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'un entrepôt frigorifique pour la conservation de viande

---

Présenté par

- CHAHBOUB Omar
- TOUZOUT Sid Ahmed

Proposé et Dirigé par

Encadreur : Pr. TRIKI Zakaria

Co-Encadreur : Dr. BENYEKHLEF Ahmed

Promotion 2024


بسم الله الرحمن الرحيم

*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 Professeur **Triki Zakaria,** Professeur 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 ait pitié de mon père et prolonge la vie de ma mère.

Mes frères okba et sedik et Ma sœur.
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 2024.

CHAHBOUB Omar

***À mes chers parents**, qui ont toujours été mes piliers de soutien tout au long de ce parcours académique, je dédie ce mémoire avec une profonde gratitude et un amour infini. Votre encouragement constant, vos sacrifices et votre amour inconditionnel ont été ma lumière dans les moments sombres et ma force dans les moments de doute.*

***À mes chers frères** : Aymen, Abd El Rahim*

***Et mes chères sœurs** : Afaf, Iman*

Votre soutien indéfectible et votre affection sans bornes ont été toujours une source d'inspiration. Dans chaque page de ce mémoire, je ressens votre présence, vos encouragements silencieux et votre amour qui m'ont porté jusqu'ici.

***À mes chers amis :** Hakim, Karim*

Je vous dédie une part de mon cœur et de cette réalisation. Vos mots d'encouragement et vos épaules sur lesquelles je me suis reposé ont été des trésors tout au long de ce voyage. Merci d'avoir partagé vos conseils avisés et votre amitié sincère. Cette réussite est la nôtre autant que la mienne.

*Enfin, **À mon binôme :** Omar*

Celui qui a partagé les hauts et les bas, les épreuves et les victoires, je te remercie du fond du cœur, Ensemble, nous avons surmonté les obstacles et célébré les succès. Cette réussite porte aussi ta marque, et je suis reconnaissant de t'avoir à mes côtés, Merci pour tout.

SID AHMED

Résumé :

En tant que maillon central de la chaîne logistique entre la production et le commerce, l'entreposage frigorifique joue un rôle crucial. L'objectif de ce travail est d'étudier et de dimensionner un entrepôt frigorifique pour la conservation et le stockage de la viande. Un bilan frigorifique a été réalisé pour déterminer l'énergie installée dans chaque pièce de l'entrepôt. Ensuite, une sélection a été faite pour déterminer le type de machine frigorifique et la nature du réfrigérant installé dans chaque pièce de l'entrepôt. Ensuite, une sélection a été faite pour déterminer le type de refroidisseur et la nature du refroidisseur qui a été adopté sur la base de considérations thermodynamiques, économiques et environnementales. Enfin, une partie de ce travail a été consacrée aux défaillances de la réfrigération et aux techniques de contrôle qui ont permis d'obtenir un système de réfrigération efficace et fiable répondant aux exigences de l'opérateur.

Mots clés : Entreposage frigorifique, conservation, production de froid, dimensionnement.

Abstract :

As a central link in the logistics chain between production and trade, cold storage plays a crucial role. The aim of this work is to study and size a cold store for meat preservation and storage. A refrigeration balance was performed to determine the energy that was installed in each room of the warehouse. Then, a selection was made to determine the type of refrigeration machine and the nature of the refrigerant that was installed in each room of the warehouse. Next, a selection was made to determine the type of chiller and the nature of the chiller that was adopted on the basis of thermodynamic, economic and environmental considerations. Finally, part of this work was devoted to refrigeration failures and control techniques that made it possible to obtain an efficient and reliable refrigeration system that meets the operator's requirements.

Key words : Cold storage, preservation, cold production, sizing.

ملخص:

كحلقة وصل مركزية في سلسلة الخدمات اللوجستية بين الإنتاج والتجارة، يلعب التخزين البارد دورًا بالغ الأهمية. الهدف من هذا العمل هو دراسة حجم مخزن تبريد لحفظ وتخزين اللحوم. تم إجراء ميزان تبريد لتحديد الطاقة التي تم تركيبها في كل غرفة من غرف المخزن. بعد ذلك، تم إجراء اختيار لتحديد نوع آلة التبريد وطبيعة المبرد الذي تم تركيبه في كل غرفة من غرف المخزن. بعد ذلك، تم إجراء اختيار لتحديد نوع آلة التبريد وطبيعة المبرد الذي تم اعتماده على أساس الاعتبارات الديناميكية الحرارية، الاقتصادية والبيئية. وأخيرًا، خصص جزء من هذا العمل لأعطال التبريد و تقنيات التحكم التي جعلت من الممكن الحصول على نظام تبريد فعال وموثوق به يلبي متطلبات المشغل.

الكلمات المفتاحيه : التخزين البارد، الحفظ، إنتاج البرودة، التحجيم.

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

Chapitre I : Généralités sur l'entreposage frigorifique
I-1. Introduction 05
I.2. Historique 05
I.3. Importance de l'utilisation du froid 05
I.3.1 Action du froid 05
I.3.1.1. Sur les microorganismes 05
I.3.1.2. Sur la viande 05
I.4. Modifications des viandes réfrigérées 05
I.4.1 Activité de l'eau 06
I.4.2. Modifications physiques 06
I.4.2.1. Modification de consistance 06
I.4.2.2. Perte de poids 06
I.4.2.3. Modification de couleur 06
I.4.2.4. Modification de goût et d'odeur 06
I.5. Modifications microbiologiques 07
I.6. Modifications chimiques 07
I.7. Principes d'application du froid 07
I.7.1. Techniques de réfrigération 07
I.7.2. Définition 07
I.7.3. Techniques de réfrigération des carcasses 08
I.7.3.1. Ressuage 08
I.7.3.2. Stockage réfrigéré 08
I.8. Etude de l'efficacité de la réfrigération 08
I.8.1.Température 08
I.8.2. Humidité relative 09
I.8.3. Ventilation (coefficient de brassage) 09
I.8.4. Encombrement 09
I.8.5.Température à cœur 10
I.9. Contraintes de la réfrigération dans les pays chauds 10
I.10. Conservation par le froid 11
I.10.1. Pré réfrigération 11
I.10.2. Réfrigération 11
I.10.3. Congélation 12
I.10.4. Surgélation (congélation rapide) 13
I.10.5. Décongélation 13
I.11. Entrepôts frigorifiques 13
I.11.1. Entrepôt d'usine 13
I.11.2. Entrepôt de commerce 14
I.11.3. Entrepôt des lieux de production 14
I.11.4. Entrepôt spéciale 14

I.11.5. Entrepôt polyvalent 14
I.11. Conclusion 14

Chapitre II : Destination et conception de l'entrepôt frigorifique

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.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer 18
II.4.Tonnage des denrées à entreposer 18
II.4.1.Capacité de stockage 19
II.4.2. Calcul le nombre de caisses 20
II.4.3.Calcul de la densité d'entreposage 20
II.4.4. Les rails 20
II.5. Vérification de la température du SAS 21

Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique

III.1. Introduction 24
III.2. Transfert de chaleur 24
III.2.1. Modes de transfert de chaleur 24
III.2.1.1. La conduction 24
III.2.1.2. LA convection 25
III.2.1.3. Le rayonnement 25
III.2.1.4.Isolation thermique de l'entrepôt 25
III.3.1. Choix de l'isolant 25
III.3.2. Caractéristiques du polyuréthane 25
III.4. Choix des différentes parois 26
III.4.1. Panneaux sandwich 26
III.4.2. Mur extérieur et plafond 26
III.4.3. Mur intérieur 27
III.4.4. Port 27
III.4.5. Plancher 28
III.5. Différents apports de chaleur 28
III.5.1. Apports externes 28
III.5.2. Apports internes 29
III.5.2.1. Apports dépendants des denrées 29
III.5.2.2. Apports indépendants des denrées 29
III.6. Base de calcul 29
III.6.1. Les charges thermiques externes 29
III.6.1.1. Charge thermique par transmission à travers les parois(Q_{tr}) 29
II.6.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re}) 30
III.6.1.3. Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}) 31
III.7. Charges thermiques internes 32
III.7.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées 32
III.7.1.1. Charge thermique due à l'éclairage ($Q_{e.c}$) 32
III.7.1.2. Charge thermique due aux personnes (Q_{pe} 32
III.7.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) 32
III.7.1.4. Charge thermique due aux matériels divers (Q_{md}) 33

III.8. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 33
III.8.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) 33
III.8.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}) 33
III.8.3.Puissance frigorifique de l'évaporateur 34
III.9. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur (Q_{vent}) 34
III.10. Charges thermiques due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$) 35
III.11. Calcul le bilan frigorifique 35
III.11.1. Calcul la charge thermique externes 35
III.11.1.1.Charge thermique par transmission a traversé les parois 35
III.11.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air 38
III.11.1.3. Charge thermique par ouverture de porte 38
III.12. Calcul des charges thermiques internes 41
III.12.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées 41
III.12.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) 41
III.12.1.2.Charge thermique due aux personnes Q_{pe} 42
III .12.1.3 Charge thermique due aux machines roulantes 42
III.12.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 43
III.12.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes 43
III.13.Résultats sont résumés au tableau suivant 44
III.13.1. Exemple de calcul : Congélation 44
III.14. Conclusion 45

Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques
IV.1. Introduction 47
IV.2.Choix du système de production du froid 47
IV.3.Choix du fluide frigorigène 47
IV.3.1.Critères du choix d'un bon fluide frigorigène 48
IV.3.1.1. Critères thermodynamiques 48
IV.3.1.2.Critères de sécurité 48
IV.3.1.3.Critères techniques 48
IV.4.R404 A 49
IV.4.1.Généralités 49
IV.5.Principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique 50
IV.5.1.Température de condensation 50
IV.5.2.Température d'évaporation 50
IV.5.3.Pression de condensation et d'évaporation 51
IV.6.Taux de compression 51
IV.6.1.Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 52
IV.6.2.Machines à compression mécanique mono étagée 52
IV.6.2.1.Principe de fonctionnement 53
IV.6.3.Machine à compression mécanique bi étagée 53
IV.6.3.1.Principe de fonctionnement 53
IV.6.3.2.Machine à compression mécanique bi étagée à injection totale 54
IV.6.3.2.1.Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle 54
IV.7.Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée 55
IV.7.1.Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée 55
IV.7.1.1. Débit massique du fluide frigorigène 55
IV.7.1.2. Débit volumique du fluide frigorigène 56
IV.7.1.3. Puissance théorique consommée par le compresseur 56

IV.7.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 56
IV.7.1.5.Le coefficient de performance (COP) 56
IV.7.1.6.Vérification du bilan frigorifique de l'installation 56
IV.7.1.7. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (SAS) 56
IV.8.Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée 58
IV.8.1.Bilan massique de la BRI 58
IV.8.2.Etage bas pression 59
IV.8.2.1.Débit massique du fluide frigorigène 59
IV.8.2.2.Débit volumique du fluide frigorigène 59
IV.8.2.3.Puissance théorique consommée par le compresseur 59
IV.8.3.Etage haut pression 59
IV.8.3.1. Débit massique du fluide frigorigène 59
IV.8.3.2. Débit volumique du fluide frigorigène 59
IV.8.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur 59
IV.9.Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 59
IV.10. Coefficient de performance (COP) 60
IV.11. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 60
IV.12. Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Chambre de congélation) 60
IV.13. Bilan de l'installation bi étagée 61

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

V.1.Introduction 64
V.2. Compresseur 64
V.2.1. Principe de fonctionnement 64
V.2.2. Dimensionnement du compresseur 64
V.2.2.1. Cylindrée "C" 65
V.2.2.2. Volume balayé (V_b) 65
V.2.2.3. Débit massique réel du fluide 65
V.2.2.4. Puissance réelle du compresseur 66
V.2.2.5. Rendement volumétrique du compresseur 66
V.2.2.6. Puissance frigorifique réelle 66
V.3. Condenseur 67
V.3.1. Condenseur à air (à ailettes) 67
V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé 67
V.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes) 68
V.4. Evaporateur 69
V.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur 69
V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs 70
V.5. Détendeur 70
V.5.1. Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques 71
V.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique 72
V.5.2.1. Exemple de calcule : Congélation 72
V.6. Appareils annexes de l'installation 73
V.6.1. Séparateur d'huile 73
V.6.1.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile 73
V.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile 74
V.6.1.3. Exemple de calcule : Congélation 74
V.7. Réservoir de liquide 75
V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées 75

V.7.2. Exemple de calcule : Tunnel de congélation 75
V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée 76
V.8.1. Exemple de calcule :Chambre 01 76
V.9. Filtre déshydrateur 76
V.10. Voyant liquide 77
V.10.1. Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC 78
V.11. Clapet de retenue 78
V.12. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation 78
V.12.1. Tuyauterie de refoulement 79
V.12.2. Tuyauterie aspiration 79
V.13. Axonométrie de la tuyauterie 80

Chapitre VI : Pannes frigorifiques et régulation
VI.1. Introduction 82
VI.2. Panne du détendeur « trop petit » 82
VI.3.Panne du manque de charge 83
VI.4.Panne de la pré-détente ou Flash-Gas 84
VI.5.Panne de l'évaporateur « trop petit » 86
VI.6.Panne du compresseur « trop petit » 87
VI.7.Panne de l'excès de charge 88
VI.8.Pannes des incondensables 89
VI.9. Panne du condenseur « trop petit » 90
VI.10. Synthèse des pannes frigorifiques 91
VI.11. Régulation 92
VI.12. Type des régulations 93
VI.12.1 Régulation de la basse pression 93
VI.12.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide 93
VI.12.1.1.1. Régulation par tirage au vide automatique 95
VI.13. Choix de système de régulation pour nos chambres 96
Conclusion générale 100
Références bibliographiques 103
Annexes 107

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
	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
$Q_{0prév}$	Puissanceprévisionnelle 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	m^2
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	m^3 /s
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	KW
C	La cylindrée	m^3
d	L'alésage des cylindres	m
l	La course de pistons	m
n	Le nombre de cylindres	/
V_b	Le volume balayé	m^3/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	m^3
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 II : Destination et conception de l'entrepôt frigorifique	
II.1	Description des chambres froides	17
II.2	Données climatiques extérieurs	18
II.3	Conditions intérieures d'entreposage	18
II.4	Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés	18
II.5	Densité d'entreposage	21
II.6	Les flux de chaleur entrants	22
II.7	Les flux de chaleur sortants	22
	Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique	
III.1	Mur extérieur et plafond	27
III.2	Mur intérieur	27
III.3	Porte	27
III.4	Plancher	28
III.5	La charge thermique par transmission à travers les parois du tunnel de congélation	35
III.6	La charge thermique par transmission à travers les parois de (chambre 01)	36
III.7	La charge thermique par transmission à travers les parois de (chambre 02)	37
III.8	La charge thermique par transmission à travers les parois de (chambre 03)	37
III.9	La charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS	37
III.10	Paramètres de renouvellement d'air	38
III.11	La charge thermique par renouvellement d'air	38
III.12	La charge thermique due à l'éclairage	41
III.13	La charge thermique des personnes	42
III.14	La charge thermique due aux denrées entrantes	43
III.15	La somme des apports de chaleur de l'entrepôt	44
III.16	La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	44
	Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques	
IV.1	Caractéristiques de R404A	50
IV.2	Ecart de température ΔT pour le calcul température d'évaporation	51
IV.3	Paramètres de fonctionnement de l'installation	52
IV.4	Evolution du FF R404A dans le circuit frigorifique mono-étagé SAS	57
IV.5	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	58
IV.6	Evolution du FF R404 dans le circuit frigorifique bé-étagé chambre de congélation	61
IV.7	Evolution du FF R404Adans le circuit frigorifique bé-étagé chambre tunnel de congélation	62
IV.8	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée	62
	Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation	
V.1	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	65
V.2	Le dimensionnement des compresseurs de l'installation	66
V.3	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	68
V.4	Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation	70
V.5	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	72

V.6 Caractéristiques du séparateur d'huile pour chaque installation **74**
V.7 Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation **76**
V.8 Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation **76**

Chapitre VI : **Pannes frigorifiques et régulation**
VI.1 Légende de commande du **Pump down** unique améliorée **98**

N° Figure	Description	N° Page
	Chapitre II : Destination et conception de l'entrepôt frigorifique	
II.1	Vue en plan des chambres froides	17
II.2	Disposition des caisses à l'intérieur des chambres	19
II.3	Transpalette	21
	Chapitre III : Calcul du bilan frigorifique	
III.1	Mur extérieur et plafond	27
III.2	Mur intérieur	27
III.3	Porte	27
III.4	Plancher	28
III.5	Transpalette	42
III.6	Chariot élévateur	42
	Chapitre IV : Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques	
IV.1	Machine frigorifique à compression mono étagée	53
IV.2	Principe de la compression bi étagée	53
IV.3	Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale	54
IV.4	Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle	55
IV.5	Diagramme enthalpique : SAS	57
IV.6	Bouteille de refroidissement intermédiaire	58
IV.7	Diagramme enthalpique chambre : Chambre de congélation	60
IV.8	Diagramme enthalpique chambre : Tunnel de congélation	61
	Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation	
V.1	Condenseur à air ventilé	67
V.2	Evaporateur à détente directe	69
V.3	Détendeur thermostatique à égalisation interne	71
V.4	Séparateur d'huile	73
V.5	Réservoir de liquide horizontale	75
V.6	Filtre déshydrateur	77
V.7	Voyant liquide	77
V.8	Axonométrie de l'installation	80
	Chapitre VI : Pannes frigorifiques et régulation	
VI.1	Diagramme de détermination des pannes frigorifiques	92
VI.2	Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide	94
VI.3	Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique	96
VI.4	Schéma de commande du **Pump down** automatique	97
VI.5	Schéma de commande du **Pump down** unique améliorée	97

Introduction générale

Après l'apparition des supermarchés et leur développement rapide, la conservation de la viande est devenue essentielle pour transporter la viande sur de longues distances sans altération de la texture, de la couleur et de la valeur nutritionnelle [1]. Les méthodes traditionnelles de conservation de la viande telles que le séchage, le fumage, le saumurage, la fermentation, la réfrigération et la mise en conserve ont été remplacées par de nouvelles techniques de conservation, telles que les techniques chimiques, bio-conservatrices et non thermiques [2]. Les objectifs des méthodes de conservation sont d'inhiber l'altération microbienne et de minimiser l'oxydation et l'altération enzymatiques. Les méthodes actuelles de conservation de la viande sont, en gros, catégorisables en trois groupes :

- Le contrôle de la température.
- Le contrôle de l'activité de l'eau.
- L'utilisation de conservateurs chimiques ou biologiques [2].

Une combinaison de ces techniques de conservation peut être utilisée pour diminuer le processus d'altération [3].

La viande obtenue principalement à partir d'animaux herbivores, tels que les bovins, les buffles, les chèvres, les moutons, les chameaux, les chevaux, est largement consommée par les populations des pays développés et en voie de développement [4]. La viande, riche en éléments nutritifs, est la source de protéines animales de premier choix pour de nombreuses personnes dans le monde entier [5].

Le principe de la conservation est de créer des conditions défavorables à la croissance des micro-organismes, croissance qui entraîne la détérioration des aliments. La détérioration altère la texture, la saveur et la valeur nutritive de la viande, la rendant ainsi impropre à la consommation humaine. Si des méthodes de conservation appropriées ne sont pas adoptées, la détérioration, l'activité microbienne, les réactions enzymatiques et chimiques ainsi que les changements physiques sont inévitables. Et une fois que la viande est contaminée par des micro-organismes, il est difficile de les éliminer [6].

C'est pourquoi la conservation de la viande est assurée par diverses techniques de conservation telles que la réfrigération, la congélation, la salaison, le fumage, le traitement thermique, la mise en conserve, la déshydratation, l'irradiation, les traitements chimiques et les traitements sous pression [7].

Cette communication a pour but de présenter une vue d'ensemble des différentes méthodes employées pour la conservation de la viande dans le monde.

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation et l'entreposage des produits animaux (viande).

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

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

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.Historique

L'utilisation du froid dans la conservation des denrées alimentaires d'origine animale et, plus particulièrement des viandes, a connu une évolution et une importance sans commune mesure. En effet, dès la découverte de la production mécanique du froid qui remonte en 1750 selon RAYMOND, 1929 cité par LAWRIE 1974 [8], son exploitation ne cesse de progresser, afin d'optimiser son utilisation.

La conservation par le froid, qui comprend la réfrigération et la congélation, joue un rôle primordial dans la préparation et l'entreposage des produits de viande ; pour cette raison, on ne saurait trop insister sur son importance.

I.3. Importance de l'utilisation du froid

I.3.1 Action du froid

I.3.1.1. Sur les microorganismes

Le froid limite le développement des germes présents sur les carcasses après l'abattage. Il empêche la putréfaction profonde par inhibition de la multiplication des germes anaérobies d'altération. Il assure aussi toute la sécurité vis-à-vis des germes pathogènes et ralentit la multiplication des germes d'altération de surface [9].

Les microorganismes sont très sensibles au degré de température. Selon leur température optimum de croissance.

I.3.1.2. Sur la viande

Le froid a pour but d'allonger la durée de conservation de la viande avant transformation ou consommation en l'état. La réfrigération est le mode de conservation le plus courant lorsque la viande ne doit pas être gardée plus de 3 ou 4 semaines.

I.4. Modifications des viandes réfrigérées

La réfrigération entraîne des modifications physiques, microbiologiques et chimiques [10]. Ces modifications sont surtout liées à l'activité de l'eau qui traduit les variations de la teneur en eau du tissu musculaire.

I.4.1 Activité de l'eau

Selon WATERMAN (1977) cité par LEGRAND [20], l'activité de l'eau exprime la teneur en eau disponible dans un aliment et qui est capable de participer aux réactions chimiques et contribuer à la croissance microbienne.

La réfrigération en entraînant une cristallisation de l'eau de constitution diminue l'activité de l'eau et l'évaporation ce qui rend l'eau indisponible pour la croissance microbienne.

I.4.2. Modifications physiques

I.4.2.1. Modification de consistance

Les viandes de bovins sont essentiellement consommées en frais. Compte tenu des différences de prix entre les morceaux nobles destinés à la grillade et ceux destinés à une cuisson longue, la tendreté constitue une préoccupation majeure. Une meilleure maîtrise de la variabilité de la tendreté permettrait de mieux pouvoir répondre à l'attente de l'acheteur qui recherche une garantie de constance de qualité pour un produit considéré [12].

I.4.2.2. Perte de poids

La réfrigération a des effets marqués sur le rendement en viande, car elle ralentit les pertes de poids par évaporation, et sur les qualités de la viande, car elle affecte la cinétique des changements biochimiques dans le muscle [13].

I.4.2.3. Modification de couleur

La couleur de la viande est un aspect très important dans la présentation. Les principales caractéristiques de la viande impliquées dans la couleur sont :

- La qualité du pigment musculaire présent,
- L'état chimique de ce pigment,
- Dans certains cas, la contamination bactérienne de la surface du produit [14].

Les deux derniers paramètres interviennent essentiellement au cours de la conservation de la viande.

D'autres aspects tels que la teneur en gras intramusculaire, le dessèchement ou la présence d'une pellicule d'eau en surface peuvent également modifier l'impression colorée.

I.4.2.4. Modification de goût et d'odeur

Les viandes sont sujettes à la putréfaction qui résulte de la dégradation des protéines musculaires sous l'action des bactéries. Ce phénomène apparaît s'il y a un

défaut lors de la réfrigération et entraîne un changement de goût et d'odeur. On a souvent une odeur dite de relent, qui devient poisseuse avant d'être putride [13].

I.5. Modifications microbiologiques

Les viandes sont souvent contaminées par différents agents de contamination lors de leur préparation. Parmi ces contaminations, les pollutions chimiques inquiètent particulièrement le public, mais les contaminations microbiologiques restent encore aujourd'hui les plus difficiles à maîtriser [15].

Le rôle de la réfrigération est d'empêcher l'apparition de ces modifications en inhibant l'action des germes présents sur les viandes réfrigérées.

I.6. Modifications chimiques

La maturation de la viande est le résultat de l'action de diverses protéases, dont l'intensité est modulée par des inhibiteurs et dépend des conditions de température, de **pH** et de concentration des ions. Les travaux menés dans ce secteur, qui visent à mieux comprendre les mécanismes impliqués dans la maturation, ont permis de mettre en évidence une extrême variabilité individuelle dans le cas du bovin selon OUHAYOUN 1990 [16].

Une bonne réfrigération implique cependant le respect de trois règles fondamentales, encore appelés « Trépied frigorifique de MONVOISIN » : application à un aliment sain, à un stade précoce et de manière continue [17]. D'où l'importance de travailler dans debonnes conditions hygiéniques à l'abattoir.

I.7. Principes d'application du froid

L'utilisation du froid doit répondre à trois principes fondamentaux, appelés encore « Trépied frigorifique de MONVOISIN» [18] :

- Denrée saine.
- Froid précoce.
- Froid continu et constant.

I.7.1. Techniques de réfrigération

I.7.2. Définition

Selon ROSSET (1995)la réfrigération consiste à abaisser la température de la viande à une valeur légèrement supérieure à son point de congélation (- 0,4 °C pour les carcasses). Le domaine de conservation par réfrigération est celui des températures comprises entre l'ambiance et la température de congélation commençante, en principe jusqu'à 0 °C exclusivement (GOUTEFONGEA, 1975).

I.7.3. Techniques de réfrigération des carcasses

Plusieurs systèmes de réfrigération sont utilisés dans les entrepôts frigorifiques pour conserver les denrées alimentaires.

Selon FRENCIA [13], toutes les évolutions actuelles des systèmes de réfrigération reposent sur le principe du tunnel de ressuage rapide suivi par une salle d'équilibrage. Pratiquement toutes les techniques dissocient le ressuage en plusieurs phases où l'on applique des régimes de froid plus précis et plus adaptés à l'état de la carcasse [19].

I.7.3.1. Ressuage

Cette phase est caractérisée par une évacuation massive de calories accompagnée d'une légère évaporation. Elle vise à abaisser rapidement la température superficielle des carcasses, empêchant ainsi la prolifération des germes et réduisant la perte d'eau par évaporation. La température ambiante est de l'ordre de 0°C et les carcasses y sont maintenues entre 4 heures et 6 heures [20].

I.7.3.2. Stockage réfrigéré

Le stockage est réalisé dans les chambres froides de conservation. Dans ces chambres, la température est comprise entre 0°C et +2°C avec une humidité relative de l'ordre de 85 %. La température à cœur des carcasses doit être inférieure ou égale à +7°C en 24 heures. La durée de conservation dans les chambres froides est de 3 à 4 semaines pour les carcasses de bovins [21].

I.8.Etude de l'efficacité de la réfrigération

La réfrigération de la viande est déterminante pour la conservation des qualités organoleptiques et nutritionnelles des viandes.

PIETTREdans son introduction aux « diverses techniques de conservation des denrées », a décrit le fonctionnement des abattoirs industriels et les avantages que leur exploitation comporte en vue d'un rendement optimum. Selon l'auteur le nom « frigorifique » sous lequel on désigne ces établissements signifie bien que l'emploi du froid est le pivot de l'économie de la viande [22].

L'efficacité de la réfrigération des viandes est déterminée par la maîtrise des paramètres que sont :

I.8.1.Température

La température est un des facteurs les plus importants de la réfrigération. En effet, elle conditionne le développement des microorganismes responsables des altérations des viandes pendant la conservation. La température doit être très basse, la

plus constante que possible mais aussi très homogène [22]. A l'état réfrigéré, il existe pour chaque denrée une température de conservation optimale. En ce qui concerne les températures auxquelles, doivent être conservées les viandes lors du stockage réfrigéré, les valeurs proposées par les normes françaises vont de +4°C à +2°C [12].

I.8.2. Humidité relative

L'humidité relative de l'air est indiquée par la valeur du rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air à la masse maximum que ce volume pourrait contenir s'il était saturé à la même température [23].

Ce facteur important de la conservation a malheureusement des effets opposés suivant l'objectif recherché. Une humidité relative élevée limite les pertes de poids mais favorise la croissance des germes superficiels qui demandent une surface humide (putréfaction accélérée) [24].

Donc un compromis doit être trouvé entre les pertes de poids liées à un environnement sec et le développement des microorganismes agents d'altération des viandes. Pour le stockage des carcasses dans les chambres froides, l'humidité relative est généralement fixée entre 85% à 90 %. L'humidité relative a une influence notable sur l'aspect fraîcheur et la couleur de la denrée.

I.8.3. Ventilation (coefficient de brassage)

La maîtrise de la circulation de l'air conditionne l'efficacité de la réfrigération des carcasses de gros bovins [13].

L'air a une double fonction ; assure le brassage et véhicule le froid. De ce fait, il faut concilier un brassage suffisant pour permettre le refroidissement et l'homogénéisation avec une agitation de l'air assez faible pour éviter une perte d'eau trop importante.

Pendant toute la durée du stockage, la circulation de l'air devra maintenir une uniformité raisonnable de l'hygrométrie et de la température [25]. Donc elle doit être adaptée à la production frigorifique à fournir.

I.8.4. Encombrement

Les chambres froides utilisées dans l'industrie de la viande ont pour objectif premier de placer les produits dans des conditions convenables de température et de les maintenir dans une atmosphère où l'humidité relative sera favorable à la fois à la réduction des pertes de poids et à la diminution des altérations d'origines microbiennes.

L'introduction dans une chambre froide contenant déjà de la viande réfrigérée, des quartiers chauds ou insuffisamment refroidis, provoque une condensation sur la viande froide, ce qui entraîne son poissage [26]. Il est donc préférable de n'introduire, dans une chambre froide de conservation et de maturation, que de la viande préalablement ressuée et refroidie à une température aussi voisine que possible de la température de cette chambre froide. Dans le cas où nous sommes amenés à mélanger les carcasses chaudes et les carcasses froides, il est conseil de disperser les carcasses chaudes entre celles froides.

Selon BONNEAU et al[14] la densité du stockage de carcasses accrochées dépend de l'écartement des rails, de la hauteur d'accrochage et de l'espèce. Les dimensions des chambres froides doivent être adaptées aux abattages, pour éviter tout excès par souci de rentabilité. DANIEL (1972), propose 40cm de rail pour un quartier de 160 Kg et 25 cm pour un quartier de 100 Kg. La bonne disposition des carcasses dans la chambre froide permet une bonne aération et facilite la pénétration du froid.

I.8.5.Température à cœur

Une bonne réfrigération doit permettre l'obtention d'une température basse à cœur des denrées réfrigérées. Elle dépend de la température initiale de la denrée, de sa masse, de la température au ressuage, de la température de stockage. Cette température à cœur conditionne la durée de conservation et la sécurité de la denrée [27].

Les températures de conservation à cœur des viandes, fixées par la réglementation française sont :

- $\leq +7°C$ pour les carcasses ou les grosses pièces de viande ;
- $\leq +4°C$ pour les découpes de viande réfrigérées ;
- $\leq +2°C$ pour les viandes hachées réfrigérées ;
- $\leq -18°C$ pour les viandes surgelées [10].

Pendant toute la durée de conservation les températures doivent rester aussi constantes que possible. Quand ces températures sont respectées les carcasses peuvent se conserver jusqu'à trois à quatre semaines tout en satisfaisant aux qualités hygiéniques.

I.9.Contraintes de la réfrigération dans les pays chauds

L'utilisation du froid dans les pays chauds pose des problèmes qui ne sont pas faciles à résoudre. Si le froid présente un intérêt tout spécial pour les pays en question,

par contre les conditions locales en rendent l'application plus difficile que dans les pays tempérés.

Tout d'abord, il est bien clair que la température élevée, jointe souvent à une humidité excessive, régnant dans ces pays, provoquent une altération plus rapide des denrées alimentaires (phénomène accentué si les conditions d'hygiène lors de la préparation laissent à désirer) [28].

I.10. Conservation par le froid

Les principales transformations des denrées par le froid sont :

I.10.1. Pré réfrigération

Tant que les produits restent chauds, ils se dégradent rapidement (viandes), ils perdent de l'eau s'ils ne sont pas emballés et évoluent vers la maturation (fruits) s'ils sont introduits directement dans la chambre froide de stockage, leur température risque de s'abaisser à un rythme très lent.

Pour éviter les évolutions néfaste, il est donc nécessaire de les refroidir aussi vite que possible avant leur entreposage ou leur expédition.

Ce refroidissement initiale, appelé souvent pré réfrigération peut être effectué de divers façons selon la nature de produit et sa destination.

- A l'eau froide dans un tunnel ou une chambre froide avec circulation forcée d'aire (carcasse, fruits).
- A l'eau glacée, par aspersion ou immersion (fruit, volailles).
- Par glaçage.
- Par procédé mixte (à la fois par l'aire froid et à l'eau glacée).

I.10.2. Réfrigération

La réfrigération consiste au maintien artificiel en dessous de la température ambiante à une température optimum pour sa conservation et ce au-dessus de son point de congélation (température supérieure à la température de congélation commerçante ou température cryoscopique). Pratiquement la température minimale en réfrigération est de 0°C.

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, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts (viandes, poissons)en ralentissant les métabolismes biochimiques.

Elle va ralentir considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celle-ci (putréfaction, toxines,…).

Pour les produits morts tels que les viandes et les poissons, la durée pratique de conservation est d'une à quatre semaines à une température de 0°C (température assurant la conservation la plus prolongée en réfrigération) quel que soit le produit. Pour éviter le développement de bactéries pathogènes, la température doit rester inférieure à 4°C.

Pour les fruits et légumes, un compromis doit être observé entre une température basse de conservation (mais supérieure à la température de congélation) et une température assurant l'équilibre des réactions biochimiques qui sont ralenties.

Une température basse augmente la durée de conservation mais le déséquilibre des réactions biochimiques (différence de ralentissement des activés métaboliques) qui sont responsables de la vie peut entraîner des véritables maladies conduisant à la mort des organes : ce sont les maladies du froid.

Les conditions de conservation de ces produits sont données par groupes d'aliments en fonction de leur sensibilité au froid.

I.10.3.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 glaces plus ou moins gros.

Les températures de conservation des denrées congelées sont comprises entre –10 et –30°C et la durée de conservation est fonction de la nature et de la denrée et de sa température de stockage.

En mode 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.

Les parasites tels que les larves de ténia, de mouches et d'acariens sont tués après un certain temps à basse température (2 semaines à –30°C ou 1 mois à –15°C pour les ténias).

I.10.4. Surgélation (congélation rapide)

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 autres 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.10.5. Décongélation

La décongélation est comme la congélation une phase critique pour les denrées congelées.

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

I.11. Entrepôts frigorifiques

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

I.11.1. Entrepôt d'usine

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

I.11.2. Entrepôt de commerce

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

I.11.3. Entrepôt des lieux de production

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

I.11.4. Entrepôt spéciale

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

I.11.5. Entrepôt polyvalent

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

I.11. Conclusion

La conservation des viandes commence par la réfrigération mais doit se poursuivre par la mesure de l'efficacité de ces opérations.

La maîtrise des températures en ateliers et chambres froides, qui garantissent le respect des températures de conservation des produits finis, repose sur l'existence et l'application d'une procédure de contrôle des installations frigorifiques, précisant les modalités de vérification et d'enregistrement des températures.

Chapitre II : Destination et conception de l'entrepôt frigorifique

II.1. Introduction

La conception d'une installation frigorifique de conservation d'un entrepôt frigorifique, revient tout d'abord à effectuer des analyses stratégiques. Ces dernières ne sont que des outils d'aide aux décisions portant sur toute l'installation. Ainsi, nous pourrions être en mesure, de donner toute la description de l'installation avec un meilleur rendement et à moindre coût.

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

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

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

Dans le but de réduire le coût de l'installation et de minimiser les pertes de charges thermiques par transmission à travers les parois, nous adoptons la disposition schématique ci-dessous pour l'ensemble de l'installation.

L'entrepôt frigorifique est situé dans la région de Médéa (figure II.1).

Il est constitué de Quatre (04) chambres froides et SAS :

- Deux chambres froides positives d'une températuredeT = 0°C, qui assurent (la conservation) de la viande.
- Un tunnel de congélation rapide à T= - 40°C.
- Une chambre froide négative d'une température de T = -18°C, qui assure la congélation des viandes.
- SAS (Salle Avant Stockage) :

C'est une salle réservée à la réception, au triage et aux traitements frigorifiques adéquats des denrées alimentaires (la viande).

Les traitements frigorifiques prolongent la durée de conservation des denrées. Cependant, dans un souci d'une qualité encore meilleure, d'autres opérations s'inscrivent dans le circuit de traitements des produits comme ***le lavage, le découpage, le conditionnement.*** Elles ont aussi pour objectif de limiter la dénaturation des produits pour leur assurer une qualité acceptable pour les transformations ultérieures auxquels ils seront destinés.

Dans le but de respecter la chaîne du froid, la température de la SAS doit être calculée à la fin de ce chapitre.

Tableau (II.1) : Description des chambres froides					
Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°C)	Rôle
01	18	14.5	6	0	Réfrigération
02	14.5	9	6	0	Réfrigération
03	36	18	6	-18	Congélation
Tunnel	14.5	9	4	-40	Congélation rapide
SAS	18	7	6	6.87	Réfrigération

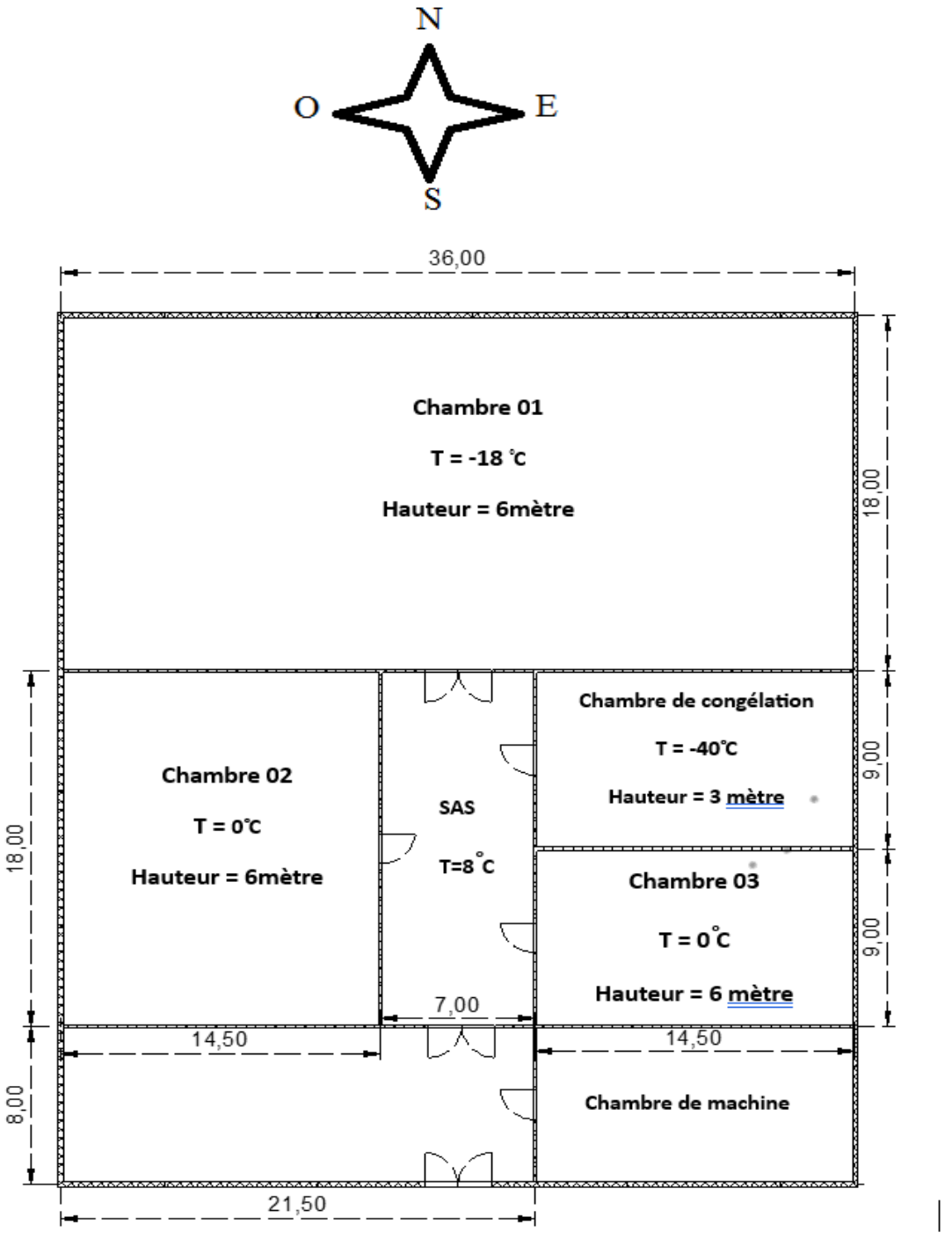


Figure (II.1) : Vue en plan de l'entrepôt frigorifique

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 caractérisée en période Estivale par :

Tableau (II.2) : Données climatiques extérieurs [29]		
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 [30]			
Chambre	**Température (°C)**	**Humidité relative (%)**	**Vitesse de l'air (m/s)**
01	0	90	1.5
02	0	90	1.5
03	-18	90	2.5
Tunnel	-40	90	2.5
SAS		70	1

II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer

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

Tableau (II.4) : Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés [31]				
Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. °k)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Viande de bœuf	-1.5	3.18	1.76	251

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 l'entrepôt frigorifique.

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 :

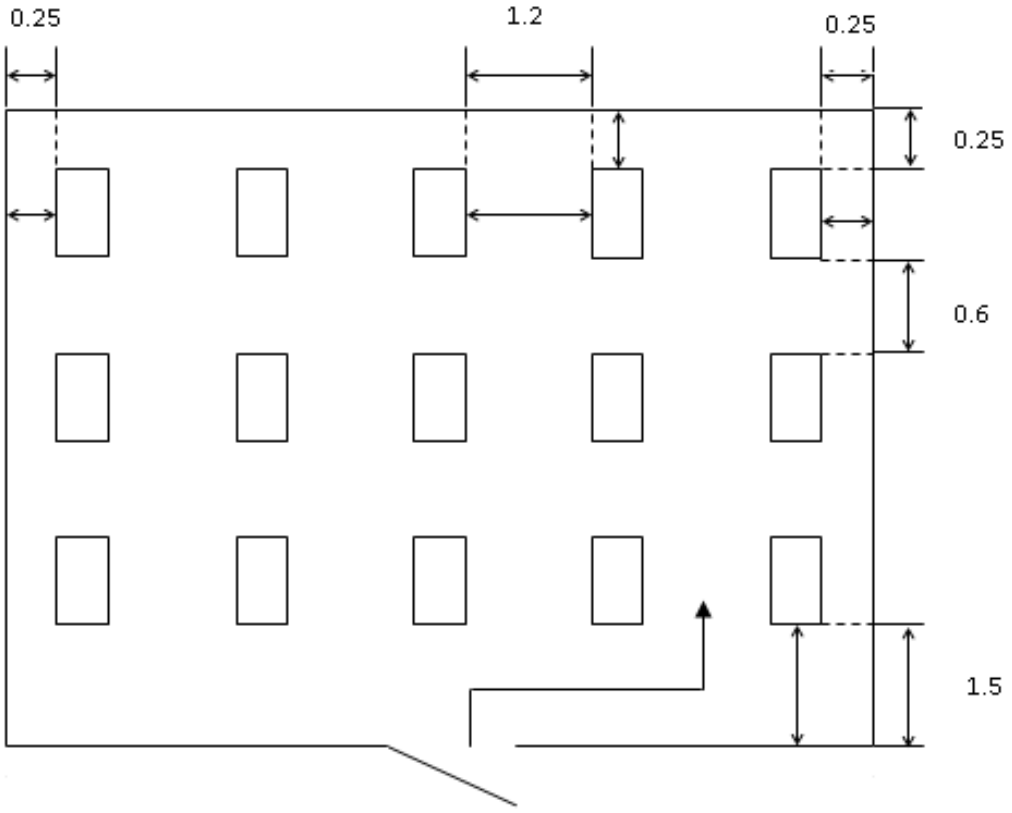


Figure (II.2) : Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

II.4.2. Calcul le nombre de caisses

Comme exemple de calcul, on choisit la chambre01 de congélation viande.

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (6×6×6) m^3

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

$$0.45 \times n_1 + 1.2\ (n_1\text{-}1) + 2 \times 0.25 = 36\ m \quad \text{(II.1)}$$

$n_1 = 22$ caisses.

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

$$0.8 \times n_2 + 0.6\ (n_2\text{-}1) + 1.5 \times 0.25 = 18\ m \quad \text{(II.2)}$$

$n_2 = 13$caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur $n_3 = 27$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 22 \times 13 \times 27$

$N_t = 7722$ caisses.

II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage

La masse d'une caisse de poisson varie entre 30 et 20kg donc on prend la masse moyenne.

- La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 25$ kg
- La densité d'entreposage est :

$M_t = N_t \times m_c$

$M_t = 7722 \times 25 = 193050$kg

$M_t = 193050$kg.

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

$M_j = M_t \times 10\% = 19305$Kg/Jour = 19.305 tonne/jour.

$M_j = 19.305$t/j.

Le débit massique d'entreposage :

$Q_j = M_j / 24 = 19305 / 24 = 804.37$ kg/h.

$Q_j = 804.37$ kg/h.

II.4.4. Les rails (Deuxième mode de stockage) :

Le cas du tunnel de congélation :

- Dimension 14.5 x 9x 3 mètre.
- Distance entre mur et rail = 0,5 m.
- Distance entre les rails = 1.2 m.

- Distance entre support = 0.9 m.

0.5 x 2 + 1.2 x (N1-1) = 9 m =>7 rails.

0.5 x 2 + 0.9 x (N2-1) = 14.5 m =>16 [crochets].

Le nombre total de support Ns = 7 x 16 = 112.

Chaque support contient deux crochets Nc= 112 x 2 = 224 [crochets].

La masse d'une carcasse d'un bœuf peut varier de 400 à 740kg pour notre calcul on prend 570kg.

Mt=570x 224 = 127680kg

$M_j = M_t \times 10\% = 12768kg/jour = 12.768tonne/jour$

Qj=12768/24 =532 kg/h.

- **Transpalettes :**

Un transpalette (ou tire-palette) est un chariot hydraulique, manuel ou électrique servant au déplacement de palettes de manutention. Il se caractérise par deux bras de fourche pouvant s'élever de quelques centimètres du sol, permettant ainsi à l'opérateur de décoller et de déplacer les palettes sans grands efforts. On retrouve les transpalettes dans les centres de distribution, entrepôts, commerces au détail, camions, etc. Le transpalette se décline sous différentes formes (différentes longueurs de fourche, transpalette peseur, transpalette manuel, transpalette haute levée, etc). Les usages des transpalettes manuels sont multiples

		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.5) : Densité d'entreposage

Chambre	N_t caisses	M_t kg	M_j kg/j	M_j Tonne/j	Q_j kg/h
Tunnel	Nombre de Rails :7	127680	12768	12.768	532
01	7722	193050	19305	19.305	804.37
02	2970	74250	7425	7.425	309.375
03	1458	36450	3645	3.645	151.875
SAS	1485	37125	3712.5	3.7125	154.6875

II.5. Vérification de la température du SAS

$$\sum_{i=1}^{n} Qentrant = \sum_{i=1}^{n} Qsortant \quad \text{.....(II.3)}$$

$$\sum \boldsymbol{K_e} \times \boldsymbol{S_e}(\boldsymbol{T_e} - \boldsymbol{T_X}) = \sum \boldsymbol{K_i} \times \boldsymbol{S_i}(\boldsymbol{T_X} - \boldsymbol{T_i}) \quad \textbf{(II.4)}$$

- 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.

—		S	K	ΔT
Tunnel de congélation	Mur intérieur	51	2,379	Tx+40
	Porte	3	1,44	Tx+40
Chambre1	Mur intérieur	36	2,379	Tx+18
	Porte	6	1,44	Tx+18
Chambre2	Mur intérieur	105	2,379	Tx - 0
	Porte	3	1,44	Tx–0
Chambre3	Mur intérieur	51	2,379	Tx - 0
	Porte	3	1,44	Tx–0

Tableau (II.6) Les flux de chaleur entrants

Σ Q sortants =121,329× (Tx+40) +4,32× (Tx+40) +85,644×(Tx+18) +8,64×(Tx+18) +249,795× (Tx - 0) +4,32× (Tx - 0) +121,329× (Tx - 0) +4,32× (Tx - 0)=6723,072+599,697Tx

	S	K	ΔT
Mur intérieur(S)	36	2,379	25-Tx
plafond	126	2.081	37-Tx
Plancher	126	1.213	15-Tx
Porte de garage	6	1,44	25-Tx

Tableau (II.7) Les flux de chaleur sortants

ΣQentrant = 85,644× (25-Tx) +8,64× (25-Tx) + 262.206×(37-Tx) + 152.838×(15-Tx) =14351,292-509,328Tx

6723,072+599,697Tx =14351,292-509,328Tx

T_x=7628,22/1109,025

T_x= 6,87°C

Remarque : Dans le bus de respecter la chaîne du froid, la température de la **SAS** doit être maintenue à(7°C), et nécessite une installation frigorifique.

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, a fin 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).

Il existe différentes façons d'obtenir du froid. Le principe réside en un transfert de calories. Mais les deux systèmes les plus répandus sont :

- Les systèmes à compression.
- Les systèmes à absorption.

La solution industriellement reconnue consiste à utiliser les systèmes à compression. En effet le passage de l'état liquide à gazeux consomme des calories (ou produit des frigories) et les fluides frigorifiques ont des propriétés thermodynamiques qui nous permettent de créer un cycle de condensation / détente (Cycle de Carnot).

III.2. Transfert de chaleur [32]

De façon générale, le transfert thermique résulte d'une différence de température entre deux corps. En effet, la chaleur se propage spontanément du corps le plus chaud vers celui le plus froid jusqu'à ce que leur température soit égale. Physiquement c'est un flux de chaleur qui se propage par transfert d'énergie thermique de molécule à molécule voisine. Le flux de chaleur est apparenté à un débit, il s'exprime en Watt (ou joules/s).

III.2.1. Modes de transfert de chaleur

Il existe trois processus de transfert thermique :

- La conduction.
- La convection.
- Le rayonnement.

III.2.1.1. 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. 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. 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

Les isolants thermiques sont des matériaux résistants au passage de l'énergie. Ils sont utilisés dans la construction des chambres froides pour créer une barrière qui empêche la transmission de l'énergie et qui maintient ainsi l'intérieur de la chambre à une température adaptée. D'un point de vue économique, elle constitue la meilleure solution pour économiser de l'énergie. Le choix du matériau à utiliser est donc essentiel lors de la construction d'une chambre froide.

III.3.1. Choix de l'isolant

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants:

- Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [$\lambda = 0.043$ (w/m°c)].
- Le Polyuréthane (PUR) [$\lambda = 0.024$ (w/m °c)].

III.3.2. 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 [33]

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 chois iles 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 (1.5 × 2) m^2 et (3 × 2) m^2 pour la porte du SAS.

III.4.1. Panneaux sandwich

L'utilisation de ces panneaux représente un grand progrès dans le secteur de la construction et de l'isolation, car ce produit allie plusieurs avantages, parmi lesquels nous pouvons distinguer :

- **La modularité :** ces panneaux sont faciles à transporter et à assembler.
- **Ils offrent une âme à épaisseurs multiples et un revêtement en tôle métallique.** Leurs caractéristiques dépendent de l'utilisation des panneaux.
- **Excellentes propriétés mécaniques.**
- **Magnifique barrière de vapeur.**
- **Haute résistance au passage de la chaleur.**
- **Finitions hygiéniques et sanitaires.** Ils sont faciles à nettoyer et ils résistent aux attaques des micro-organismes.
- **Leur coût est modéré.**

III.4.2. 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/m⁰K)	Ri (m².K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	0.005	0.023	0.21
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

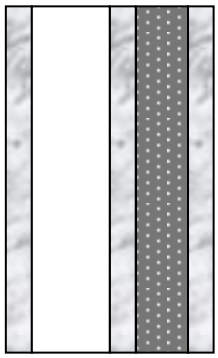
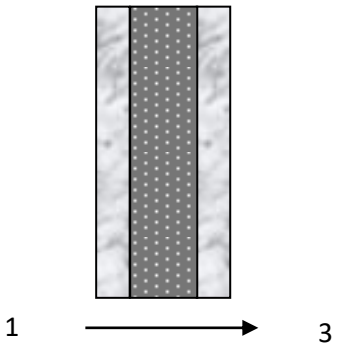


Figure (III.1) : Mur extérieur et plafond

III.4.3. Mur intérieur

Tableau (III.2) : Mur intérieur				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m.K)	Ri (m².K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

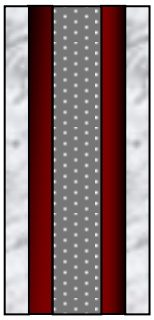


Figure(III.2) : Mur intérieur

III.4.4. Porte

Tableau (III.3) : Porte				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m⁰K)	Ri (m².K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133

03	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

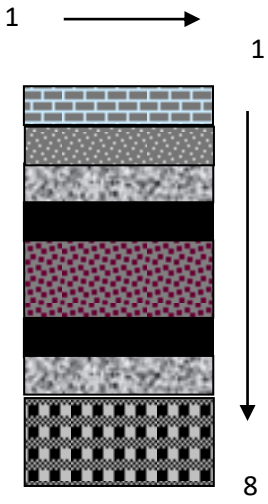


Figure(III.3) : Porte

III.4.5. Plancher

Tableau (III.4) : Plancher

N°	Matériaux	E (m)	λ (W/m⁰K)	R_i (m^2.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	0.02	0.043	0.465
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 [31]

Afin d'assurer une conservation meilleure des denrées périssables, il est indispensable de bien dimensionner les composants de l'installation frigorifique. Mais ce dimensionnement dépend de plusieurs facteurs à savoir :

- La température exacte souhaitée par les différentes chambres froides servies par l'installation.
- Les modalités et contraintes de réalisation de l'installation.
- Le concept d'installation
- Les charges thermiques des différentes chambres froides.

Dans ce volet nous nous intéressons aux charges thermiques correspondant à la production frigorifique nécessaire pour en assurer la compensation.

Ces charges thermiques se subdivisent en deux catégories : les charges thermiques externes **(Apports externes)** et les charges thermiques internes **(Apports 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 :

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

.....(III.1)

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

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

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

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

Avec :

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

……(III.2)

Avec :

$\frac{1}{hi}$: Résistance thermique superficielle interne en ($\mathbf{m^2\,k\,/w}$), 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.^{o}k).**

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

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

$$\boldsymbol{Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta T')}$$

……(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 :

$$\boldsymbol{Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h}$$

……(III.4)

Avec :

$\mathbf{m_{a.e}}$: 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)**.

$\Delta \boldsymbol{h} = \boldsymbol{h}_{a.e} -$

$\boldsymbol{h}_{a.a}$ .....(III.5)

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

Par ailleurs, on a

Avec :

$\boldsymbol{m}_{a.e} =$

$\frac{V_{a.e} \times \rho_{a.a}}{86400}$ .....(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).**

$\rho_{a.a} =$

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

ρ_o: masse volumique de l'air égale à1, 293 **(Kg/m^3).**

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

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

$\boldsymbol{V}_{a.e} = \boldsymbol{V}_{c.f} \times \boldsymbol{n}$ .....(III.8)

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

Avec :

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

$\boldsymbol{n} = \frac{70}{\sqrt{V_{c.f}}}$ .....(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 :

$$Q_{op} = \left[8 + (0.067 \times \Delta T_p)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) \times C_{r.a} \quad \text{...(III.10)}$$

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/m^3)**

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

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

$\rho_{a.e}$:Masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre 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 :

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

f_j:Flux journalier des marchandises en tonne par jour (**t/jour**).

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

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

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

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

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

d_e:Densité d'entreposage en **(kg/m³).**

η_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 :

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

n : nombre de luminaires.

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

τ:Durée de fonctionnement des luminaires **(générale 8 h/d)**

24: nombre heures dans une journée.

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

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

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

Avec :

i : ne 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 Puissances frigorifique de l'évaporateur

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

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

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

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 :

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

(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 16heures par jour dans les autres cas, pour les installations industrielles la durée de fonctionnement va 18 à 20 heures la détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

$$\boldsymbol{P_{prev} = Q_{0,int} \times}$$

1. 2 (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 :

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

Avec :

n: Nombre de moteur de ventilateurs.

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

$\boldsymbol{\tau_{evap}}$: Durée de fonctionnement des frigorifique en **(h/d).**

$\boldsymbol{\tau_{inst}}$: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 .11.Calcul bilan frigorifique :

III.11.1. Calcul les charges thermiques externes

III.11.1.1. La charge thermique par transmission à travers les parois

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

- **Tunnel de congélation :**

Paroi	Coefficient k ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température (°c)	Qtr (W)
N	2,379	58	-18	-40	22	3035.604
E	2,081	36	37	-40	77	5768.532
S	2,379	58	0	-40	40	5519.28
O	2,379	33	6,87	-40	46,87	3679,623
porte	1,44	3	6,87	-40	46,87	202,478
plafond	2,081	130.5	37	-40	77	20910.928
Plancher	4.081	130.5	37	-40	77	41007.928

Q_{tr}= 80124,373w

Tableau (III.5) : Charge thermique par transmission à travers les parois du Tunnel de congélation

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

- **Paroi (N) :**

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

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.379\ w/m^2.k.$$

- **Paroi (E) :**

$$K = \frac{1}{0{,}03+3\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0{,}005}{0.023}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.06} = 2.081\ w/m^2.k.$$

- **Paroi (S) :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.379\ w/m^2.k.$$

- **Paroi (O) :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.379\ W/m^2.k.$$

- **Plafond :**

$$K = \frac{1}{0{,}03 + 3\left(\frac{0.005}{45}\right) + \left(\frac{0{,}005}{0.023}\right) + \left(\frac{0.0045}{0.024}\right) + 0.06} = 2.081 W/m^2.k$$

- **Sol(Tunnel+CH1) :**

$$K = \frac{1}{0{,}03 + \left(\frac{0.03}{1.05}\right) + \left(\frac{0.02}{0.87}\right) + \left(\frac{0.12}{1.16}\right) + 0.06} = 4.081 W/m^2.K$$

- **Porte :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+2\left(\frac{0.02}{0.15}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 1.440\ W/m^2.k.$$

➢ **Chambre № 1 :**

Paroi	Coefficient k ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différence de température(°C)	Qtr (W)
N	2,081	216	37	-18	55	24722.28
E	2,081	108	37	-18	55	12361.14
S(T)	2,379	87	-40	-18	22	4553.406
S(SAS)	2,379	36	6,87	-18	24,87	2129,966
S(CH2)	2,379	87	0	-18	18	3725.514
O	2,081	108	37	-18	55	12361.14
porte	1,44	6	6,87	-18	24,87	214,876
plafond	2,081	648	37	-18	55	74166.84
Plancher	4.081	648	37	-18	55	145446.84

Qtr =279682,002w

Tableau (III.6): Charge thermique par transmission à travers les parois (chambre 01)

- **ChambreN°2 :Sol (CH2+CH3+SAS):**

$$K = \frac{1}{0{,}03 + \left(\frac{0.03}{1.05}\right) + \left(\frac{0.02}{0.87}\right) + \left(\frac{0.12}{1.16}\right) + 2\left(\frac{0.002}{0{,}23}\right) + \left(\frac{0.02}{0{,}043}\right) + \left(\frac{0.01}{0{,}58}\right) + \left(\frac{0.3}{2{,}1}\right)} = 1{,}213 \text{W/m}^2.\text{K}$$

Paroi	coefficient ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T externe (°c)	T interne (°c)	différence de température (°C)	Qtr (W)
N	2,379	87	-18	0	18	3725,514
E	2,379	105	6,87	0	6,87	1716,091
S	2,379	87	25	0	25	5174,325
O	2,081	108	37	0	37	8315,676
porte	1,44	3	6,87	0	6,87	29,678
plafond	2,081	261	37	0	37	20096.217
Plancher	1.213	261	15	0	15	4748,895

Qtr = 43806,396w

Tableau (III.7): Charge thermique par transmission à travers les parois (chambre 02)

- **ChambreN° 3 :**

Paroi	coefficient k ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température (°c)	Qtr W
N	2,379	87	-40	0	40	8278,92
E	2,081	54	37	0	37	4157.838
S	2,379	87	25	0	25	5174,325
O	2,379	51	6,87	0	6,87	833,530
porte	1,44	3	6,87	0	6,87	29,678
plafond	2,081	130.5	37	0	37	10048.108
Plancher	1.213	130.5	15	0	15	2374,447

Qtr = 30896,846w

Tableau (III.8): Charge thermique par transmission à travers les parois (chambre 03).

- **SAS :**

Paroi	Coefficient k ($W/m^2.K$)	Surface (m^2)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	Différence de température (°C)	Q_{tr} (W)
N	2,379	36	-18	6,87	24,87	2129,966
E(T)	2,379	51	-40	6,87	46,87	5686,690
E(CH3)	2,379	51	0	6,87	6,87	833,530
S	2,379	36	25	6,87	18,13	1552,725
O	2,379	105	0	6,87	6,87	1716,091
plafond	2,081	126	37	6,87	30,13	7900,266

Plancher	1.213	126	15	6,87	8,13	1242,572
Porte(CH1)	1,44	6	-18	6,87	24,87	214,876
Porte(T)	1,44	3	-40	6,87	46,87	202,478
Porte(CH+)	1,44	6	0	6,87	6,87	59,356
Porte(G)	1,44	6	25	6,87	18,13	156,643

Qtr = 21695,193 w

Tableau (III.9): Charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS

III.11.1.2. 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)
Tunnel de congélation	522	3,063	1597,32	1,514	0,0279
1	3888	1,122	4362,336	1,384	0,0698
2	1566	1,768	2768,688	1,293	0,0414
3	783	2,501	1958,283	1,293	0,0293
SAS	756	2,545	1924,020	1,261	0,0280

Tableau (III.10) : 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)
Tunnel	0,0279	-40	65,2	105,2	2,93508	2935,08
1	0,0698	-16	65,2	81,2	5,66776	5667,76
2	0,0414	8,5	65,2	56,7	2,34738	2347,38
3	0,0293	8,5	65,2	56,7	1,66131	1661,31
SAS	0,0280	17,7	65,2	47,5	1,330	1330

Tableau (III.11) : La charge thermique par renouvellement d'air

III.11.1.3. Charge thermique par ouverture de porte

On a:

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

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

- **Tunnel de congélation :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 6,87 - (-40) = 46,87^{o}c$.
- $\rho_{aa} = 1,514\ kg/m^3$.
- $\rho_{ae} = 1,261\ kg/m^3$.
- $L_p = 1.5\ m$.

- h_p= 2 m.
- h_{ae}=17,7kJ /kg
- h_{aa}= -40kJ /kg.
- $C_{r.a}$ = 0.25.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj = 12.768*25%d_t =15 min /t.

Fj=3,192

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{3,192*15}{24}$ = 1,995 min /h.

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.261}{1.514})} \times (17,7 + 40)$

A=33,357

Q_{op}= [8+ (0.067×46,87)]×1,995×1,514×1,5×2×33,357 × 0.25

Q_{op}=841,808w.

➢ **Chambre № 1 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =6,87– (-18) =24,87°c.
- ρ_{ae} = 1.261kg/m^3.
- ρ_{aa} = 1.384kg/m^3.
- L_p =3 m.
- hp= 2 m.
- h_{ae}=17,7kj/kg.
- h_{aa}= -16kj /kg
- $C_{r.a}$ = 0.25.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj = 19,305*25%=4,826t/j d_t =15 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{4,826*15}{24}$ = 3,016min /h

Donc:

$A=\sqrt{2\times(1-\frac{1,261}{1.384})}\times(17,7+16)$

$A=14,207$

$Q_{op}=[8+(0.067\times24,87)]\times3,016\times1.384\times3\times2\times14,207\times0.25$

$Q_{op}=859,846w$

- **Chambre№2 :**

- $\Delta t_p=(t_e-t_i)=6,87-0=6,87^oc.$
- $\rho_{aa}=1.293\ kg/m^3.$
- $L_p=1.5\ m.$
- $h_p=2\ m.$
- $\rho_{ae}=1.261kg/m^3.$
- $h_{ae}=17.7KJ/kg$
- $h_{aa}=8,5\ KJ/kg.$
- $C_{r.a}=0,25.$

- **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

$f_j=7,425*25\%=1,856\ t/j$ $d_t=15\ min/t.$

Alors :

$\tau_p=\frac{fj*dt}{24}=\frac{1,856*15}{24}=1,16min/h.$

Donc:

$A=\sqrt{2\times(1-\frac{1.261}{1.293})}\times(17,7-8,5)$

$A=2,046$

$Q_{op}=[8+(0.067\times6,87)]\times1,16\times1,293\times1,5\times2\times2,046\times0,25$

$Q_{op}=19,471\ w.$

- **Chambre№3 :**

- $\Delta t_p=(t_e-t_i)=6,87-0=6,87^oc.$
- $\rho_{aa}=1.293\ kg/m^3.$
- $L_p=1,5\ m.$
- $h_p=2\ m.$
- $\rho_{ae}=1.261kg/m^3.$
- $h_{ae}=17.7kj/kg$
- $h_{aa}=8,5\ kj/kg.$

- $C_{r.a} = 0{,}25$.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj =3,645*25%=0,911 t /j d_t =15 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.911*15}{24}$ =0,569 min /h.

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.261}{1.293})} \times (17{,}7 - 8{,}5)$

A=2,046

Q_{op}= [8+ (0.067×6,87)]×0.569×1.293×1.5×2×2,046 × 0,25

Q_{op} = 9,551 W.

➢ **SAS :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =25 –6,87= 18,13°c.
- $\rho_{aa} = 1.261 kg/m^3$.
- L_p =3 m.
- h_p= 2 m.
- ρ_{ae}= 1.184 kg /m^3.
- h_{ae}=39,1 kJ/kg
- h_{aa}=17.7 kJ /kg.
- $C_{r.a} = 0.25$.

➢ **Calculτ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

F_j = 3.7125*25%=0.928 t /j d_t =15 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.928*15}{24}$ = 0.58 min /h.

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.184}{1.261})} \times (39{,}1 - 17{,}7)$

A = 7,478

Q_{op}= [8+ (0.067×18,13)]×0.58×1.261×3×2×7,478 × 0.25

Q_{op} = 75,596 w.

III.12.Calculles charges thermiques internes

III.12.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées :

III.12.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec})

Chambre	Puissance surfacique (w/m^2)	Surface de Sol (m^2)	Q_{ec}(w)
Tunnel	6	130,5	783
1	6	648	3888
2	6	261	1566
3	6	130,5	783
Sas	6	126	756

Tableau (III.12) : Charge thermique de l'éclairage

III .12.1.2 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/j)	Q_{pe} (W)
Tunnel	10	510	8	1700
1	10	378	8	1260
2	10	270	8	900
3	10	270	8	900
Sas	10	228,78	8	762,6

Tableau (III.13) : Charge thermique des personnes

III .12.1.3 Charge thermique due aux machines roulants :

$Q_{mr}=\frac{i\times qp\times \tau}{24}$w.

Transpalette:

Capacité de fonctionnement du moteur =0,75 kw=750w,τ=8 h/j,capacité du moteur de levage =0.8kw= 800w

$Q_{pe}=\frac{3\times 1550\times 8}{24}=1549.998$ w

		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.5) : Transpalette

Chariotélévateur: Les **chariots élévateurs à contrepoids** sont appelés ainsi en raison du lourd contrepoids métallique fixé au châssis. Ils transportent le chargement en porte-à-faux, c'est-à-dire en décalage par rapport à leur point d'appui.

Puissance de fonctionnement du moteur P=8200w τ=8 h/j

$Q_{mr}=\frac{1\times8200\times8}{24}$=733.333w



Figure (II.6) : Chariot élévateur

Scie électrique:

La scie sabre permet de travailler sur différents matériaux,tels que le viande ,le bois,le pvc ,etc

Puissance de fonctionnement du moteur P =2200w τ=8 h/j

$Q_{md}=\frac{2\times2200\times8}{24}$=1466.666w

III.12.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III .12.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

$C_{(viande)}$= 3,225 KJ/Kg.K, $C_{(congélation\ viande)}$ = 1,695 KJ/Kg.K

On a: $Q_{de}=\frac{m\times c\times\Delta T}{86400}=\frac{m\times c\times (T1-T2)}{86400}$ W.

Chambre	Masse dedenrées introduites chaque jour (Kg/j).	T Externe °C	T Interne °C	ΔT °C	Capacité thermique massique en (KJ/Kg.K)	Q_{de} (KW)	Q_{de} (W)
Tunnel	12768	6,87	-40	46,87	3,225	31,43761	31437,61
1	19305	6,87	-18	24,87	3,225	55,86512	55865,12
2	7425	6,87	0	6,87	3,225	1,90105	1901,05
3	3645	6,87	0	6,87	3,225	0,93324	933,24
SAS	-	-	-	-	-	-	-

Tableau (III.14) : Charge thermique due aux denrées entrantes

III.13. Résultats sont résumés au tableau suivant

Tableau (III.15) : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt					
Chambre	Tunnel	1	2	3	SAS
Q_{tr}(W)	80124.373	279682.002	43806.396	30896.846	21695.193
Q_{re}(W)	2935.08	5667.76	2347.38	1661.31	1330
Q_{op}(W)	841.808	859.846	19.471	9.551	75.596
Q_{ec}(W)	783	3888	1566	783	756
Q_{pe}(W)	1700	1260	900	900	762.6
Q_{mr}(W)	733.333	0	0	0	0
Q_{md}(W)	0	1549.998	1549.998	1549.998	3016.664
Q_{resp}(W)	0	0	0	0	0
Q_{de}(W)	31437.61	55865.12	1901.05	933.24	0
Q_{int}(W)	118555.204	348772.726	52090.295	36733.945	27636.053
$Q_{0,int}$(W)	158073.605	465030.301	69453.726	48978.593	36848.07
$Q_{prév}$ (KW)	189.688	558.036	83.344	58.774	44.217

III.13.1 Exemple de calcul : Tunnel de 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**.

$Q_{vent} = 3\times 8.7 \times 18 / 18 = 26.1$ KW.

$Q_{dég} = 3\times93\times1.33 /18 = 20.615$KW

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 158.073 + 26.1 + 20.615 = 204.788$ KW pour le Tunnel de congélation.

Les résultats des autres chambres au tableau suivant :

Tableau (III.16) : La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)								
Chambre	$Q_{prévi}$ (kW)	Type d'évaporateur	Puissance des résistances n × P (kW)	Puissance des ventilateurs n × P (kW)	Q_{0int} (kW)	Q_{vent} (kW)	$Q_{dég}$ (kW)	Q_{0eff} (kW)
Tunnel de congélation	189.688	(2)NKT3x1D D3 S	3×93	3×8.7	158.073	26.1	20.615	204.788
SAS	42.564	NKT 4x5YA2L	0	4×2.16	35.470	8.64	0	44.11
01	556.383	(4)NKT 3x1D D3 S	3×93	3×8.7	463.652	26.1	20.615	510.367
02	81.691	NKT 2x8D C1R	0	2×3.7	68.075	7.4	0	75.475
03	57.12	NKT 2x6D B2R	0	2×2.9	47.600	5.8	0	53.4

III.14.Conclusion

L'apport de chaleur du aux moteurs des ventilateurs n'est pas insignifiant lorsqu'ils consomment davantage de l'énergie électrique. Il croît avec le nombre des moteurs de ventilateurs.

Comme les évaporateurs des chambres froides positives ne sont pas équipés par des résistances de dégivrage, d'où l'annulation de la charge thermique due aux résistances de dégivrage de chambre 02 et 03.

Les charges thermiques due aux résistances de dégivrage est généralement considérable pour les chambres froides de congélation car les évaporateurs sont équipés par des résistances électriques afin d'assurer le dégivrage de ceux-ci. Il dépend surtout de la puissance de la résistance et de la durée journalière de dégivrage.

Les puissances frigorifiques effectives sont les puissances de référence au choix des évaporateurs.

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.Critèresdu 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 [34]	
	R404A
Nom chimique / Composition	R125 – R143a – 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 plus de 2% de masse de magnésium devaient être évités.
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type POE.
Phrases R	Non classé comme préparation dangereuse.
Phrases S	Non classé comme préparation dangereuse
ODP [kg R11-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 de l'environnement par l'administration

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 **[35]**

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 [$\Delta T_{éch} = 5$ °c, $\Delta T_p = 7$°c] :

- $T_c = T_e + \Delta T_{éch} + \Delta T_p$

- $T_c = 37 + 5 + 7 = 49$ °c

La température d'évaporation [φ= 90%, ΔT = 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]
- $P_c = 22.44$ [bar]

Calcul le taux de compression :

- $\tau_{comp} = Pc/Pev = 22.44 / 2.57 = 8.73$

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

Calcul de la pression intermédiaire Pi :

- $Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (2.57 \times 22.44)^{1/2} = 7.59$ [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)
Tunnel de Congélation	-46	49	0.99	22,44	22.66	Bi-étagée	4.71
Chambre 01	-24	49	2.57	22,44	8.73	Bi-étagée	7.59
Chambre 02	-6	49	4.94	22,44	4.54	Mono-étagée	_
Chambre 03	-6	49	4.94	22,44	4.54	Mono-étagée	_
SAS	0.87	49	6.17	22,44	3.36	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:

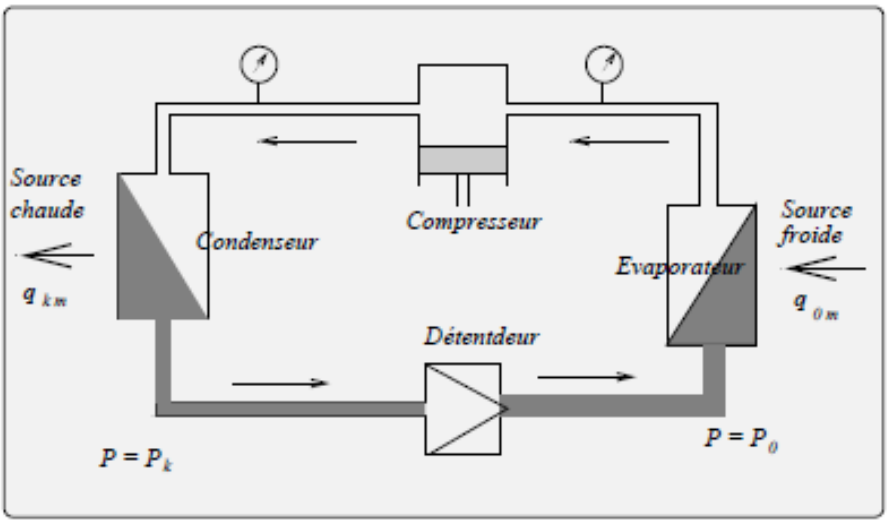


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

IV.6.2.1. Principe de fonctionnement

Le cycle frigorifique est compose des transformations suivantes :

- Une compression polytropique (adiabatique pour le cycle théorique),
- Une condensation isobare,
- Une détente isenthalpique,
- Une vaporisation isobare.

IV.6.3. Machine à compression mécanique bi étagée

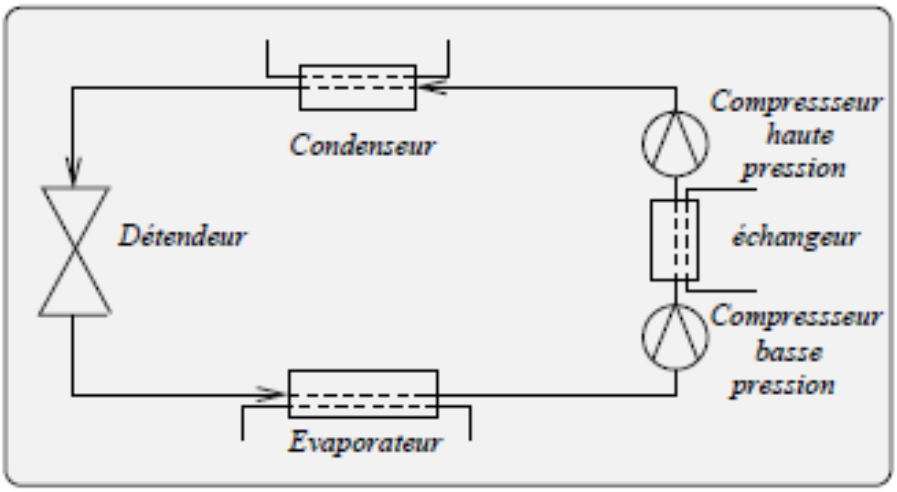


Figure (IV.2) : Principe de la compression bi étagée

IV.6.3.1. Principe de fonctionnement

- La vapeur surchauffée est compressée dans le compresseur (basse pression).
- La vapeur est refroidie à pression constante.
- La vapeur surchauffée est compressée dans le compresseur (haute pression).

- Le cycle se poursuit normalement ...

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.

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

Si l'on souhaite utiliser la production de froid, générée lors de l'évaporation a l'étage intermédiaire B_3B_2, il faut modifier la configuration du circuit et procéder a une injection totale du fluide dans la bouteille intermédiaire. Dans ce type de fonctionnement la totalité du liquide est détendue dans la bouteille.

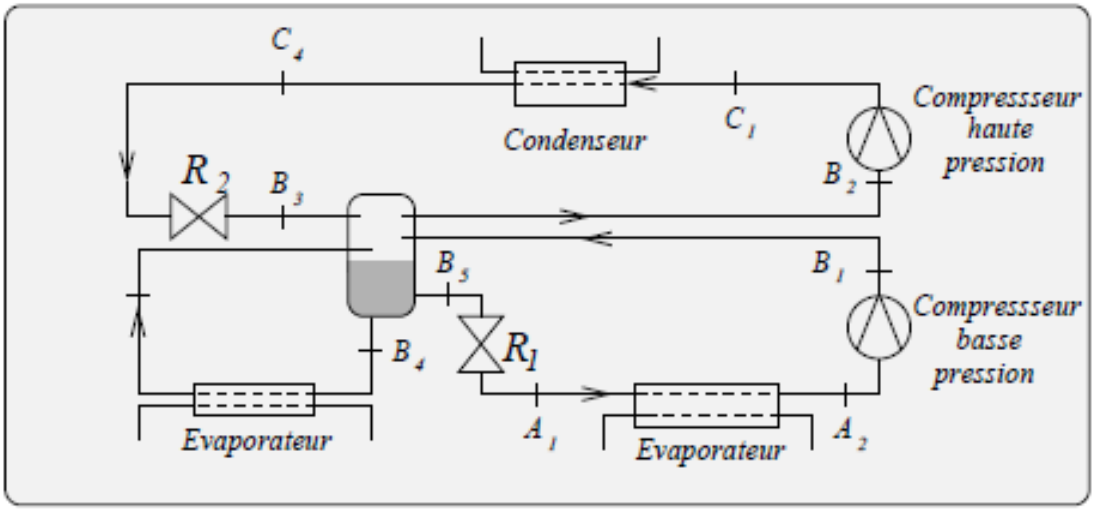


Figure (IV.3) : Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale

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

Au cours d'une détente isenthalpique allant jusqu'_a la vaporisation partielle il y a production de froid. Ce froid servira a abaisser la température des vapeurs de l'étage basse compression et a sous-refroidir le liquide issu du condenseur.

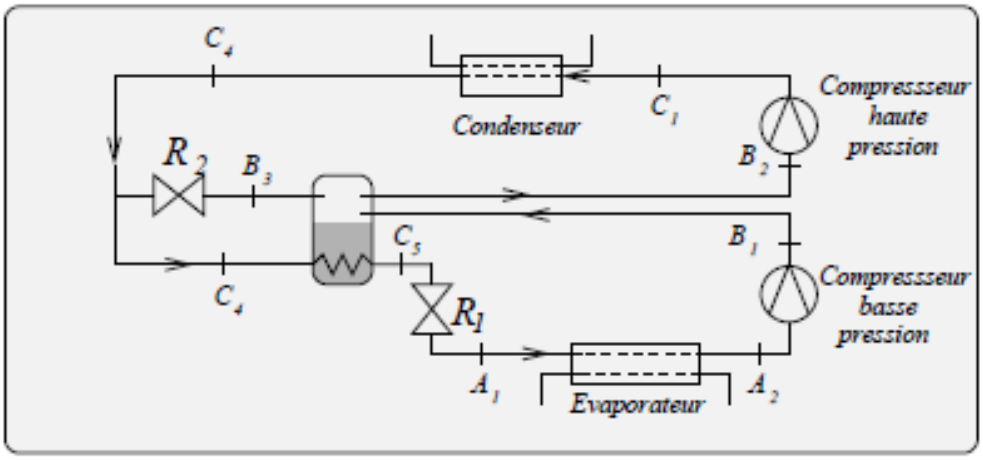


Figure (IV.4) : Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle

Le liquide issu du condenseur est séparé en deux parties :

- L'une passe par un détendeur auxiliaire R_2ou elle est détendue de lapression P_k à la pression Pi. Ce mélange liquide vapeur est ensuite envoyé dans une bouteille intermédiaire ou il rencontre les vapeurs issuesde la compression (basse). Or la température des vapeurs issues deR_2est inferieure à la température des vapeurs issues de la compression (basse). Cette portion de fluide qui ne subit pas de changement d'état, sert à refroidir les vapeurs issues de la compression du premier étage.
- L'autre partie du liquide passe dans un serpentin situe dans la partie basse de la bouteille intermédiaire afin de subir un sous-refroidissement.

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.

$$Q_v = Q_m \times V_1 \quad m^3/Kg \text{.....(IV.6)}$$

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.

$$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_1) \quad Kw \text{.....(IV.7)}$$

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 :

$$Q_c = Q_m \times (H_2 - H_5)\ Kw \text{.....(IV.8)}$$

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.

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

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.

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

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 :

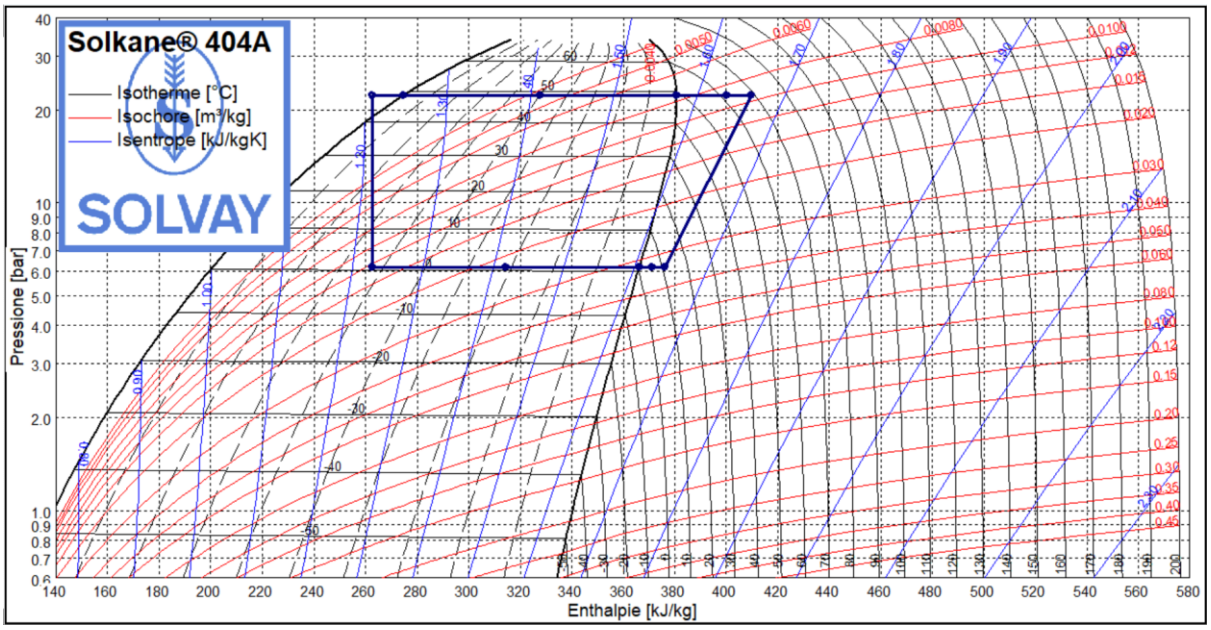


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique : SAS

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	6.17	10.87	33.95	376.07	1.6423	
2s	22.44	63.89	9.02	402.96	1.6423	
2	22.44	68.95	9.44	409.68	1.6621	
3	22.44	61.95	8.85	400.31	1.6344	
3'	22.44	49.00	7.49	380.69	1.5746	
3"4'm	22.44	48.85	4.30	327.82	1.4114	
4'	22.44	48.71	1.10	274.95	1.2481	
4	22.44	41.71	1.05	262.60	1.2094	
5	6.17	0.55	12.48	262.60	1.2280	0.374
56"m	6.17	0.71	22.20	314.41	1.4175	
6"	6.17	0.87	31.91	366.21	1.6069	
6	6.17	5.87	32.95	371.16	1.6248	

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

On remarque que : le taux de compression de (SAS , chambre 01 ,chambre 02) est : τ_{comp}= (3.36 , 4.54 , 4.54)

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	42.564	0.392	0.047	13.275	57.655	55.839	3.23
Chambre 02	81.691	0.778	0.118	30.862	116.163	112.553	2.64
Chambre 03	57.12	0.544	0.082	21.58	81.224	78.7	2.64

Les compresseurs semi-hermétiques sont sélectionnés à l'aide du logiciel **8 de Copeland** (R404A) :**(Annexe B)**

- **SAS : D2SA-55X**
- **Chambre 02 : D2SA-45X**
- **Chambre 03 : D2SA-45X**

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.

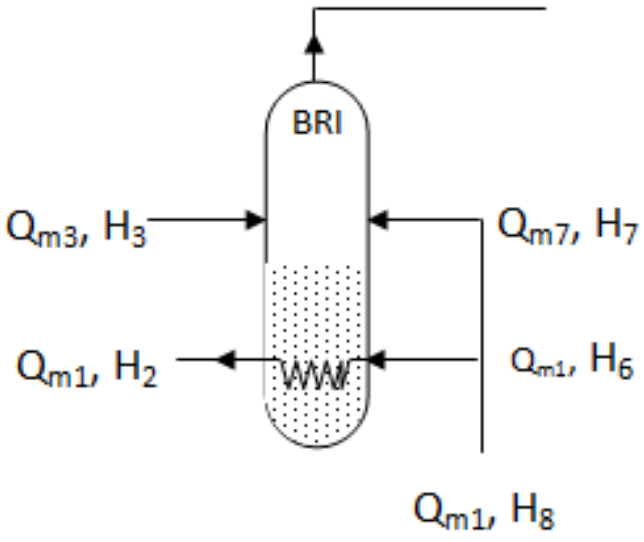


Figure (IV.6) : Bouteille de refroidissement intermédiaire

$Q_{m1} + Q_{m7} = Q_{m2}$ Kg/s.....(IV.11)

$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m2} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + Q_{m7} \times H_7$.

$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m2} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + H_7 \times (Q_{m2} - Q_{m1})$.

$Q_{m1} \times (H_8 + H_7 - H_2 - H_6) = Q_{m2} \times (H_7 - H_3)$.

$Q_{m2} = Q_{m1} [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)]$ Kg/s.....(IV.12)

IV.8.2. Etage bas pression

IV.8.2.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

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

$Q_{v1} = Q_{m1} \times V_1$ m^3/Kg.....(IV.14)

IV.8.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_1)$ Kw.....(IV.15)

IV.8.3. Etage haut pression

IV.8.3.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

$Q_{m2} = Q_{m1} [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)]$ Kg/s.....(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 :

$Q_{v2} = Q_{m2} \times V_2$ m^3/Kg.....(IV.17)

IV.8.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th2} = Q_{m2} \times (H_4 - H_3)$ Kw.....(IV.18)

IV.9. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$Q_c = Q_{m2} \times (H_4 - H_6)$ Kw.....(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 figurée sur le diagramme enthalpique :

Chambre : Congélation

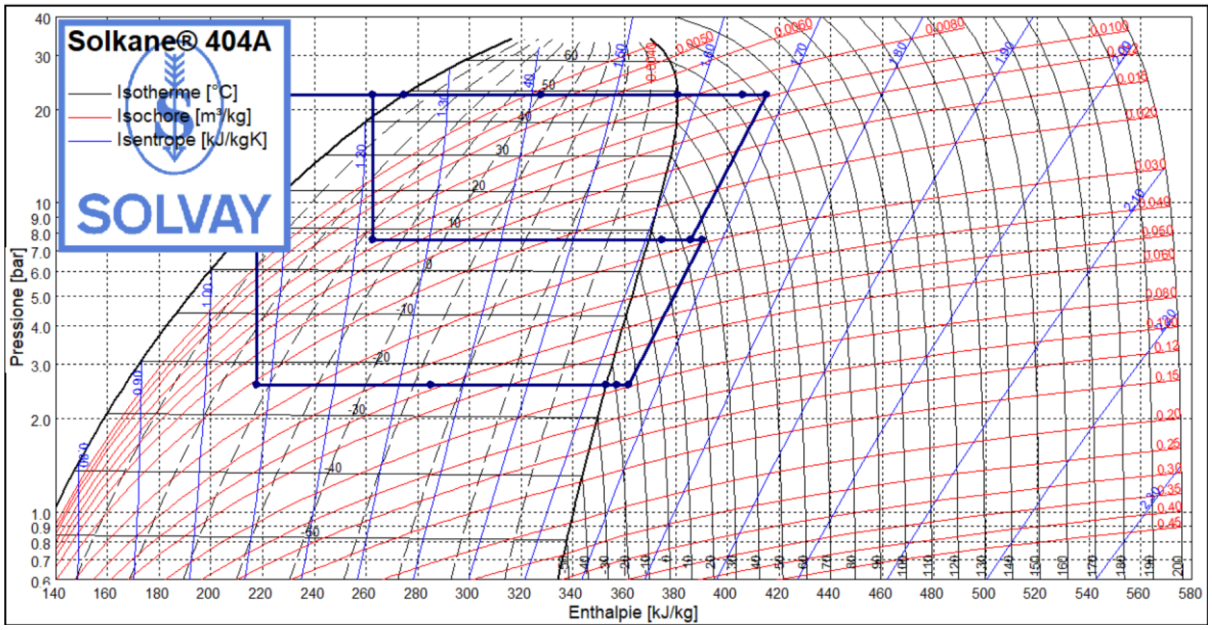


Figure (IV.7) : Diagramme enthalpique chambre : Chambre de congélation

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	-14.00	79.40	361.64	1.6561		0.714
2s	7.60	22.35	28.36	384.49	1.6561		0.714
2	7.60	28.02	29.28	390.20	1.6752		0.714
3	7.60	23.58	28.56	385.72	1.6602		1.000
4s	22.44	68.47	9.40	409.05	1.6602		1.000
4	22.44	72.99	9.76	414.88	1.6772		1.000
5	22.44	65.99	9.20	405.78	1.6506		1.000
5''	22.44	49.00	7.49	380.69	1.5746		1.000
5'',6'm	22.44	48.85	4.30	327.82	1.4114		1.000
6'	22.44	48.71	1.10	274.95	1.2481		1.000
6	22.44	41.71	1.05	262.60	1.2094		1.000
7	7.60	7.30	9.08	262.60	1.2220	0.329	0.286
8	7.60	12.62	26.71	374.57	1.6219		0.286
9	22.44	12.30	0.91	217.69	1.0604		0.714
10	2.57	-24.46	21.20	217.69	1.0794	0.274	0.714
10,11''m	2.57	-24.23	48.24	285.36	1.3508		0.714
11''	2.57	-24.00	75.28	353.03	1.6222		0.714
11	2.57	-19.00	77.36	357.33	1.6393		0.714

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

Chambre : Tunnel de congélation

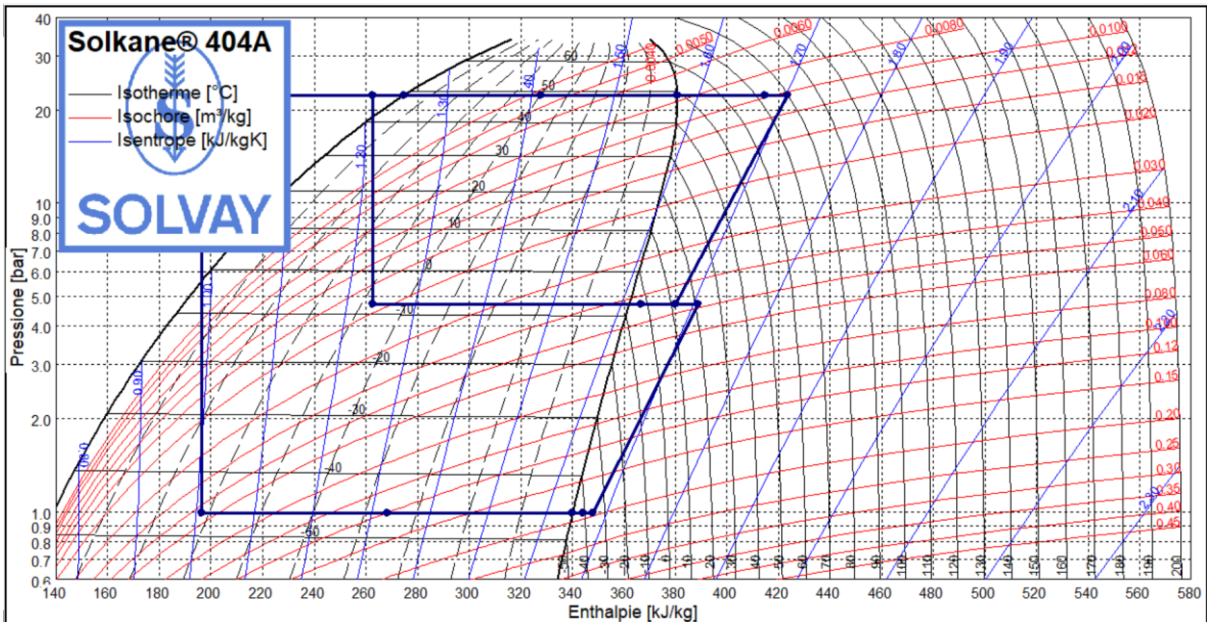


Figure (IV.8) : Diagramme enthalpique chambre : Tunnel de congélation

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	-36.00	196.75	347.94	1.6782		0.611
2s	4.71	12.24	46.64	380.47	1.6782		0.611
2	4.71	20.92	48.63	388.61	1.7062		0.611
3	4.71	11.86	46.55	380.12	1.6769		1.000
4s	22.44	72.92	9.75	414.79	1.6769		1.000
4	22.44	79.84	10.26	423.46	1.7017		1.000
5	22.44	72.84	9.75	414.69	1.6767		1.000
5''	22.44	49.00	7.49	380.69	1.5746		1.000
5'',6'm	22.44	48.85	4.30	327.82	1.4114		1.000
6'	22.44	48.71	1.10	274.95	1.2481		1.000
6	22.44	41.71	1.05	262.60	1.2094		1.000
7	4.71	-7.73	18.26	262.60	1.2369	0.425	0.389
8	4.71	-2.41	43.10	366.75	1.6288		0.389
9	22.44	-2.73	0.86	196.42	0.9865		0.611
10	0.99	-46.54	54.14	196.42	1.0097	0.286	0.611
10,11''m	0.99	-46.27	120.61	268.30	1.3273		0.611
11''	0.99	-46.00	187.08	340.18	1.6448		0.611
11	0.99	-41.00	191.94	344.04	1.6616		0.611

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 : τ_{comp}=(8.73,22.66)

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/)	Q_{m2} (Kg/)	Q_{v1} (m^3/)	Q_{v2} (m^3/s)	P_{th1} (kw)	P_{th2} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o+P_{th1}+P_{th2}$ (kw)	COP
Congélation	556.383	3.984	5.582	0.574	0.0473	113.783	162.77	850.026	832.936	2.01
Tunnel	189.688	1.284	2.101	0.252	0.097	52.22	91.057	337.966	332.965	1.32

Les compresseurs semi-hermétiques bi-étagé sont sélectionnés à l'aide du logiciel **8 de Copeland** (R404A) :**(Annexe B)**

- **Congélation: D6TA-150X**
- **Tunnel de congélation: D2SA-45X**

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 8** 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	Débit volumique (m^3 /s)	Nombre de cylindres	Alésage (mm)	Course (mm)	Vitesse de Rotation (tours/min)
Tunnel	6TA-150X	0.0102	6	63.5	50.8	1459.726
	6TA-150X	0.0102	6	63.5	50.8	1459.726
Chambre de congélation	D2SA-45X	0.01	2	61.9	42.8	1750.972
	D2SA-45X	0.01	2	61.9	42.8	1750.972
Chambre 02	D2SA-45X	0.0233	2	61.9	42.8	1750.972
Chambre 03	D2SA-45X	0.0233	2	61.9	42.8	1750.972
SAS	D2SA-55X	0.0307	2	61.9	42.8	1750.972

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 (Vb)

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)
Tunnel	0.321	0.0187	0.0594	0.00346	0.647	189.688	293.18
Chambre de congélation	0.292	0.0075	0.0542	0.00139	0.724	556.383	768.488
Chambre 02	0.681	0.0075	0.126	0.00138	0.657	81.691	124.339
Chambre 03	0.681	0.0075	0.126	0.00138	0.657	57.12	86.94
SAS	0.897	0.0075	0.166	0.00138	0.707	42.564	60.203

`

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 leC9H18O4. `

V.3. Condenseur [36]

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)[36]

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 δail .

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

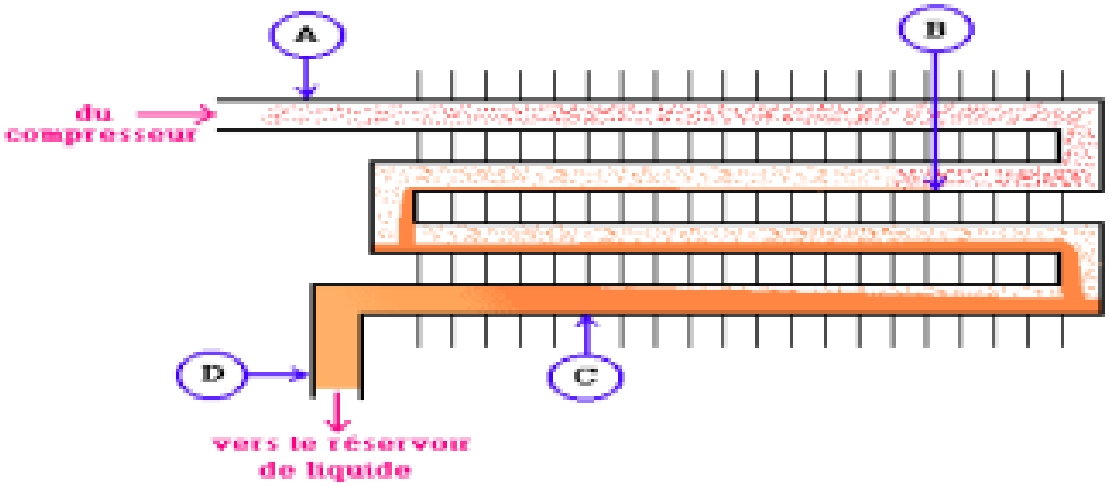


Figure (V.1) : Condenseur à air ventilé

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 à choisie les condenseurs à air de la gamme (WA) a partir du catalogue (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)
Tunnel	**PU 06D L02 D3**	870	4312/1230/1412	2× 950
01	**PU 06D P06 D3**	870	6312/2310/1412	6×950
02	**WA81 04/06P**	1500	2770/873/808	2 × 630
03	**WA 54 04/06P**	1500	1870/873/808	2 × 630
SAS	**WA41 06/08P**	1000	1870/873/808	2× 630

V.4. Evaporateur [36]

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.

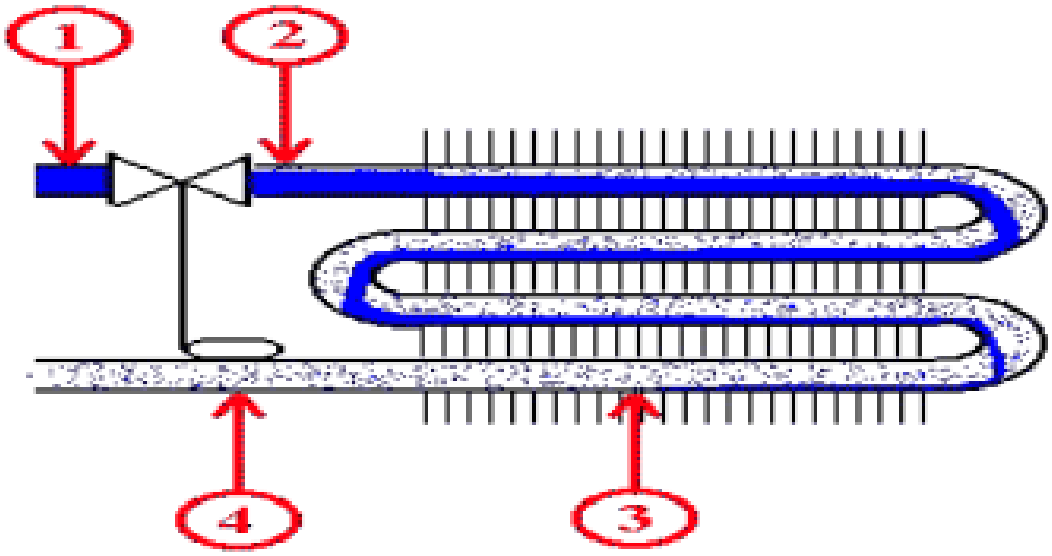


Figure (V.2) : Evaporateur à détente directe

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 :

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

Chambre	Type	Vitesse de rotation (tr/min)	Débit d'air (m3/s)	Nb. ×Diam.Ventil./ Unité (mm)
Tunnel	NKT 3x1D D3 S	830	92570	3× 1000
01	NKT 3x1D D3 S	830	92570	3× 1000
02	NKT 2x8D C1R	870	40540	2 ×800
03	NKT 2x6D B2R	1210	25200	2 × 630
SAS	NKT 4x5YA2L	960	23360	4×500

V.5. Détendeur [36]

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:

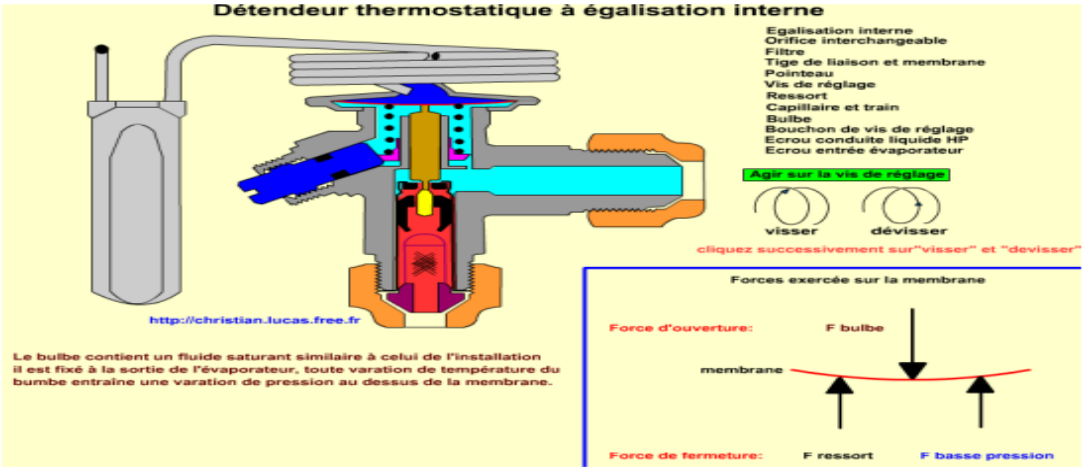


Figure (V.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

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 temp. 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.
- Qo: 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 : Tunnel de congélation

- $Q_O = 189.688$ kW.
- $K_t = 5.14$
- $K\Delta P = 1.07$
- $Q_n = 1043.246$ KW.

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le " THRE77 SW ".

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

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
Tunnel	THRE 77 SW	X 9144-B13B	22×22
Chambre 01	THRE 77 SW	X 9144-B13B	22×22
Chambre 02	THRE 77 SW	X 9144-B13B	22×22
Chambre 03	TIRE 47 SW	X 9166-B10B	22×22
SAS	TERE 27 SW	X 9117-B8B	22×22

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 [36]

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



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 : Tunnel de congélation

- Qv = 0.0102 m^3 /s.
- V = 2.560 m/s.
- S = 4.069 × 10 $^{-3}m^2$.
- di = 0.072m.

Tableau (V.06) : Caractéristiques du séparateur d'huile pour chaque installation

Chambre	Débit volumique (m^3 /s)	d i (m)	S (m^2)
Tunnel de congélation	0.0102	0.072	4.069 × 10 $^{-3}$
Chambre01	0.01	0.175	2.404 × 10 $^{-2}$
Chambre02	0.0233	0.175	2.404 × 10 $^{-2}$
Chambre 03	0.0233	0.175	2.404 × 10 $^{-2}$
S AS	0.0307	0.175	2.404 × 10 $^{-2}$

- d i n : diamètre intérieur nominal.

V.7. Réservoir de liquide [36]

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 : Tunnel de congélation

- Q_O =189.688Kw
- Vnéc = 3 × 189.688 = 569.064 litres.
- Vnet = 569.064 × 80% = 455.2512 litres.

- Vréel = 93.6×97.6 / 190 = 233.855 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**
Tunnel	189.688	569.064	455.2512	233.855

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.

Exemple de calcule : Chambre 01

- Qo =39Kw
- Vnéc = 3 × 556.383 =1669.149 litres.

Vnet =1669.149 × 80% =1335.3192 litres.

Vréel = 1335.3192 ×97.6 / 190 = 685.932 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**
Chambre01	556.383	1669.149	1335.3192	685.932
Chambre02	42.564	127.692	102.1536	52.474
Chambre 03	81.691	245.073	196.058	100.712
SAS	57.12	171.36	137.088	70.419

V.9. 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**[37]**

- 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.10. Voyant liquide [37]

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) : Le 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.10.1 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.11. 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.12. 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.12.1. 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.12.2. Tuyauterie d'aspiration

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

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

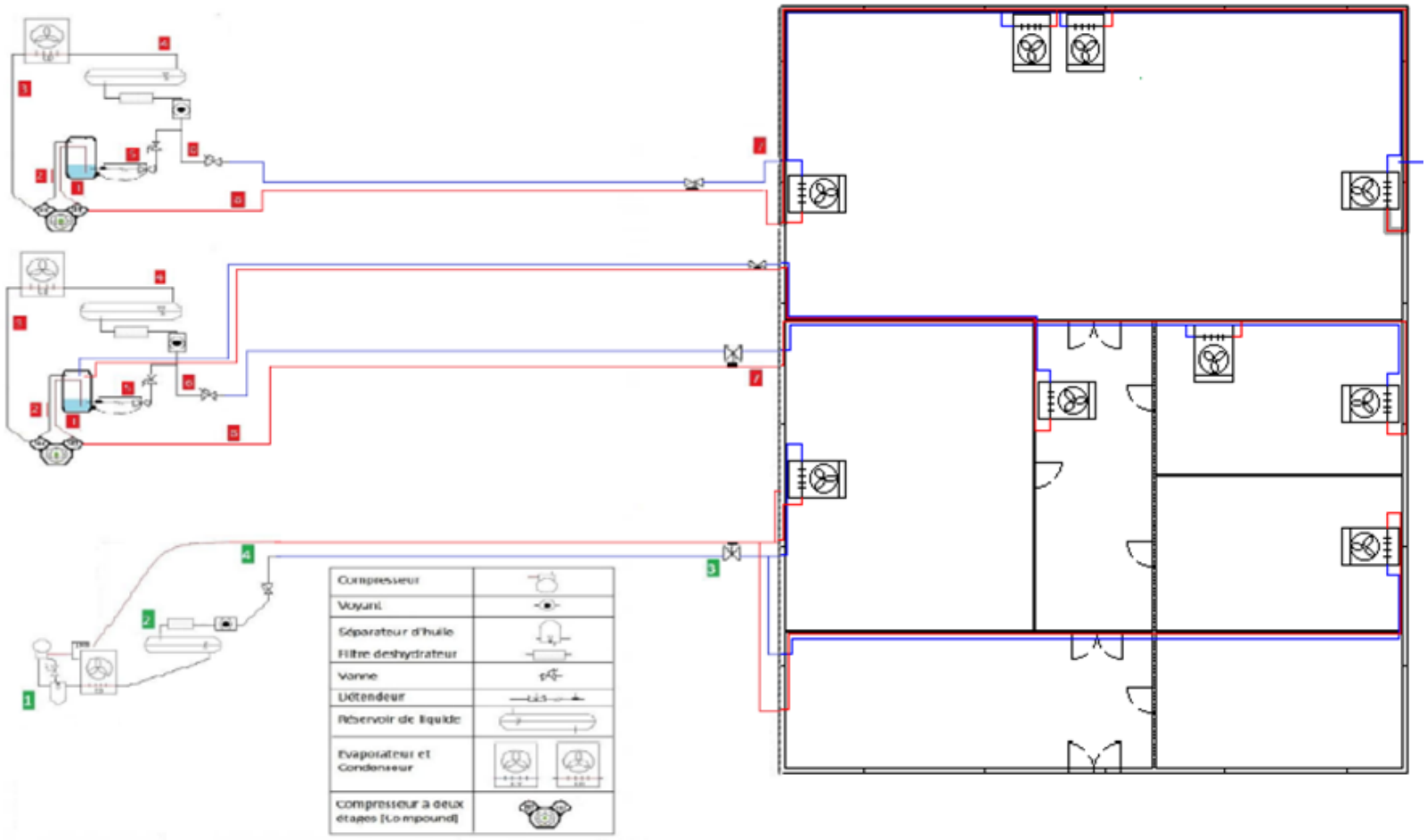
Dimensionnement des conduites :

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

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

V.13. Axonométrie de la tuyauterie

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



Chapitre VI : Pannes frigorifiques et régulation

VI.1. Introduction

L'expérience du dépannage frigorifique sur les installations de froid permet declasser les pannes frigorifiques en huit grandes familles comme suit :

- Les quatre premières pannes se caractérisent par une BP anormalement faible :
- La panne du détendeur trop petit (la puissance du détendeur est insuffisante).
- La panne du manque de charge en fluide frigorigène (le circuit frigorifique ne contient pas assez de fluide frigorigène).
- La panne de la pré-détente (pré-détente indésirable sur la ligne liquide avant le détendeur).
- La panne de l'évaporateur trop petit (la puissance frigorifique de l'évaporateur est insuffisante).
- La cinquième panne se caractérise par une BP élevée avec une puissance frigorifique faible :
- C'est la panne du compresseur trop petit, la puissance du compresseur est insuffisante.
- Les trois dernières pannes se caractérisent par une HP anormalement élevée :
- La panne de l'excès de charge (il y'a trop de fluide frigorigène dans le circuit frigorifique).
- La panne des incondensables (il y'a un excès important d'incondensables dans le circuit).
- La panne du condenseur trop petit (la puissance du condenseur est insuffisante)

Quelque soit la panne, elle se caractérise par une production frigorifique faible parrapport à la puissance normale.

VI.2.Panne du détendeur « trop petit »

Il est souvent consécutif à une mauvaise sélection du détendeur thermostatique (buse trop petite).

a. Les symptômes du détendeur « trop petit »

- BP anormalement faible.
- Surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur élevée.
- Carter du compresseur anormalement chaud.
- Un bon sous-refroidissement (condenseur potentiellement surpuissant).

b. Les causes à éviter

Lorsqu'on arrive à conclure qu'il s'agit d'une panne du détendeur trop petit, il faut chercher la cause exacte qui peut être parmi les causes suivantes :

- Détendeur mal sélectionné : sa buse est trop petite.
- Détendeur trop fermé à la suite d'un mauvais réglage.
- Train thermostatique du détendeur percé ou prévu : mauvaise fixation du capillaire joignant le train thermostatique au bulbe du détendeur ou respectivement train thermostatique du détendeur non compatible avec le fluide frigorigène utilisé.
- Détendeur grippé mécaniquement : le détendeur s'ouvre anormalement (circuit frigorifique pollué, avec présence d'humidité, de boues ou d'impuretés qui provoque le gommage des parties mobiles).
- Filtre à l'entrée du détendeur colmaté : circuit frigorifique extrêmement pollué mais ce cas est peu fréquent.

c. Les conséquences au circuit frigorifique

Lorsqu'une de ces causes se présente, nous allons constater les phénomènes suivants :

- Le détendeur ne laisse pas passer assez de fluide frigorigène dans l'évaporateur, la dernière goutte de liquide va apparaître très tôt à l'intérieur de l'évaporateur, la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur va être importante, la température du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur sera élevée et par conséquent celle du fluide frigorigène au refoulement également.
- Le compresseur peut aspirer plus de vapeurs que l'évaporateur en produit, la BP devient anormalement faible. Le carter du compresseur sera anormalement chaud.
- La BP a tendance à chuter tandis que la température du fluide à refroidir à l'entrée de l'évaporateur augmente, l'écart maximal de température de l'évaporateur sera important.
- Le condenseur devient potentiellement surpuissant et puisque la puissance frigorifique produite est faible (manque de fluide frigorigène dans l'évaporateur).
- L'excédent de se retrouve dans le condenseur, le sous-refroidissement sera très bon.

VI.3.Panne du manque de charge

a. **Les symptômes du manque de charge**

- BP anormalement faible.
- Surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur élevée.
- Carter du compresseur anormalement chaud.
- Sous-refroidissement insuffisant.
- Présence de bulles au niveau du voyant liquide.

b. **Les causes à éviter**

- Fuite de fluide frigorigène le long du circuit frigorifique.
- Pertes de fluide frigorigène au niveau du soupape de sécurité du réservoir : mauvaise étanchéité du soupape de sécurité du réservoir, surtout si l'on installe pas un disque de rupture (de même calibre) à la sortie de la soupape.

c. **Les conséquences au circuit frigorifique :**

Lorsqu'il manque de fluide frigorigène dans l'installation, il en manque également dans tous les organes de l'installation, en particulier dans les organes principaux.

L'évaporateur sera mal alimenté en fluide frigorigène et les répercussions que celles de la panne du détendeur trop petit seront observées. Le condenseur devient surpuissant mais comme il manque de fluide frigorigène dans le condenseur également, la tuyauterie liquidesera mal remplie d'où la présence de fluide frigorigène gazeux dans cette tuyauterie, le sous-refroidissementsera pratiquement nul et des bulles devront apparaître sur le voyant liquide.

Par conséquent, c'est un mélange de liquide et de vapeur qui arrive à l'entrée du détendeur qui va provoquer aussi un manque de charge à la sortie du détendeur.

La présence de bulles au niveau du voyant liquide n'implique pas forcement un manque decharge en FF, cependant un maque de charge se traduit toujours par la présence de bulles auniveau du voyant liquide.

VI.4.Panne de la pré-détente ou Flash-Gas

Il s'agit d'une panne consécutive à une détente du fluide frigorigène sur la ligneliquide avant le détendeur à proprement parler.

a. **Les symptômes de la pré-détente**

- BP anormalement faible.
- Surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur élevée.
- Carter du compresseur anormalement chaud.
- Un bon sous-refroidissement (condenseur potentiellement surpuissant).

- Différence de température sur la ligne liquide.

b. Les causes à éviter

- Filtre déshydrateur colmaté : présence de trop boues, copeaux divers, matière déshydratante, grains de brasure,… dans le filtre déshydrateur
- Vanne de départ liquide étranglée : la vanne de départ liquide n'est pas ouverte à fond.
- La vanne électromagnétique sur la ligne liquide ouvre anormalement : automatisme de commande de la vanne électromagnétique (les contacts électriques intermittent sur la bobine de l'électrovanne) anormale, mauvaise montage de la vanne, ou bien. Vanne étranglée par des impuretés.
- Mauvaise sélection d'un appareil installé sur la ligne liquide : appareil ou montage de cet appareil non conforme aux prescriptions du constructeur.
- Évaporateur situé au-dessus de la bouteille liquide avec un grand dénivelé et diamètre de la ligne liquide trop faible : perte de charge importante qui peut créer la pré-détente.
- Ligne liquide traversant un endroit très chaud : diminution du sous-refroidissement, par conséquent fortes risques de pré-détente.

N.B : On tient à rappeler que, une vanne électromagnétique montée sur la ligne liquide a pour rôle, selon son automatisme de commande, de limiter ou d'éliminer un éventuel écoulement parasite de fluide frigorigène liquide vers le carter du compresseur en fermant hermétiquement la ligne liquide à, chaque arrêt du compresseur.

c. Les conséquences au circuit frigorifique

Lorsqu'une de ces causes se présente, elle s'oppose toujours au passage du fluide frigorigène liquide et provoque une chute de pression importante (suivant l'importance du colmatage, de perte de charge ou de diminution de sous-refroidissement). Cette chute de pression peut être comparable à celle créée par la « détente normale ». S'il s'agit par exemple du filtre-déshydrateur bouché, on peut retrouver alors un mélange de liquide et de vapeur à la sortie du filtre-déshydrateur et le voyant liquide va « buller ».

Elle s'ensuit un manque de fluide frigorigène liquide à l'entrée du détendeur et par suite une mauvaise alimentation en fluide frigorigène de l'évaporateur avec les mêmes symptômes que ceux de la panne du détendeur trop petit. Ces deux pannes diffèrent par le fait qu'il y'a une différence de température sur la ligne liquide pour la panne de la pré-détente.

VI.5.Panne de l'évaporateur « trop petit »

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de lapuissance de l'évaporateur. L'évaporateur produisant moins de vapeurs que le compresseurpeut en aspirer, la BP va diminuer fortement.

a. Les symptômes de l'évaporateur « trop petit »

- BP anormalement faible.
- Surchauffe anormalement faible.
- Un bon sous-refroidissement.

b. Les causes à éviter (évaporateur à air)

La panne de l'évaporateur trop petit peut avoir deux origines :

- Manque de débit d'air sur l'évaporateur : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) ne reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide diminue alors que celle à l'entrée augmente, l'écart de température sur le fluide est donc importante.
- L'évaporateur est encrassé : le fluide est moins bien refroidi et la différence de température sur le fluide sera plutôt faible.

Ces deux origines peuvent avoir plusieurs causes :

- L'évaporateur est mal sélectionné par une puissance trop faible.
- Les tubes et les ailettes de l'évaporateur sont encrassés : débit d'air faible.
- Les filtres à air sont sales : opposition au passage normal de l'air.
- La courroie du ventilo-évaporateur patine ou est cassée : débit d'air faible.
- La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante.
- La circulation se fait mal dans la chambre froide.
- L'un des ventilateurs de l'évaporateur ne fonctionne plus.
- Une quantité importante d'huile dans l'évaporateur : ceci provoque une réduction de coefficient d'échange de l'évaporateur.
- Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers : ceci est reconnu par sa faible absorption d'intensité par rapport au bon sens, ou par son faible débit d'air que l'autre et il suffit d'inverser le sens de rotation en permutant deux phases.
- Incompatibilité du moto-ventilateur au réseau d'alimentation : la vitesse de rotation d'un moteur électrique dépend de la fréquence du courant d'alimentation.

c. **Les conséquences au circuit frigorifique**

Nous rappelons que chaque kilogramme d'air qui traverse l'évaporateur provoquela vaporisation d'une certaine quantité de fluide frigorigène en lui cédant de la chaleur. Unefois qu'il y a la panne de l'évaporateur trop petit, les échanges entre le fluide frigorigèneliquide contenu dans l'évaporateur et le fluide (l'air) à refroidir ne s'effectuent pascorrectement, l'écart de température sur le fluide augmente, le fluide n'est plus refroidicorrectement, le fluide frigorigène n'est plus totalement vaporisé, la surchauffe est faible, toutse passe comme si le détendeur devenait surpuissant ; cette surpuissance peut provoquer despompages accompagnés de coups de liquide cyclique.

Le condenseur devient potentiellement surpuissant puisque la puissancefrigorifique produite est faible, le sous-refroidissement sera plutôt bon.

VI.6. Panne du compresseur « trop petit »

Cette panne regroupe toutes les anomalies susceptibles de provoquer une perte de puissance du compresseur.

a. **Les symptômes du compresseur « trop petit »**

- BP anormalement élevée.
- Surchauffe anormalement faible.
- Carter plus chaud.
- Energie électrique consommée par le compresseur faible.
- Un bon sous-refroidissement.

b. **Les causes à éviter :**

- Le joint de culasse n'est pas étanche entre la HP et la BP : ce joint assure l'étanchéité entre la culasse et l'extérieur, mais aussi entre la HP et la BP au niveau central de la culasse.
- Compresseur est sous dimensionné par rapport à l'évaporateur.
- La soupape de sécurité interne du compresseur n'est pas parfaitement étanche.
- Incompatibilité de la fréquence du moto-compresseur à celle du réseaud'alimentation.
- Le flotteur du séparateur d'huile est coincé ouvert.
- La vitesse de rotation du compresseur est trop faible : mauvaise tension de la source ou diamètre de la poulie du moteur trop petit.

c. Les conséquences au circuit frigorifique

Lorsque le compresseur perd de la puissance (par exemple un cylindre sur deux enfonctionnement, l'autre étant hors service), tout se asse comme si l'évaporateur produit plusde vapeurs de fluide frigorigène que le compresseur ne peut aspirer, la BP va augmenterfortement.

Le débit massique de fluide frigorigène en circulation étant réduit, la puissancefrigorifique va diminuer également.

Le détendeur devient surpuissant et il y'a des risques de coups de liquide, lasurchauffe sera faible.

La quantité de fluide frigorigène vapeur aspirée étant réduite, le compresseur seramoins bien refroidi et son carter sera plutôt chaud. L'énergie électrique consommée par lecompresseur va diminuer.

Le condenseur devient surpuissant, le sous-refroidissement sera bon.

VI.7.Panne de l'excès de charge

a. Les symptômes de l'excès de charge

- BP et HP élevées.
- Un bon sous-refroidissement.
- Un test des incondensables négatif.

b. Les causes à éviter

- La quantité de fluide frigorigène chargée est trop importante : la charge en fluide frigorigène ne doit pas être ni trop, ni trop peu.
- La bouteille de liquide est trop petite : souvent elle doit être dimensionnée pour contenir tout le fluide frigorigène de l'installation.

c. Les conséquences au circuit frigorifique

Le détendeur thermostatique réglé le niveau de fluide frigorigène dansl'évaporateur, un éventuel excès de fluide ne peut pas s'y trouver. Le lieu de prédilection pourl'excès de charge est la bouteille liquide et dans une moindre mesure le condenseur.

En cas d'excès de charge, le niveau de liquide va augmenter dans la bouteilleliquide puis dans le condenseur, réduisant ainsi la surface d'échange du condenseur.

La condensation des vapeurs de fluide frigorigène va mal se passer avec commerépercussion une augmentation de la HP.

Par contre le fluide frigorigène liquide qui se trouve dans le condenseur et dans labouteille liquide va rester plus en contact avec le fluide de refroidissement (ambiance), ce quiva lui assurer un bon sous-refroidissement.

L'augmentation de la HP entraîne une réduction du débit massique de fluidefrigorigène aspiré par le compresseur et par suite une diminution de la puissance frigorifique.

Le détendeur devient surpuissant à cause de l'augmentation de la HP et lasurchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur sera normale, voire faible.

L'augmentation de la HP va entraîner une consommation électrique plusimportante et l'écart de température maximale sur le condenseur sera plutôt élevé.

Il est préférable d'effectuer le test des incondensables pour ne pas confondre lapanne de l'excès de charge avec la panne des incondensables, ces deux pannes présentent pratiquement les mêmes symptômes.

Remarque :

Si l'une des pressions de fonctionnement (BP ou HP) varie dans un sens, l'autrepression a toujours tendance à varier dans le même sens sauf dans le cas de la panne ducompresseur petit ou la HP descend pendant que la BP augmente.

VI.8.Pannes des incondensables

Les incondensables sont les gaz indésirables (air, azote…) qui sont dans le circuitfrigorifique. Ils sont généralement piégés en partie haute de la bouteille liquide et ils augmentent artificiellement la pression HP.

Les symptômes sont les mêmes que ceux de la panne de l'excès de charge. Seul le test des incondensables permet de différencier ces deux pannes.

a. Les symptômes des incondensables

- BP et HP élevées.
- Un bon sous-refroidissement.
- Un test des incondensables positif.

b. Les causes à éviter

- Une fausse manœuvre : des positions de circuit isolées (des vannes manuelles ou des électrovannes fermées) lors du tirage au vide, ou bien introduction d'air provoquée par une maladresse lors d'une intervention à circuit ouvert pour remplacer ou inspecter un appareil.

- De l'air ou de l'azote est entré dans l'installation : manifold défectueux lors de la charge en fluide frigorigène ou bien tirage au vide mal effectué.

c. Les conséquences au circuit frigorifique

Nous observons les mêmes phénomènes que la panne de l'excès de charges.

d. Test des incondensables

Le test des incondensables s'effectue de la façon suivante :

1. Ramener tout le fluide frigorigène dans la bouteille liquide (ou condenseur) par un fonctionnement du type « **Pumpdown** ».
2. Forcer la circulation du fluide de refroidissement (par exemple mettre en marche le ventilo-condenseur dans le cas d'un condenseur à air) pendant un certain temps (1/4 d'heure).
3. Mesurer la température du fluide de refroidissement (température de l'air dans le cas d'un condenseur à air).
4. Comparer cette température à l'indication de la température du manomètre HP.
5. Si les indications respectives du manomètre HP et du thermomètre coïncident à environ 2°C, il n'y a pas d'incondensables dans le circuit frigorifique.
6. Si la température indiquée par le manomètre dépasse de plus de 2°C à celle du thermomètre, il y'a des traces d'incondensables qui sont d'autant plus importants que l'écart est plus grand.
7. Si la température indiquée par le manomètre est inférieure de plus de 2°C à celle du thermomètre, cela veut dire que le circuit est sous chargé en fluide frigorigène, voire complètement vide.

La purge du fluide frigorigène est possible lorsque la bouteille liquide comprend un purgeur à la partie haute ou en créant une purge sur le raccord d'entrée si il n'est pas brasé. Autrement, il faut vider (récupérer), tirer au vide et recharger le circuit en fluide frigorigène.

VI.9. Panne du condenseur « trop petit » :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de lapuissance du condenseur. Le condenseur n'assurant plus un bon refroidissement des vapeursde fluide frigorigène, la HP va augmenter fortement.

a. Les symptômes du condenseur trop petit

- BP et HP élevées.
- Un mauvais sous-refroidissement.

- Consommation électrique très élevée.

a. Les causes à éviter (condenseur à air)

La panne du condenseur trop petit peut avoir deux origines :

- Le manque de débit d'air sur le condenseur : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide augmente, l'écart de température sur le fluide est donc important.
- Le condenseur est encrassé : la température du fluide à la sortie du condenseur estinférieure à la normale, la différence de température sur le fluide sera plutôt faible.

Ces deux origines peuvent avoir plusieurs causes :

- Les tubes et les ailettes du condenseur sont encrassés.
- L'emplacement du condenseur est mal choisi.
- La courroie du ventilo-condenseur patine ou est cassée.
- La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante.
- Il y'a un recyclage de l'air chaud sur le condenseur.
- L'un des ventilateurs du condenseur ne fonctionne plus.
- Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers.

b. Les conséquences au circuit frigorifique

Les échanges entre les vapeurs de fluide frigorigène dans le condenseur et le fluidede refroidissement ne s'effectuent pas correctement, la température du fluide derefroidissement à la sortie du condenseur diminue de même que l'écart de température sur lefluide. Les vapeurs de fluide frigorigène ne sont pas totalement condensées et le sous-refroidissementest très faible, voir inexistant. Dans certains cas, le voyant liquide peut même« buller » bien que la charge en fluide frigorigène soit correcte.

L'augmentation de la HP entraîne une réduction de la puissance frigorifique et toutse passe comme si le détendeur devenait surpuissant, la SH sera normale, voire faible.A cause de la HP élevée, la consommation électrique du compresseur est plus importante et ledébit massique de fluide frigorigène véhiculé par le compresseur diminue.

Le compresseur aspirant moins de fluide frigorigène qu'il en peut, la BP va augmenter.

VI.10. Synthèse des pannes frigorifiques

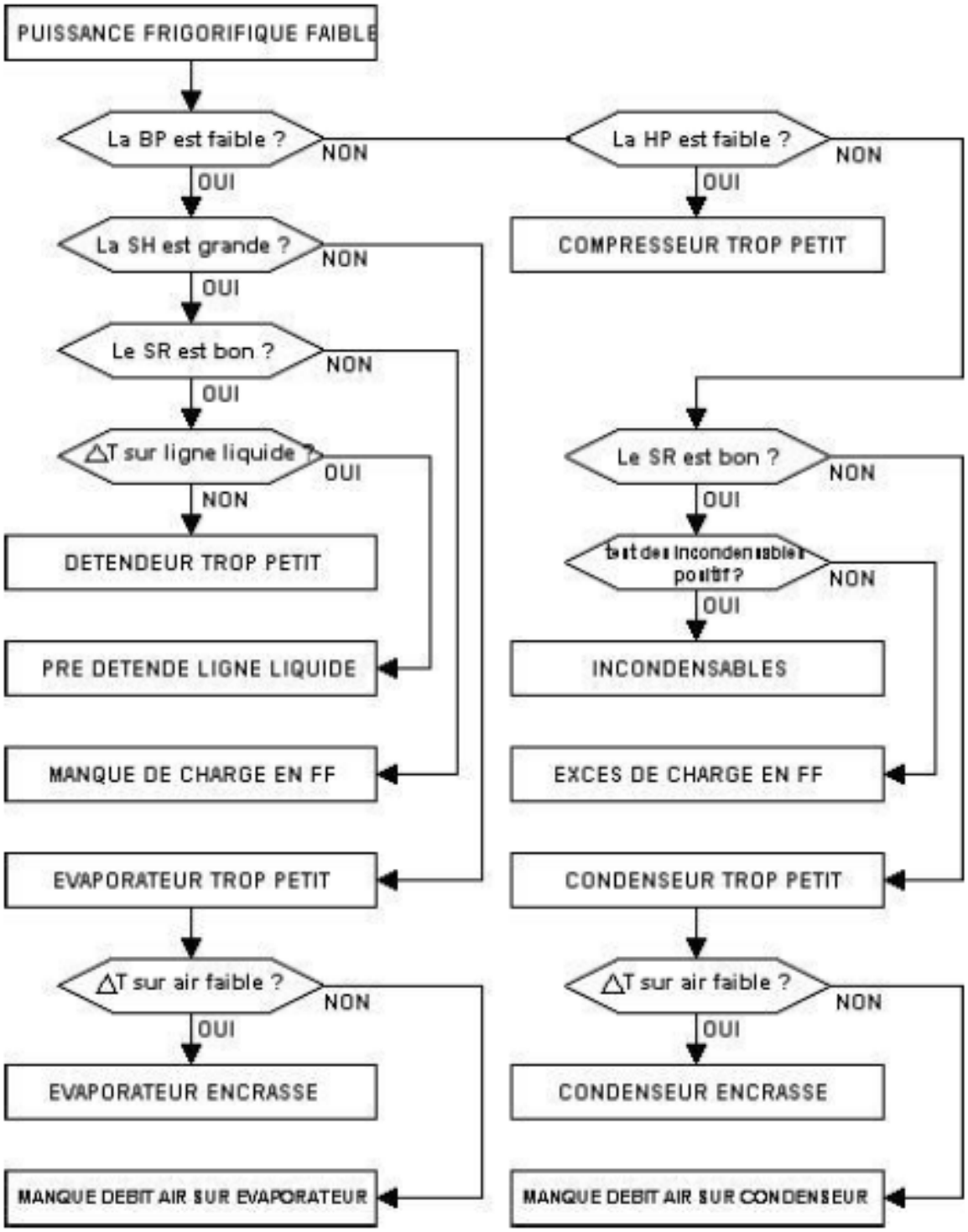


Figure VI.1 : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques

VI.11. 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 **Pump down** [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.12. Type des régulation [36],[38]

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.12.1 Régulation de la basse pression [36],[38]

VI.12.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide

Le "**Pump down**" 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.

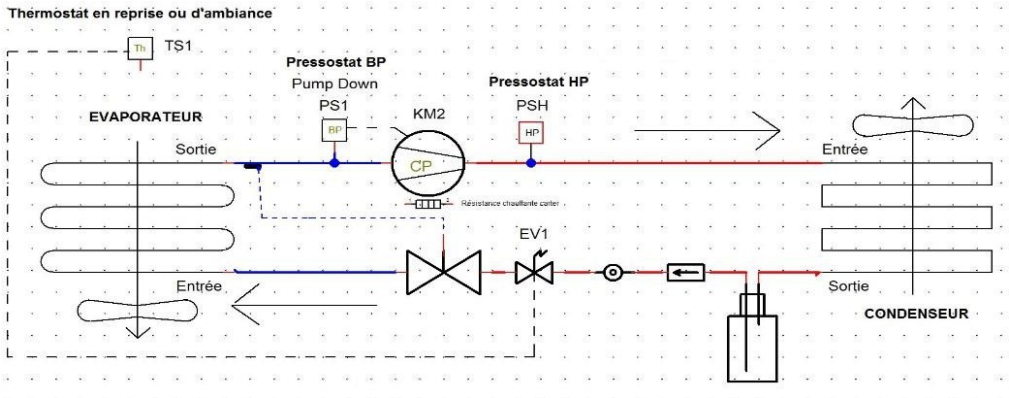


Figure VI.2 : Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide

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.

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.12.1.1.1. Régulation par tirage au vide automatique

Le **Pump down** 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 **Pump down** 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 **Pump down** automatique :

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

- **Fonctionnement**

Lorsque la consigne au régulateur est atteinte, le contact du régulateur s'ouvre ce qui va coupé 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 **Pump down** amélioré) du côté **BP**.

C'est le pressostat **BP**, le pressostat **Pump down** 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.

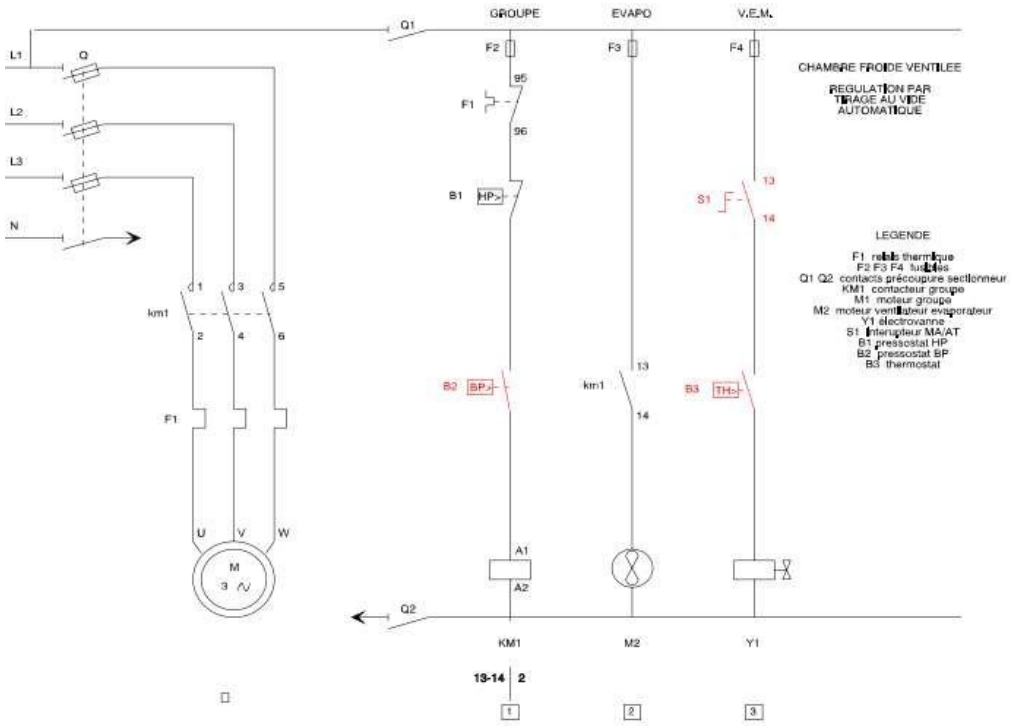


Figure VI.3 : Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique

VI.13. Choix de système de régulation pour nos chambres

- **Pour les chambres positives**

On a choisi le **Pump down** 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].

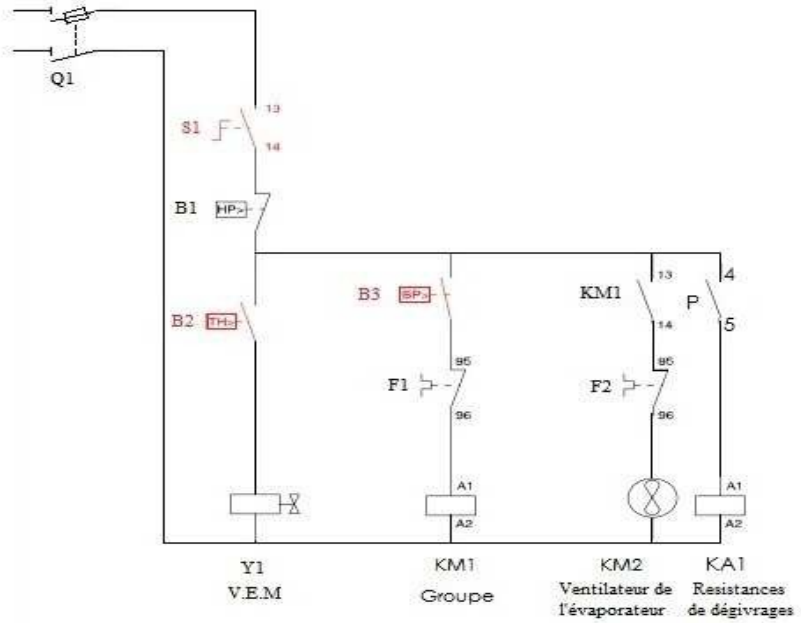


Figure VI.4 : Schéma de commande du **Pump down** automatique

- **Pour les chambres négatives**

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

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

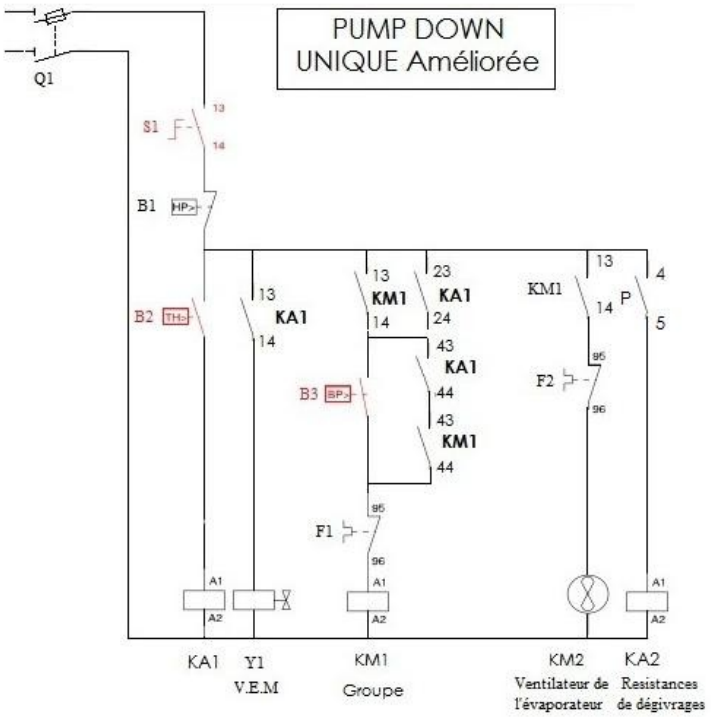


Figure VI.5 : Schéma de commande du **Pump down** unique améliorée

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 **Pump down** unique améliorée

Conclusion générale et recommandations

Une bonne prise en compte de l'efficacité de la conservation de la viande passera obligatoirement par une meilleure compréhension de l'utilisation des installations frigorifiques par les usagers, mais aussi par la mise en place d'un processus de contrôle de la réfrigération.

Par ailleurs, au fur et à mesure que le niveau de vie s'améliore, les consommateurs vont exiger de plus en plus de produits de qualité. Ainsi la recherche sur la qualité des viandes doit prendre en compte l'ensemble des niveaux des filières viandes, depuis la sélection et l'élevage des animaux jusqu'à la transformation et la distribution des produits.

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

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.

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

L'analyse des propriétés de fluide frigorigène, 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.

Cetteétude nous a permis de mettre en application les connaissances acquises durant notre formation .Par ailleurs il constitue une interaction de plusieurs domaines de l'ingénierie tels que la transmission de chaleur, le froid, avec l'utilisation des logiciels conçus pour ce domaine.

Les recommandations que nous formulons ont pour but de contribuer à améliorer l'utilisation des installations frigorifiques.

Nous proposons que :

- L'étanchéité des chambres froides qui fait défaut au niveau des portes, soit réparée ;
- Les carcasses invendues ne soient pas réintroduites dans les chambres. Ou bien qu'il y ait une chambre réservée à ces carcasses ;
- La température des chambres froides soit maintenue toujours basse. Et éviter la remontée brusque de température. Ce qui éviterait d'épuiser les compresseurs ;
- Le nombre de personnes ayant accès dans les chambres froides soit limité, car on constate que le sol est souvent très sale ;
- Éviter de stocker les abats dans les chambres à carcasses, ce qui contribuerait à faciliter le refroidissement ;
- Bien disposer les carcasses sur les rails, afin qu'elles ne se touchent pas et ne touchent pas le sol. Cela permet une meilleure aération et évite la contamination croisée ou par le sol ;
- Installer des rideaux d'air pour réduire les échanges de chaleur entre l'extérieur et l'intérieur.

Références bibliographiques

[1] Nychas GJE, Skandamis PN, Tassou CC, Koutsoumanis KP (2008) Meatspoilageduring distribution. MeatSci78: 77-89.

[2] Zhou GH, Xu XL, Liu Y (2010) Preservation technologies for fresh meat- A review. Meat Sci 86: 119-128.

[3] Bagamboula CF, Uyttendaele M, Debevere J (2004) Inhibitory effect of thyme and basil essential oils, carvacrol, thymol, estragol, linalool and pcymene towards Shigella sonnei and S. flexneri. Food Microbiol 21:33-42.

[4] Pal M, Mahendra R (2015) Sanitation in Food Establishments. First Edition, LAMBERT Academic Publishing, Saarbruchen, Germany.

[5] Heinz G, Hautzinger P (2007) Meat Processing Technology. For Small-to Medium Scale Producers. Food and Agriculture Organization of the United Nations Regional Office for Asia and the Pacific.

[6] Pal M (2014) Preservation of various foods. Ph.D. Lecture Note, Addis Ababa University, College of Veterinary Medicine and Agriculture, Debre Zeit, Ethiopia. pp.1-11.

[7] Jay J M, Loessner MJ, Golden DA (2005) Modern Food Microbiology, 7th Ed., Springer Science and Business Media. NY. pp: 63-101.

[8] LAWRIE R. A. 1974:Meat science. Second Edition. Pergamon Press. Oxford. New York. Toronto. Sydney. Braunschweig.- 417p.

[9] C.N.E.R.N.A : COMMISSION « VIANDES ET PRODUITS CARNES » 1982 :Hygiène et technologie de la viande fraîche. Viandes et Prod.carnés. Ed. CNRS.- Paris – 353P.

[10] CENTRE D'INFORMATION DES VIANDES, 1996.Viandes et Chaîne du froid, 8p. < en ligne > Accès Internet http:/www.civ-viande.org.

[11] LEGRAND I., RENERRE M., 1998 :Améliorer la conservation des viandes. Supplémenter les animaux en vitamine E. Viandes et Prod. Carnés 19(2) : 99-104.

[12] CARTIER P., 1997.Le point sur… la qualité microbiologique de la viande bovine. INTERBEV. 6 (1) : 16 – 106.

[13] FRENCIA J.P., 1999.Réfrigération : Réduire les pertes de poids. Viandes et prod. carnés. 20 (5) **:** 187-190.

[14] BONNEAU M., TOURAILLE C., PARDON P., LEBAS F., FAUCONNEAU B., REMIGNON H. 1999.Amélioration de la qualité des carcasses et des viandes. Prod. Animal. 1(1) : 95 – 110.

[15] ROSSET R., 1995 : Denrées périssables, froid et qualité des aliments. Cas particulier des viandes. -Paris : APRIA. 22 (1):1-101.

[16] OUHAYOUN J., DAUDIN J. D. et RAYNAL H. 1990 : Technologie de l'abattage du lapin. Influence de la température de l'air de réfrigération sur les pertes d'eau et sur l'acidification musculaire. V.P.C. Vol 11 (2) : 69 – 73.

[17] CENTRE TECHNIQUE DE LA SALAISON ET DES CONSERVES DE VIANDE (C.T.S.C.C.V.), 1961. Froid en charcuterie.- C.T.S.C.C.V. 48p.

[18] DAUDIN J. D. et KONDJOYAN A. 1990. Evaluation des pertes de poids pendant le stockage des viandes par un calcul simple.Viandes et Prod. Carnés 11 (6, 6 bis, 6 ter) : 321 – 322.

[19] PIRGIRARD L., MIRADE P. S., 1999 : Installation de ressuage de gros bovins : Vers la maîtrise de l'aéraulique en abattoir. Viandes et prod. Carnés. 4 (20) : 123 – 130.

[20] ECHEVERRY A., LONERAGAN G. H. AND BRASHEARS M. M., 2006. Survival of *Escherichia coli* O157:H7 in Bovine feces over time under various temperature conditions. J. Food. Prot. 12 (69) : 2851 – 2855.

[21] AGENCE CANADIENNE DE L'INSPECTION DES ALIMENTS., 2007. Manuel des méthodes de l'hygiène des viandes. [en ligne], accès Internet : http:/www.inspection.gc.ca/francais/util/notavif.shtml.

[22] COME D. et ULRICH R., 1995. La chaîne du froid. Paris : Hermann Ed. – 587p.

[23] PIRGIRARD L., MIRADE P. S., 1999 : Installation de ressuage de gros bovins : Vers la maîtrise de l'aéraulique en abattoir. Viandes et prod. Carnés. 4 (20) : 123 – 130.

[24] RENERRE M., LABADIE J., 1993: Fresh red meat packaging and meat quality. Proc. Calgary, 7 (12) : 361-387.

[25] JEAN L., ROUX, 1994 : Conservation des aliments par le froid. Conserver les aliments. Comparaison des Méthodes et des Technologies. - Wageningen : CTA. - 705p.

[26] MARTINEAU C., BERTRAND G. LEQUENNE D., 2005 : Evolution post mortem de la couleur des carcasses de veaux. Compte rendu final n°170532020. Institut de l'Elevage, Le Rheu ; INTERBEV, OFIVAL, Paris.

[27] MONING G., 2003 : Abattage des porcs et qualité des carcasses et des viandes. INRA, Station de Recherches sur la viande, theix, 63122 Saint- Genès-Champanelle. 109p. [en ligne], accès Internet :http:/www. inra.fr/france/util/.shtml.

[28] INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID (I.I.F.), 1964 : Les techniques frigorifiques dans les pays chauds en voie de développement. I.I.F. - 116p.

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

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

[31] H.J. BREIDERT. Traduction de JEAN-LOUISCAUCHEPIN «Calcul des chambres froides » 18, rue Saint-Denis, 75001 PARIS- Dépôt légal : Avril 1998.

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

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

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

[35] 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).

[36] Cfmn Log- Cours générale le froid www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf

[37] Danfoss : Guide du monteur Dèshydrateurs et voyants.

[38] Aide-mémoire Régulation.

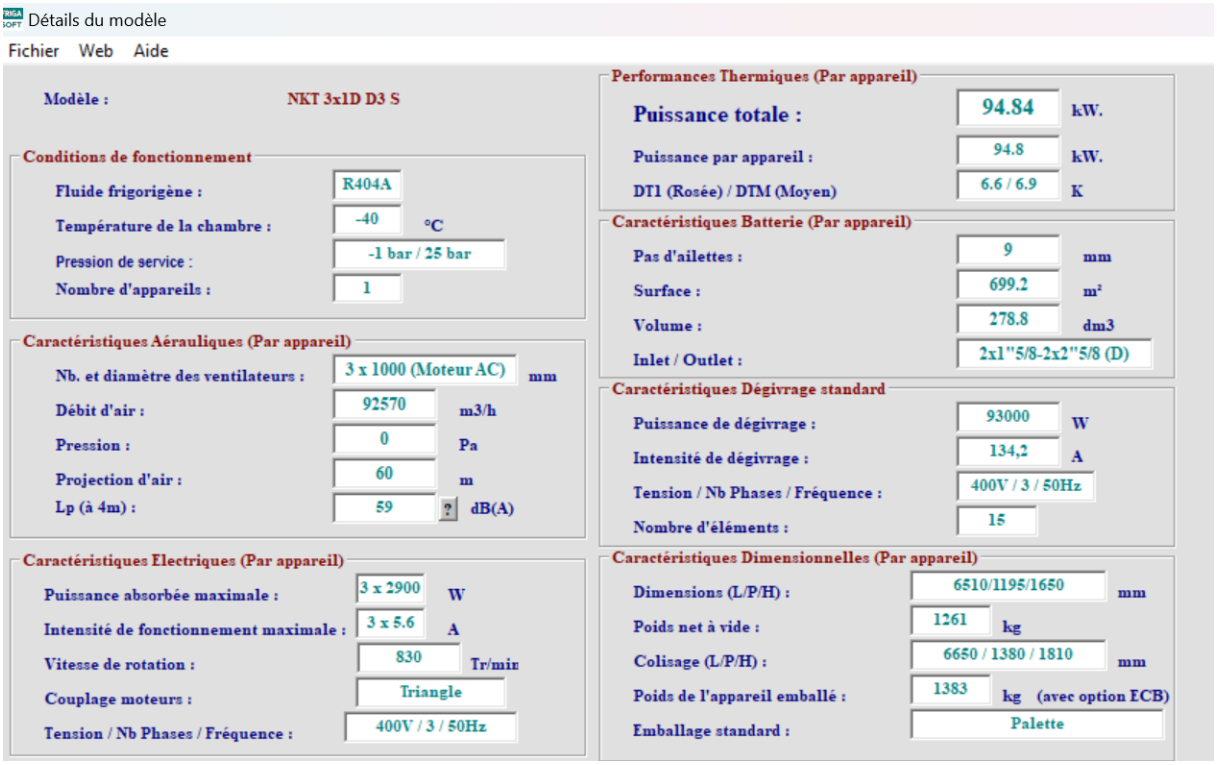
Logiciels et catalogues de sélection

Friga-bohn	2024-V4.11
Copeland	Select8
SOLKANE 8	2024
Danfoss	2023

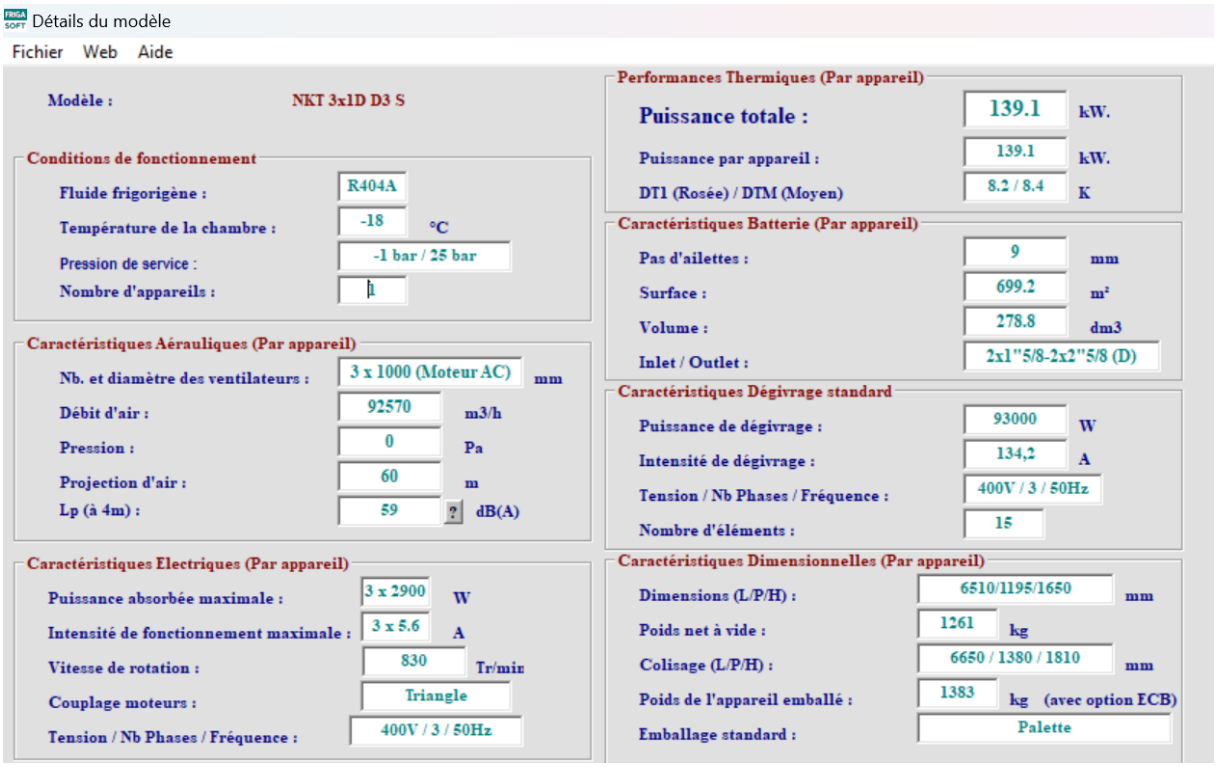
Annexes

Annexe (A) : Tableaux de sélection : Evaporateurs

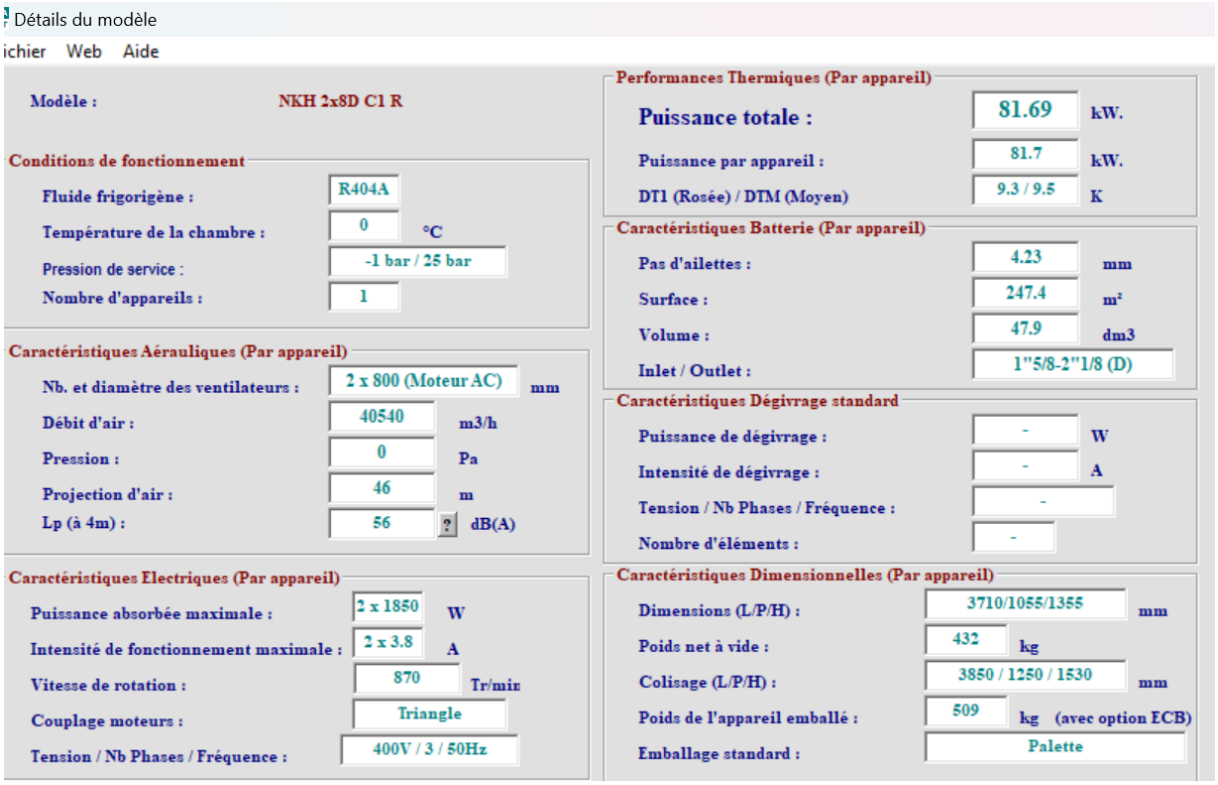
Tunnel de congélation :



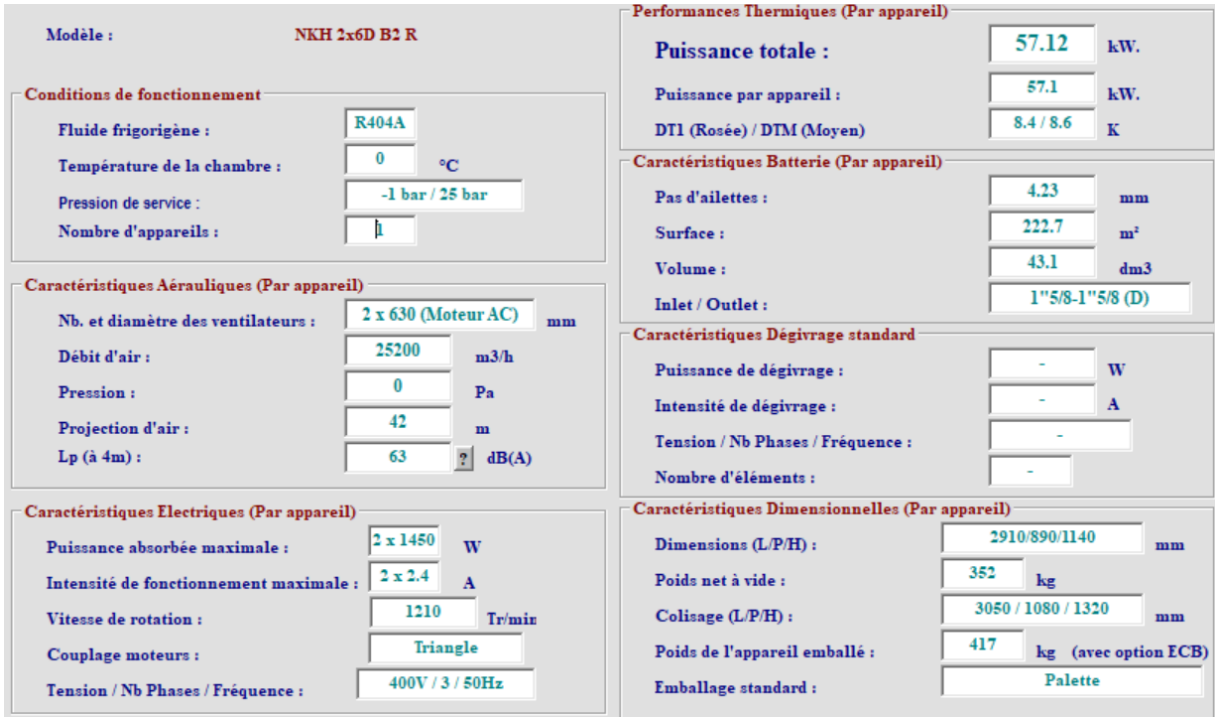
Chambre 01 :



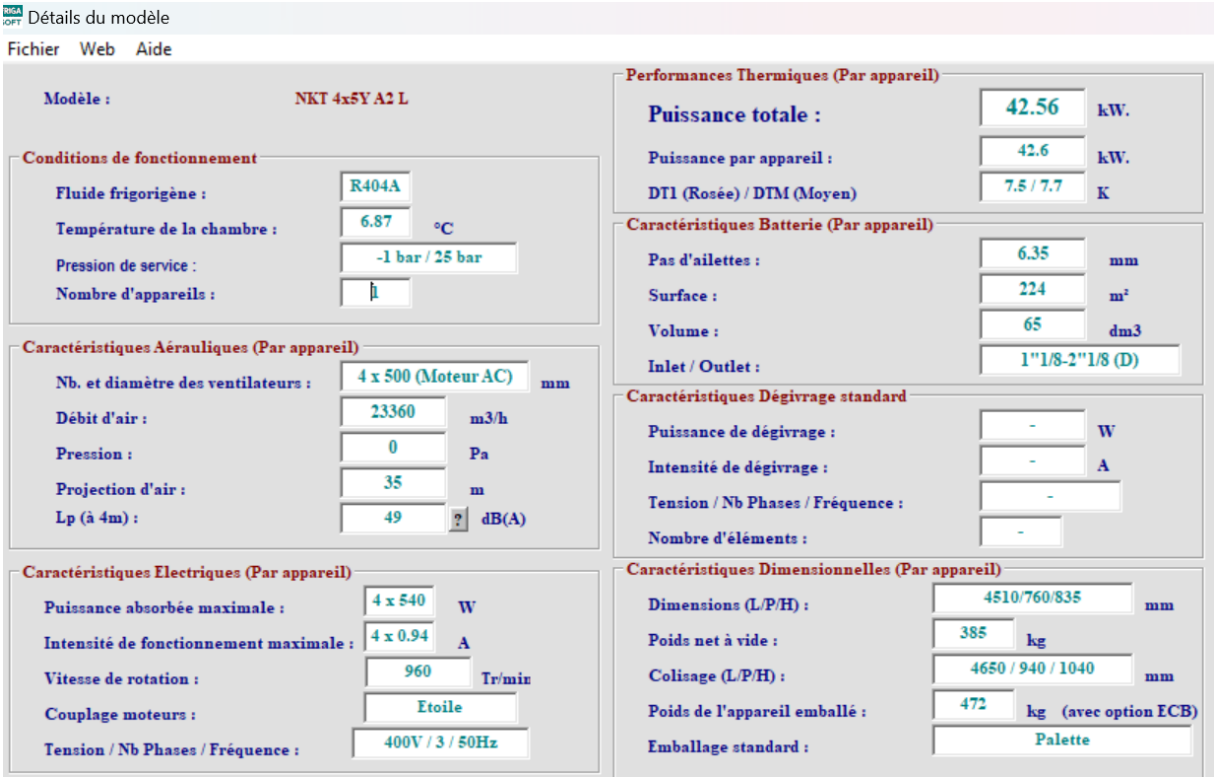
Chambre 02 :



Chambre 03 :



SAS :


Détails du modèle
Fichier Web Aide
Modèle : NKT 4x5Y A2 L
Conditions de fonctionnement
Fluide frigorigène : R404A
Température de la chambre : 6.87 °C
Pression de service : -1 bar / 25 bar
Nombre d'appareils : 1
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)
Nb. et diamètre des ventilateurs : 4 x 500 (Moteur AC) mm
Débit d'air : 23360 m3/h
Pression : 0 Pa
Projection d'air : 35 m
Lp (à 4m) : 49 dB(A)
Caractéristiques Electriques (Par appareil)
Puissance absorbée maximale : 4 x 540 W
Intensité de fonctionnement maximale : 4 x 0.94 A
Vitesse de rotation : 960 Tr/min
Couplage moteurs : Etoile
Tension / Nb Phases / Fréquence : 400V / 3 / 50Hz
Performances Thermiques (Par appareil)
Puissance totale : 42.56 kW.
Puissance par appareil : 42.6 kW.
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) 7.5 / 7.7 K
Caractéristiques Batterie (Par appareil)
Pas d'ailettes : 6.35 mm
Surface : 224 m²
Volume : 65 dm3
Inlet / Outlet : 1"1/8-2"1/8 (D)
Caractéristiques Dégivrage standard
Puissance de dégivrage : - W
Intensité de dégivrage : - A
Tension / Nb Phases / Fréquence : -
Nombre d'éléments : -
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)
Dimensions (L/P/H) : 4510/760/835 mm
Poids net à vide : 385 kg
Colisage (L/P/H) : 4650 / 940 / 1040 mm
Poids de l'appareil emballé : 472 kg (avec option ECB)
Emballage standard : Palette

Annexe (B) : Tableaux de sélection : Compresseurs

Tunnel de congélation :

PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-46,0 / 49,0 °C
Compresseur	D6TA-150X
Puiss. Frigo., kW	7,76
Puiss. Absorbée, kW	10,55
C.O.P.	0,74
Intensité à 380 V, A	22,65
Débit massique à l'aspiration, g/s	59,40
Puis. calorifique, kW	17,75
Rendement isentropique, %	48,20

Données Mécaniques	
Nombre de cylindres	6
Volume balayé à 60 Hz, m^3/h	67,6
Alésage/Course, mm	63,5/50,8
Longueur/Largeur, mm	755/585
Hauteur, mm	575
Poids net, kg	224
Poids brut, kg	254
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 3/8
Quantité d'huile, l	3,3
Type d'huile (charge d'origine)	POE RL32-3MAF
Type d'huile (huiles approuvées)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18)
PS Côté HP, relative, bar	32,5
PS Côté BP, relative, bar	22,5
GWP du fluide	3922
Classification du fluide	A1

Données éléctriques du compresseur	
Class de protection par defaut	IP 54 (IEC 34)

Chambre 01 :

PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-24,0 / 49,0 °C
Compresseur	D2SA-45X
Puiss. Frigo., kW	6,94
Puiss. Absorbée, kW	5,04
C.O.P.	1,38
Intensité à 380 V, A	9,13
Débit massique à l'aspiration, g/s	54,20
Puis. calorifique, kW	11,75
Rendement isentropique, %	58,39

Données Mécaniques	
Nombre de cylindres	2
Volume balayé à 60 Hz, m^3/h	27,0
Alésage/Course, mm	61,9/42,8
Longueur/Largeur, mm	560/330
Hauteur, mm	395
Poids net, kg	90
Poids brut, kg	95
Aspiration, pouce	1 1/8
Refoulement, pouce	7/8
Plage de fréquence du Drive, Hz	25 - 60
Quantité d'huile, l	2,4
Type d'huile (charge d'origine)	POE RL32-3MAF
Type d'huile (huiles approuvées)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14)
PS Côté HP, relative, bar	32,5
PS Côté BP, relative, bar	22,5
GWP du fluide	3922
Classification du fluide	A1

Données éléctriques du compresseur	
Intensité max. de fonction., A	13,7
Courant rotor bloqué, A	76,1
Class de protection par defaut	IP 54 (IEC 34)

Chambre 02 :

PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-6,0 / 49,0 °C
Compresseur	D2SA-45X
Puiss. Frigo., kW	15,65
Puiss. Absorbée, kW	7,54
C.O.P.	2,07
Intensité à 380 V, A	12,62
Débit massique à l'aspiration, g/s	126,00
Puis. calorifique, kW	22,80
Rendement isentropique, %	58,07

Données Mécaniques	
Nombre de cylindres	2
Volume balayé à 60 Hz, m^3/h	27,0
Alésage/Course, mm	61,9/42,8
Longueur/Largeur, mm	560/330
Hauteur, mm	395
Poids net, kg	90
Poids brut, kg	95
Aspiration, pouce	1 1/8
Refoulement, pouce	7/8
Plage de fréquence du Drive, Hz	25 - 60
Quantité d'huile, l	2,4
Type d'huile (charge d'origine)	POE RL32-3MAF
Type d'huile (huiles approuvées)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14)
PS Côté HP, relative, bar	32,5
PS Côté BP, relative, bar	22,5
GWP du fluide	3922
Classification du fluide	A1

Données éléctriques du compresseur	
Intensité max. de fonction., A	13,7
Courant rotor bloqué, A	76,1
Class de protection par defaut	IP 54 (IEC 34)

Chambre 03 :

PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-6,0 / 49,0 °C
Compresseur	D2SA-45X
Puiss. Frigo., kW	15,65
Puiss. Absorbée, kW	7,54
C.O.P.	2,07
Intensité à 380 V, A	12,62
Débit massique à l'aspiration, g/s	126,00
Puis. calorifique, kW	22,80
Rendement isentropique, %	58,07

Données Mécaniques	
Nombre de cylindres	2
Volume balayé à 60 Hz, m^3/h	27,0
Alésage/Course, mm	61,9/42,8
Longueur/Largeur, mm	560/330
Hauteur, mm	395
Poids net, kg	90
Poids brut, kg	95
Aspiration, pouce	1 1/8
Refoulement, pouce	7/8
Plage de fréquence du Drive, Hz	25 - 60
Quantité d'huile, l	2,4
Type d'huile (charge d'origine)	POE RL32-3MAF
Type d'huile (huiles approuvées)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14)
PS Côté HP, relative, bar	32,5
PS Côté BP, relative, bar	22,5
GWP du fluide	3922
Classification du fluide	A1

Données éléctriques du compresseur	
Intensité max. de fonction., A	13,7
Courant rotor bloqué, A	76,1
Class de protection par defaut	IP 54 (IEC 34)

SAS :

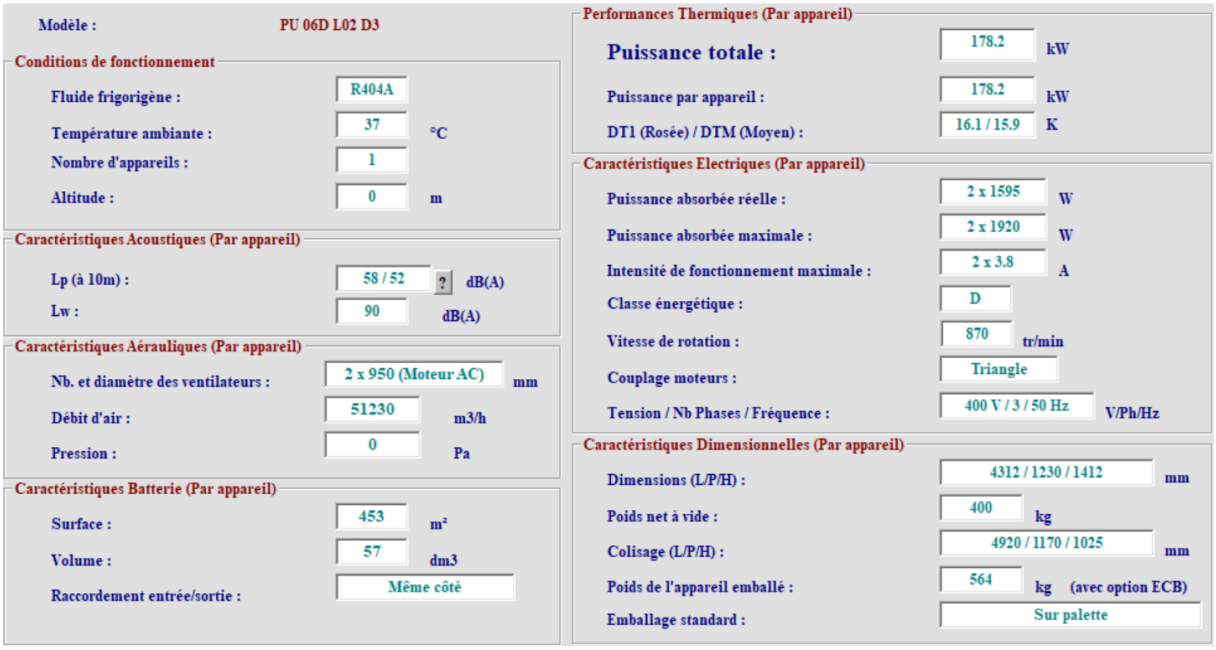
PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	0,9 / 49,0 °C
Compresseur	D2SA-55X
Puiss. Frigo., kW	20,20
Puiss. Absorbée, kW	7,99
C.O.P.	2,53
Intensité à 380 V, A	13,87
Débit massique à l'aspiration, g/s	166,00
Puis. calorifique, kW	27,80
Rendement isentropique, %	59,09

Données Mécaniques	
Nombre de cylindres	2
Volume balayé à 60 Hz, m^3/h	27,0
Alésage/Course, mm	61,9/42,8
Longueur/Largeur, mm	560/330
Hauteur, mm	395
Poids net, kg	90
Poids brut, kg	95
Aspiration, pouce	1 1/8
Refoulement, pouce	7/8
Plage de fréquence du Drive, Hz	25 - 60
Quantité d'huile, l	2,4
Type d'huile (charge d'origine)	POE RL32-3MAF
Type d'huile (huiles approuvées)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14)
PS Côté HP, relative, bar	32,5
PS Côté BP, relative, bar	22,5
GWP du fluide	3922
Classification du fluide	A1

Données éléctriques du compresseur	
Intensité max. de fonction., A	15,7
Courant rotor bloqué, A	77,4
Class de protection par defaut	IP 54 (IEC 34)

Annexe (C) : Tableaux de sélection : Condenseurs

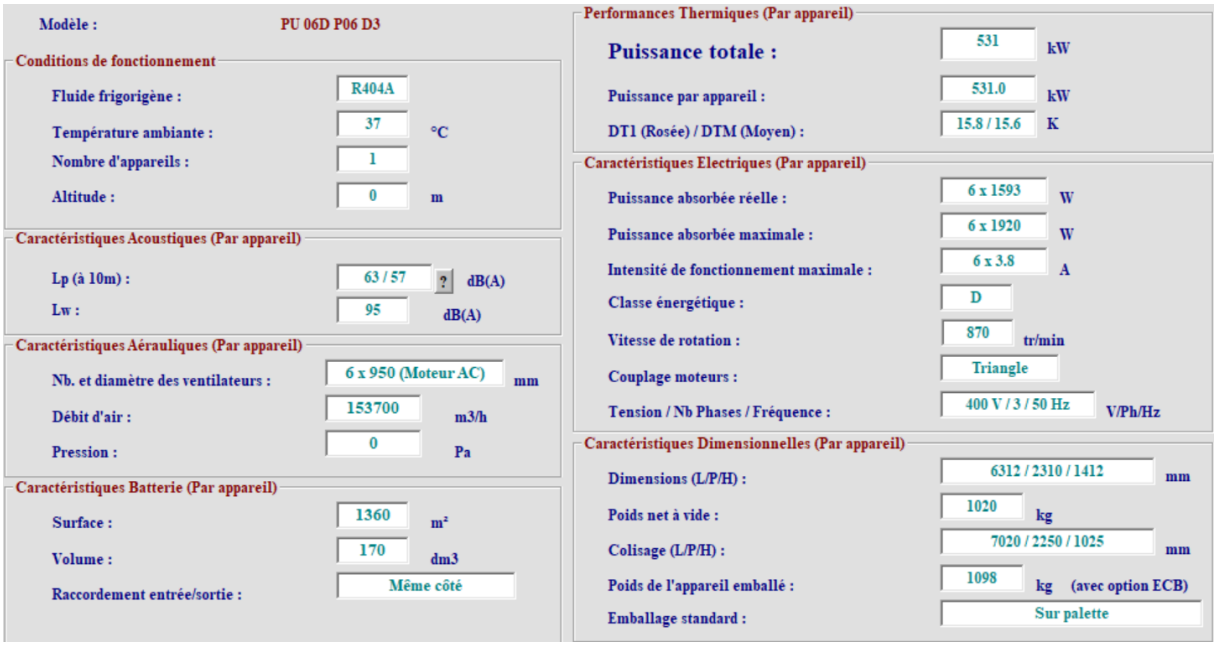
Tunnel de congélation :



Modèle :	PU 06D L02 D3
Conditions de fonctionnement	
Fluide frigorigène :	R404A
Température ambiante :	37 °C
Nombre d'appareils :	1
Altitude :	0 m
Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)	
Lp (à 10m) :	58 / 52 ? dB(A)
Lw :	90 dB(A)
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)	
Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 950 (Moteur AC) mm
Débit d'air :	51230 m3/h
Pression :	0 Pa
Caractéristiques Batterie (Par appareil)	
Surface :	453 m²
Volume :	57 dm3
Raccordement entrée/sortie :	Même côté

Performances Thermiques (Par appareil)	
Puissance totale :	178.2 kW
Puissance par appareil :	178.2 kW
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	16.1 / 15.9 K
Caractéristiques Electriques (Par appareil)	
Puissance absorbée réelle :	2 x 1595 W
Puissance absorbée maximale :	2 x 1920 W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 3.8 A
Classe énergétique :	D
Vitesse de rotation :	870 tr/min
Couplage moteurs :	Triangle
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400 V / 3 / 50 Hz V/Ph/Hz
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)	
Dimensions (L/P/H) :	4312 / 1230 / 1412 mm
Poids net à vide :	400 kg
Colisage (L/P/H) :	4920 / 1170 / 1025 mm
Poids de l'appareil emballé :	564 kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Sur palette

Chambre 01 :



Modèle :	PU 06D P06 D3
Conditions de fonctionnement	
Fluide frigorigène :	R404A
Température ambiante :	37 °C
Nombre d'appareils :	1
Altitude :	0 m
Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)	
Lp (à 10m) :	63 / 57 ? dB(A)
Lw :	95 dB(A)
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)	
Nb. et diamètre des ventilateurs :	6 x 950 (Moteur AC) mm
Débit d'air :	153700 m3/h
Pression :	0 Pa
Caractéristiques Batterie (Par appareil)	
Surface :	1360 m²
Volume :	170 dm3
Raccordement entrée/sortie :	Même côté

Performances Thermiques (Par appareil)	
Puissance totale :	531 kW
Puissance par appareil :	531.0 kW
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	15.8 / 15.6 K
Caractéristiques Electriques (Par appareil)	
Puissance absorbée réelle :	6 x 1593 W
Puissance absorbée maximale :	6 x 1920 W
Intensité de fonctionnement maximale :	6 x 3.8 A
Classe énergétique :	D
Vitesse de rotation :	870 tr/min
Couplage moteurs :	Triangle
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400 V / 3 / 50 Hz V/Ph/Hz
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)	
Dimensions (L/P/H) :	6312 / 2310 / 1412 mm
Poids net à vide :	1020 kg
Colisage (L/P/H) :	7020 / 2250 / 1025 mm
Poids de l'appareil emballé :	1098 kg (avec option ECB)
Emballage standard :	Sur palette

Chambre 02 :

Modèle :	WA 81 04/06P		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température ambiante :	37	°C	
Nombre d'appareils :	1		
Altitude :	0	m	
Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)			
Lp (à 10m) :	63 / 57 ?	dB(A)	
Lw :	95	dB(A)	
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	3 x 630 (Moteur AC)	mm	
Débit d'air :	32030	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Surface :	107	m²	
Volume :	18.2	dm3	
Pas d'ailettes :	2.12	m	

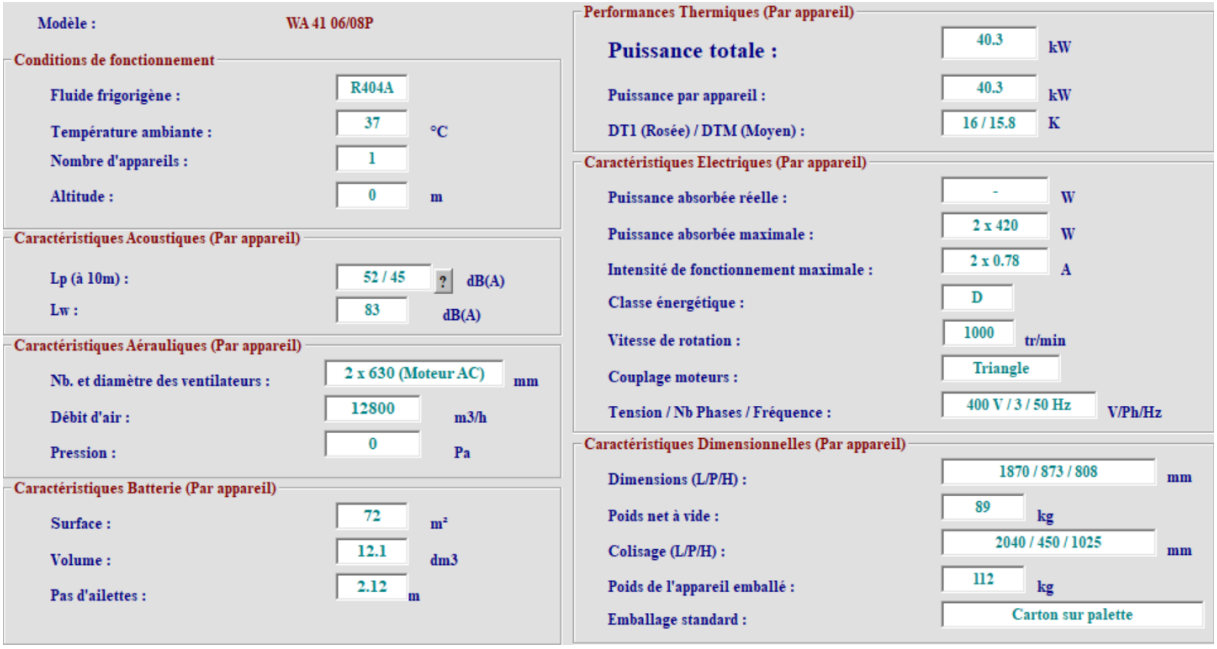
Performances Thermiques (Par appareil)		
Puissance totale :	79.4	kW
Puissance par appareil :	79.4	kW
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	15.4 / 15.2	K
Caractéristiques Electriques (Par appareil)		
Puissance absorbée réelle :	-	W
Puissance absorbée maximale :	3 x 1900	W
Intensité de fonctionnement maximale :	3 x 3.2	A
Classe énergétique :	E	
Vitesse de rotation :	1500	tr/min
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400 V / 3 / 50 Hz	V/Ph/Hz
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)		
Dimensions (L/P/H) :	2770 / 873 / 808	mm
Poids net à vide :	137	kg
Colisage (L/P/H) :	3010 / 450 / 1046	mm
Poids de l'appareil emballé :	192	kg
Emballage standard :	Carton sur palette	

Chambre 03 :

Modèle :	WA 54 04/06P		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température ambiante :	37	°C	
Nombre d'appareils :	1		
Altitude :	0	m	
Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)			
Lp (à 10m) :	62 / 55 ?	dB(A)	
Lw :	93	dB(A)	
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 630 (Moteur AC)	mm	
Débit d'air :	21350	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Surface :	72	m²	
Volume :	12.1	dm3	
Pas d'ailettes :	2.12	m	

Performances Thermiques (Par appareil)		
Puissance totale :	54.3	kW
Puissance par appareil :	54.3	kW
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	15.8 / 15.6	K
Caractéristiques Electriques (Par appareil)		
Puissance absorbée réelle :	-	W
Puissance absorbée maximale :	2 x 1900	W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 3.2	A
Classe énergétique :	E	
Vitesse de rotation :	1500	tr/min
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400 V / 3 / 50 Hz	V/Ph/Hz
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)		
Dimensions (L/P/H) :	1870 / 873 / 808	mm
Poids net à vide :	93	kg
Colisage (L/P/H) :	2040 / 450 / 1025	mm
Poids de l'appareil emballé :	116	kg
Emballage standard :	Carton sur palette	

SAS :



Modèle : WA 41 06/08P

Conditions de fonctionnement
- Fluide frigorigène : R404A
- Température ambiante : 37 °C
- Nombre d'appareils : 1
- Altitude : 0 m

Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)
- Lp (à 10m) : 52 / 45 dB(A)
- Lw : 83 dB(A)

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)
- Nb. et diamètre des ventilateurs : 2 x 630 (Moteur AC) mm
- Débit d'air : 12800 m3/h
- Pression : 0 Pa

Caractéristiques Batterie (Par appareil)
- Surface : 72 m²
- Volume : 12.1 dm3
- Pas d'ailettes : 2.12 m

Performances Thermiques (Par appareil)
- Puissance totale : 40.3 kW
- Puissance par appareil : 40.3 kW
- DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) : 16 / 15.8 K

Caractéristiques Electriques (Par appareil)
- Puissance absorbée réelle : - W
- Puissance absorbée maximale : 2 x 420 W
- Intensité de fonctionnement maximale : 2 x 0.78 A
- Classe énergétique : D
- Vitesse de rotation : 1000 tr/min
- Couplage moteurs : Triangle
- Tension / Nb Phases / Fréquence : 400 V / 3 / 50 Hz V/Ph/Hz

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)
- Dimensions (L/P/H) : 1870 / 873 / 808 mm
- Poids net à vide : 89 kg
- Colisage (L/P/H) : 2040 / 450 / 1025 mm
- Poids de l'appareil emballé : 112 kg
- Emballage standard : Carton sur palette

Annexe (D) :Tableaux de sélection des détendeurs

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

Température du fluide à l'entrée du détendeur °C	R404A				Facteur de correction kt 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
					Facteur de correction kΔp											
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
KΔp	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)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
KΔp	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Pour un sous refroidissement supérieur à 15 K, reportez-vous au facteur de correction de la page 188 du catalogue.

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			