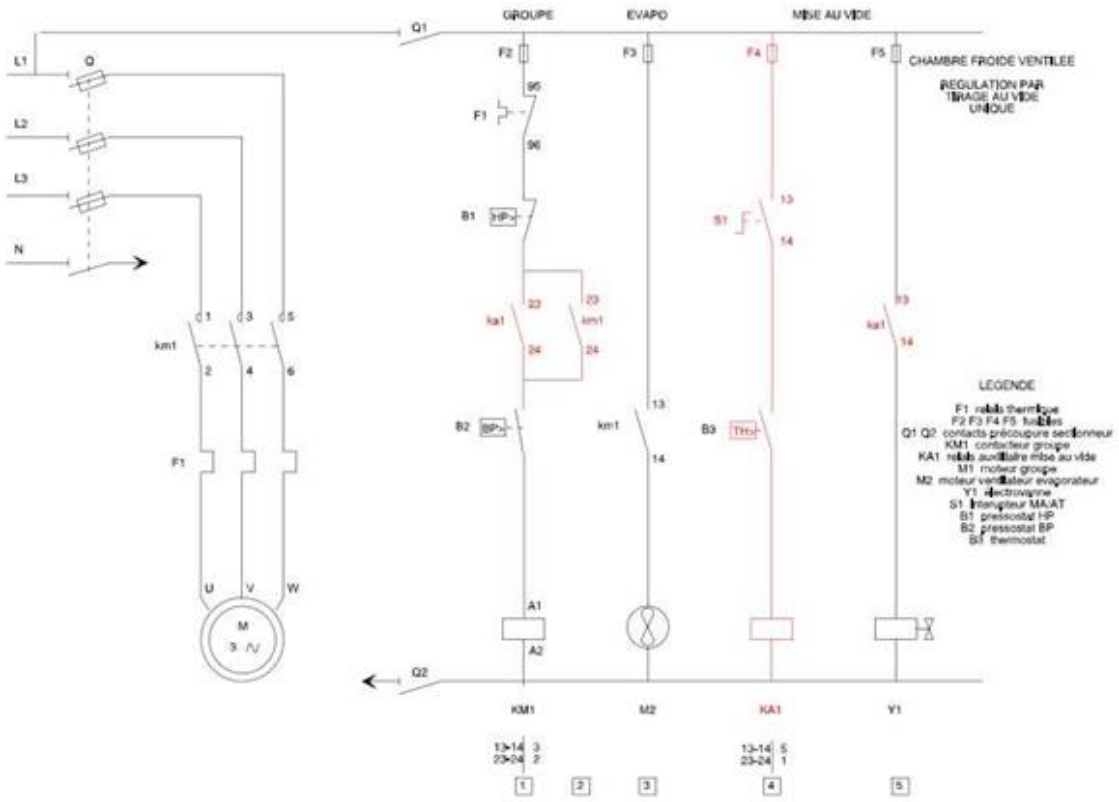


Figure (VI.4) : Circuit de puissance et de commande de tirage au vide unique

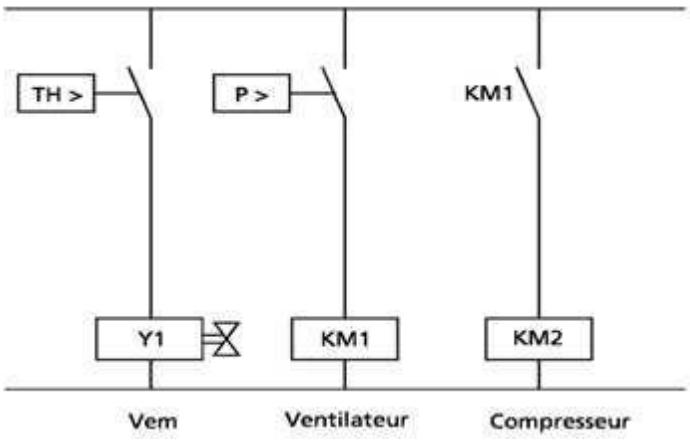


Figure (VI.5) : Schéma électrique de la régulation **Pumpdown**

VI.2.2. Régulation de la haute pression

Un condenseur sur puissant peut conduire à une haute pression faible, incompatible avec la pression minimale nécessaire au bon fonctionnement du détendeur.

Il existe différents moyens permettant l` adaptation du débit d`air aux besoins, par exemple un moteur à plusieurs vitesses.

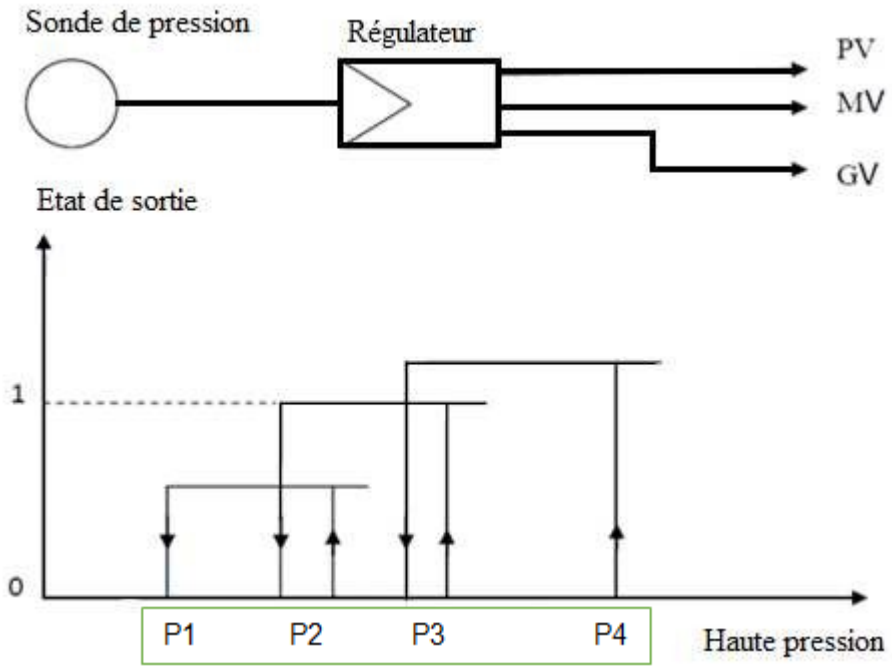


Figure (VI.6) : Loi des signaux se rapportant à un moteur à 3 vitesses

- Entre P1 et P2 : Le moteur tourne à une petite vitesse **PV**.
- Entre P2 et P3 : Le moteur tourne à une moyenne vitesse **MV**.
- Entre P3 et P4 : Le moteur tourne à une grande vitesse **GV**.

Pour changer la vitesse de rotation du moteur il suffit de changer la fréquence.

- **Relation fréquence-vitesse :**

$n = f \times 60 / N$

N pôles : Nombre de pôles [2 en triphasé et 1 en monophasé].

f_{max}= 50 Hz.

f = 20 [Hz] → n = 600 [tr/min]

f = 40 [Hz] → n = 1200 [tr/min]. f = 50 [Hz] → n = 1450 [tr/min].

Y(%) = [w % - x %] × 100 / BP %.

W % : La consigne.

X % : La mesure.

BP % : La bande proportionnelle.

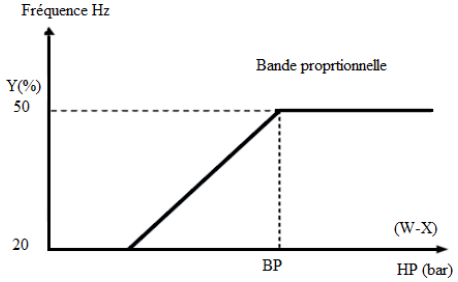


Figure (VI.7) : Loi des signaux

Le comportement de la régulation peut être facilement expliqué en regardant l'évolution de la tension de sortie en fonction de la pression: En sommet de la courbe, le FSX/FSM délivre la tension de sortie maximum, à peine inférieure à **1%** de la tension d'entrée. Le ventilateur tourne alors à pleine vitesse. La tension de sortie varie entre le maximum **99%** et un minimum correspondant à environs **50%** de celle d'entrée et cela suivant la bande proportionnelle.

Cela engendre la variation de vitesse du moto-ventilateur, du maximum vers le minimum.

Lorsque la pression diminue en dessous du seuil mini de la bande proportionnelle, le moteur s'arrête dans le cas du FSX ou reste en vitesse minimum dans le cas du FSM. Lorsque la pression remonte, le moteur va redémarrer avec une hystérésis de [**0,7 bar**] pour éviter le cyclage intempestif. La pression mini à laquelle le moteur s'arrête ou reste au minimum est une valeur réglable (voir les plages de pression).

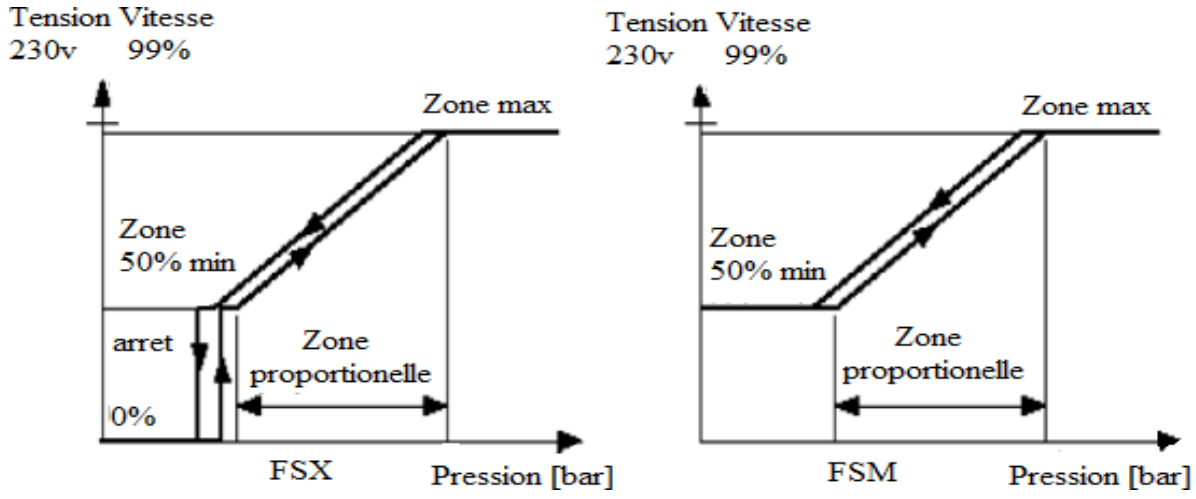


Figure (VI.8) : Plages de pression

On peut aussi varier la puissance frigorifique par la variation du volume balayé :

$$V_b = \frac{n \times NC \times \pi \times d \times 60}{4} \quad \text{.....(VI.1)}$$

On varie la vitesse **n** en variant la fréquence **f** ensuite le volume balayé varie. On peut aussi jouer sur le nombre de cylindre **NC** dans ce cas les cylindres peuvent être éliminés en cascade à partir de la mise en communication des chambres d`aspiration et de refoulement.

VI.2.3. Régulation par variation de nombre de compresseur

Ce principe se base sur l'ajout des compresseurs selon les besoins. L'avantage de système c'est qu'il prolonge la durée de vie de l'installation mais pressente un coût élevé et un encombrement. Le schéma suivant nous montre ce système :

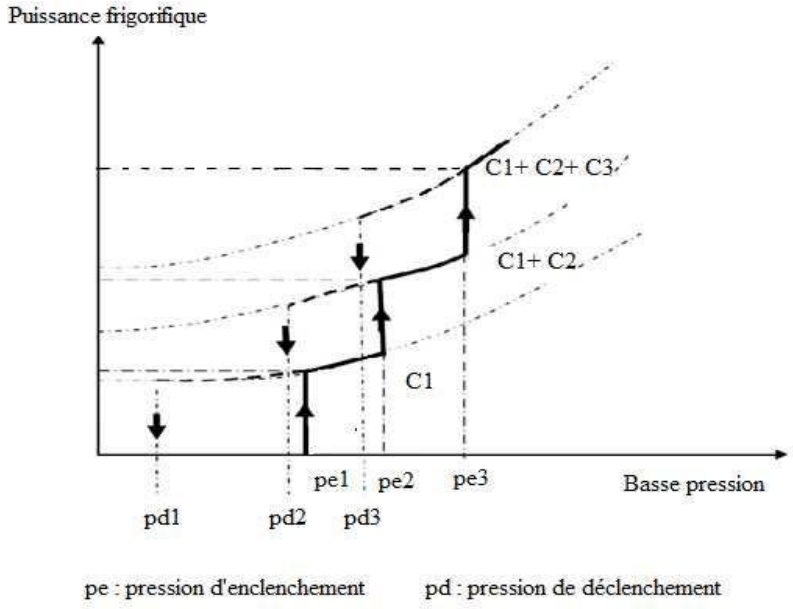


Figure (VI.9) : Abaque donnant la puissance frigorifique en fonction du nombre de compresseur

VI.3. Pressostats

On peut utiliser les pressostats de différentes manières :

On emploie un pressostat au lieu d'un thermostat lorsqu'on veut dégivrer automatiquement l'évaporateur tout en conservant un certain contrôle automatique de température.

On utilise un pressostat pour évite qu'en cas de réduction ou d'interruption des échanges calorifiques au niveau de l'évaporation le compresseur ne provoque pas un abaissement excessif de pression à l'évaporateur.

On utilise par fois un pressostat en liaison avec un thermostat pour faire passer, avant l'arrêt de l'installation, une certaine quantité de fluide frigorigène de l'évaporation au condenseur.

On distingue 3 types de pressostat :

VI.3.1. Pressostat simple

Le pressostat simple est constitué d'un raccord permettant la prise de la grandeur à réguler. La plage de pression détermine l'application de l'appareil.

Le réglage du point de consigne, comme le différentiel, s'effectue par l'intermédiaire d'une molette ou vis de réglage permettant d'augmenter ou de diminuer la tension d'un ressort.



Figure (VI.10) : Pressostat simple

VI.3.2. Pressostat plage neutre

Les pressostats plage neutre sont particuliers car ils intègrent une zone neutre. Cependant, d'aspect extérieur, ils ressemblent à des pressostats standards.

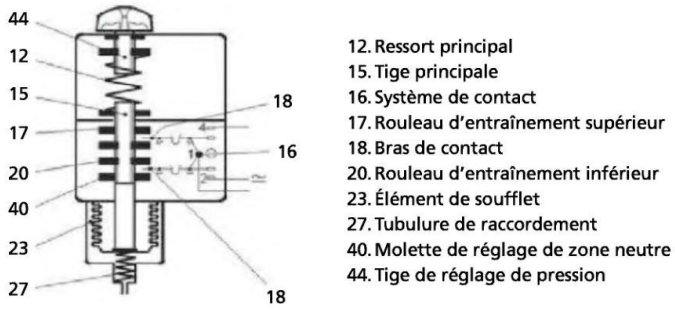


Figure (VI.11) : Pressostat plage neutre

VI.3. 3. Pressostat différentiel

Le pressostat différentiel est souvent utilisé comme élément de vérification de présence ou d'absence d'un L\P d'une pompe à huile ou à fluide mais on peut encore les trouver pour contrôler le L\P d'un filtre ou d'un échangeur.

Le schéma de principe indique que le réglage s'effectue par le disque de réglage venant en addition de la force de la pression du soufflet LP.

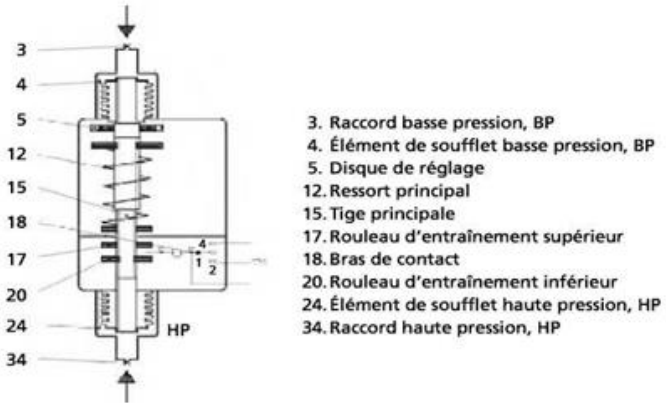


Figure (VI.12) : Pressostat différentiel

VI.3.4. Thermostats

Le thermostat peut être utilisé pour des applications telles que :

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

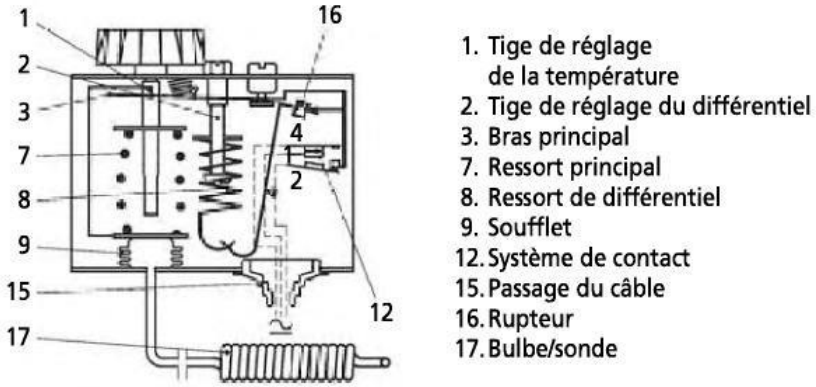


Figure (VI.13) : Thermostat

Le but de cet organe est de réglé la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi voisine que possible de la température réelle que l'on désire obtenir.

VI.3.5. Régulateurs de pression de condensation

Le régulateur est destiné à maintenir la pression de condensation au-dessus d'une certaine valeur lors d'une basse température extérieure.

Ils permettent ainsi d'avoir une pression suffisante à l'entrée du détendeur et, par voie de conséquence, un démarrage satisfaisant de l'installation quelle que soit la température ambiante.

Avec ces régulateurs, le circuit travaille par engorgement du condenseur, aussi il est nécessaire de sur dimensionner le volume du réservoir liquide.

VI.3.6. Régulateurs de pression d'évaporation

Le régulateur sert à maintenir la pression d'évaporation au-dessus d'une limite déterminée.

L'application la plus répandue est celle avec des évaporateurs multiples travaillant à températures d'évaporation différentes.

La prise en glace de l'eau dans les refroidisseurs de liquide ou les installations de climatisation peut être évitée en maintenant la température d'évaporation au-dessus de 0°C, même dans le cas d'une baisse importante de charge thermique.

VI.3.7. L'hygrostat

Il est placé dans la chambre froide, il sert de tenir l'humidité relative constante.

VI.3.8. Détendeur

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération et garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur correspond exactement au débit d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur. Si la surchauffe réelle est supérieure à la valeur nominale, le détendeur augmente la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur ; si la surchauffe réelle est inférieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur. Ainsi, l'évaporateur est utilisé au maximum de sa capacité et le fluide frigorigène ne peut atteindre le compresseur.

VI.9. L'électricité

L'électricité joue un grand rôle dans n'importe quelle installation.

A savoir que la puissance d'un moteur est :

Dans le cas d'une alimentation monophasée.

$$\boldsymbol{P = U \times I \times cos\varphi} \quad \text{.....(VI.2)}$$

Si non :

$$\boldsymbol{P = R \times I^2 \times cos\varphi} \quad \text{.....(VI.3)}$$

Dans le cas d'une alimentation triphasée

$$\boldsymbol{P = \sqrt{3} \times U \times I \times cos\varphi} \quad \text{.....(VI.4)}$$

Si non :

$$P = \sqrt{3} \times U \times I^2 \times cos\varphi \quad \text{(VI.5)}$$

L'alimentation électrique d'un moteur peut être assurée par de différents appareils et que se

Soit :

- Un sectionneur à fusibles + un contacteur + un relais thermique.
- Un disjoncteur + un contacteur.
- Un sectionner-contacteur-disjoncteur intégral.

On peut aussi utiliser un disjoncteur magnétothermique avec bloc différentiel qui compact et protège le moteur contre les courts circuits et les surcharges électriques en assurant la coupure de l'alimentation du moteur, le bloc différentiel assure la protection des personnels. Le schéma électrique ainsi que les différents appareils sont montrées sur le circuit de puissance et le circuit de commande.

VI.10. Choix de système de régulation pour nos chambres

- **Pour les chambres positives :**

On a choisi le **Pumpdown** automatique [Tirage au vide automatique de l'évaporateur].

- **Avantage :** Réduction des surcharges des motos compresseur dues aux vapeurs, réduction du risque des coups-de liquide.
- **Inconvénient** : A l'arrêt du thermostat le compresseur risque de fonctionner en courts cycles en cas d'inétanchéité de l'électrovanne [fuite au niveau de la VEM].

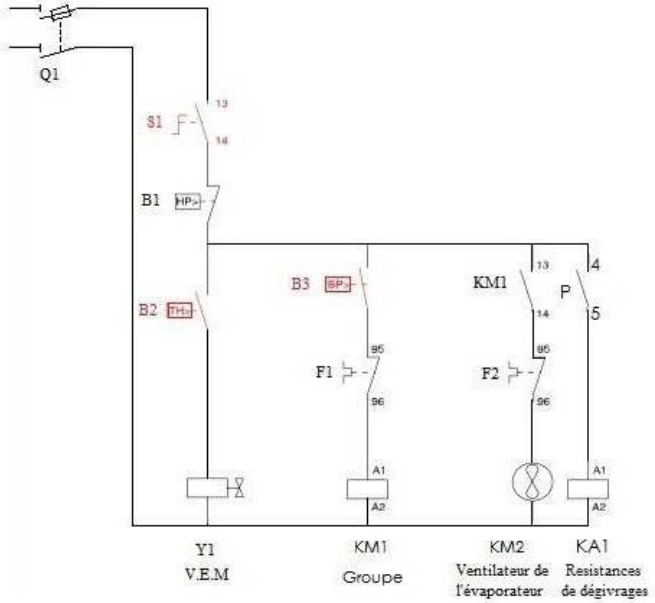


Figure (VI.14) : Schéma de commande du **Pumpdown** automatique

- **Pour les chambres négatives**

On a choisi le **Pumpdown** unique améliorée [Tirage au vide unique améliorée].

- **Avantage :** Elimination du risque des courts cycles.
- **Inconvénient :** Complexité de réalisation et de compréhension.

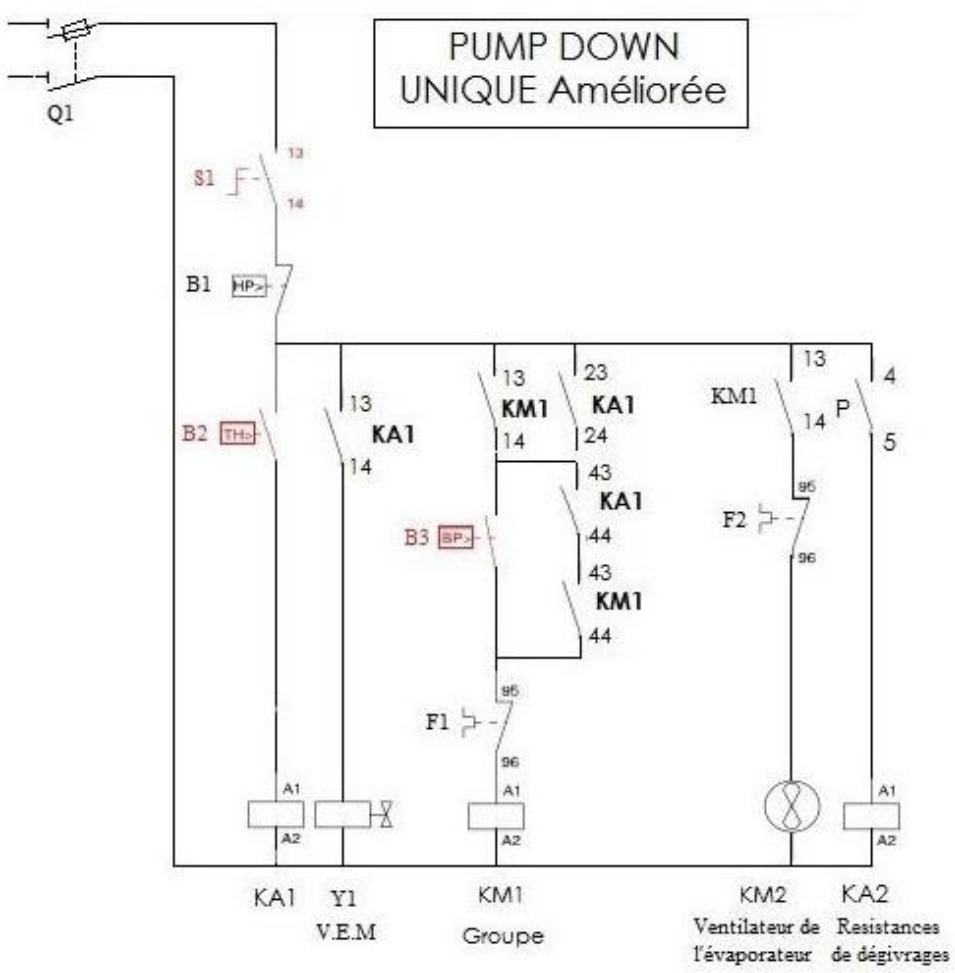


Figure (VI.15) : Schéma de commande du **Pumpdown** unique améliorée

Légende :

Q1: Sectionneur porte fusible	A1-A2:Bobines des contacteurs
S1: Bouton poussoir	KA1, KA2: Contacteur auxiliaire
Y1: Électrovanne de tirage au vide	B1 : Pressostat HP
F1, F2 : Relais thermique	B2: Thermostat
KM1 : Contacteur	B3: Pressostat BP

Tableau (VI.1) : Légende de commande du **Pumpdown** unique améliorée

Conclusion générale

Le développement de la production et de la consommation de la volaille (principalement le poulet) a donné lieu à la naissance de nouveaux produits à base de viandes de volaille, qui rend le poulet une matière première des produits transformés, répondant en partie aux goûts nouveaux du consommateur.

L'entreposage frigorifique est devenu une activité indispensable dans la vie quotidienne, grâce au contrôle de la température et l'humidité qui sont les agents les plus essentiels pour conserver un produit.

La situation géographique, le tonnage et la manutention, l'isolation thermique ont des normes qu'il faut respecter pour arriver à une bonne conservation et pour l'optimisation du rendement.

Les chambres froides ont été dimensionnées suivant les besoins et les disponibilités des produits.

L'analyse des propriétés des fluides frigorigènes, non a permis de mieux choisir les plus adaptées pour notre installation sur une base technique.

Les systèmes des machines frigorifique utilisées et leur appareillage respectif, ont été choisis par des logiciels et des catalogues de sélection suivant les normes.

La régulation est la phase la plus essentielle pour un bon rendement des installations après le dimensionnement et le choix de ses éléments. La température, l'humidité et la vitesse de l'air sont des conditions à contrôler selon le besoin soit pour la congélation ou la conservation.

Par ailleurs, on peut contribuer à l'amélioration des conditions de conservation de différents aliments pour la mise en place de chambre froides conformes aux normes scientifiques, par conséquence l'amélioration de qualité de consommation alimentaire donc la prévention de santé de population.

Espérant que ce modeste travail va être un appui pour d'autres études ou pourquoi pas pour des projets réalisés réellement.

Références bibliographiques

[1] Kéba, S., & Mamadou, T. (2006). Conception et pré développement d'un logiciel de calcul des charges de chambres froides. Mémoire de fin d'études d'Ingénieur de Conception en électromécanique, Université Cheikhanta Diop de Dakar.

[2] Pascale MAGDELAINE, France février 2021 Production, consommation et échanges de viandes de volailles, dans le monde ACADIME D'AGRICULTURE DE FRANCE Page 2 Reproduction autorisée sous réserve d'en citer la provenance Page 2.

[3] FRAYSSE J.L. & DARRE A. (1990). Produire des Viandes : Sur Quelques Bases Economique et Biologiques. Technique et Documentation. Editions, Lavoisier, Paris.

[4] BOUKHALFA L. (2006). L'aviculture en Algérie. Journées Sur la Grippe Aviaire (Batna le 15-16/ 03/ 2006).

[5] SALVINI S., PRPINEL M., GNAGNARELLA P., MAISONNEUVE P. & TURRINI A. (1998). Base de données sur la composition des aliments pour les études épidémiologiques en Italie, Ed, Institut supérieur d'oncologie.

[6] VIERLING E. (2003). Les viandes : In «Aliment et boissons : Filières et produits». Science des aliments. Biosciences et technique, 3eme Editions, Doin, CRDP d'Aquitaine.

[7] RAMDAN Djamila Sarra, LECHLECH Nouria 2021 Faculté des Sciences de la Nature et de la Vie, et des Sciences de la Terre et de l'Univers.

[8] Dal Zoto, P., Larre, J.M., Marlet, A., & Picau, L. Memotech : Génie énergétique, collection A. Capliez, éditions Casteilla, pp. 563-565.

[9] Soltani, Feriel, and Soumaia Brik. "Etude physico-chimique d'un matériau d'emballage biodégradable préparé à partir des pattes de volailles." PhD diss., Université Larbi Tébessi-Tébessa, 2022.

[10] Simonneaux, Laurence, and Jean Simonneaux. "À la croisée des questions socialement vives et du développement durable: étude de la relation alimentation-environnement avec des enseignant (e) s." Didaskalia 34 (2009): 67-104.

[11] Hydro-Québec Janvier 2008 Ministère de l'Agriculture des Pêcheries et de l'Alimentation (MAPAQ) Conseil de la transformation alimentaire et des produits

de consommation (CTAC) Éco Entreprises Québec (EEQ) Investissement QuébecH.

[12] Pascale MAGDELAINE, France février 2021 Production, consommation et échanges de viandes de volailles, dans le monde ACADIME D'AGRICULTURE DE FRANCE Page 2 Reproduction autorisée sous réserve d'en citer la provenance Page 2.

[13] Document Technique Métrologique « Période estival » Zone de Médéa : 2021/2022.

[14] Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds en développement (I.I.F 1990).

[15] Isolation frigorifique (Guide Pratique ISOBAR) g.baloot et M.duminal, Edition pyc (Paris1981).

[16] H.J. BREIDERT. Traduction de JEAN-LOUISCAUCHEPIN «Calcul des chambres froides » 18, rue Saint-Denis, 75001 PARIS- Dépôt légal : Avril 1998. « Transfert Thermique »Y ver Jannot (2002).

[17] Alex Bertrand, « la production de froid dans le milieu agro-alimentaire industriel ettertiaire», cahier 04 février 2006.

[18] S. Forbes Pearson, «Frigorigènes : passé, présent, futur », Star Réfrigération, Thornliebank Industriel Estate, Glasgow G46 8JW, Royaume-Uni.

Logiciels et catalogues de sélection

Friga-bohn	2023-V4.11
Copeland	Select 5
SOLKANE 8	2023
Danfoss	2023

Annexes

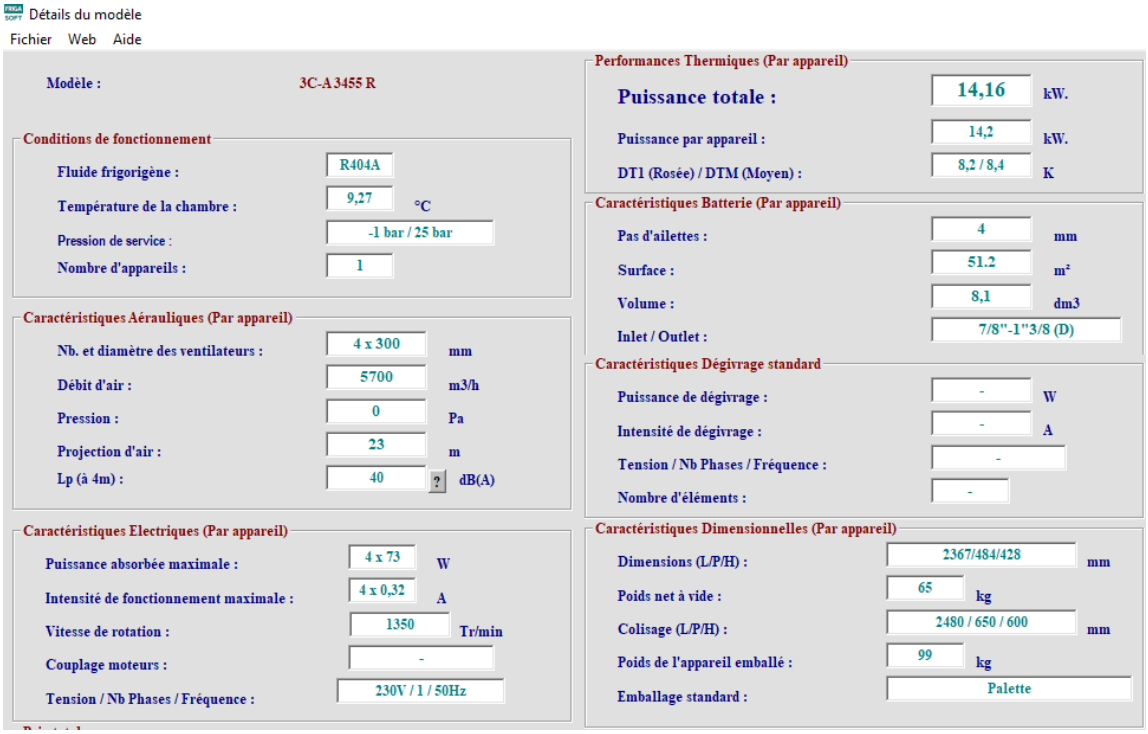
Annexe (A) : Propriétés thermiques des denrées alimentaires

	Produit	Point de congélation (°C)	Chaleur sensible		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)	Chaleur de respiration (KJ/Kg.d)
			Avant congélation (KJ/Kg.°k)	Après congélation (KJ/Kg.°k)		
Produits actes	**Beurre**		2.68	1.42	54	-
	Fromages		2.51	1.59	167	-
	Lait	-0.6	3.89	2.05	293	-
Poissons	**Poissons fumés**	-	3.18	1.72	230	-
	Poissons (gras)	-2.2	2.93	1.59	209	-
	Poissons (maigres)	-1.5	3.60	1.88	285	-
	Poissons (salés)	-	2.34	1.42	151	-
	Crustacés	-2.2	3.77	1.88	293	-
	Huitres	-2.8	3.47	1.84	268	-
Légumes	**Asperges**	-1.2	3.93	2.01	314	6.28
	Blettes	-0.5	3.60	1.97	301	2.93
	Brocolis	-1.6	3.85	1.97	301	7.95
	Artichauts	-1.7	3.64	1.88	280	8.37
	Carottes	-1.4	3.6	1.88	293	2.09
	Chou-fleur	-0.5	3.93	1.97	310	1.67
	Concombres	-0.8	3.89	1.97	301	2.30
	Oignions	-1.1	3.81	1.93	280	0.80
	Haricots frais	-1.2	3.43	1.97	297	8.37
	Haricots secs	-	1.26	1.00	42	-
	Champignons	-1	3.89	1.97	301	6.28
	Laitues	-0.5	4.02	2.01	63	3.35
	Pommes de terre	-175	3.43	1.80	260	5.44
	Pois frais	-1.1	3.31	1.76	247	8.37
	Pois sec	-	1.17	0.92	33	-
	Tomates mures	-0.5	3.98	2.01	314	2.72
	Tomates variées	-0.5	3.98	2.01	314	4.19
	Céleris	-1.3	3.98	2.01	314	2.09
	Epinards	-0.9	3.93	2.01	310	4.60
Divers	**Bière**	-2.2	3.85	-	-	-
	Fleurs coupées	-	-	-	-	-
	Glaces	-	2.93	1.63	209	-
	Lard	-	1.80	1.26	92	-
	Levure	-	3.22	1.72	234	-
	Margarine	-	1.34	1.05	50	-
	Miel	-	147	1.09	63	-
	Huile	-	-	-	-	-

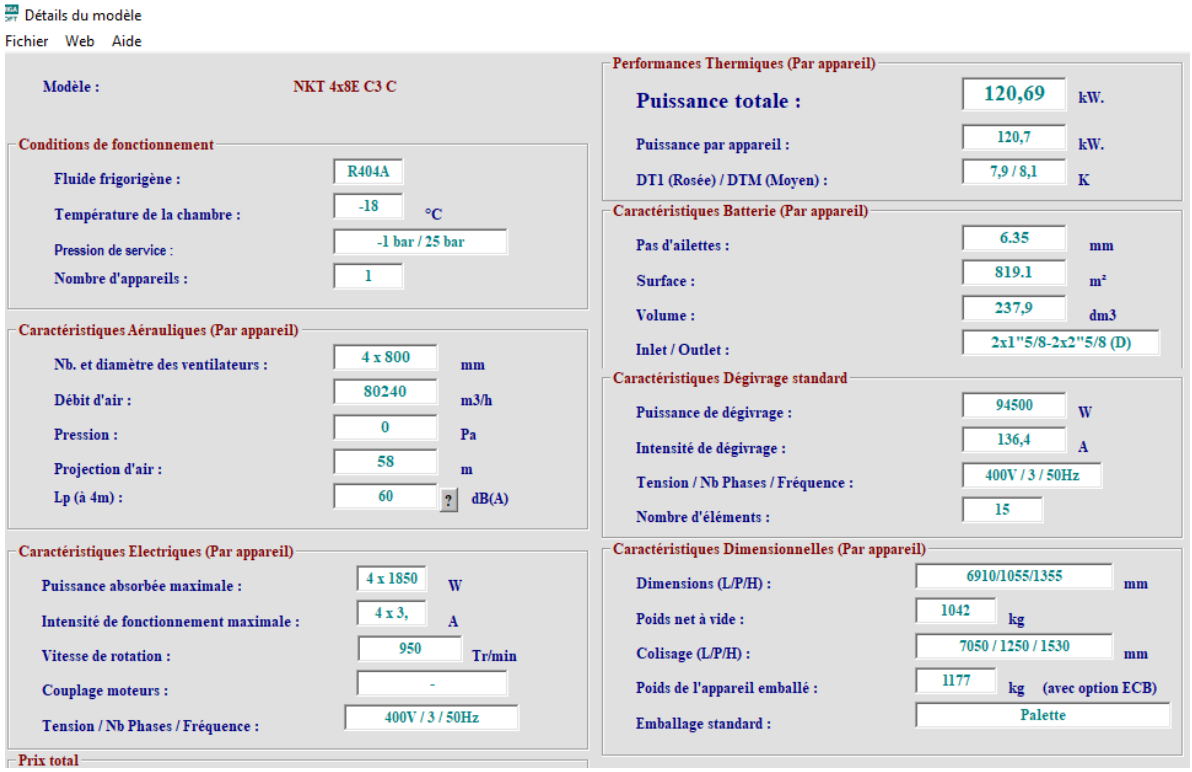
	Pain	-8	293	1.42	126	-
	Peau à tanner	-	-	-	-	-
	Fourrures	-	-	-	-	-
	Œufs	-2.2	3.06	1.76	222	-
Viandes	**Agneau**	-1.7	2.80	1.26	197	-
	Bœuf (gras)	-2.2	2.51	1.47	184	-
	Bœuf (maigre)	-1.7	3.22	1.67	234	-
	Porc	-2.2	2.51	1.59	151	-
	Volaille	-2.8	3.31	1.76	247	-
	Jambon	-2.8	2.85	1.59	201	-
	Charcuterie fraiche	-3.3	3.73	2.34	218	-
	Veau	-1.7	2.97	1.63	213	-
Fruits	**Ananas**	-1.5	3.77	1.88	285	-
	Oranges	-2.2	3.77	1.88	293	0.75
	Bananes	-2.2	3.35	1.76	251	16.74
	Cerises	-2.2	3.64	1.88	285	1.76
	Dattes sèches	-15.5	1.51	1.09	67	0.00
	Fraises	-1.1	3.85	2.01	301	3.14
	Citrons	-2.2	3.85	1.93	297	2.30
	Mandarines	-2.2	3.98	2.13	293	5.23
	Pommes	-2	3.60	1.88	280	1.05
	Melons	-1.4	4.06	2.05	322	3.14
	Poires	-1.9	3.56	1.88	280	0.84
	Pêches	-1.5	3.77	1.88	293	1.26
	Pamplemousses	-2	3.77	1.88	293	1.05
	Prunes	-2.2	3.68	1.88	289	0.59
	Raisin	-3	3.60	1.84	276	0.52

Annexe (B) : Tableaux de sélection : Evaporateurs

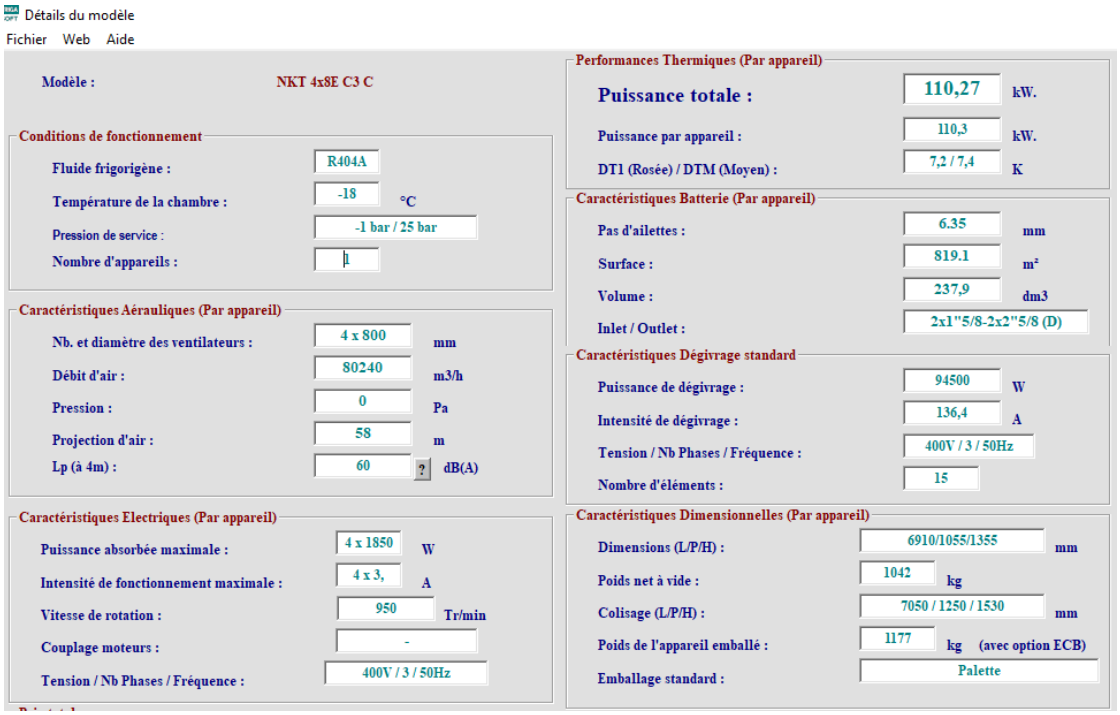
Sas :



Congélation :

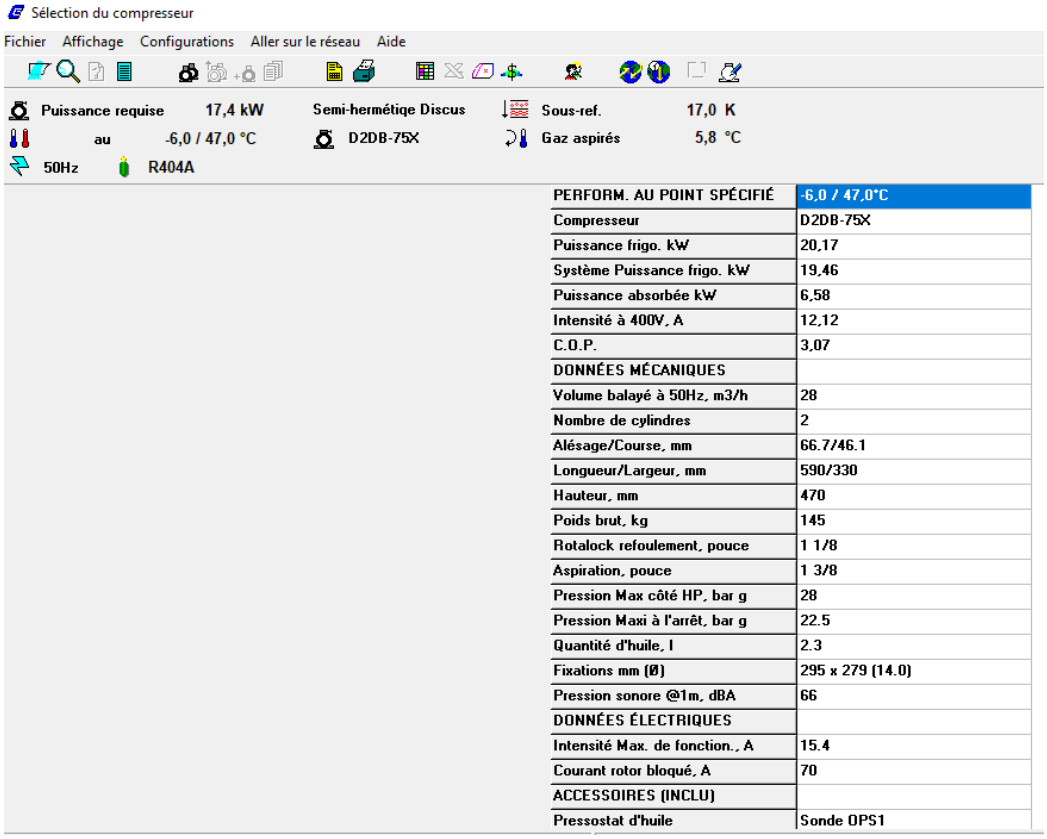


Tunnel de congélation :



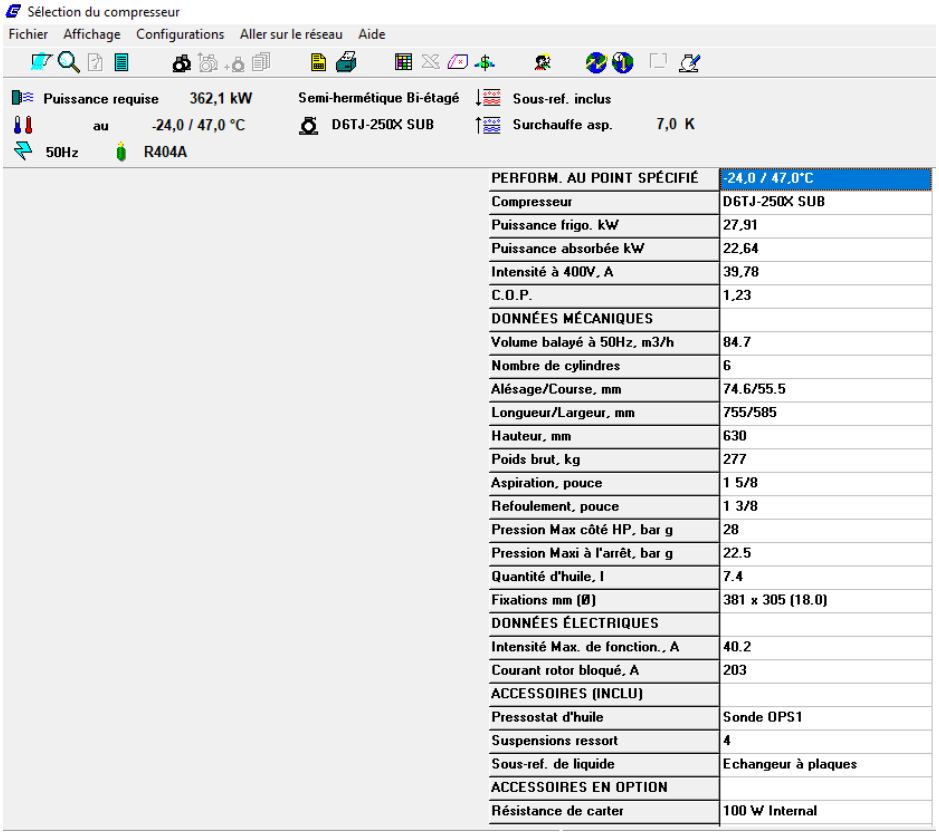
Annexe (C) : Tableaux de sélection : Compresseurs

Sas :



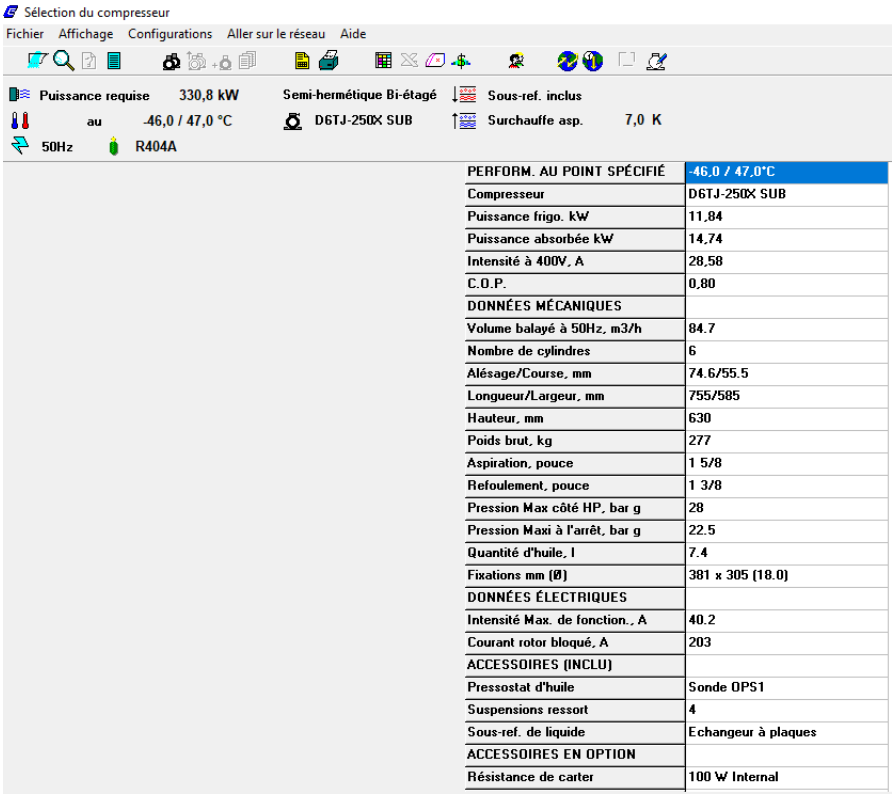
PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-6,0 / 47,0°C
Compresseur	D2DB-75X
Puissance frigo. kW	20,17
Système Puissance frigo. kW	19,46
Puissance absorbée kW	6,58
Intensité à 400V, A	12,12
C.O.P.	3,07
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	28
Nombre de cylindres	2
Alésage/Course, mm	66.7/46.1
Longueur/Largeur, mm	590/330
Hauteur, mm	470
Poids brut, kg	145
Rotalock refoulement, pouce	1 1/8
Aspiration, pouce	1 3/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	2.3
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14.0)
Pression sonore @1m, dBA	66
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	15.4
Courant rotor bloqué, A	70
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

Congélation :



PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-24,0 / 47,0°C
Compresseur	D6TJ-250X SUB
Puissance frigo. kW	27,91
Puissance absorbée kW	22,64
Intensité à 400V, A	39,78
C.O.P.	1,23
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	84.7
Nombre de cylindres	6
Alésage/Course, mm	74.6/55.5
Longueur/Largeur, mm	755/585
Hauteur, mm	630
Poids brut, kg	277
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 3/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	7.4
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	40.2
Courant rotor bloqué, A	203
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1
Suspensions ressort	4
Sous-ref. de liquide	Echangeur à plaques
ACCESSOIRES EN OPTION	
Résistance de carter	100 W Internal

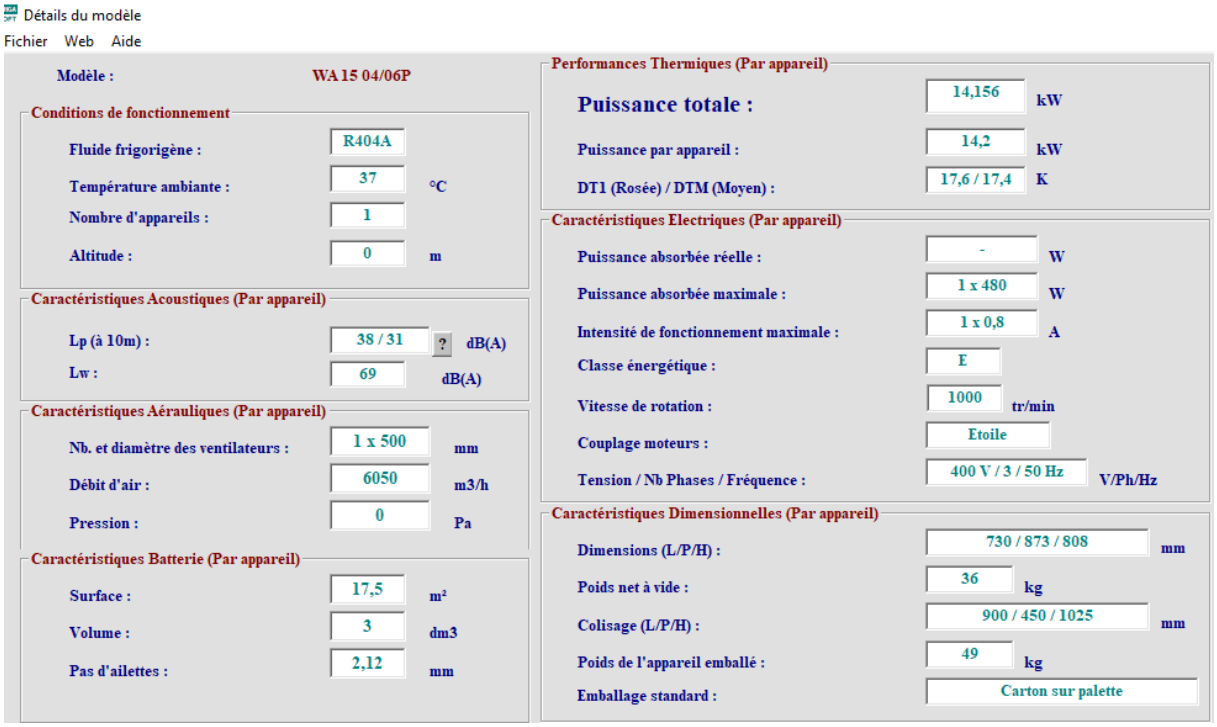
Tunnel de congélation :



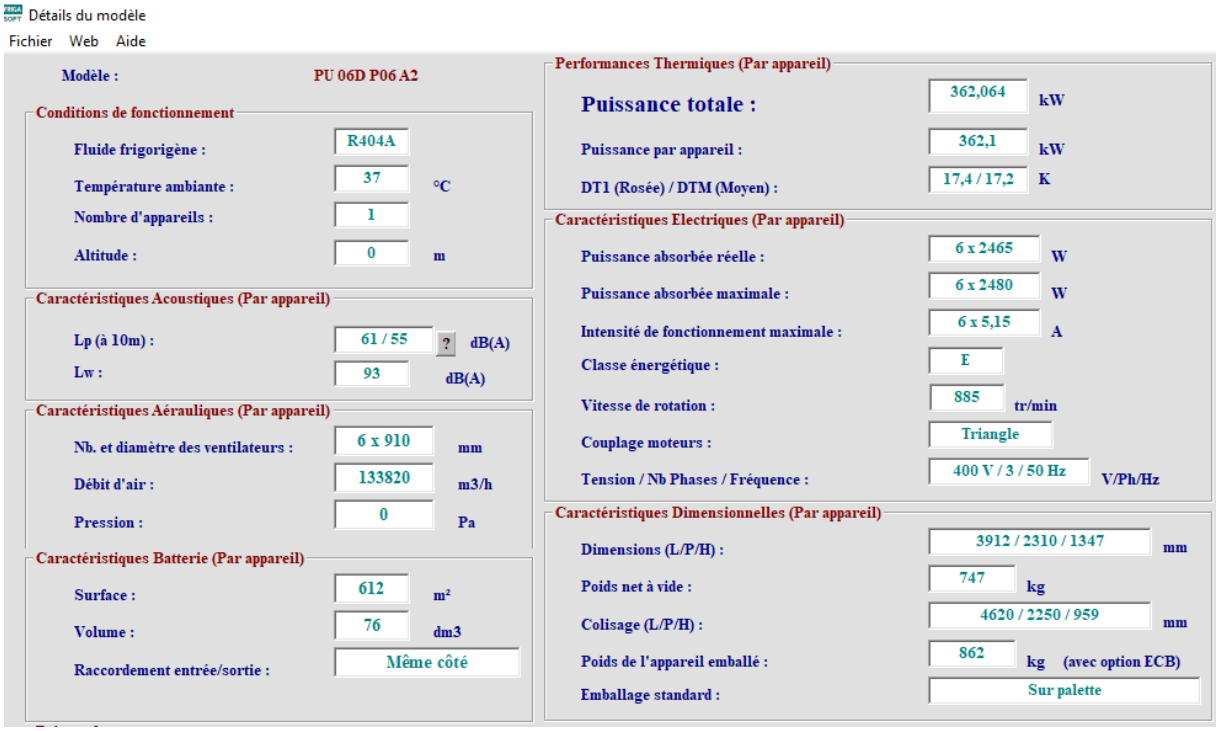
PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-46,0 / 47,0°C
Compresseur	D6TJ-250X SUB
Puissance frigo. kW	11,84
Puissance absorbée kW	14,74
Intensité à 400V, A	28,58
C.O.P.	0,80
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	84.7
Nombre de cylindres	6
Alésage/Course, mm	74.6/55.5
Longueur/Largeur, mm	755/585
Hauteur, mm	630
Poids brut, kg	277
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 3/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	7.4
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	40.2
Courant rotor bloqué, A	203
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1
Suspensions ressort	4
Sous-ref. de liquide	Echangeur à plaques
ACCESSOIRES EN OPTION	
Résistance de carter	100 W Internal

Annexe (D) : Tableaux de sélection : Condenseurs

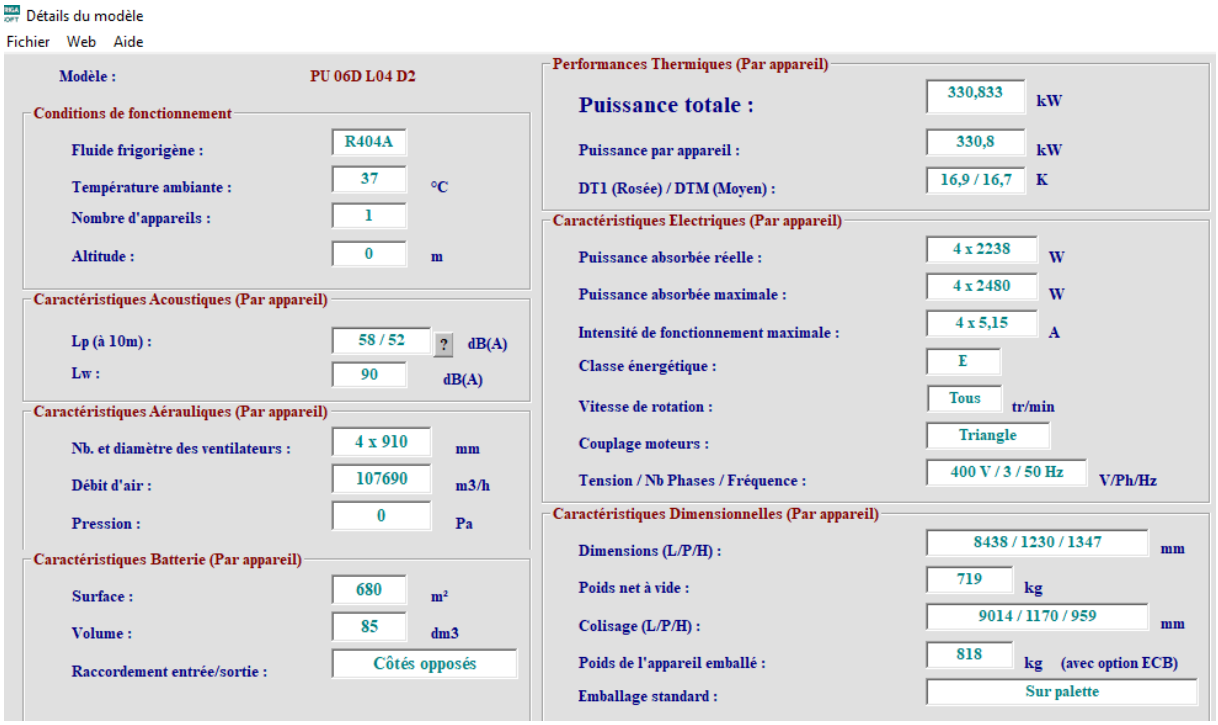
Sas :



Congélation :



Tunnel :



Annexe (E) : Tableaux de sélection : Détendeurs

Température du liquide entrant dans la vanne °C	R 404A — Correction factor K_t — température d'évaporation °C															
	+30	+25	+20	+ 15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+ 60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+ 55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+ 50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+ 45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+ 40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+ 35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+ 30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+ 25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+ 20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+ 15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+ 10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+ 5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
- 5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
- 10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81

Facteurs de correction $K_{\Delta p}$																
Δp (bar)	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	9
$K_{\Delta p}$	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
Δp (bar)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$K_{\Delta p}$	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,8	0,78	0,76	0,74	0,72	0,7	0,69	0,67	0,66	0,64

Tableau de sélection des mécanismes

	R134a		R22		R404A/R507		R407C		
Série	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Orifice
TCLE	25 MW	1,5	50HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3.5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X 9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X 9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

Tableau de sélection des embases et train thermostatique

Orifice	Embases équerre Dimensions des raccords à braser ODF (femelle) (v. page 217) A braser/ODF		Train thermostatique
	mm	pouce	
X 22440-B1B	C 501 - 5 mm 10 x 16	C 501 - 5 3/8 x 5/8	XB1019...1B
X 22440-B2B			
X 22440-B3B			
X 22440-B3.5B			
X 22440-B4B			
X 22440-B5B	C 501 - 7 mm 12 x 16	C 501 - 7 1/2 x 5/8	
X 22440-B6B			
X 22440-B7B	A 576 mm 16 x 22 (22 x 28 ODM)	A 576 5/8 x 7/8 (7/8 x 1 1/8 ODM)	
X 22440-B8B			
X 11873-B4B	10331 22 x 22	10331 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	
X 11873-B5B			
X 9117-B6B	9153 mm 22 x 22	9153 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	XC726...2B
X 9117-B7B			
X 9117-B8B			
X 9117-B9B			
X 9166-B10B			
X 9144-B11B	9149 22 x 22	9149 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	
X 9144-B13B			