

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

PARTIE I : CADRE GENERAL DU SUJET

Chapitre 1 : RAPPELS DES PRINCIPES DE CONSERVATION ALIMENTAIRE..	3
I. Généralités.....	3
II. Les techniques de conservation des aliments.....	3
III. Les techniques de conservation par le froid.....	3
Chapitre 2 : DESCRIPTION DU PROJET.....	5
I. Description du projet.....	5
I.1. Les chambres froides positives.....	7
I.2. Les chambres froides négatives.....	7
I.3. La salle de traitements frigorifiques.....	7
Chapitre 3 : PRINCIPES DE PRODUCTION DU FROID.....	8
I. Généralités.....	8
II. Les modes de transfert thermique.....	8
II.1. Conduction.....	8
II.2. Convection.....	10
II.3. Rayonnement.....	10
III. Les moyens de production du froid.....	10
IV. Schéma général d'une installation frigorifique.....	11
IV.1. Constitution.....	11
IV.2. Définition des quatre principaux organes du circuit frigorifique.....	12

PARTIE II : CALCULS ET DIMENSIONNEMENTS DE L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE

Chapitre 1 : BILAN FRIGORIFIQUE DES CHAMBRES FROIDES.....	20
I. Méthodes de calcul des charges thermiques.....	20

I.1. Généralités.....	20
I.2. Charges thermiques externes.....	20
I.2.1. Charge thermique par transmission à travers les parois.....	21
I.2.2. Charge thermique due au renouvellement d'air.....	23
I.2.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes.....	23
I.3. Charges thermiques internes.....	25
I.3.1. Charge thermique due aux denrées entrantes.....	25
I.3.2. Charge thermique due à la respiration des denrées.....	26
I.3.3. Charge thermique due à l'éclairage.....	26
I.3.4. Charge thermique due aux personnes.....	27
I.3.5. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs.....	27
I.3.6. Charge thermique due aux résistances de dégivrage.....	28
II. Applications et Interprétation des résultats.....	29
II.1. Calculs des charges thermiques externes.....	29
II.1.1. Calcul de charge thermique par transmission à travers les parois.....	33
II.1.2. Calcul de charge thermique due au renouvellement d'air.....	36
II.1.3. Calcul de charge thermique due à l'ouverture des portes.....	37
II.2. Calculs des charges thermiques internes.....	39
II.2.1. Calcul de charge thermique due aux denrées entrantes.....	39
II.2.2. Calcul de charge thermique due à la respiration des denrées.....	40
II.2.3. Calcul de charge thermique due à l'éclairage.....	40
II.2.4. Calcul de charge thermique due aux personnes.....	41
II.2.5. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur.....	41
II.3. Contrôle des puissances frigorifiques effectives.....	42
II.3.1. Les chambres froides positives.....	42
II.3.2. Les chambres froides négatives.....	43
II.3.3. Calcul de charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs.....	43
II.3.4. Calcul de charge thermique due aux résistances de dégivrage.....	44
II.3.5. Calcul des puissances frigorifiques effectives.....	44

Chapitre 2 : SELECTION ET DIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS DE L'INSTALLATION

I. Sélection des composants.....	46
I.1. Sélection des composants des chambres froides positives CF1, CF2, CF3.....	46

I.1.1. Les évaporateurs.....	46
I.1.2. Les compresseurs.....	49
I.1.3. Les condenseurs.....	51
II. Dimensionnement des tuyauteries.....	54
II.1. Tuyauterie commune.....	54
II.2. Tuyauterie propre à chaque chambre froide.....	55
II.3. Caractéristiques des tuyauteries.....	56
III. Choix des détendeurs.....	58
IV. Schéma fluidique.....	65

Chapitre 3 : DIMENSIONNEMENT DU CLIMATISEUR DE LA SALLE DE TRAITEMENTS FRIGORIFIQUES

I. Généralités.....	66
II. Principe de fonctionnement.....	66
III. Classification et les différents types de climatiseurs.....	68
III.1. Classifications.....	68
III.2. Les différents types de climatiseurs.....	69
IV. Bilan thermique de climatisation de la salle de traitements frigorifiques.....	72
IV.1. Les climats intérieurs de type industriel	73
IV.2. Les conditions extérieures de base.....	73
IV.2.1. Température sèche extérieure de base.....	73
IV.2.2. Degré hygrométrique extérieure de base	74
IV.2.2.1. Corrections des conditions extérieures de base	75
IV.3. Données intérieures de base.....	75
IV.4. Les charges dues à l'environnement du local.....	75
IV.4.1. Charges dues à l'environnement intérieur	76
IV.4.1.1. Apports dus aux occupants.....	76
IV.4.1.2. Apports dus aux machines électriques	78
IV.4.1.3. Apports dus à l'éclairage	79
IV.4.1.4. Apports dus aux denrées entrantes	80
IV.4.1.5. Apports dus à la respiration des denrées.....	81
IV.4.2. Charges dues à l'environnement extérieur	81
IV.4.2.1. Apports par renouvellement d'air et infiltration	81
IV.4.2.2. Apports dus aux vitrages.....	82

IV.2.3. Apports par les parois extérieures	84
IV.2.3.1. Apports dus à la chaleur du rayonnement solaire sur les murs	84
IV.2.3.2. Apports par transmission à travers les parois.....	84

PARTIE III : DOCUMENT D'EXPLOITATION ET MAINTENANCE

Chapitre 1 : LES OPERATIONS DE MISE EN SERVICE.....	89
I. Le matériel de mise en service.....	89
II. Recherche des fuites.....	90
II.1. Installation neuve ou rénovation.....	90
II.2. Installation déjà en service ou préchargée.....	91
II.3. Méthodes et moyens utilisés.....	92
II.4. Mise en œuvre	92
III. Mise sous vide d'une installation.....	93
IV. Cassage du vide.....	94
V. Mise sous vide partielle après intervention.....	95
VI. Charge en fluide frigorigène.....	95
VI.1. Charge en liquide.....	95
VI.2. Compléments de charge en fluide frigorigène	97
VII. Vérification de bon fonctionnement de l'installation	98
VIII. Brasage.....	100
IX. Soutirage et complément d'huile.....	101
 Chapitre 2 : LES PANNES FRIGORIFIQUES.....	 104
I. Panne du détendeur « trop petit ».....	104
II. Panne du manque de charge.....	106
III. Panne de la pré-détente ou Flash-Gas.....	107
IV. Panne de l'évaporateur « trop petit ».....	108
V. Panne du compresseur « trop petit ».....	110
VI. Panne de l'excès de charge	111
VII. Pannes des incondensables.....	113
VIII. Panne du condenseur « trop petit ».....	114
IX. Synthèse des pannes frigorifiques.....	116

Chapitre 3 : MAINTENANCE	117
I. Analyse du lubrifiant en laboratoire.....	117
I.1. Procédure.....	117
I.2. Eléments analysés.....	118
I.3. Résultats.....	118
I.4. Tests d’analyses rapides.....	118
II. Analyse du lubrifiant sur site.....	120
II.1. Procédure.....	120
III. Analyse vibratoire.....	121
IV. Organigramme de maintenance.....	122

PARTIE IV : ETUDES ECONOMIQUE ET D’IMPACT ENVIRONNEMENTAL

Chapitre 1 : EVALUATION FINANCIERE DE L’INSTALLATION	123
I. Cadre logique.....	123
II. Coût du projet	125
III. Rentabilité du projet.....	125
III.1. Taux de Rentabilité Interne (TRI).....	125
III.2. Valeur Actuelle Nette (VAN).....	126
III.3. Indice de Profitabilité (IP).....	126
III.4. Temps de remboursement.....	127
Chapitre 2 : PROTECTION DE L’ENVIRONNEMENT	128
I. Impacts négatifs.....	129
II. Impacts positifs.....	134
III. Mesures prises.....	134
CONCLUSION.....	137

ANNEXES

LISTE DES TABLEAUX

Tableau n°1 : Résistances thermiques des parois des chambres froides

Tableau n°2 : Coefficient de transmission thermique k d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques

Tableau n°3 : Différentes couches de matériaux constituant le sol et ses caractéristiques

Tableau n°4 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide

Tableau n°5 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide

Tableau n°6 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Tableau n°7 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques

Tableau n°8 : Données pour CF1

Tableau n°9 : Données pour CF2

Tableau n°10 : Données pour CF3

Tableau n°11 : Données pour CF4

Tableau n°12 : Données pour CF5

Tableau n°13 : Données pour CF6

Tableau n°14 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF1

Tableau n°15 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF2

Tableau n°16 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF3

Tableau n°17 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF4

Tableau n°18 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF5

Tableau n°19 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF6

Tableau n°20 : Charge thermique due au renouvellement d'air

Tableau n°21 : Calcul du temps d'ouverture des portes

Tableau n°22 : Charge thermique due à l'ouverture des portes

Tableau n°23 : Charge thermique due aux denrées entrantes

Tableau n°24 : Charge thermique due à la respiration des denrées

Tableau n°25 : Charge thermique due à l'éclairage

Tableau n°26 : Charge thermique due aux personnes

Tableau n°27 : Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

Tableau n°28 : Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides positives

Tableau n°29 : Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides négatives

Tableau n°30 : Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

Tableau n°31 : Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Tableau n°32 : Puissances frigorifiques effectives

Tableau n°33 : Perte de charge admissible dans les différentes tuyauteries

Tableau n°34 : Vitesse d'écoulement admissible dans les différentes tuyauteries

Tableau n°35 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune d'aspiration

Tableau n°36 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune de refoulement

Tableau n°37 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune de liquide

Tableau n°38 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration

Tableau n°39 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie de liquide

Tableau n°40 : Caractéristiques de la tuyauterie commune de CF1, CF2 et CF3

Tableau n°41 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF1

Tableau n°42 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF2

Tableau n°43 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF3

Tableau n°44 : Caractéristiques de la tuyauterie commune de CF4 & CF5

Tableau n°45 : Caractéristique de la tuyauterie de CF4

Tableau n°46 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF5

Tableau n°47 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF6

Tableau n°48 : Rendement en fonction de la puissance nominale du moteur

LISTE DES FIGURES

Figure n°1 : Schéma général de l'installation

Figure n°2 : Transfert thermique par conduction sur un corps homogène

Figure n°3 : cycle frigorifique

Figure n°4 : numérotation des parois des chambres froides

Figure n°5 : Schéma fluidique des chambres froides

Figure n°6 : Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur

Figure n°7 : Schéma de fonctionnement en froid d'un climatiseur

Figure n°8 : Schéma de fonctionnement en chaud d'un climatiseur

Figure n°9 : Schéma de principe de fonctionnement d'un système tout air avec sa centrale de traitement d'air

Figure n°10 : Schéma de principe de fonctionnement de la climatisation centrale à eau glacée

Figure n°11 : principe de fonctionnement d'un climatiseur Window

Figure n°12 : installation d'un split-system

Figure n°13 : différents modes d'évaporateurs pour un même condenseur

Figure n°14 : Courbe de J en fonction de k

Figure n°15 : quelques outillages du frigoriste

Figure n°16 : Montage pour recherche des fuites de fluide frigorigène

Figure n°17 : Courbe de saturation

Figure n°18 : montage pour tirage au vide

Figure n°19 : Montage pour charge en fluide frigorigène

Figure n°20 : Schéma d'un poste à braser

Figure n°21 : Soutirage d'huile

Figure n°22 : Complément d'huile

Figure n°23 : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques

LISTE DES ABREVIATIONS

- A** : coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement qui dépend de la couleur et de la nature de la paroi.
- C** : contenance d'une chambre froide [kg]
- c** : coefficient de correction qui tient compte du temps d'occupation [%]
- c₁** : capacité thermique massique moyenne entre t_1 et t_2 de chaque type de denrée introduite [kJ/kg.K]
- c₂** : capacité thermique massique moyenne entre t_2 et t_3 de chaque type de denrée introduite [kJ/kg.K]
- C_{ra}** : coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air
- d** : diamètre de la conduite [m]
- d_e** : densité d'entreposage de la denrée [kg/m³]
- d_i** : diamètre intérieur [m]
- d_t** : durée moyenne d'ouverture de la porte (aller et retour) [mn/t]
- e** : épaisseur de l'isolant [m]
- F** : facteur solaire du vitrage
- Fc** : franc comorien
- f_j** : flux journalier de produits [t/j]
- g** : accélération de la pesanteur = 9,81 [m/s²]
- H** : hauteur intérieure d'une chambre froide [m]
- H_{int}** : humidité relative à l'intérieur de la chambre froide [%]
- H_{ext}** : humidité relative à l'extérieur de la chambre froide [%]
- h** : différence de niveau entre le détendeur thermostatique et la tubulure de sortie du réservoir de liquide [m]
- h_{aa}** : enthalpie de l'air ambiant [kJ/kg]
- h_{ae}** : enthalpie de l'air extérieur [kJ/kg]
- h₁** : enthalpie massique en début de compression adiabatique [kJ/kg]
- h₄** : enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur [kJ/kg]
- H_g** : hauteur de gerbage [m]
- h_p** : hauteur d'une porte [m]

$1/h_{ext}$: résistance thermique externe [$m^2.K/W$]

$1/h_{int}$: résistance thermique interne [$m^2.K/W$]

i : nombre de personnes opérant dans la chambre froide

J : facteur de rayonnement

k : coefficient de transmission thermique [$W/m^2.K$]

k_{at} : coefficient de correction à appliquer aux apports effectifs pour tenir compte de l'altitude et du trouble de l'atmosphère

K_t : facteur de correction pour différentes températures d'évaporation et d'entrée du liquide dans le détendeur

$K_{\Delta p}$: facteur de correction pour différentes chutes de pression dans le détendeur

k_1 : coefficient de correction à appliquer aux apports effectifs des vitrages pour tenir compte d'un encadrement métallique du vitrage

L : chaleur latente de congélation de la denrée introduite [kJ/kg]

l : largeur intérieure d'une chambre froide [m]

l_{eq} : longueur équivalente de la tuyauterie considéré [m]

$l_{géo}$: longueur géométrique de la conduite considérée ; y compris les singularités ; mesurée le long de l'axe [m]

l_p : largeur d'une porte [m]

m : masse de denrées introduite chaque jour [kg/j]

m_{ae} : débit massique d'air extérieur [kg/s]

mvt : mouvement des denrées dans une chambre froide [%]

N : coefficient de correction à appliquer aux apports effectifs pour tenir compte du phénomène d'inertie thermique et l'orientation de la surface vitrée par rapport au flux solaire incident

n : taux de renouvellement d'air journalier

n_o : nombre d'occupants du local

p : profondeur intérieure d'une chambre froide [m]

p_m : puissance des moteurs des ventilateurs [W]

Q : charges thermiques [W]

Q_{abs} : puissance absorbée par le compresseur [kW]

Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes [W]

$Q_{dég}$: charge thermique due aux résistances de dégivrage [W]

$Q_{dét}$: capacité nominale du détendeur [kW]

Q_{ec} : charge thermique due à l'éclairage [W]

Q_{eff} : charge thermique effective [W]

$Q_{0,eff}$: puissance frigorifique effective [W]

Q_i : apports de chaleur dus aux infiltrations d'air [W]

Q_{int} : charge thermique intermédiaire [W]

Q_{Lo} : apport du à la chaleur latente [W]

q_{Lo} : chaleur latente d'un occupant [W]

Q_m : apports de chaleur réels dus aux machines électriques [W]

Q_o : apports de chaleur réels dus aux occupants [W]

Q_{op} : charge thermique due à l'ouverture des portes [W]

Q_s : apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs [W]

q_s : chaleur sensible dégagée par un occupant [W]

q_p : quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide [W]

Q_{pe} : charge thermique due aux personnes [W]

Q_{re} : charge thermique due au renouvellement d'air [W]

Q_{resp} : charge thermique due à la respiration des denrées [W]

q_{resp} : chaleur de respiration des produits considérés [kJ/t.h]

q_s : chaleur sensible dégagée par occupant [W]

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

q_v : débit d'air extérieur de renouvellement [m³/h]

Q_{vent} : charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs [W]

$Q_{0,int}$: puissance frigorifique intermédiaire [W]

$Q_{0,prév}$: puissance frigorifique prévisionnelle [W]

R_d : puissance de la résistance de dégivrage [W]

r_e : teneur en humidité de l'air extérieur [kg/kgas]

r_i : teneur en humidité de l'air intérieur [kg/kgas]
 S : surface de l'élément considéré [m²]
 S_o : surface de l'ouvrant [m²]
 T_a : température ambiante dans la chambre froide [°C]
 T_e : température extérieure [°C]
 T_1 : température initiale de la denrée introduite [°C]
 T_2 : température de congélation de la denrée introduite [°C]
 T_3 : température d'entreposage des denrées [°C]
 t_a : température ambiante dans la chambre froide [K]
 t_e : température extérieure [K]
 V : volume de la chambre froide [m³]
 V_s : volume de la salle de traitements frigorifiques
 V_{ae} : débit volumique d'air extérieur [m³/j]
 w : vitesse du fluide frigorigène [m.s⁻¹]
 W_a : puissance électrique absorbée par le moteur d'entraînement [W]
 W_e : puissance effective du moteur électrique [W]
 ϕ : rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur [W/m²]
 ϕ : degré hygrométrique de l'air pendant les mois les plus chauds [%]
 ϕ_e : degré hygrométrique extérieur de base [%]
 \emptyset : diamètre [m]
 ϕ_{max} : apport effectif maximal d'un vitrage ordinaire et non protégé au mois et à l'heure considérés [W/m²]
 Δh : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide [kJ/kg]
 Δp_{tot} : perte de charge totale d'une tuyauterie [bar]
 Δp_{rs} : perte de charge répartie et singulière [bar]
 Δp_{asc} : perte de charge sur la tuyauterie ascendante [bar]
 Δp_{acc} : perte de charges due aux accessoires [bar]
 Δt : écart de température [K]
 Δt_p : écart de température de l'air entre les deux côtés de la porte [K]
 $\Delta \theta$: écart de température [°C]

η : rendement du moteur électrique

η_0 : coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des denrées

θ_e : température extérieure sèche de base [°C]

$\theta_{e,m}$: moyenne des températures extérieures maximales des mois les plus chauds [°C]

λ : conductivité thermique du matériau [W/m.K]

ρ : masse volumique du fluide frigorigène [kg/m³]

ρ_{aa} : masse volumique de l'air de la chambre froide [kg/m³]

ρ_{ae} : masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre froide [kg/m³]

ρ_0 : masse volumique de l'air à 0°C [kg/m³]

τ : durée de présence de chaque personne dans la chambre froide [h/j] (généralement [8 h/j])

$\tau_{dég}$: durée journalière de dégivrage [h/j]

$\tau_{évap}$: durée de fonctionnement des ventilateurs [h/j]

τ_{inst} : durée de marche de l'installation frigorifique [h/j] (en général 18 [h/j] pour les chambres froides de produits congelés et 16 [h/j] dans les autres cas)

τ_o : durée d'occupation de la salle [h]

τ_p : temps d'ouverture de la porte [mn/h]

INTRODUCTION

L'**archipel des Comores** forme un ensemble de trois îles volcaniques : Grande Comore (N'gazidja), Anjouan (Ndzouani), Mohéli (Mwali), situées dans le canal de Mozambique, au sud-est de l'Afrique, à l'est de la Tanzanie et au nord-ouest de Madagascar. Par conséquent il profite d'un climat tropical maritime. Il se caractérise par de faibles variations de températures annuelles journalières, autour de 26 [°C] au niveau de la mer et par des précipitations abondantes : 2679 mm par an. Il y a deux saisons aux Comores : la *saison chaude et humide* dans un flux de nord-ouest de novembre à avril et la *saison sèche* de mai à octobre. Les deux vents liés à chacune des deux saisons s'appellent le *Kashkasi* et le *Kusi*. Un résumé des données climatiques des trois dernières années de la Grande Comore est donné en ANNEXE n°1 avec une température maximale moyenne annuelle de 27 [°C].

Etant un pays en voie de développement, le peuple cherche un développement rapide et durable.

Ainsi, Tout le monde s'accorde à dire que l'amélioration de la situation économique des Comores passe par le développement de son tourisme. Conscients de ses potentialités touristiques, les différents gouvernements successifs des Comores font des déclarations de bonne intention pour faire du tourisme la principale activité économique du pays, à l'instar des pays de la région. En effet le pays dispose des richesses touristiques exceptionnelles du patrimoine culturel et naturel qui ne sont pas malheureusement exploitées. L'offre marginale en hébergement, en industrie hôtelière, en service et en infrastructure de notre pays fait des Comores l'enfant pauvre du tourisme dans l'Océan Indien.

Dans le but d'améliorer l'industrie hôtelière aux Comores, nous traitons le thème s'intitulant : **« Etude et Conception d'une Installation Frigorifique de Conservation d'un Hôtel 3-4 étoiles type GALAWA BEACH à la Grande Comore »**.

L'hôtel 3-4 étoiles que nous ferons l'étude, est similaire à l'hôtel *Galawa beach* qui disposait de **365 lits**. Le volume total de l'installation frigorifique de conservation est estimé à **180 [m³]**. Il est bien évident qu'un hôtel 3-4 étoiles de cette ampleur demandant un grand confort ou un très grand confort, ait une installation frigorifique de conservation bien étudiée.

Afin de bien conserver les denrées périssables dans des meilleures conditions et d'avoir une bonne gestion de stock, l'installation frigorifique de conservation de l'hôtel comprend six chambres froides dont trois positives et trois négatives, une salle de traitements frigorifiques adéquats des produits équipée d'un climatiseur, et une salle des machines (compresseurs).

Pour mener à terme ce travail, nous le scindons en quatre parties : en premier lieu nous allons voir un cadre général du sujet, puis les calculs et dimensionnements de l'installation frigorifique, ensuite un document d'exploitation et maintenance et en fin l'étude économique et protection de l'environnement.

PARTIE I
CADRE GENERAL DU SUJET

**CHAPITRE
1**

**RAPPELS DES PRINCIPES DE
CONSERVATION ALIMENTAIRE**

I. Généralités :

On trouve deux grandes familles de conservation alimentaire :

- la conservation par le froid
- la conservation par le chaud.

Aujourd'hui, on considère que la meilleure manière de conserver les aliments, en termes de qualité et de sécurité, est la conservation par le froid : il s'agit de « LA CHAÎNE DU FROID ».

Naturellement utilisée par tous, elle comporte de nombreuses règles, permettant notre protection face à toute intoxication alimentaire.

II. Les techniques de conservation des aliments :

La conservation des aliments vise à préserver leurs propriétés gustatives et nutritives. Elle implique notamment d'empêcher la croissance de microorganismes et de retarder l'oxydation des graisses qui provoque le rancissement. Les méthodes courantes de conservation de la nourriture reposent principalement sur un transfert d'énergie ou de masse qui ont pour objectif d'allonger la durée de vie des produits alimentaires (pasteurisation et stérilisation, séchage, déshydratation osmotique, réfrigération et congélation) ou de les transformer par le jeu de réactions biochimiques ou de changement d'état (cuisson, fermentation, obtention d'état cristallisé ou vitreux...).

III. Les techniques de conservation par le froid :

Le froid est une technique de conservation des aliments qui arrête ou ralentit l'activité cellulaire, les réactions enzymatiques et le développement des microorganismes. Il prolonge ainsi la durée de vie des produits frais, végétaux et animaux en limitant leur altération.

Le froid ne détruit ni les toxines ni les microorganismes éventuellement contenus dans

les aliments. La majorité des microorganismes présents peuvent donc reprendre leur activité dès le retour à une température favorable. On distingue deux procédés qui utilisent cette technique, la réfrigération et la congélation.

✚ La réfrigération :

Elle consiste à entreposer les aliments à une température basse, proche du point de congélation, mais toujours positive par rapport à celui-ci. Généralement, la température de réfrigération se situe aux alentours de 0 [°C] à +10 [°C]. A ces températures, la vitesse de développement des microorganismes contenus dans les aliments est ralentie. La réfrigération permet donc la conservation des aliments périssables à court ou moyen terme.

✚ La congélation :

La congélation consiste à refroidir les denrées à une température suffisamment basse (en général entre 0 [°C] et -30 [°C]). Ce procédé provoque la cristallisation en glace de l'eau contenue dans les aliments. On assiste alors à une diminution importante de l'eau disponible, soit à une baisse de l'activité de l'eau, ce qui ralentit ou stoppe l'activité microbienne et enzymatique. La congélation permet donc la conservation des aliments à plus long terme que la réfrigération.

Selon la vitesse de refroidissement des aliments, on distingue :

La congélation rapide ou surgélation au cours de laquelle les denrées sont stabilisées par abaissement rapide de la température jusqu'à -18°C à cœur des denrées.

La congélation lente qui s'applique à des produits qui, par leur aspect ou leur mode de récolte, ne peuvent satisfaire à certaines exigences, par exemple vitesse de congélation à laquelle sont soumis les produits surgelés.

Les conditions de conservation des différents produits alimentaires sont présentées dans des tableaux en ANNEXE n°2.

**CHAPITRE
2**

**DESCRIPTION
DU PROJET**

La conception d'une installation frigorifique de conservation d'un hôtel 3-4 étoiles, 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.

La constitution d'un stock des aliments ou produits dans l'installation frigorifique de conservation d'un hôtel 3-4 étoiles est indispensable.

Le stock est une provision de produits en instance de consommation. Il sert à parer la pénurie, évite le dérangement dû à des achats ou des livraisons trop fréquentes et permet de parer aussi aux conséquences d'accidents possibles.

I. Description du projet :

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 :

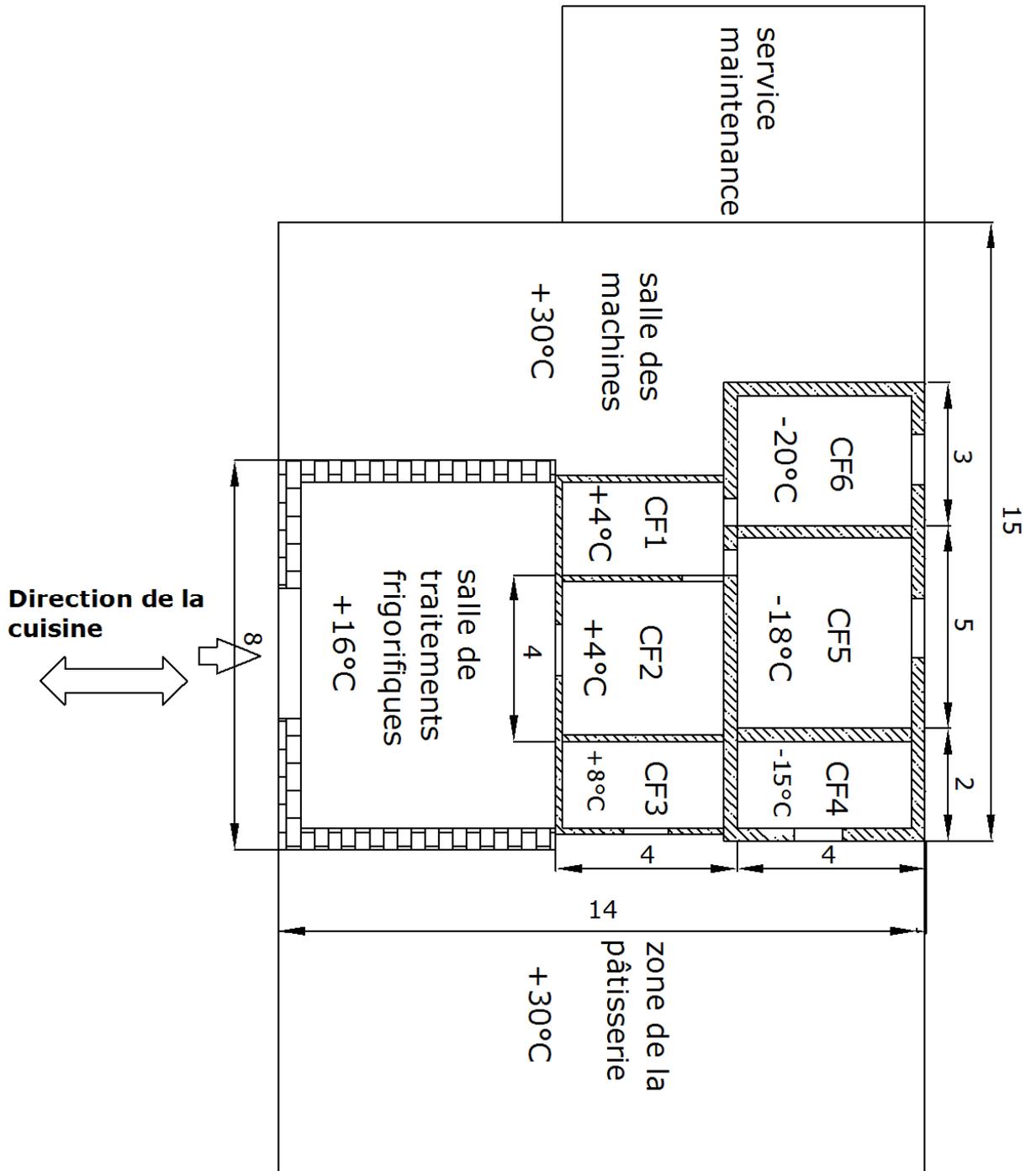


Figure n°1: Schéma général de l'installation

I.1. Les chambres froides positives :

- ✚ Chambre froide n°1 (CF1) : chambre froide à +4 [°C] qui assure la décongélation lente des produits congelés (produits de mer à -20 [°C], produits à base de viande et volailles à -18 [°C]).
- ✚ Chambre froide n°2 : chambre froide à +4°C qui garantit la conservation des fruits et légumes.
- ✚ Chambre froide n°3 : cette chambre froide concerne seulement la pâtisserie qui se conserve à température positive (pâtisserie à base de farine) ; la température ambiante de celle-ci est +8 [°C].

I.2. Les chambres froides négatives :

- ✚ Chambre froide n°4 : chambre froide à -15 [°C] qui conserve la pâtisserie ayant besoin de température négative (pâtisserie à base de produits laitiers).
- ✚ Chambre froide n°5 : chambre froide à -18 [°C] qui assure la congélation des produits à base de viande et des volailles.
- ✚ Chambre froide n°6 : elle assure la congélation des produits de mer à -20 [°C].

I.3. La salle de traitements frigorifiques :

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

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, les opérations de mareyage, 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 bus de respecter la chaîne du froid, la température de la salle doit être maintenue à 16°C à l'aide d'un climatiseur que nous le dimensionnerons plus tard.

CHAPITRE
3

PRINCIPES DE PRODUCTION
DU FROID

I. Généralités :

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 frigorigènes ont des propriétés thermodynamiques qui nous permettent de créer un cycle de condensation / détente (Cycle de Carnot).

II. Les modes de transfert thermique :

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).

Il existe trois processus de transfert thermique :

- ❖ La conduction
- ❖ La convection
- ❖ Le rayonnement

II.1. Conduction :

La conduction est le mode de transfert thermique dans un milieu (solide, liquide ou gazeux). Le mécanisme de conduction est produit par une différence de température au sein

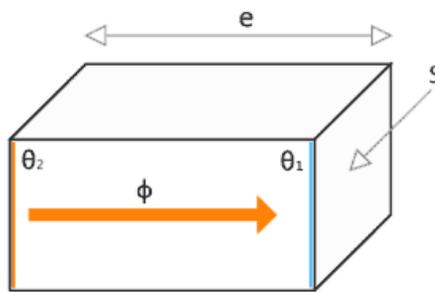
d'un même milieu ou entre différents milieux en contact. La chaleur se propage du côté chaud vers le côté froid du milieu.

La conduction est régie par la loi de Fourier : le flux de chaleur ϕ qui traverse une paroi constituée d'un seul matériau de conductivité thermique λ , d'épaisseur e et d'aire S est donné par la relation suivante :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} (\theta_2 - \theta_1) \cdot S \cdot t \quad [\text{W}]$$

θ_2 : température de la face la plus chaude

θ_1 : température de la face froide



Ici la chaleur se déplace de θ_2 vers θ_1

Figure n°2 : Transfert thermique par conduction sur un corps homogène

En pratique, nous avons à faire à des « murs » : mur simple et mur composite

○ Mur simple :

Le « mur » simple est un conducteur homogène limité par deux plans parallèles indéfinis, maintenu chacun à une température uniforme.

Le flux de chaleur émis par unité de temps s'écrit :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} (\theta_2 - \theta_1) \cdot S \cdot t \quad [\text{W}]$$

○ Mur composite :

C'est une paroi composée de plusieurs « murs » simples accolés l'un derrière l'autre.

Le flux de chaleur émis par unité de temps s'écrit :

$$\phi = \frac{(\theta_2 - \theta_1)}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \cdot S \cdot t \quad [\text{W}]$$

II.2. Convection :

La convection est un mode de transport de chaleur par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de la chaleur et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un liquide ou gaz. Selon le mode d'écoulement du fluide, on distingue deux sortes de convections : la convection libre ou naturelle et la convection forcée.

Lorsque le mouvement du fluide est dû simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit la convection est naturelle. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe (pompe ou ventilateur), le processus est appelé convection forcée.

Le flux de chaleur transmis par convection entre une surface et un fluide peut être évalué par la relation :

$$\phi = \alpha.(\theta_2 - \theta_1).S.t \quad [\text{W}]$$

II.3. Rayonnement :

La quantité d'énergie quittant une surface sous forme de chaleur rayonnée dépend de la température absolue et de la nature de la surface.

Le flux de chaleur transmis par rayonnement, par une surface d'un corps noir est donné par :

$$\phi = \sigma.(T_2^4 - T_1^4).S.t \quad [\text{W}]$$

Dans le domaine du froid industriel, ces trois modes de transfert thermique interviennent dans le calcul des charges thermiques des installations frigorifiques. Mais l'apport de chaleur de rayonnement est généralement négligeable dans ce domaine.

III. Les moyens de production du froid :

Il existe plusieurs moyens de production du froid parmi lesquels on distingue principalement :

- ✓ Les mélanges réfrigérants : le froid est obtenu par la dissolution de certains sels dans un liquide en absorbant la chaleur.
- ✓ L'évaporation d'un liquide pur : l'absorption de la chaleur latente de vaporisation transforme le fluide de l'état liquide à l'état gazeux.

- ✓ La détente d'un gaz comprimé : lorsqu'un gaz est comprimé, sa température augmente ; par contre, lorsqu'il est détendu, sa température diminue. La chute de pression du fluide, du condenseur à l'évaporateur, est obtenue par un organe de détente dont l'orifice est restreint.

IV. Schéma général d'une installation frigorifique :

IV.1. Constitution :

Le circuit schéma général d'une installation frigorifique est constitué :

- d'un compresseur
- d'un condenseur
- d'un organe de détente ou détendeur
- d'un évaporateur

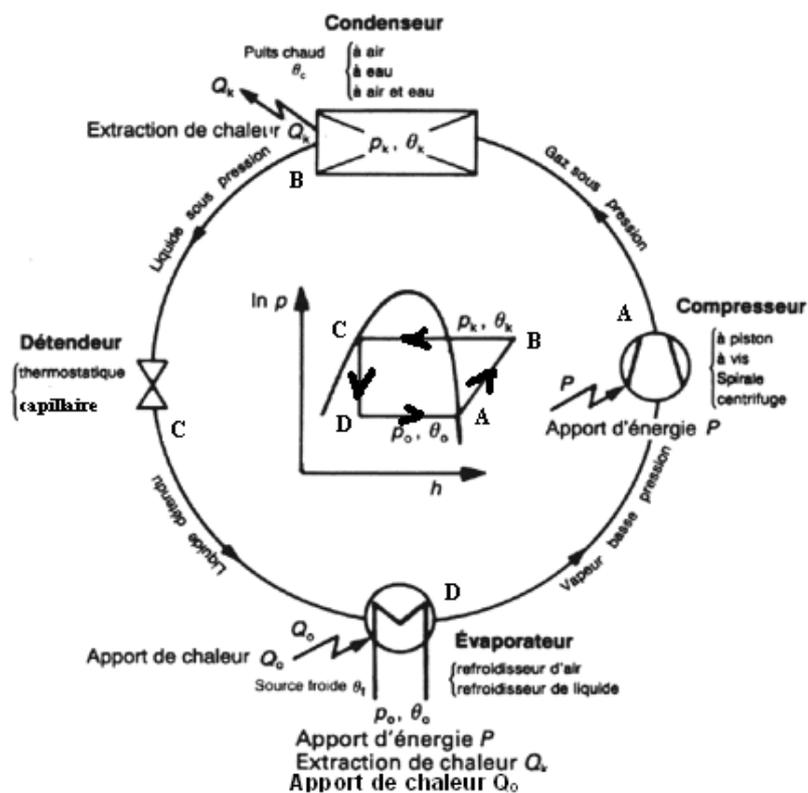
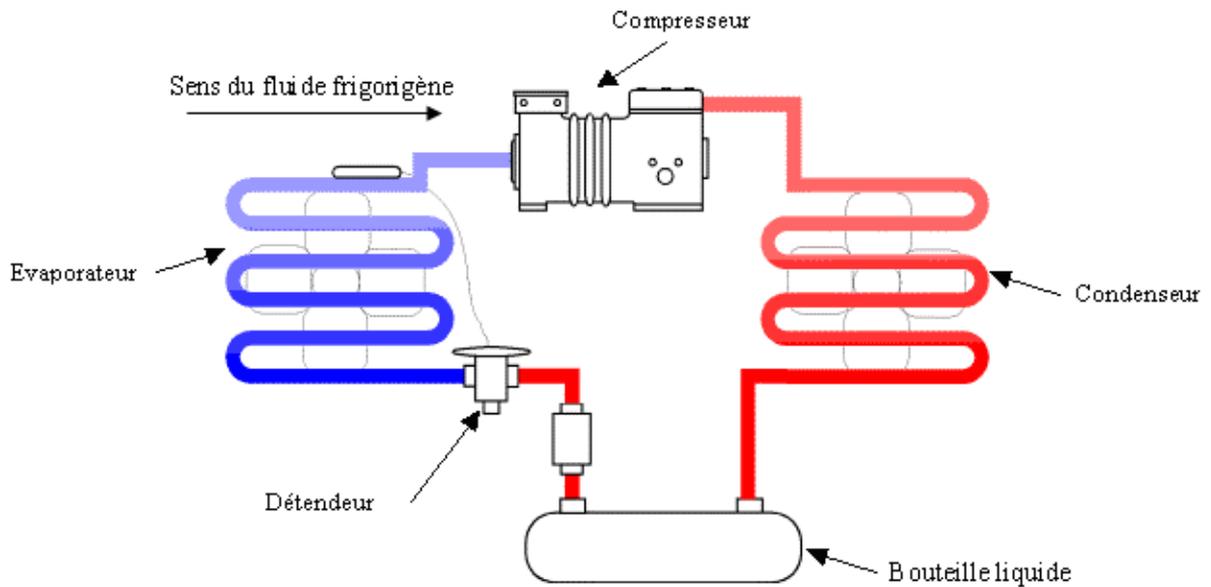


Figure n°3 : cycle frigorifique

Voici un schéma significatif du circuit frigorifique précédent :

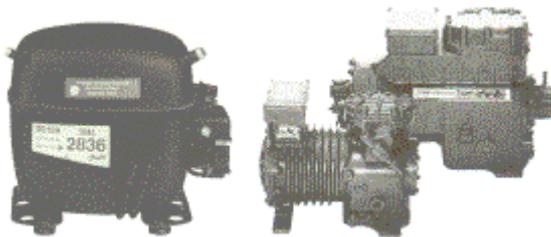


IV.2. Définitions des quatre principaux organes du circuit frigorifique :

➤ Compresseur :

Il aspire les vapeurs de fluide frigorigène à basse pression et les comprime à haute pression.

La compression est isentropique. Elle se fait en phase gazeuse.



Il existe deux types de compresseur :

- ❖ Les compresseurs volumétriques : la compression s'effectue par variation de volume. On peut distinguer les compresseurs alternatifs et les compresseurs rotatifs.
- ❖ Les compresseurs centrifuges : la compression est obtenue par une force centrifuge.

Un compresseur peut être défini par ses caractéristiques géométriques, mécaniques, thermiques et qualitatives :

✚ Caractéristiques géométriques : [5]

Les caractéristiques géométriques d'un compresseur sont :

La cylindrée :

$$C = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot N \right) \cdot 10^{-3}$$

Avec

C : cylindrée [cm^3]

d : alésage des cylindres [mm]

l : course des pistons [mm]

N : nombre de cylindres

○ Le volume horaire balayé :

$$V_h = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot N \right) \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-3}$$

Avec

V_h : volume horaire balayé [$\text{cm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

n : vitesse de rotations du compresseur [$\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$]

○ Le débit masse du fluide :

$$q_m = \frac{V_a}{V_o''}$$

Avec

q_m : débit masse du fluide [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

V_a : volume par unité de temps aspiré [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

V_o'' : volume massique du fluide frigorigène à la température frigorigène t_o à la pression d'aspiration [$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]

✚ Caractéristiques mécaniques : [5]

Les caractéristiques mécaniques d'un compresseur sont :

○ La pression moyenne indiquée : p_{mi}

○ Le travail indiqué : W_i

○ La puissance indiquée :

$$P_i = N \cdot \frac{p_{mi} \cdot S \cdot l \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^2}$$

Avec

p_i : puissance indiquée [kW]

p_{mi} : pression moyenne indiquée [bar]

l : course des pistons [m]

n : nombre de rotations du compresseurs [tr.min⁻¹]

N : nombre de cylindres

○ La puissance effective :

$$p_e = p_i - p_f$$

p_e : puissance effective [kW]

p_f : puissance de frottement [kW]

✚ Caractéristiques thermiques : [5]

Les caractéristiques thermiques d'un compresseur sont :

○ La puissance frigorifique brute :

$$Q_o = V_a \cdot \frac{l_v - (q_d - q_v)}{V_o''}$$

Avec

Q_o : puissance frigorifique brute [kcal.h⁻¹]

l_v : chaleur latente de vaporisation du liquide à la température de vaporisation [kcal.kg⁻¹]

q_d : chaleur du liquide à l'admission au détendeur [kcal.kg⁻¹]

q_v : chaleur du liquide à la température de vaporisation [kcal.kg⁻¹]

V_o'' : volume massique de la vapeur aspirée à la température t_o [m³.kg⁻¹]

V_a : volume aspiré [m³.h⁻¹]

○ La production frigorifique massique :

$$q_{om} = \frac{Q_o}{q_m}$$

Avec

q_{om} : production frigorifique moyenne [kcal.kg⁻¹]

q_m : débit massique du fluide frigorigène [kg.h⁻¹]

- La production frigorifique spécifique indiquée :

$$K_i = \frac{Q_o}{p_i}$$

Avec

K_i : production frigorifique spécifique indiquée [kcal.h⁻¹.kW⁻¹]

p_i : puissance indiquée [kW]

- La production frigorifique spécifique effective :

$$K_e = \frac{Q_o}{p_e}$$

Avec

K_e : production frigorifique spécifique effective [kcal.h⁻¹.kW⁻¹]

p_e : puissance effective [kW]

✚ Caractéristiques qualitatives : [5]

Les caractéristiques qualitatives sont définies par :

- Le coefficient de performance :

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{p_a}$$

Avec

Q_o [kW]

p_a : puissance absorbée par le moteur électrique [kW]

- Le rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{V_u}{V}$$

Avec

V_u : volume réellement aspiré

V : volume théoriquement possible d'être aspiré

- Le taux de compression :

$$\tau = \frac{p_k(\text{absolue})}{p_o(\text{absolue})}$$

Avec

p_k : pression de refoulement

p_o : pression d'aspiration

- Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{p_i}{p_e}$$

- Le rendement indiqué :

$$\eta_i = \frac{K_i}{K_{th}}$$

K_{th} : production frigorifique théorique [kcal.kW⁻¹]

$$\eta_i = \frac{K_i}{860 \cdot \epsilon} \text{ [fg.kW}^{-1}\text{]}$$

➤ Condenseur :

C'est un échangeur de chaleur fonctionnant à haute pression. Il refroidit puis condense le fluide frigorigène. Il transmet la chaleur à un fluide de refroidissement (eau ou air) appelé médium.

On trouve trois types de condenseur à savoir :

- ❖ Le condenseur à air
- ❖ Le condenseur à eau
- ❖ Le condenseur à air et eau

Un condenseur est caractérisé par :

- La quantité de chaleur à évacuer : [5]

$$Q_c = Q_o + p_{mi}$$

Avec

Q_c : quantité de chaleur à évacuer au condenseur et elle est toujours plus élevée que la quantité de froid produite par l'évaporateur [W]

p_{mi} : puissance mécanique nécessaire à la compression du fluide frigorigène [W]

- La production frigorifique : [5]

$$Q_k = Q_{oN} + p$$

Avec

Q_{ON} : production frigorifique brute de compression [W]

p : puissance mécanique pour la compression [W]

Q_k : puissance frigorifique du condenseur [W]

Le coefficient de transmission thermique k du condenseur est en déduit à partir de la

formule :
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_{cf}} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_{cm}}$$

Avec

e_1, e_2, e_3 : épaisseur de l'huile, la conduite et la tartre [m]

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: conductivité thermique de l'huile, de la conduite et de la tartre [$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$]

h_{cf} : coefficient de convection entre le fluide frigorigène et la paroi interne du condenseur [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

h_{cm} : coefficient de convection entre le médium de condensation et la paroi extérieure du condenseur [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

○ La surface de condensation : [5]

$$A = \frac{Q_c}{k \times \Delta t}$$

Avec

A : surface de transmission du condenseur [m^2]

k : coefficient de transmission thermique du condenseur [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Δt : différence de température entre la température de condensation et la température de médium de condensation [K]

○ Le débit masse de fluide de condensation : [5]

$$q_{mc} = \frac{Q_c}{C_p \times \Delta t}$$

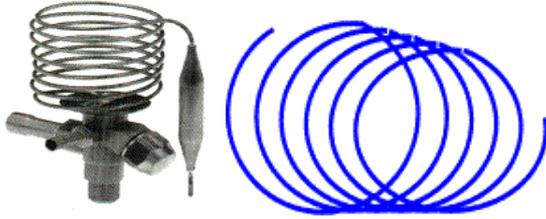
Avec

q_{mc} : masse de fluide de condensation, qui fait l'échange de chaleur avec le fluide frigorigène, par unité de temps [kg/s]

C_p : capacité thermique massique de fluide de condensation [$Kj \cdot kg^{-1} \cdot J^{-1}$]

➤ Détendeur :

C'est un dispositif de détente de la haute pression en basse pression généralement par laminage, au travers duquel le fluide frigorigène s'écoule vers l'évaporateur.



On distingue :

- ❖ Les détendeurs capillaires
- ❖ Les détendeurs thermostatiques

En froid industriel, nous utilisons les détendeurs thermostatiques qui sont encore classés en :

- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression
- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

➤ Evaporateur :

C'est un échangeur de chaleur fonctionnant à basse pression. Il évapore le fluide frigorigène en absorbant la chaleur du milieu ambiant. L'évaporateur est placé dans l'enceinte à refroidir (le médium est alors de l'air).

Les caractéristiques d'un évaporateur sont :

- La quantité de chaleur au niveau de l'évaporateur : [5]

$$q_o = h_1 - h_5 \text{ [kcal.kg}^{-1}\text{]}$$

h_1 : enthalpie à l'état 1 du diagramme de Mollier

h_5 : enthalpie à l'état 5 du diagramme de Mollier

- La surface d'évaporation : [5]

$$A = \frac{Q_o}{k \times \Delta\theta}$$

Avec

k : coefficient de transmission thermique de l'évaporateur [$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$]

$\Delta\theta$: différence de température entre la température moyenne du milieu à refroidir et la température de vaporisation du fluide frigorigène [$^\circ\text{C}$]

Q_o : quantité de chaleur à évacuer [W]

- Le débit de l'air à refroidir : [5]

$$q_m = \frac{Q_o}{C_p \cdot (\theta_e - \theta_s)}$$

Avec

C_p : chaleur massique à pression constante [kJ/kg]

θ_e : température de l'air à l'entrée de l'évaporateur

θ_s : température de l'air à la sortie de l'évaporateur

Ces éléments ci-dessus cités sont reliés par une canalisation dans laquelle circule un fluide frigorigène qui subit des transformations thermodynamiques.

PARTIE II
CALCUL ET DIMENSIONNEMENT DE
L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE

**CHAPITRE
1**

**BILAN FRIGORIFIQUE
DES CHAMBRES FROIDES**

I. METHODES DE CALCUL DES CHARGES THERMIQUES :

I.1. Généralités :

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 et les charges thermiques internes.

I.2. Charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes sont des apports de chaleur qui viennent de l'extérieur en contact direct avec les parois de la ou des chambres froides considérées. Dans le cas où nous avons deux chambres froides possédant un même paroi latéral, nous considérerons un des milieux extérieures la chambre froide voisine.

Les charges thermiques externes se calculent en faisant la somme de la charge thermique par transmission à travers les parois, de la charge thermique due au renouvellement d'air et de charge thermique due à l'ouverture des portes.

I.2.1. Charge thermique par transmission à travers les parois (Q_{tr}) : [1]

Le froid est coûteux à produire, d'où la nécessité de bien isoler les parois des locaux. Mais l'isolation de ces dernières n'est pas parfaite du fait qu'il n'existe pas d'isolant thermique idéal. C'est pour cette raison que nous tiendrons compte des apports de chaleur à travers les parois des chambres froides : les parois latérales, le sol et le plafond.

La charge par paroi est donnée par la formule :

$$Q_{tr,i} = k.S .\Delta t \text{ [W]} \quad (1)$$

Avec

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_{ext}}} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (2)$$

Cette formule montre que la charge thermique par transmission à travers une paroi est bien proportionnelle à k et S . Mais la minimisation considérable de ces derniers n'est pas toujours évident économiquement. Ainsi des études et des expériences dans les constructions isothermiques ont abouti à montrer que :

- l'efficacité isolante d'un matériau varie en raison inverse de sa masse volumique.
- un matériau est isolant thermique s'il contient une grande quantité d'air car l'air est un des meilleurs isolants à condition d'être sec et au repos $\lambda=0,020$ [W/m.K] [2].
- la qualité d'un matériau isolant peut être améliorée en remplaçant l'air par un autre gaz, par exemple l'anhydride carbonique qui a un coefficient de conductibilité thermique $\lambda=0,014$ [W/m.K] [2]

On doit employer des matières de faible densité, ayant une très faible conductivité thermique, non hygroscopiques, possédant un grand pouvoir de réflexion, stables entre certaines limites de température, ininflammables, d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile.

C'est pour ces raisons que nous choisissons la paroi type sandwich à âme en mousse rigide de polyuréthane de masse volumique 40 [kg/m³] et de coefficient de conduction thermique $0,02$ [W/m.K] pour les parois latérales et le plafond de toutes nos chambres froides à concevoir.

Les résistances thermiques interne et externe $1/h_i$ et $1/h_e$ [$m^2.K/W$] des parois d'une chambre froide varient selon le tableau ci-après : [1]

Côté externe de la paroi	$1/h_e$	Côté interne de la paroi	$1/h_i$
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0,03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0,06
Cas où il est en contact avec un autre local	0,12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0,12

Tableau n°1 : Résistances thermiques des parois des chambres froides

Le coefficient de transmission thermique k d'une paroi de ce type varie en fonction de l'épaisseur selon le tableau suivant : [1]

Epaisseur d'isolant e [mm]	Coefficient k [$W/m^2.K$]	Ecart de température conseillé [K]	Utilisation jusqu'à environ [$^{\circ}C$]
50	0,39	20	-4
75	0,26	34	-10
100	0,19	45	-20
125	0,15	56	-30
150	0,13	70	-45

Tableau n°2 : Coefficient de transmission thermique k d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.

Le sol de toutes ces chambres froides sera la superposition d'une prédalle en béton sur terre-plein, d'une barrière d'étanchéité (au bitume), d'une couche de mousse rigide de polyuréthane, d'une dalle de compression, d'une chape et d'un pavage selon le tableau ci-après : [1]

	e [m]	λ [$W/m.K$]	e/λ [$m.K/W$]
Prédalle en béton sur terre-plein	0,15	1,279	0,1173
Barrière d'étanchéité (au bitume)	0,015	0,16	0,0938
Mousse rigide de polyuréthane	0,10	0,030	3,333

Dalle de compression	0,10	1,279	0,0782
Chape	0,05	1,924	0,026
pavage	0,015	1,05	0,0143

Tableau n°3 : Différentes couches de matériaux constituant le sol et ses caractéristiques

Donc, si nous considérons une chambre froide, la charge thermique par transmission à travers les parois :

$$Q_{tr} = \sum_i Q_{tr,i} \text{ [W]} \quad (3)$$

I.2.2. Charge thermique due au renouvellement d'air (Q_{re}) : [1]

Cette charge intervient du fait qu'il est nécessaire de renouveler une partie de l'air ambiant de la chambre froide par de l'air neuf (air de l'extérieur). Cette opération améliore la qualité d'entreposage des denrées et évite quelques mauvaises odeurs qui peuvent se présenter.

La charge thermique due au renouvellement d'air a pour formule :

$$Q_{re} = m_{ae} \cdot \Delta h \text{ [kW]} \quad (4)$$

Avec

$$m_{ae} = \frac{V_{ae} \cdot \rho_{aa}}{86400} \text{ [kg/s]} \quad (5)$$

$$V_{ae} = V \cdot n \text{ [m}^3\text{/j]} \quad (6)$$

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \text{ [j}^{-1}\text{]} \quad (7)$$

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_o}{1 + \frac{T_a}{273,5}} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (8)$$

86400 = nombre de seconde dans une journée

$$\Delta h = \Delta h_{ae} - \Delta h_{aa} \text{ [kJ/kg]} \quad (9)$$

I.2.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes (Q_{op}) : [1]

Nous supposons qu'une chambre froide peut avoir plusieurs portes et qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes. Alors nous considérerons une seule porte pour effectuer le calcul. Et lors de l'ouverture des portes, une certaine quantité

d'air extérieur vient d'entrer en contact avec l'air ambiant dans la chambre froide. La quantité d'air admise est en fonction de la durée d'ouverture des portes et des dimensions de celles-ci.

La charge thermique due à l'ouverture des portes a pour valeur :

$$Q_{0p} = [8 + (0,067 \cdot \Delta t_p)] \tau_p \cdot \rho_{aa} \cdot l_p \cdot h_p \cdot \sqrt{h_p \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right)} \Delta h \cdot C_{ra} \quad [\text{W}] \quad (10)$$

Avec :

$$\Delta t_p = t_e - t_a \quad [\text{K}] \quad (11)$$

$$\tau_p = \frac{d_t \cdot f_j}{24} \quad [\text{mn/h}] \quad (12)$$

$$\rho_{ae} = \frac{\rho_o}{1 + \frac{T_e}{273,15}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (13)$$

Sans rideau d'air : $C_{ra} = 1$

Avec rideau d'air : $C_{ra} = 0,25$

Le flux journalier f_j de produits qui peuvent transiter par la ou les portes d'une chambre froide se détermine en pourcentage sur la base de la contenance totale de la chambre froide.

La contenance totale d'une chambre froide a comme formule :

$$C = S \cdot H_g \cdot d_e \cdot \eta_o \quad [\text{kg}] \quad (14)$$

Le coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide η_o est en fonction du type d'entreposage des produits d'après le tableau ci-après : [1]

Type d'entreposage	η_o
Entreposage de produits réfrigérés palettisés à faible rotation	0,65...0,70
Entreposage de produits réfrigérés palettisés à rotation rapide	0,45...0,50
Entreposage de produits congelés palettisés à faible rotation	0,75...0,80
Entreposage de produits congelés palettisés à rotation rapide	0,50...0,60

Tableau n°4 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide

Le tableau ci-dessous donne la durée moyenne de transit d_t de différents types de denrées entreposées en chambre froide : [1]

Type de porte	Type de marchandises	d_t [mn / t]
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	0,8

Tableau n°5 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide

I.3. Charges thermiques internes :

A l'intérieur de la chambre froide, nous trouvons des denrées, de l'éclairage, des personnes qui peuvent entrer, des moteurs des ventilateurs des évaporateurs, des résistances électriques de dégivrage, qui constituent tous des apports de chaleur qui englobent les charges thermiques internes.

I.3.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) : [1]

D'une manière générale, la température des denrées entrantes est supérieure à celle de l'ambiance de la chambre froide prévue à les entreposer. Ces denrées dégagent une certaine quantité de chaleur jusqu'à ce qu'elles aient leur température d'entreposage. C'est cette quantité de chaleur dégagée qui constitue une charge thermique à compenser.

La charge thermique due aux denrées entrantes est donnée par la formule :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(T_1 - T_2).m.L + m.c_2(T_2 - T_3)}{86400} \text{ [kW]} \quad (15)$$

La capacité thermique massique moyenne c_1 est donc celle des denrées au-dessus de leur point de congélation tandis que la capacité thermique moyenne c_2 est celle des denrées en dessous de leur point de congélation.

Lorsque les denrées introduites dans la chambre froide sont différentes, nous cherchons le point barycentrique, tant pour les capacités thermiques massiques avant congélation c_1 que pour les capacités thermiques massiques après congélation c_2 de toutes les denrées.

D'où la formule : $c_m = \frac{\sum_{i=1}^n c_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$

Nous procédons de la même manière pour déterminer la chaleur latente de congélation L , lorsque les denrées introduites sont différentes.

En ce qui concerne la température T_2 dans ce même cas, nous calculons la moyenne des températures de congélation des denrées introduites.

Lorsque les denrées introduites dans une chambre froide n'ont pas besoin d'une congélation, mais seulement une réfrigération. La capacité thermique massique après congélation et la chaleur latente de congélation des denrées sont négligeables.

La charge due aux denrées entrantes se simplifie de la manière suivante :

$$Q_{de} = \frac{m \cdot c_1 (T_1 - T_3)}{86400} \text{ [kW]} \quad (16)$$

I.3.2. Charge thermique due à la respiration des denrées (Q_{resp}) : [1]

Comme les produits végétaux respirent, ils dégagent donc de la chaleur, de même que les fromages du fait de leur fermentation. Cette chaleur présente une charge thermique non négligeable qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = \frac{C \cdot q_{resp}}{86400} \text{ [kW]} \quad (17)$$

Ou bien :

$$Q_{resp} = \frac{C \cdot q_{resp}}{3600} \text{ [W]} \quad (18)$$

I.3.3. Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}) : [1]

Dans une chambre froide, l'éclairage nominal est de **6W/m²**.

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

$$Q_{ec} = 6 \text{ [W/m}^2\text{]} \times S \text{ [m}^2\text{]} \text{ [W]} \quad (19)$$

I.3.4. Charge thermique due aux personnes (Q_{pe}) : [1]

En général, certaines personnes font des vas et viens dans les chambres froides pour plusieurs raisons justifiées. Leur présence dans une durée très limitée dans ces entrepôts frigorifiques, fait apparaître aussi une charge thermique qui vient de la chaleur de leur respiration et de leurs activités en fonction de la température de l'entrepôt.

Nous adoptons la formule ci-après, pour le calcul de charge thermique due aux personnes :

$$Q_{pe} = \frac{i \cdot q_p \cdot \tau}{24} \text{ [W]} \quad (20)$$

Température de la chambre froide [°C]	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Quantité de chaleur dégagée par personne et unité de temps q_p [W]	210	240	270	300	330	360	390	420

Tableau n°6 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide [1].

I.3.5. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs (Q_{vent}) : {1}

Les évaporateurs modernes sont équipés d'un ou plusieurs ventilateurs qui permettent d'assurer un meilleur brassage et une circulation efficace de l'air. Ces ventilateurs sont entraînés par des moteurs électriques qui dégagent de la chaleur constituant ainsi une charge thermique.

La charge thermique due aux moteurs des ventilateurs est donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n \cdot P_m \cdot \tau_{\text{évap}}}{\tau_{\text{inst}}} \text{ [W]} \quad (21)$$

n : nombre de moteurs de ventilateurs

Avant de déterminer ce type de charge, il est nécessaire de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (le nombre des ventilateurs et la puissance des moteurs). Or, normalement, nous devons connaître ces indications lorsque nous établissons le bilan frigorifique. Alors, on est appelé à effectuer un bilan frigorifique provisionnel qui donnera naissance à une puissance frigorifique prévisionnelle. Ce dernier sert à déterminer le nombre et le type d'évaporateurs à prévoir, qui fera l'objet d'une vérification ultérieure.

La puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prév}$ s'obtient en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$. Nous avons donc :

$$Q_{0,prév} = 1,2 \cdot Q_{0,int} \quad [W] \quad (22)$$

La puissance frigorifique intermédiaire est la puissance correspondant à la charge thermique intermédiaire Q_{int} qui égale à la somme de toutes les charges thermiques calculées précédemment.

$$D'où : Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{ec} + Q_{pe} \quad [W] \quad (23)$$

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

I.3.6. Charge thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$) [1]

Le système de dégivrage d'un évaporateur est plus souvent des résistances électriques.

La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{dég} = \frac{n \cdot R_d \cdot \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad [W] \quad (25)$$

n : nombre de résistances électriques et on prendra toujours $n = 1$

Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		Nombre et durée des périodes de dégivrage
Groupe I	Chambre froide de produits congelés	2x60 min/j
	Chambre froide sans chauffage	
	Meuble îlot	
	Armoire frigorifique	
	Présentoir frigorifique à viande en air recyclé sans chauffage	
	Présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	
Groupe II	Resserre à viande	4x20 min/j
	Séchoir à saucissons	
	Chambre de saumurage	
	Chambre de maturation (fromage)	

Groupe III	Chambre froide à produits laitiers	3x20 min/j
	Chambre froide à fruits et légumes	

Tableau n°7 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques [1].

II. APPLICATIONS ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS :

II.1. Calculs des charges thermiques externes :

Avant d'entrer dans les calculs des charges thermiques externes, nous allons fournir les données de base spécifiques à chaque chambre froide de l'installation :

CF1	intitulés		valeurs	unités
dimensions intérieures	largeur		2	[m]
	profondeur		4	[m]
	hauteur		2,5	[m]
	volume		20	[m ³]
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3,35	[kJ/kg.K]
		après congélation	0	
	chaleur latente de congélation		0	[kJ/kg]
	point de congélation		-1,83	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		4	[°C]
	humidité relative intérieure		94	[%]
	humidité relative extérieure		85	[%]
	température d'introduction		-18	[°C]

Tableau n°8 : Données pour CF1

La température d'introduction des denrées est -18°C du fait que CF1 assure une décongélation lente des produits congelés aux températures -18°C et -20°C.

CF2	intitulés	valeurs	unités	
dimensions intérieures	largeur	4	[m]	
	profondeur	4	[m]	
	hauteur	2,5	[m]	
	volume	40	[m ³]	
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3,75	
		après congélation	0	
	chaleur latente de congélation		0	[kJ/kg]
	point de congélation		-1,7	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		4	[°C]
	humidité relative intérieure		82	[%]
	humidité relative extérieure		75	[%]
	température d'introduction		25	[°C]

Tableau n°9 : Données pour CF2

Avant de conserver les fruits et légumes dans CF2, nous jugeons utile de les laver avec de l'eau ordinaire. Ainsi leur température qui était de 27°C va diminuer jusqu'à 25°C.

CF3	intitulés	valeurs	unités	
dimensions intérieures	largeur	2	[m]	
	profondeur	4	[m]	
	hauteur	2,5	[m]	
	volume	20	[m ³]	
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	2,37	
		après congélation	0	
	chaleur latente de congélation		0	[kJ/kg]
	point de congélation		-0,56	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		8	[°C]
	humidité relative intérieure		75	[%]
	humidité relative extérieure		70	[%]
	température d'introduction		27	[°C]

Tableau n°10 : Données pour CF3

Lorsque les différentes pâtes sont cuites aux fours, nous les laissons se refroidir jusqu'à la température extérieure (27°C) avant de les introduire dans CF3.

CF4	intitulés	valeurs	unités	
dimensions intérieures	largeur	2	[m]	
	profondeur	4	[m]	
	hauteur	2,5	[m]	
	volume	20	[m ³]	
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3,1	
		après congélation	1,59	
	chaleur latente de congélation		149,4	[kJ/kg]
	point de congélation		-5,55	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		-15	[°C]
	humidité relative intérieure		81	[%]
	humidité relative extérieure		70	[%]
	température d'introduction		27	[°C]

Tableau n°11 : Données pour CF4

Comme la pâtisserie introduite dans CF4 est préparée sous l'air extérieur, nous considérons comme température d'introduction 27°C.

CF5	intitulés	valeurs	unités	
dimensions intérieures	largeur	4	[m]	
	profondeur	5	[m]	
	hauteur	2,5	[m]	
	volume	50	[m ³]	
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3,31	
		après congélation	1,74	
	chaleur latente de congélation		240	[kJ/kg]
	point de congélation		-1,76	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		-18	[°C]
	humidité relative intérieure		94	[%]
	humidité relative extérieure		77	[%]
	température d'introduction		-12	[°C]

Tableau n°12 : Données pour CF5

Les produits à base de viande et les volailles sont toujours importés au pays à une température de congélation. Du fait que la distance entre le port et l'hôtel (quelque soit l'endroit) ne dépasse pas 50 [Km], nous estimons qu'un simple camion avec des conditionnements meilleurs, peut amener ces produits à la CF5 avec une température d'introduction de -12°C.

CF6	intitulés	valeurs	unités	
dimensions intérieures	largeur	3	[m]	
	profondeur	4	[m]	
	hauteur	2,5	[m]	
	volume	30	[m ³]	
denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3,4	
		après congélation	1,78	
	chaleur latente de congélation		249	[kJ/kg]
	point de congélation		-2,22	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		-20	[°C]
	humidité relative intérieure		95	[%]
	humidité relative extérieure		77	[%]
	température d'introduction		20	[°C]

Tableau n°13 : Données pour CF6

La température d'introduction des denrées dans CF6 est 20°C, puisqu'en général les produits de mer passent d'abord à la salle de traitements frigorifiques.

En ce qui concerne le coefficient de transmission thermique du sol, il est calculé selon la formule (2) et les tableaux n°1 et n°3, nous avons :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$k_{\text{sol}} = \frac{1}{0,6 + 3,6626 + 0} = 0,2686 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$k_{\text{sol}} = 0,269 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

II.1.1. Calcul de charge thermique par transmission à travers les parois :

Afin de faciliter la compréhension du calcul, nous allons numéroter les parois de chaque chambre froide comme sur la figure ci-dessous :

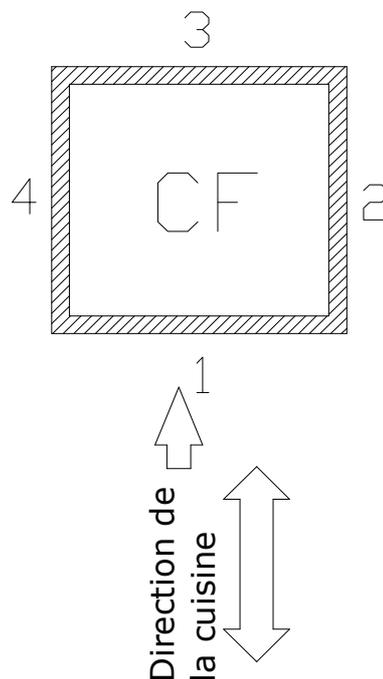


Figure n°4 : numérotation des parois des chambres froides

Du point de vue technico-économique, nous faisons les choix des épaisseurs suivants pour les parois des chambres froides :

- ✓ **50 [mm]** d'épaisseur avec un coefficient de transmission thermique de **0,39** [W/m².K] pour les parois des chambres froides positives, à l'exception des parois intermédiaires entre les chambres froides positives et négatives.
- ✓ **100 [mm]** d'épaisseur avec un coefficient de transmission thermique de **0,19** [W/m².K] pour les parois intermédiaires entre les chambres froides négatives elles-mêmes et entre les chambres froides positives et négatives.
- ✓ **150 [mm]** d'épaisseur avec un coefficient de transmission thermique de **0,13** [W/m².K] pour les parois des chambres froides négatives en contact avec le milieu extérieur, la salle des machines et la zone de la pâtisserie.

En appliquant la formule (1) : $Q_{tr,i} = k.S .\Delta t$ [W], on obtient la charge thermique par transmission à travers les parois pour chaque chambre froide, récapitulées dans les tableaux ci-après :

CF1	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	5	16	4	12	0,39	23,4
paroi 2	10	4	4	0	0,39	0
paroi 3	2,5	-18	4	-22	0,19	-10,45
paroi 3'	2,5	-20	4	-24	0,19	-11,4
paroi 4	10	30	4	26	0,39	101,4
sol	8	27	4	23	0,269	49,496
plafond	8	27	4	23	0,39	71,76
Q_{totale}						224,206

Tableau n°14 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF1

CF2	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	10	16	4	12	0,39	46,8
paroi 2	10	8	4	4	0,39	15,6
paroi 3	10	-18	4	-22	0,19	-41,8
paroi 4	10	4	4	0	0,39	0
sol	16	27	4	23	0,269	98,992
plafond	16	27	4	23	0,39	143,52
Q_{totale}						263,112

Tableau n°15 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF2

CF3	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	5	16	8	8	0,39	15,6
paroi 2	10	30	8	22	0,39	85,8
paroi 3	5	-15	8	-23	0,19	-21,85
paroi 4	10	4	8	-4	0,39	-15,6
sol	8	27	8	19	0,269	40,888
plafond	8	27	8	19	0,39	59,28
Q_{totale}						164,118

Tableau n°16 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF3

CF4	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	5	8	-15	23	0,19	21,85
paroi 2	10	30	-15	45	0,13	58,5
paroi 3	5	27	-15	42	0,13	27,3
paroi 4	10	-18	-15	-3	0,19	-5,7
sol	8	27	-15	42	0,269	90,384
plafond	8	27	-15	42	0,13	43,68
Q_{totale}						236,014

Tableau n°17 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF4

CF5	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	12,5	4	-18	22	0,19	52,25
paroi 2	10	-15	-18	3	0,19	5,7
paroi 3	12,5	27	-18	45	0,13	73,125
paroi 4	10	-20	-18	-2	0,19	-3,8
sol	20	27	-18	45	0,269	242,1
plafond	20	27	-18	45	0,13	117
Q_{totale}						486,375

Tableau n°18 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF5

CF6	S [m ²]	T _e [°C]	T _a [°C]	Δθ [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	5	30	-20	50	0,19	47,5
paroi 1'	2,5	4	-20	24	0,19	11,4

paroi 2	10	-18	-20	2	0,19	3,8
paroi 3	7,5	27	-20	47	0,13	45,825
paroi 4	10	30	-20	50	0,13	65
sol	12	27	-20	47	0,269	151,716
plafond	12	27	-20	47	0,13	73,32
					Q_{totale}	398,561

Tableau n°19 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF6

Interprétation des résultats :

- Q_i [W] représente physiquement l'apport de chaleur traversant la paroi n°i d'une chambre froide. D'après la formule (1), Q_i est proportionnelle à S , $\Delta\theta$ et k .
- Nous observons des apports de chaleur Q_i négatives pour certaines parois. Ceci vient du fait que la chambre froide considérée, a une température ambiante supérieure à celle d'une autre chambre froide partageant la même paroi, et que la chaleur se propage du côté chaud vers le côté froid de la paroi. Donc nous assistons à une sortie de chaleur dans la chambre froide considérée.
- Q_{totale} indique l'apport de chaleur transmis à travers les parois d'une chambre froide CF_i à compenser. D'où l'intérêt de faire en sorte d'avoir moins de charges thermiques à travers les parois.

II.1.2. Calcul de charge thermique due au renouvellement d'air :

En utilisant les formules (4) à (9) : $Q_{re} = m_{ae} \cdot \Delta h$ [kW] ; $m_{ae} = \frac{V_{ae} \cdot \rho_{aa}}{86400}$ [kg/s] ;

$$V_{ae} = V \cdot n \left[\frac{m^3}{j} \right] ; n = \frac{70}{\sqrt{V}} \left[j^{-1} \right] ; \rho_{aa} = \frac{\rho_o}{1 + \frac{T_a}{273,5}} \left[\frac{kg}{m^3} \right] ; \Delta h = \Delta h_{ae} - \Delta h_{aa} \left[\frac{kJ}{kg} \right],$$

on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

	unités	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
T_a température ambiante	[°C]	4	4	8	-15	-18	-20
T_e température extérieure	[°C]	12	16	30	30	27	27
H_{rint} humidité relative intérieure	[%]	94	82	75	81	94	95
H_{Rext} humidité relative extérieure	[%]	85	75	70	70	77	77

P_o masse volumique de l'air à 0 [°C]	[kg/m ³]	1,293	1,293	1,293	1,293	1,293	1,293
P_{aa} masse volumique de l'air de la CF	[kg/m ³]	1,274	1,274	1,256	1,368	1,384	1,395
V Volume de la chambre froide (CF)	[m ³]	20	40	20	20	50	30
n taux de renouvellement d'air journalier	[j ⁻¹]	15,652	11,067	15,652	15,652	9,899	12,780
V_{ae} débit volumique d'air extérieur	[m ³ .j ⁻¹]	313,049	442,718	313,049	313,049	494,974	383,405
m_{ae} débit massique d'air extérieur	[kg/s]	0,0046	0,0065	0,0045	0,0049	0,0079	0,0061
h_{ae} enthalpie de l'air extérieur	[kJ/kg]	30,74	37,55	78,14	78,14	71,3	71,3
h_{aa} enthalpie de l'air ambiant	[kJ/kg]	15,88	14,35	20,57	-12,74	-16	-18,33
Δh différence d'enthalpie entre l'ext. et l'int.	[kJ/kg]	14,86	23,2	57,57	90,88	87,3	89,63
Q_{re} charge due au renouvellement d'air	[W]	68,612	151,491	262,033	450,500	692,289	554,906

Tableau n°20 : Charge thermique due au renouvellement d'air

Toutes les enthalpies massiques **h** [kJ/kg] de tous nos calculs sont données dans le diagramme de l'air humide en ANNEXE n°3.

Interprétation des résultats :

Nous constatons que ce type de charge thermique est trop influencé par la différence d'enthalpie **Δh** entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide.

Ces enthalpies sont fonction de l'humidité relative et de la température. Ce type de charge thermique doit être compensée.

II.1.3. Calcul de charge thermique due à l'ouverture des portes :

En appliquant les formules (12), (14) et les tableaux n°4 et n°5 : $\tau_p = \frac{d_i \cdot f_j}{24}$

[mn/h] ; $C = S \cdot H_g \cdot d_e \cdot \eta_o$ [kg], on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
S [m²] Surface de la chambre froide	8	16	8	8	20	12
H_g [m] hauteur de gerbage	2	2	2	2	2	2
d_e [kg/m³] densité d'entreposage de la denrée	350	500	170	112,5	350	350

η_o coefficient d'occupation du sol d'une CF	0,5	0,5	0,5	0,6	0,8	0,8
C [kg] contenance d'une chambre froide	2800	8000	1360	1080	11200	6720
mvt [%] mouvement des denrées dans une CF	25	25	50	50	25	25
f_j [t/j] flux journalier de produits	0,7	2	0,68	0,54	2,8	1,68
d_t [mn/t] durée moyenne d'ouverture de la porte	6	6	6	6	6	6
τ_p [mn/h] temps d'ouverture de la porte	0,175	0,5	0,17	0,135	0,7	0,42

Tableau n°21 : Calcul du temps d'ouverture des portes

Le tableau en ANNEXE n°4 donne toutes les densités d'entreposage **d_e** de différents produits.

En ce qui concerne les chambres froides où nous entreposons des denrées différentes, la densité prise en considération est la densité moyenne de toutes les denrées introduites dans la chambre froide.

Ainsi en employant les formules (10), (11) et (13)

$$Q_{0p} = [8 + (0,067 \cdot \Delta t_p)] \tau_p \cdot \rho_{aa} \cdot l_p \cdot h_p \cdot \sqrt{h_p \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}} \right)} \Delta h \cdot C_{ra} \text{ [W]} ; \Delta t_p = t_e - t_a ;$$

$$\rho_{ae} = \frac{\rho_o}{1 + \frac{T_e}{273,15}} , \text{ on aboutit aux résultats résumés dans le tableau ci-dessous :}$$

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
t_e température extérieure [K]	285,15	289,15	303,15	303,15	300,15	300,15
t_a température ambiante dans la CF	277,15	277,15	281,15	258,15	255,15	253,15
Δt_p écart de température de la porte [K]	8	12	22	45	45	47
τ_p temps d'ouverture de la porte [mn/h]	0,175	0,5	0,17	0,135	0,7	0,42
ρ_{aa} masse volumique de l'air de la CF	1,274	1,274	1,256	1,368	1,384	1,395
l_p largeur d'une porte [m]	0,76	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
h_p hauteur d'une porte [m]	2	2	2	2	2	2
ρ_{ae} masse volumique de l'air extérieure	1,238	1,221	1,165	1,165	1,176	1,176
h_{ae} enthalpie de l'air extérieur [kJ/kg]	30,74	37,55	78,14	78,14	71,3	71,3

h_{aa} enthalpie de l'air ambiant [kJ/kg]	15,88	14,35	20,57	-12,74	-16	-18,33
Δh différence d'enthalpie entre l'ext. et l'int.	14,86	23,2	57,57	90,88	87,3	89,63
C_{ra} coefficient dû à la présence d'un rideau	1	1	0,25	0,25	1	1
Q_{op} [W] charge due à l'ouverture des portes	10,185	89,986	26,624	60,444	1224,515	786,441

Tableau n°22 : Charge thermique due à l'ouverture des portes

Interprétation des résultats :

Ce type de charge thermique doit être compensée, et il est beaucoup plus influencé par l'écart de température de l'air entre les deux côtés de la porte de la chambre froide Δt_p , les dimensions de la porte et la différence d'enthalpie Δh .

II.2. Calculs des charges thermiques internes :

II.2.1. Calcul de charge thermique due aux denrées entrantes :

En appliquant les formules (15) ou (16) :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(T_1 - T_2).m.L + m.c_2(T_2 - T_3)}{86400} \text{ [kW]} ; \quad Q_{de} = \frac{m.c_1(T_1 - T_3)}{86400} \text{ [kW]}, \text{ on arrive aux}$$

résultats résumés dans le tableau ci-dessous :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
m masse de denrées introduite chaque jour	700	2000	680	540	2800	1680
c₁ capacité thermique massique avant congélation	3,35	3,75	2,37	3,1	3,31	3,4
L chaleur latente de congélation	-	-	-	149,4	240	249
c₂ capacité thermique massique après congélation	-	-	-	1,59	1,74	1,78
T₁ température initiale de la denrée	-18	25	27	27	-12	20
T₂ température de congélation	-1,83	-1,7	-0,56	-5,55	-1,76	-2,22
T₃ température d'entreposage	4	4	8	-15	-18	-20
Q_{de} [W] charge due aux denrées entrantes	379,976	1822,916	354,402	1658,315	7595,103	6926,041

Tableau n°23 : Charge thermique due aux denrées entrantes

Les capacités thermiques massiques moyennes **c₁** et **c₂**, chaleur latente **L** et température de congélation **T₂** de chaque type de denrée sont données en ANNEXE n°5.

Interprétation des résultats :

D'une manière générale, les denrées entrantes constituent une charge thermique Q_{de} que nous devons compenser. Cette charge thermique est due aux capacités thermiques massiques moyennes c_1 , c_2 , et la chaleur latente L . Elle dépend de la masse de denrées introduites, de la température initiale de la denrée introduite T_1 , de la température de congélation de la denrée introduite T_2 , de la température d'entreposage des denrées T_3 .

II.2.2. Calcul de charge thermique due à la respiration des denrées :

En appliquant la formule (18) : $Q_{resp} = \frac{C \cdot q_{resp}}{3600}$ [W], on aboutit aux résultats

résumés dans le tableau ci-après.

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
C contenance d'une chambre froide	2800	8000	1360	1080	11200	6720
q_{resp} chaleur de respiration des produits considérés [kJ/t.h]	-	344,46	-	-	-	-
Q_{resp} [W] charge thermique due à la respiration des denrées	-	765,466	-	-	-	-

Tableau n°24 : Charge thermique due à la respiration des denrées

Les valeurs de q_{resp} sont données en ANNEXE n°6.

Interprétation des résultats :

La charge thermique due à la respiration des denrées doit être compensée et elle n'existe que pour les denrées végétales (fruits et légumes) de la chambre froide CF2. Les autres denrées ne respirent pas, d'où la non-existence des autres charges thermiques dues à la respiration des denrées pour le reste des chambres froides.

II.2.3. Calcul de charge thermique due à l'éclairage :

En employant la formule (19) : $Q_{ec} = 6$ [W/m²] x S [m²] [W], on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
S Surface de la chambre froide	8	16	8	8	20	12
Q_{ec} [W] charge thermique due à l'éclairage	48	96	48	48	120	72

Tableau n°25 : Charge thermique due à l'éclairage

Interprétation des résultats :

L'éclairage constitue aussi une charge thermique non négligeable qu'elle doit être compensée. Cette charge thermique est fortement liée à la surface du sol de la chambre froide.

II.2.4. Calcul de charge thermique due aux personnes :

En utilisant la formule (20) et le tableau n°6 : $Q_{pe} = \frac{i \cdot q_p \cdot \tau}{24}$ [W], on obtient les

résultats résumés dans le tableau ci-après :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
i nombre de personnes opérant dans la chambre froide	3	3	2	2	3	3
q_p quantité de chaleur dégagée par une personne	250	250	220	360	378	390
τ durée de présence de chaque personne dans la CF [h/j]	8	8	8	8	8	8
Q_{pe} [W] charge thermique due aux personnes	250	250	146,666	240	378	390

Tableau n°26 : Charge thermique due aux personnes

Interprétation des résultats :

La charge thermique due aux personnes vient de leur respiration et de leurs activités dans l'entrepôt.

- Plus le nombre de personnes dans un entrepôt augmente, plus la charge thermique due aux personnes croît.
- Plus la température de l'entrepôt est faible, plus la charge thermique due aux personnes augmente.

II.2.5. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

En appliquant la formule (22), (23) et (24) : $Q_{0,prév} = 1,2 \cdot Q_{0,int}$ [W] ;

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{ec} + Q_{pe} \quad [W]; \quad Q_{0,int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}} \quad [W], \text{ on aboutit}$$

aux résultats résumés dans le tableau suivant :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
Q_{int} charge thermique intermédiaire	3,897	3438,973	1001,846	2693,274	10496,284	9127,950
τ_{inst} durée de marche de l'installation	16	16	16	18	18	18
Q_{0,int} puissance frigorifique intermédiaire	5,845	5158,459	1502,769	3591,033	13995,045	12170,601
Q_{0,prév} [W] puissance frigorifique prévisionnelle	397,848	6190,151	1803,323	4309,239	16794,054	14604,721

Tableau n°27 : Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

Interprétation des résultats :

Après avoir calculé la charge thermique intermédiaire Q_{int} qui est la somme des charges thermiques calculées jusqu'à ce point, nous calculons la puissance frigorifique prévisionnelle pour chaque chambre froide afin que nous puissions prévoir le nombre et le type d'évaporateurs (le nombre des ventilateurs et la puissance des moteurs) qui feront l'objet d'une vérification ultérieure.

Et nous remarquons que, plus la charge thermique intermédiaire Q_{int} s'intensifie, plus la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prév}$ croît.

II.3. Contrôle des puissances frigorifiques effectives :

C'est à partir des puissances frigorifiques prévisionnelles que nous ferons le choix du type de l'évaporateur de chaque chambre froide, en se référant aux catalogues des fabricants des évaporateurs.

Ainsi, nous aboutissons aux présélections suivantes :

II.3.1. Les chambres froides positives :

Pour une question d'économie, nous choisissons des évaporateurs sans résistances de dégivrage pour les chambres froides positives.

caractéristiques	CF1	CF2	CF3
modèle	LU-VE BHP4	LU-VE BHA120-32	LU-VE B2HC 25-50
Puissance frigorifique P_f [W]	370	6550	1800
Nombre de ventilateurs n	1	2	1
Puissance du moteur P_m [W]	10	85	0,35

Tableau n°28 : Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides positives

II.3.2. Les chambres froides négatives :

caractéristiques	CF4	CF5	CF6
modèle	FRIGA-BOHN LUC550E	LU-VE NHI 534-4	FRIGA-BOHN NKH 1x6D B2 C
Puissance frigorifique P_f [W]	4860	18200	17000
Nombre de ventilateurs n	3	2	1
Puissance du moteur P_m [W]	145	780	1900
Résistance de dégivrage R_d [W]	3600	11450	10350

Tableau n°29 : Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides négatives

II.3.3. Calcul de charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

En appliquant la formule (21) : $Q_{vent} = \frac{n \cdot p_m \cdot \tau_{\text{évap}}}{\tau_{inst}}$ [W], on obtient les résultats

résumés dans le tableau ci-dessous :

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
n nombre de ventilateurs	1	2	1	3	2	1
P_m puissance des moteurs des ventilateurs	10	85	0,35	145	780	1900
τ_{évap} durée de fonctionnement des ventilateurs	16	16	16	18	18	18
Q_{vent} [W] charge due aux moteurs des ventilateurs	10	170	0,35	435	1560	1900

Tableau n°30 : Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

Interprétation des résultats :

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.

II.3.4. Calcul de charge thermique due aux résistances de dégivrage :

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 CF1, CF2 et CF3.

Ainsi, en appliquant la formule (25) et le tableau n°7 : $Q_{dég} = \frac{n \cdot R_d \cdot \tau_{dég}}{\tau_{inst}}$ [W], nous

avons les résultats résumés dans le tableau suivant pour les chambres froides négatives.

	CF4	CF4	CF6
R_d puissance de la résistance de dégivrage [W]	3600	11450	10350
τ_{dég} durée journalière de dégivrage [h/j]	2	2	2
τ_{inst} durée de marche de l'installation frigorifique [h/j]	18	18	18
Q_{dég} [W] charge thermique due aux résistances de dégivrage	400	1272,222	1150

Tableau n°31 : Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Interprétation des résultats :

Ce type de charge thermique 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 R_d et de la durée journalière de dégivrage.

II.3.5. Calcul des puissances frigorifiques effectives :

En utilisant la formule (24) en remplaçant Q_{int} par Q_{eff} : $Q_{0,eff} = \frac{Q_{eff} \times 24}{\tau_{inst}}$ [W],

on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

Installation Frigorifique de Conservation type Galawa Beach

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
Q_{int} charge thermique intermédiaire	3,897	3438,973	1001,846	2693,274	10496,284	9127,950
Q_{vent} charge due aux moteurs des ventilateurs	10	170	0,35	435	1560	1900
Q_{dég} charge due aux résistances de dégivrage	0	0	0	400	1272,222	1150
Q_{eff} charge thermique effective [W]	13,897	3608,973	1002,196	3528,274	13328,506	12177,950
τ_{inst} durée de marche de l'installation	16	16	16	18	18	18
Q_{0,eff} [W] puissance frigorifique effective	346,540	5413,459	1503,294	4704,366	17771,341	16237,267

Tableau n°32 : Puissances frigorifiques effectives

Interprétation des résultats :

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

CHAPITRE
2

SELECTION ET DIMENSIONNEMENT
DES COMPOSANTS FRIGORIFIQUES

I. Sélection des composants :

I.1. Sélection des composants des chambres froides positives CF1, CF2 et CF3 :

I.1.1. Les évaporateurs :

Le choix des évaporateurs est fait sur plusieurs critères : la puissance frigorifique effective, la température d'évaporation, la puissance des moteurs des ventilateurs, le nombre de ventilateurs et la puissance des résistances de dégivrage.

Chambre froide n°1 :

EVAPORATEUR PLAFONNIER D'ANGLE « SHP » LU-VE

- ✚ Modèle : BHP4
- ✚ Pas d'ailette : 4,3 [mm]
- ✚ Ventilation : Ø154 [mm] – 10 [W] – 0,4 [A] – 230 [V] / 1 / 50 [Hz]
- ✚ Batterie traitée contre la corrosion (vernis trempé cuit au four)
- ✚ Puissance frigorifique : 370 [W]
- ✚ Débit et nombre de ventilateurs : 150 [m³.h⁻¹] – 1

Chambre froide n°2 :

EVAPORATEUR PLAFONNIER DOUBLE FLUX « BHDS » LU-VE

- ✚ Echangeur à rendement très élevé :
 - tubes cuivre à rainures internes hélicoïdales, étudiés pour les nouveaux fluides
 - ailettes aluminium, haute efficacité, configurées pour assurer moins de déshumidification, donc moins de givre
- ✚ Modèle : BHDS 98-50
- ✚ Distributeur : JET-O-MATIC®
- ✚ Ventilation : moteur 6p : 1000 [tr/min] – 85 [W] – 0,31 [A]
- ✚ Deux ventilateurs haute efficacité :
 - par ventilateur : débit 2600 [m³.h⁻¹] - Ø330 [mm] – classe d'isolement B – protection IP44
- ✚ Puissance frigorifique : 6550 [W]
- ✚ Dimensions : long. : 1190 [mm] – prof. : 845 [mm] – haut. : 256 [mm]

- ✚ Alimentation : 220 [V] / 1 / 50 [Hz]
 - ✚ Découpe pour montage du détendeur
- Option : évaporateur équipé d'une pompe de relevage

Chambre froid n°3 :

EVAPORATEUR CUBIQUE COMERCIAL « S2HC » LU-VE

- ✚ Echangeur à rendement très élevé :
 - tubes cuivre à rainures internes hélicoïdales, étudiés pour les nouveaux fluides
 - ailettes aluminium, haute efficacité, configurées pour assurer moins de déshumidification, donc moins de givre
- ✚ Flux d'air homogène et unidirectionnel
- ✚ Carrosserie en aluminium prélaqué
- ✚ Modèle : B2HC 25-50
- ✚ Puissance frigorifique : 1800 [W]
- ✚ Dimensions : long. : 678 [mm] – prof. : 330 [mm] – haut. : 425 [mm]
- ✚ Distributeur : JET- O - MATIC®
- ✚ Un ventilateur, très faible consommation d'énergie, avec protection thermique incorporée – Ø275 [mm] - classe d'isolement B – protection IP40 – 0,35 [W] – 0,3 [A]
- ✚ Ø275 [mm] - débit 950 [m³.h⁻¹]
- ✚ Alimentation : 220 [V] / 1 / 50 [Hz]
- ✚ Utilisation d'un détendeur à égalisation interne

Chambre froide n°4 :

EVAPORATEUR CUBIQUE COMMERCIAL « LUC » FRIGA-BOHN

- ✚ Echangeur à très haute performance :
 - ailettes aluminium de type sinusoïdal
 - tubes cuivre à rainures internes
- ✚ Carrosserie en tôle acier prélaqué blanc
- ✚ Egouttoir en aluminium lisse avec coin arrondis
- ✚ Modèle : LUC550E
- ✚ Puissance frigorifique : 4860 [W]
- ✚ Trois ventilateurs :
 - par ventilateur : Ø300 [mm] – débit 3250 [m³.h⁻¹] – classe d'isolement B –

145 [W] – 0,65 [A]

- ✚ Alimentation : 230 [V] / 1 / 50 [Hz]
- ✚ Résistance de dégivrage : 3600 [W]
- ✚ Dimensions : long. : 560 [mm] – prof. : 418 [mm] – haut. : 400 [mm]

Chambre froide n°5 :

EVAPORATEUR CUBIQUE INDUSTRIEL « NHI » LU-VE

- ✚ Echangeur à rendement élevé : TURBOCOIL
- ✚ Flux d'air homogène et unidirectionnel
- ✚ Carrosserie en acier galvanisé peint
- ✚ Modèle : NHI 534-4
- ✚ Puissance frigorifique : 18200 [W]
- ✚ deux ventilateurs à pales ultra performantes :
 - par ventilateur : débit 14800 [m³.h⁻¹] – Ø500 [mm] – 780 [W] – 1,7 [A]
- ✚ Alimentation : 400 [V] / 3 / 50 [Hz]
- ✚ Résistance de dégivrage : 11450 [W]
- ✚ Dimensions : long. : 2130 [mm] – prof. : 860 [mm] – haut. : 960 [mm]

Option :

- tube inox
- ailette aluminium verni ALUPAINT® / cuivre
- circuits spéciaux – eau glycolée
- moteur 6P / 8P / 0 2 vitesses
- dégivrage : SE : à eau avec résistance sur le déflecteur
 - SB : à eau
 - G : par gaz chaud pour la batterie et électrique dans l'égouttoir
 - GB : par gaz chaud pour batterie et égouttoir

Chambre froide n°6 :

EVAPORATEUR CUBIQUE INDUSTRIEL « NKH » FRIGA-BOHN

- ✚ Carrosserie robuste en acier galvanisé peint époxy blanc
- ✚ Panneaux latéraux permettant un accès facile aux raccordements électriques et frigorifiques
- ✚ Modèle : NKH 1x6D B2 C
- ✚ Puissance frigorifique : 17000 [W]

- ✚ Un ventilateur : débit $13400 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ – Ø630 [mm] – 1900 [W] max – 3, 2 [A]
- ✚ Alimentation : 400 [V] / 3 / 50 [H]
- ✚ Résistance de dégivrage : 10350 [W]
- ✚ Dimensions : long. : 1665 [mm] – prof. : 900 [mm] – haut. : 1145 [mm]
- ✚ Poids : 190 kg

I.1.2. Les compresseurs :

Pour toutes les chambres froides, nous nous servirons des compresseurs à pistons semi-hermétiques.

La sélection des compresseurs s'effectue par rapport au fluide frigorigène utilisé, à la puissance frigorifique, à la température d'évaporation, à la température de condensation, au sous-refroidissement de liquide et à la température de gaz aspiré. Et nous avons le tableau commun pour toutes les chambres froides suivant :

Fluide frigorigène	R404A
Température de condensation	+40 [°C]
Sous-refroidissement liquide	4 [K]
Surchauffe à l'aspiration	5 [K]
Température de gaz aspiré	20 [°C]

En consultant le catalogue avec logiciel du groupe BITZER, un grand géant sur la construction des compresseurs, nous parvenons aux compresseurs ci-après, avec toutes ses caractéristiques:

✚ Chambres froides positives CF1, CF2 et CF3 :

Nous sélectionnons un seul compresseur pour toutes les chambres froides positives, pour une température d'évaporation 0 [°C].

Compresseur semi-hermétique à pistons – Modèle 2FC-3.2Y-40S

- Puissance frigorifique : 7,63 [kW]
- Puissance absorbée : 2,37 [kW]
- Facteur de puissance : 3,22
- Débit de masse : 208 [kg/h]
- Volume déplacé (1450 [tr/min]-50 [Hz]) : $9,54 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$

- Nombre de cylindres x percement x course : 2 x 46 [mm] x 33 [mm]
- Intensité (400[V]) : 4,42 [A]
- Plage des tensions : 380-420 [V]
- Intensité de fonctionnement maximale : 5,8 [A]
- Intensité de démarrage (rotor bloqué) : 25,5 [A]
- Raccord d'aspiration : 16 [mm]-5/8''
- Raccord de refoulement : 12 [mm]-1/2''
- Huile : BSE32
- Charge en huile : 1 [dm³]
- Pression maximale (BP/HP) : 19/28 [bar]
- Poids: 47 [kg]

 Chambres froides négatives CF4 et CF5:

Pour les chambres froides CF4 et CF5, nous avons aussi un seul compresseur pour une température d'évaporation de -22,48 [°C].

Compresseur semi-hermétique à pistons – Modèle 4H-15.2Y-40P

- Puissance frigorifique : 25,4 [kW]
- Puissance absorbée : 13,04 [kW]
- Facteur de puissance : 1,95
- Débit de masse : 664 [kg/h]
- Volume déplacé (1450 [tr/min]-50 [Hz]) : 73,6 [m³.h⁻¹]
- Nombre de cylindres x percement x course : 4 x 70 [mm] x 55 [mm]
- Intensité (400 [V]) : 21,8 [A]
- Plage des tensions : 380-420 [V]
- Intensité de fonctionnement maximale : 31 [A]
- Intensité de démarrage (rotor bloqué) : 81 [A] Y / 132 [A] YY
- Raccord d'aspiration : 42 [mm]-15/8''
- Raccord de refoulement : 28 [mm]- 11/8''
- Huile : BSE32
- Charge en huile : 4 [dm³]
- Pression maximale (BP/HP) : 19/28 [bar]
- Poids: 183 [kg]

✚ Chambre froide négative CF6 :

Nous avons $-24,37$ [°C] comme température d'évaporation et nous optons le compresseur suivant :

Compresseur semi-hermétique à pistons – Modèle 4NCS-12.2Y-40P

- Puissance frigorifique : 16,81 [kW]
- Puissance absorbée : 8,87 [kW]
- Facteur de puissance : 1,80
- Débit de masse : 438 [kg/h]
- Volume déplacé (1450 [tr/min]-50 [Hz]) : 56,25 [m³.h⁻¹]
- Nombre de cylindres x percement x course : 4 x 70 [mm] x 42 [mm]
- Intensité (400 [V]) : 15,83 [A]
- Plage des tensions : 380-420 [V]
- Intensité de fonctionnement maximale : 24 [A]
- Intensité de démarrage (rotor bloqué) : 69 [A] Y / 113 [A] YY
- Raccord d'aspiration : 35 [mm]-13/8''
- Raccord de refoulement : 28 [mm]- 11/8''
- Huile : BSE32
- Charge en huile : 2,6 [dm³]
- Pression maximale (BP/HP) : 19/28 [bar]
- Poids: 141 [kg]

I.1.3. Les condenseurs :

Tout d'abord nous préférons d'utiliser des condenseurs à eau du fait que la température à la salle des machines est très élevée.

La sélection des condenseurs est fait suivant les caractéristiques ci-après : fluide frigorigène, puissance de condensation, température d'entrée d'eau qui sera toujours 25 [°C] et sous-refroidissement de liquide.

En examinant aussi BITZER, nous avons tous les condenseurs correspondants à toute l'installation.

✚ Les chambres froides positives CF1, CF2 et CF3 :

Ces trois chambres froides emploient un seul condenseur qui correspond au compresseur de ces trois chambres froides.

La puissance du condenseur est : $Q_{0,c} = Q_{0,eff} + Q_{abs} = 7,63 + 2,37 = 10$ [kW]

D'où le choix du condenseur suivant :

Type de condenseur : K073H

- Nombre de passes : 2
- Capacité maximale permise : 15,30 [kW]
- Température de sortie d'eau : 32,5 [°C]
- Débit volumétrique : 1,15 [m³.h⁻¹]
- Débit : 0,67 [m/s]
- Perte de charge : 0,02 [bar]
- Poids : 11 [kg]
- Largeur : 602 [mm]
- Hauteur : 184 [mm]
- Diamètre du tube protecteur : 108 [mm]
- Diamètre d'entrée du fluide frigorigène : 12 [mm]-1/2''
- Diamètre de sortie du fluide frigorigène : 10 [mm]-3/8''
- Entrée de fluide caloporteur : 2 x 1/2''
- Sortie de fluide caloporteur : 3/4''
- Contenance réservoir fluide frigorigène : 3,4 [dm³]
- Charge maximale en fluide frigorigène 90% à 20 [°C] : 3,3 [kg]

✚ Les chambres froides négatives CF4 et CF5 :

La puissance du condenseur est : $Q_{0,c} = 25,4 + 13,04 = 38,44$ [kW]

D'où le choix du condenseur ci-après :

Type de condenseur : K283H

- Nombre de passes : 2
- Capacité maximale permise : 51,1 [kW]
- Température de sortie d'eau : 32,8 [°C]
- Débit volumétrique : 4,28 [m³.h⁻¹]
- Débit : 1,25 [m/s]
- Perte de charge : 0,09 [bar]
- Poids : 26 [kg]

- Largeur : 863 [mm]
- Hauteur : 257 [mm]
- Diamètre du tube protecteur : 159 [mm]
- Diamètre d'entrée du fluide frigorigène : 22 [mm]-7/8''
- Diamètre de sortie du fluide frigorigène : 22 [mm]-7/8''
- Entrée de fluide caloporteur : 2 x 3/4''
- Sortie de fluide caloporteur : 1''
- Contenance réservoir fluide frigorigène : 11,3 [dm³]
- Charge maximale en fluide frigorigène 90% à 20 [°C] : 10,9 [kg]

✚ Chambre froide négative CF6 :

La puissance du condenseur est : $Q_{0,c} = 16,81 + 8,87 = 25,68$ [kW]

D'où le choix du condenseur suivant :

Type de condenseur : K203H

- Nombre de passes : 2
- Capacité maximale permise : 36,1 [kW]
- Température de sortie d'eau : 33,6 [°C]
- Débit volumétrique : 2,59 [m³.h⁻¹]
- Débit : 1,01 [m/s]
- Perte de charge : 0,06 [bar]
- Poids : 25 [kg]
- Largeur : 863 [mm]
- Hauteur : 245 [mm]
- Diamètre du tube protecteur : 159 [mm]
- Diamètre d'entrée du fluide frigorigène : 16 [mm]-5/8''
- Diamètre de sortie du fluide frigorigène : 16 [mm]-5/8''
- Entrée de fluide caloporteur : 2 x 3/4''
- Sortie de fluide caloporteur : 1''
- Contenance réservoir fluide frigorigène : 11,8 [dm³]
- Charge maximale en fluide frigorigène 90% à 20 [°C] : 11,3 [kg]

II. Dimensionnement des tuyauteries : [1]

Afin d'améliorer la puissance frigorifique de l'installation, nous devons estimer préalablement les pertes de charge et les vitesses d'écoulement du fluide frigorigène dans les différentes tuyauteries. Elles doivent rester dans les limites des valeurs des tableaux ci-après :

Désignation de la tuyauterie	Perte de charge recommandée en [K]
Tuyauterie d'aspiration	1 à 2
Tuyauterie de refoulement	1 à 2
Tuyauterie de liquide (condenseur/bouteille de liquide)	0,5
Tuyauterie de liquide (bouteille de liquide/évaporateur)	0,5

Tableau n°33 : Perte de charge admissible dans les différentes tuyauteries

Désignation de la tuyauterie	Vitesse recommandée en [m.s ⁻¹]
Tuyauterie d'aspiration	6 à 12
Tuyauterie de refoulement	6 à 15
Tuyauterie de liquide	0,3 à 1,2

Tableau n°34 : Vitesse d'écoulement admissible dans les différentes tuyauteries

Les diamètres relatifs à chaque conduite sont vérifiés par la formule suivante : [1]

$$w = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{0,eff}}{(h_1 - h_4) \cdot \rho \cdot d_i^2} \quad [\text{m.s}^{-1}] \quad (26)$$

II.1. La tuyauterie commune :

Tuyauterie commune d'aspiration :

CF	Q _{0,eff} [kW]	h ₁ [kJ/kg]	h ₄ [kJ/kg]	d _i [m]	ρ[kg/m ³]	w[m.s ⁻¹]
CF1,CF2 et CF3	7,26	365,31	252,72	0,016	29,68	10,80
CF4 et CF5	22,48	353,22	252,72	0,050	13,78	8,26

Tableau n°35 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune d'aspiration

Tuyauterie commune de refoulement :

CF	$Q_{0,eff}$ [kW]	h_1 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	w [m.s ⁻¹]
CF1,CF2 et CF3	7,26	365,31	252,72	0,012	84,41	6,75
CF4 et CF5	22,48	353,22	252,72	0,018	83,96	10,46
CF6	16,24	352,14	252,72	0,016	83,54	9,72

Tableau n°36 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune de refoulement

Tuyauterie commune de liquide :

CF	$Q_{0,eff}$ [kW]	h_1 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	w [m.s ⁻¹]
CF1, CF2 et CF3	7,26	365,31	252,72	0,010	990,1	0,83
CF4 et CF5	22,48	353,22	252,72	0,018	990,1	0,88

Tableau n°37 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie commune de liquide

II.2. Tuyauterie propre à chaque chambre froide :

Tuyauterie d'aspiration :

CF	$Q_{0,eff}$ [kW]	h_1 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	w [m.s ⁻¹]
CF1	0,35	365,31	252,72	0,004	29,68	8,23
CF2	5,41	365,31	252,72	0,016	29,68	8,05
CF3	1,50	365,31	252,72	0,008	29,68	8,93
CF4	4,70	353,22	252,72	0,020	13,78	10,8
CF5	17,77	353,22	252,72	0,039	13,78	10,74
CF6	16,24	352,14	252,72	0,035	12,85	10,64

Tableau n°38 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration

Tuyauterie de liquide :

CF	$Q_{0,eff}$ [kW]	h_1 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	w [m.s ⁻¹]
CF1	0,35	365,31	252,72	0,004	990,1	0,99
CF2	5,41	365,31	252,72	0,010	990,1	0,61
CF3	1,50	365,31	252,72	0,006	990,1	0,47
CF4	4,70	353,22	252,72	0,010	990,1	0,60
CF5	17,77	353,22	252,72	0,018	990,1	0,70
CF6	16,24	352,14	252,72	0,016	990,1	0,82

Tableau n°39 : Vitesses d'écoulement dans la tuyauterie de liquide

II.3. Caractéristiques des tuyauteries :

La disposition des chambres froides par rapport à la salle des machines permet de déterminer les longueurs des tuyauteries ainsi que les singularités.

D'une façon générale, la longueur équivalente des singularités (coudes à 90°, bifurcations et rétrécissements) sont données par les catalogues des fabricants.

➤ **Tuyauterie commune de CF1, CF2, CF3**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	4,75	0,016	2 coudes 90°	0,60
			2 bifurcations	1,50
refoulement	1,5	0,012	-	-
liquide	5,25	0,010	2 coudes 90°	0,40
			2 bifurcations	0,93
ascendante	2,5	0,010	-	-

Tableau n°40 : Caractéristiques de la tuyauterie commune de CF1, CF2 et CF3

➤ **Tuyauterie propre à CF1**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	2,5	0,004	1 coude 90	0,10
			1 rétrécissement 18-6	0,35
liquide	5	0,004	1 coude 90°	0,10
			1 rétrécissement 18-6	0,35

Tableau n°41 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF1

➤ **Tuyauterie propre à CF2**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	4	0,016	1 coude 90°	0,30
liquide	4	0,010	1 coude 90°	0,20

Tableau n°42 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF2

➤ **Tuyauterie propre à CF3**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	10	0,008	1 coude 90°	0,15
			1 rétrécissement 18-10	0,3
liquide	8	0,006	1 coude 90°	0,10
			1 rétrécissement 18-8	0,3

Tableau n°43 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF3

➤ **Tuyauterie commune de CF4 et CF5**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	4,75	0,050	2 coudes 90°	1,80
			2 bifurcations	4,66
			1 rétrécissement 54-45	1,80
refoulement	1,5	0,018	1 rétrécissement 31-20	0,70
liquide	5,25	0,018	2 coudes 90°	0,70
			1 rétrécissement 24-20	0,50
			2 bifurcations	1,68
ascendante	2,5	0,018	-	-

Tableau n°44 : Caractéristiques de la tuyauterie commune de CF4 & CF5

➤ **Tuyauterie propre à CF4**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	10	0,020	1 coude 90°	0,40
			1 rétrécissement 54-22	1,35
liquide	12,5	0,010	1 coude 90°	0,20
			1 rétrécissement 20-12	0,40

Tableau n°45 : Caractéristique de la tuyauterie de CF4

➤ **Tuyauterie propre à CF5**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	5,5	0,039	1 coude 90°	0,70
			1 rétrécissement 54-42	1,80
liquide	5,5	0,018	1 coude 90°	0,40

Tableau n°46 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF5

➤ **Tuyauteries de CF6**

	Longueur [m]	Diamètre intérieur [m]	Singularités	
			Désignation	Longueur équivalente totale [m]
aspiration	9,5	0,035	3 coudes 90°	1,95
refoulement	1,5	0,016	1 rétrécissement 31-18	0,75
liquide	6	0,016	3 coudes 90°	0,90
ascendante	2,5	0,016	-	-

Tableau n°47 : Caractéristiques de la tuyauterie de CF6

III. Choix des détendeurs :

Pour trouver la chute de pression au niveau du détendeur, nous sommes appelés à déterminer les différentes pertes de charge dans les tuyauteries et la capacité nominale du détendeur.

D'après les lois de la mécanique de fluide, la perte de charge totale d'un tronçon de tuyauterie peut s'écrire : [1]

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{rs} + \Delta p_{asc} + \Delta p_{acc} \quad (27)$$

La méthode de la longueur équivalente de tuyauterie nous permet d'écrire : [1]

$$\Delta p_{rs} = (l_{géo} + l_{eq}) \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad [\text{Pa}] \quad (28)$$

λ : coefficient de perte de charge répartie qui est fonction du nombre de Reynolds R_e .

On prend généralement $\lambda = 0,03$ dans les industries frigorifiques et pour des tubes en cuivre [1].

Pour ce qui est des parties de tuyauterie de liquide ascendantes : $\Delta p_{asc} = h \cdot \rho \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (29)$

$\Delta p_{acc} = 0,2 \text{ [bar]}$ (on prend généralement 0,2 [bar] comme perte de charge des accessoires) [1]

La capacité nominale du détendeur est donnée par la formule : [1]

$$Q_{dét} = Q_{0,eff} \cdot K_{\Delta P} \cdot K_t \quad (30)$$

Le choix du détendeur est généralement fait par rapport à sa capacité nominale $Q_{dét}$ et au fluide frigorigène utilisé dans l'installation.

Chambre froide CF1 :

❖ Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide

En utilisant les formules précédentes, nous avons les résultats suivants :

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,258 \text{ [bar]}$
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242 \text{ [bar]}$
- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20 \text{ [bar]}$
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,70 \text{ [bar]}$

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,70 = 17,48 \text{ [bar]}$$

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de 38,37 [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de 40 – 38,37 = 1,63 [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ Capacité nominale du détendeur

Comme la température d'évaporation CF1 est de 0 [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à 6,04 [bar].

D'où $p_{aval} = 6,04$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 11,44$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

$$K_{\Delta p} = 0,953$$

$$K_r = 1,03$$

La capacité nominale du détendeur de CF1 : $Q_{dét} = 0,34$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls à égalisation externe, de Type TISE-SW, code N°800 548, et buse avec filtre de type TIO-00X, de capacité nominale 0,4 [kW].

Chambre froide CF2 :

❖ **Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide**

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,082$ [bar]
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242$ [bar]
- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20$ [bar]
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,524$ [bar]

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,524 = 17,656$$
 [bar]

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de 38,78 [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de $40 - 38,78 = 1,22$ [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ **Capacité nominale du détendeur**

Comme la température d'évaporation CF2 est de 0 [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à 6,04 [bar].

D'où $p_{aval} = 6,04$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 11,616$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

$$K_{\Delta p} = 0,941$$

$$K_r = 1,03$$

La capacité nominale du détendeur de CF2 : $Q_{dét} = 5,246$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls à égalisation externe, de Série TCLE, Type 150 SW, de capacité nominale 5,6 [kW].

Chambre froide CF3 :

❖ **Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide**

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,087$ [bar]
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242$ [bar]
- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20$ [bar]
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,529$ [bar]

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,529 = 17,651 \text{ [bar]}$$

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de 38,77 [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de $40 - 38,77 = 1,23$ [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ **Capacité nominale du détendeur**

Comme la température d'évaporation CF3 est de 2,5 [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à 6,54 [bar].

D'où $p_{aval} = 6,54$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 11,111$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

$$K_{\Delta p} = 0,965$$

$$K_t = 0,96$$

La capacité nominale du détendeur de CF3 : $Q_{dét} = 1,392$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls à égalisation interne, de Type TI-SW, code N°800 553, à visser, de capacité nominale 1 [kW].

Chambre froide CF4 :

❖ **Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide**

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,121$ [bar]
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242$ [bar]

- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20$ [bar]
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,563$ [bar]

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,563 = 17,617 \text{ [bar]}$$

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de 38,69 [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de $40 - 38,69 = 1,31$ [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ Capacité nominale du détendeur

Comme la température d'évaporation CF4 est de -20 [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à 3,03 [bar].

D'où $p_{aval} = 3,03$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 14,587$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

$$K_{\Delta p} = 0,845$$

$$K_t = 1,48$$

La capacité nominale du détendeur de CF4 : $Q_{det} = 5,882$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls, de Série TCLE, Type 150 SW à égalisation externe, de capacité nominale 5,6 [kW].

Chambre froide CF5 :

❖ Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,093$ [bar]
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242$ [bar]
- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20$ [bar]
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,535$ [bar]

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,535 = 17,645 \text{ [bar]}$$

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de 38,76 [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de $40 - 38,76 = 1,24$ [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ **Capacité nominale du détendeur**

Comme la température d'évaporation CF5 est de $-22,48$ [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à $2,76$ [bar].

D'où $p_{aval} = 2,76$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 14,885$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

$$K_{\Delta p} = 0,835$$

$$K_t = 1,52$$

La capacité nominale du détendeur de CF5 : $Q_{dét} = 22,554$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls, de Série TCLE, Type 600 SW à égalisation externe, de capacité nominale $21,5$ [kW].

Chambre froide CF6 :

❖ **Pertes de charges dans la tuyauterie de liquide**

- perte de charge répartie et singulière : $\Delta p_{rs} = 0,043$ [bar]
- perte de charge sur la tuyauterie ascendante : $\Delta p_{asc} = 0,242$ [bar]
- perte de charge due aux accessoires : $\Delta p_{acc} = 0,20$ [bar]
- perte de charge totale : $\Delta p_{tot} = 0,485$ [bar]

La pression réelle en amont du détendeur est égale :

$$p_{amont} = p_{cond} - \Delta p_{tot} = 18,18 - 0,485 = 17,695$$
 [bar]

Le diagramme du R404A permet de constater que cette pression correspond à une température de $38,87$ [°C]. Le sous-refroidissement requis est alors de $40 - 38,87 = 1,13$ [K]. Le sous-refroidissement initialement prévu est donc suffisant.

❖ **Capacité nominale du détendeur**

Comme la température d'évaporation CF6 est de $-24,37$ [°C], le diagramme du R404A nous indique que la pression correspondante à saturation est égale à $2,56$ [bar].

D'où $p_{aval} = 2,56$ [bar].

Le détendeur assure une chute de pression égale : $\Delta p = p_{amont} - p_{aval} = 15,135$ [bar].

Les facteurs de corrections correspondants relevés dans le catalogue ALCO sont :

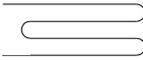
$$K_{\Delta p} = 0,832$$

$$K_t = 1,78$$

La capacité nominale du détendeur de CF6 : $Q_{\text{dét}} = 24,046$ [kW].

D'où la sélection d'un détendeur thermostatique ALCO-Controls, de Série TCLE, Type 850 SW à égalisation externe, de capacité nominale 29 [kW].

IV. Schéma fluïdique :

	: Evaporateur
	: Détendeur thermostatique à égalisation externe
	: Détendeur thermostatique à égalisation interne
	: Clapet anti-retour
	: Thermostat d'ambiance
	: Vanne électromagnétique
	: Voyant de liquide
	: Filtre déshydrateur
	: Bouteille de liquide HP
	: Robinet de service
	: Séparateur d'huile
	: Voyant d'huile
	: Réservoir d'huile
	: Pompe à huile
	: Condenseur à eau
	: Compresseur
	: Robinet manuel
	: Pressostat basse pression
	: Pressostat haute pression
	: Indicateur de pression

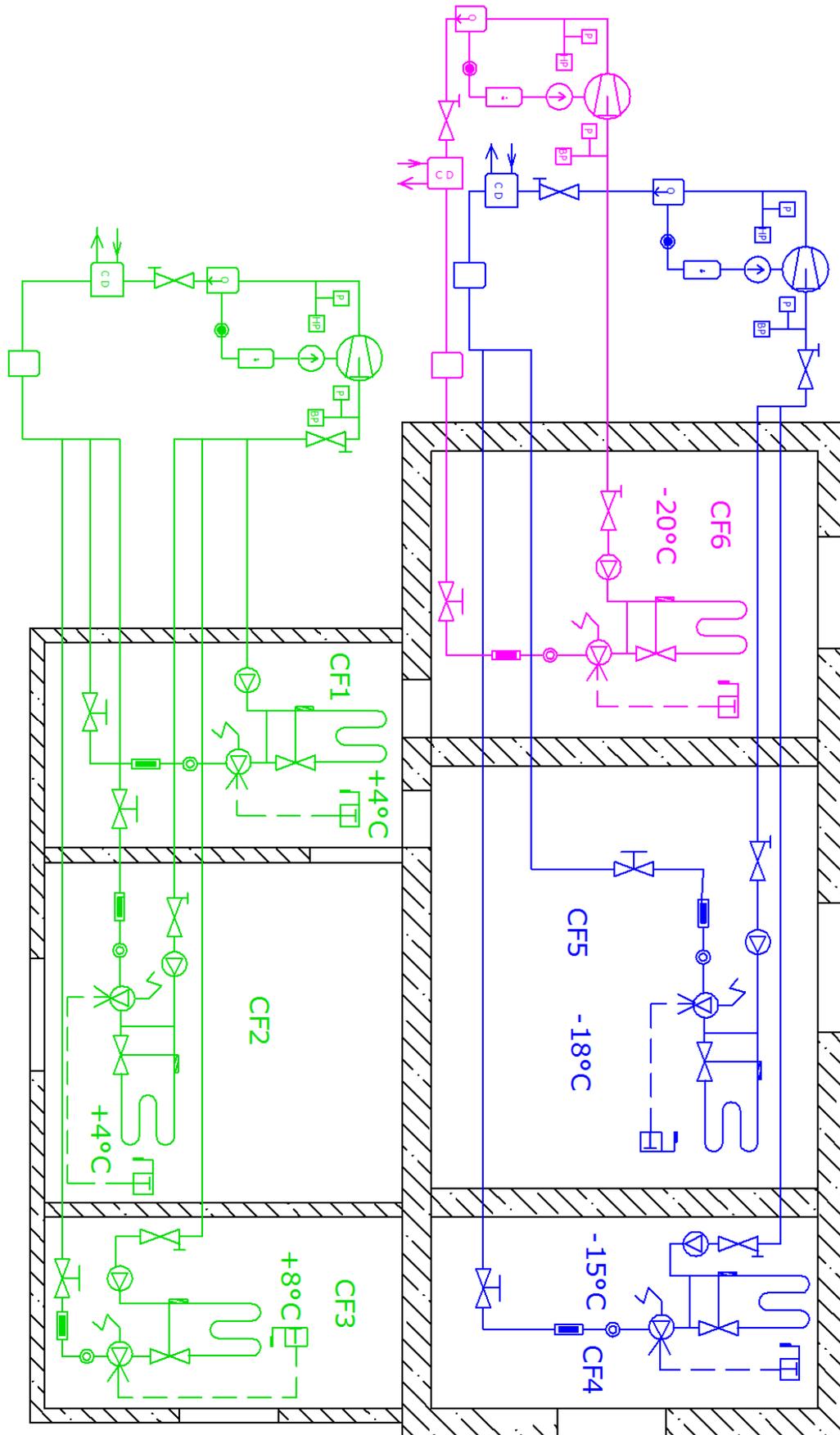


Figure n°5 : Schéma fluide des chambres froides

CHAPITRE
3

DIMENSIONNEMENT DU CLIMATISEUR DE
LA SALLE DE TRAITEMENTS FRIGORIFIQUES

I. Généralités :

La climatisation ou conditionnement d'air a pour but principal le maintien dans une ambiance, des conditions qui contribuent au confort de l'individu ou qui sont nécessaires à certains procédés de fabrication.

Pour cela, on distingue deux types de climatisations :

- ✚ La climatisation de confort
- ✚ La climatisation industrielle

La climatisation industrielle englobe souvent la climatisation de confort.

On trouve souvent la climatisation industrielle dans les usines de traitements de poissons, la mécanique de précision, les industries électroniques, les industries pharmaceutiques, les industries textiles, ect...

Le bilan thermique d'un local permet de déterminer la puissance d'une installation de climatisation. Il est généralement calculé sur la base de gains maximaux réels.

Le type de régulation devra permettre d'obtenir les conditions à obtenir non seulement pendant les périodes de gains maximaux mais également aux charges intermédiaires.

II. Principe de fonctionnement :

Un climatiseur fonctionne sur le même principe que toute machine frigorifique. D'un côté il produit du froid, et de l'autre il évacue du chaud, des calories.

Le climatiseur est une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un **fluide frigorigène** à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'**évaporateur**, le **compresseur**, le **condenseur** et le **détendeur**.

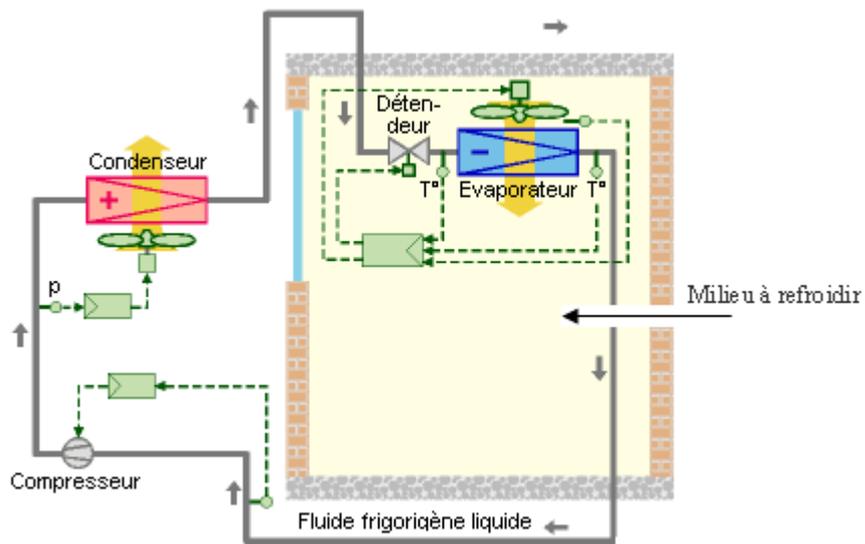


Figure n°6 : Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur

Si certains systèmes sont limités au mode "froid", d'autres sont réversibles : le même échangeur intérieur peut alors servir de condenseur, lorsque le local est en demande de chaleur. Une telle souplesse est issue d'une régulation électronique sophistiquée, notamment basée sur l'emploi de détendeurs électroniques. Mais c'est l'ensemble des échangeurs qui fournissent du froid ou qui fournissent de la chaleur. La permutation du rôle des échangeurs est réalisée dans l'unité extérieure par une vanne d'inversion de cycle à 4 voies.

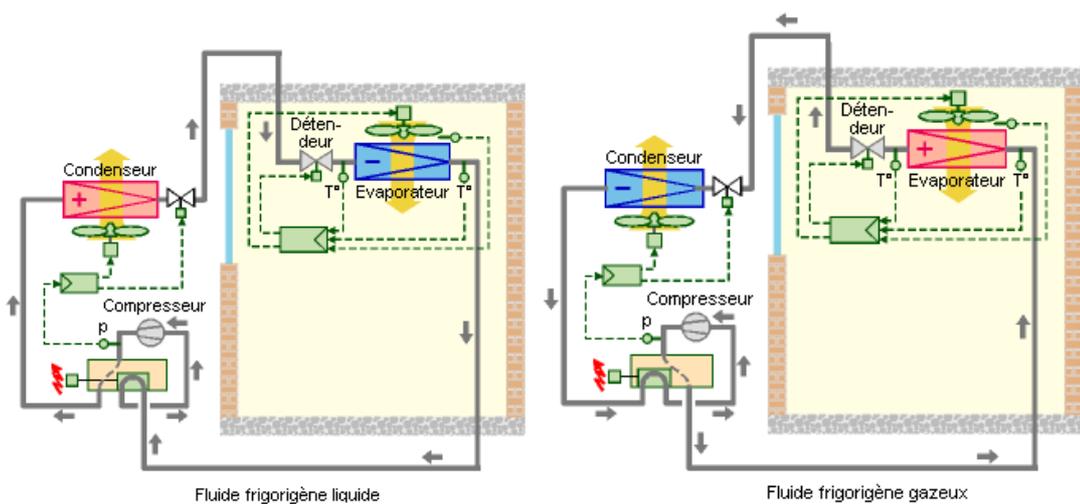


Figure n°7 : fonctionnement en froid

Figure n°8 : fonctionnement en chaud

III. Classification et les différents types de climatiseurs :

III.1. Classification :

On peut classer la climatisation en trois systèmes :

- ❖ Les systèmes à détente directe qui reposent sur la vaporisation d'un fluide frigorigène au niveau de la batterie froide de l'appareil utilisé comme dans les figures précédentes.
- ❖ Les systèmes tout air qui sont basés sur le principe de traitement d'air centralisé (température et humidité) et une distribution d'air par gaines vers les locaux à climatiser. Ils fonctionnent à débit d'air constant, à débit d'air variable ou à 2 conduits.

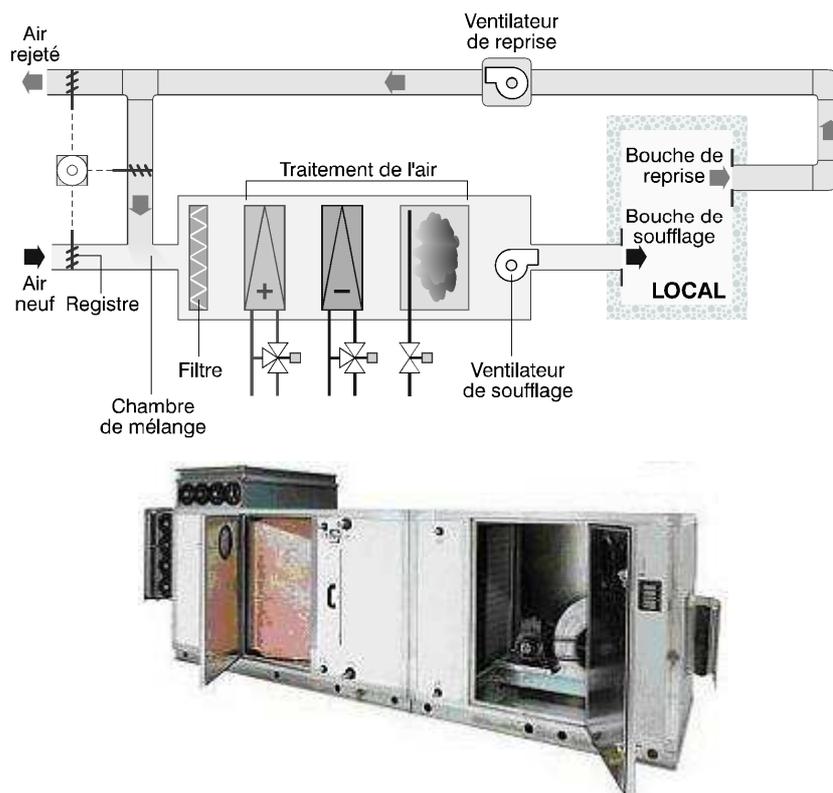


Figure n°9 : Schéma de principe de fonctionnement d'un système tout air avec sa centrale de traitement d'air

- ❖ La climatisation centrale à eau glacée qui repose sur les principes suivants :

- la production d'eau glacée par des systèmes frigorifiques appelés Groupes Frigorifiques

Groupe à condenseur à air



Groupe à condenseur à eau



- la distribution de l'eau glacée par un réseau hydraulique
- les appareils terminaux qui assurent la climatisation dans les locaux à traiter (les terminaux généralement rencontrés sont les ventilo-convecteurs et les centrales de traitement d'air)

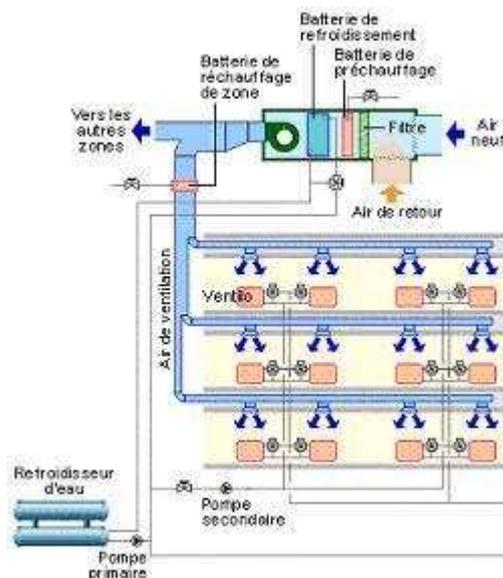


Figure n°10 : Schéma de principe de fonctionnement de la climatisation centrale à eau glacée

Ce type de climatisation est généralement réservé aux bâtiments de grande capacité tels que des immeubles de bureaux ou des hôtels.

III.2. Les différents types de climatiseurs :

Il existe trois types de climatiseur :

✚ Les climatiseurs monoblocs :

- les monoblocs mobiles : ce sont des appareils construits en un seul bloc, ils ne demandent aucune installation, ce sont des appareils à puissance frigorifique limitée.



- Les monoblocs fixe ou roof-top : ce sont des appareils construits en un seul bloc et qui sont généralement réservés à la climatisation de grandes surfaces (salles de cinéma, supermarchés). Ils sont généralement placés en toiture d'où le nom de roof-top, cependant dans certains cas, ils peuvent être installés au sol. L'installation d'un monobloc est complétée par une mise en œuvre de réseaux aérauliques de distribution de l'air.



- les **Windows** ou climatiseurs de fenêtre : un climatiseur Window est un appareil en un seul bloc installé en allège ou en hauteur et dont un côté (évaporateur) se trouve à l'intérieur du local à climatiser et l'autre côté (condenseur) à l'extérieur. Ils sont bruyants et ne permettent pas une meilleure diffusion de l'air traité. Sa puissance varie généralement de 1,5 à 9 [kW].

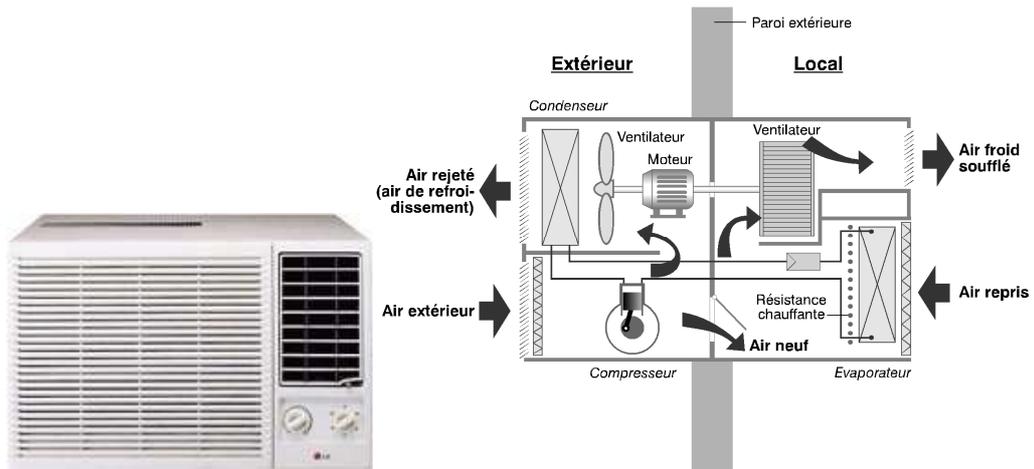


Figure n°11 : principe de fonctionnement d'un climatiseur Window

✚ Les **split-systems** sont moins bruyants pour l'utilisateur que les monoblocs : la partie la plus bruyante est à l'extérieur. Cet avantage peut devenir un inconvénient pour les voisins. Les **split-systems** sont constitués de deux unités : l'une, à l'extérieur, comprenant l'évaporateur et le condenseur, évacue l'air chaud. L'autre, à l'intérieur, comprenant l'évaporateur et le détendeur, souffle l'air rafraîchi. Elles sont reliées par des tubes où circule le fluide frigorigène dont la longueur est limitée aux environs de 25 [m]. On trouve des modèles de 2 à 10 [kW]. On distingue :

- les split-systems mobiles :



- les split-systèmes fixes :

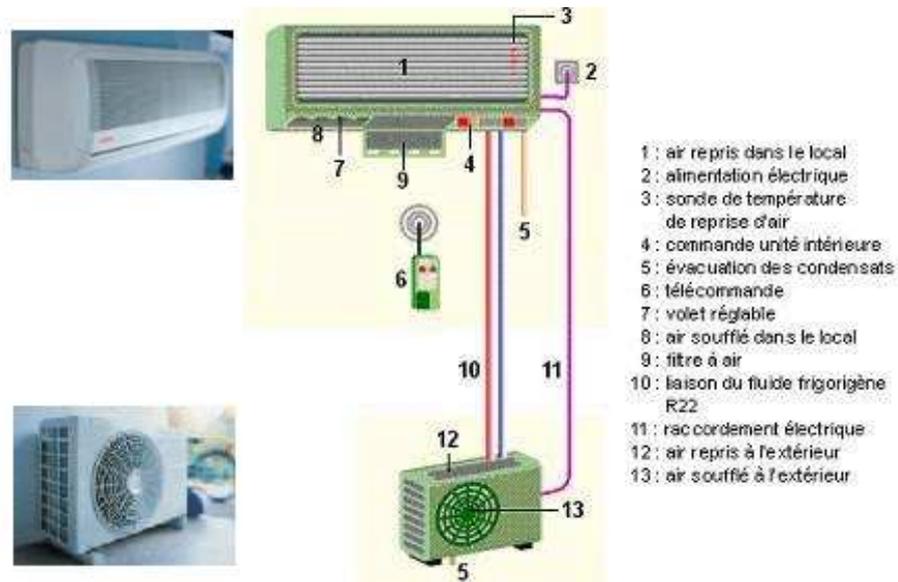


Figure n°12 : installation d'un split-system

- + les multi-split systems (climatisation centralisée) : l'unité extérieure est raccordée à plusieurs unités intérieures (2 à plusieurs unités intérieures). Chaque unité intérieure possède sa propre liaison frigorifique bitube avec l'unité extérieure jusqu'à des longueurs pouvant atteindre 50 [m].

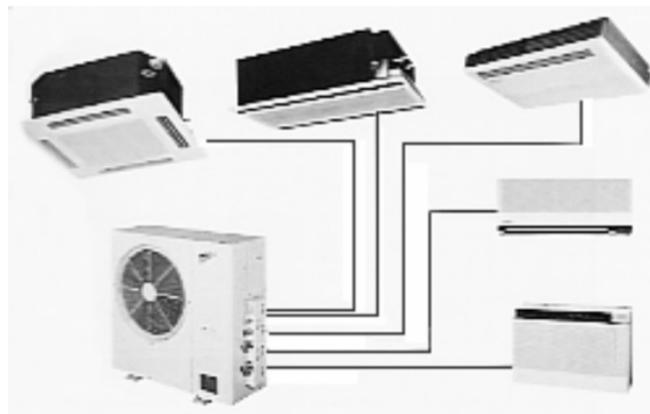


Figure n°13 : différents modes d'évaporateurs pour un même condenseur

IV. Bilan thermique de climatisation de la salle de traitements frigorifiques :

En général, dans les pays chauds, on distingue à quelques nuances près deux types de climats : le climat tropical sec et tropical humide. Ces deux types de climat

conduisent, en gros, à deux problèmes de climatisation différents, le premier demande surtout un refroidissement de l'air, le deuxième une déshumidification avec rafraîchissement.

L'évaluation du bilan est basée sur l'estimation des gains externe et interne pendant le mois le plus chaud appelés le mois de base. Dans le cas de la Grande Comore, le mois de base est décembre.

Nous avons constaté qu'en un lieu donné, aussi bien en été qu'en hiver, la température maximale sèche au cours d'une journée est atteinte entre 14 heures et 16 heures, d'où nous prendrons généralement 15 heures comme heure de base.

IV.1. Les climats intérieurs de type industriel :

Ce type de climatisation a pour but de créer à l'intérieur des bâtiments industriels des conditions optimales :

- Pour le développement normal de certains procédés de fabrication
- Pour la conservation de matières ou de produits entreposés.

Par conséquent, les impératifs de fabrications ou de conservation imposent des conditions intérieures particulières qui ne sont pas toujours compatibles avec le confort du personnel ou des travailleurs.

Nous devons donc s'efforcer de chercher un compromis entre les impératifs des fabrications et le confort des travailleurs avec le souci constant de l'hygiène et de la sécurité des individus et en vue de l'amélioration du rendement de la production.

IV.2. Les conditions extérieures de base :

On appelle conditions extérieures de base, les valeurs extrêmes de la température, de l'humidité, du flux solaire et des concentrations en aérosols à considérer pour le calcul de notre installation de climatisation.

IV.2.1. Température sèche extérieure de base :

La détermination de la température de base dans un pays qui profite d'un climat tropical maritime comme les Comores, nous utilisons les moyennes mensuelles des températures maximales relevées par les services de la météorologie pendant les mois les plus

chauds (décembre jusqu'à avril). Ainsi, nous les affecterons d'un coefficient pour que nous soyons à peu près certains d'approcher la température de base réelle.

Les coefficients préconisés par M. Desplanches sont donnés au tableau ci-après : [6]

Coefficient affectant les températures maximales moyennes				
$\theta_{e,m} < 24$ [°C]	$24 \leq \theta_{e,m} < 26$	$26 \leq \theta_{e,m} < 30$	$30 \leq \theta_{e,m} < 34$	$\theta_{e,m} \geq 34$
1,30	1,25	1,22	1,15	1,10

Application :

Pour la Grande Comore, la moyenne des températures maximales relevées en décembre jusqu'à avril au cours des trois dernières années est :

$$\theta_{e,m} = 28,04 \text{ [°C]}$$

D'où la température extérieure sèche de base :

$$\theta_e = 28,04 \times 1,22 = 34,2 \text{ [°C]}$$

IV.2.2. Degré hygrométrique extérieur de base :

En absence de perturbations météorologiques (orage, vent, pluie), la quantité d'humidité contenue dans l'air atmosphérique est constante.

Si l'on adopte comme teneur de base en humidité, la moyenne des teneurs en humidité des mois les plus chauds, on peut être certain que cette valeur correspondra aussi à la température extérieure sèche de base. On en déduit par conséquent sur le diagramme de l'air humide le degré hygrométrique de base et la température humide de base. [6]

Application :

$$\text{Pour la Grande Comore : } \theta_{e,m} = 28,04 \text{ [°C]} \Rightarrow \varphi = 79 \text{ [%]}$$

La teneur en humidité correspondante est : $r = 19 \text{ [g/kgas]}$

Pour cette teneur $r = 19 \text{ [g/kas]}$ et pour la température de base adoptée $\theta_e = 34,2 \text{ [°C]}$, on trouve sur le diagramme de l'air humide $\varphi_e = 56 \text{ [%]}$.

IV.2.2.1. Corrections des conditions extérieures de base : [6]

- ❖ La température extérieure de base varie avec l'altitude du lieu considérée. Selon notre climat, on diminue la température extérieure sèche de base de 1 degré par 500 [m].
- ❖ Pour les localités situées à proximité de la mer ou de grands lacs, nous devons majorer le degré hygrométrique de 10 [%].

Application :

Les hôtels 3-4 étoiles du genre dont on fait l'étude à la Grande Comore, se trouve généralement à proximité de la mer.

D'où l'altitude est égale à 0 [m] $\Rightarrow \theta_e$ reste inchangée, $\theta_e = 34,2$ [°C] ;

Et $\varphi_e = 66$ [%].

IV.3. Données intérieures de base :

Dans le bus de respecter la chaîne du froid, le projet impose $\theta_i = 16$ [°C] comme température sèche de l'air dans la salle de traitements frigorifiques.

Dans l'intention d'honorer le compromis entre l'impératif de conservation et le confort des travailleurs, nous adoptons un degré hygrométrique de 50 [%]. [6]

IV.4. Les charges dues à l'environnement du local :

Le calcul de ces charges se pose sur les conditions dites « de base », c'est-à-dire celles qui conduisent au calcul des charges maximales. La conception de la régulation permettra ensuite d'adapter à chaque instant la puissance de l'installation aux charges intermédiaires.

Nous sériions ces charges en deux catégories essentielles :

- ✓ Les charges dues à l'environnement intérieur (travailleurs, éclairage, appareils électriques, produits, etc...)
- ✓ Les charges dues à l'environnement extérieur (infiltration d'air extérieur, ensoleillement, échanges thermiques par les parois, etc...).

IV.4.1. Charges dues à l'environnement intérieur :

Les charges dues à l'environnement intérieur sont essentiellement constituées par les dégagements de chaleur et d'humidité à l'intérieur même du local climatisé.

Leur importance repose sur l'usage dans lequel le local est destiné.

Nous considérerons que ces dégagements sont constants pendant la période d'occupation du local climatisé.

Néanmoins, il est assez rare que ces dégagements intérieurs soient simultanés ou atteignent au même moment leur maximum. Pour avoir une estimation valable de ces apports et limiter la puissance maximale de l'installation à une valeur économique, nous serons amenés à appliquer des coefficients de simultanéité à l'ensemble des dégagements ou certains d'entre eux.

Dans notre cas, les charges dues à l'environnement intérieur ont essentiellement pour origine :

- ✓ Les occupants
- ✓ Les machines électriques
- ✓ L'éclairage
- ✓ Les denrées entrantes
- ✓ La respiration des denrées

IV.4.1.1. Apports dus aux occupants :

L'homme peut être assimilé à un « générateur thermique » dont l'énergie est produite par son activité physique et par la combustion lente des aliments. Une partie de cette énergie maintient la température intérieure de notre corps à un niveau constant (environ 37 [°C]) ; l'autre partie doit être dissipée dans le milieu ambiant sous forme de chaleur. L'évacuation de cette chaleur se fait d'une façon continue et essentiellement par convection (26% du total des échanges), par rayonnement (42%) et par évaporation (respiration et sudation 32%).

Ces apports sont fonction :

- de la température sèche de l'air du local (16 [°C])
- du degré hygrométrique (50 [%])
- de l'activité de l'individu (métabolisme)

Le tableau en ANNEXE n°10 donne les valeurs qui correspondent à la quantité moyenne de chaleur q_s et d'humidité dégagée E_s par un homme adulte pesant 65 [kg] en bonne santé et pour un séjour supérieur à 3 heures dans le local considéré.

Le séjour des occupants à l'intérieur du local, fait qu'une partie de la chaleur sensible rayonnée par eux est absorbée puis emmagasinée par les parois et les matériaux environnants (effet d'accumulation).

Lorsque le local n'est plus occupé, toute la charge sensible emmagasinée est restituée au local pour constituer un « apport retardé ».

Pour tenir compte de ce phénomène, nous calculons les apports réels dus aux occupants par la relation suivante : [6]

$$Q_o = c \cdot n_o \cdot q_s \text{ [W]} \quad (31)$$

c dépend de la durée d'occupation, du type de construction et du temps écoulé après entrée des occupant.

Les valeurs de c sont données en ANNEXE n°11.

Comme l'homme dégage aussi de l'humidité, nous devons tenir compte l'apport du à la chaleur latente : [7]

$$Q_{Lo} = \frac{n_o \cdot \tau_o \cdot q_{Lo}}{24} \text{ [W]} \quad (32)$$

Application :

En ce qui concerne notre cas :

- par interpolation $q_s = 180$ [W] (car travail intense en 16 [°C])
- $n_o = 4$ personnes
- $c = 90$ [%] (car durée d'occupation $\tau_o = 16$ [h], type de construction moyenne et temps écoulé après l'entrée des occupants 9 [h])
- $q_{Lo} = 203$ [W] (travail intense en 16 [°C])

D'où $Q_o = 0,90 \times 4 \times 180 = 648$ [W]

$$Q_{Lo} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 203}{24} = 542 \text{ [W]}$$

IV.4.1.2. Apports dus aux machines électriques:

Les machines électriques qui fonctionnent à l'intérieur du local climatisé émettent une certaine quantité de chaleur dans l'ambiance. Certaines, en plus, dégagent de l'humidité.

Mais ce dernier ne se présente pas dans notre conception de l'installation.

Les apports dus aux machines électriques se trouvant à l'intérieur même du local sont donnés par la formule suivante : [6]

$$Q_m = C_u \cdot W_a \text{ [W]} \quad (33)$$

La puissance absorbée par un moteur électrique est théoriquement égale à la puissance nominale divisée par le rendement :

$$W_a = \frac{W_e}{\eta} \text{ [W]} \quad (34)$$

Cela n'est pas vrai que si le moteur électrique fonctionne à sa charge nominale.

Alors, on est appelé à supposer que les moteurs fonctionnent à pleine charge et on adopte les rendements donnés au tableau ci-après en fonction de la puissance nominale W_e du moteur.

Puissance nominale		Rendement à pleine charge [%]	Puissance nominale		Rendement à pleine charge [%]
[W]	[ch]		[W]	[ch]	
37	1/20	40	1,1	1,5	80
61	1/12	50	1,47	2	80
92	1/8	55	2,2	3	81
122	1/6	60	3,7	5	82
184	1/4	64	5,5	7,5	85
245	1/3	66	7,36	10	85
368	1/2	70	11	15	86
550	3/4	72	14,7	20	87
736	1	80	18,4	25	88
			22	30	89
			29,4	40	89
			37	50	90

Tableau n°48 : Rendement en fonction de la puissance nominale du moteur

Comme le moteur électrique travaille avec quelques arrêts, nous choisissons un coefficient d'utilisation $C_u = 0,50$.

Application :

Dans la salle de traitements frigorifiques, nous envisageons deux machines électriques :

- Machine à écailler les poissons à flexible de la société FERRANDO :
 - moteur 0,5 [ch]
 - rotation 1510 [tr/mn] – 220 [V]
 - une flexible rotation gauche, Ø10 [mm], longueur 1,5 [m]
- Machine pour le tranchage des poissons FR de la société FERRANDO :
 - Ø lame 400 [mm]
 - puissance moteur 1,5 [ch] – IP55 – frein moteur intégré

$$D'où : W_a = \frac{368}{0,7} + \frac{1104}{0,8} = 3286 \text{ [W]}$$

$$Q_m = C_u \cdot W_a = 0,50 \times 3286 = 1643 \text{ [W]}$$

IV.4.1.3. Apports dus à l'éclairage :

En raison du fonctionnement de l'éclairage à l'intérieur même du local climatisé, nous considérons que toute l'énergie électrique consommée se transforme intégralement en chaleur (aucun apport d'humidité).

Ces apports sont dégagés :

- par convection avec l'air ambiant
- par rayonnement absorbé par les parois et les matériaux environnants.

L'importance de chaleur émise par convection et rayonnement dépend essentiellement du type d'ampoules ou de luminaires utilisés.

Il existe actuellement deux types de luminaires :

- ✓ les luminaires à incandescence
- ✓ les luminaires à fluorescence

En tenant compte de l'effet d'accumulation des parois et les matériaux environnants, nous calculons les apports réels dus à l'éclairage par la relation suivante : [6]

$$Q_{ec} = M.W_a \text{ [W]} \quad (35)$$

On majorera de 20 [%] la puissance nominale des ampoules ou des tubes fluorescents pour tenir compte de la puissance absorbée par les supports lorsque les luminaires ne sont pas encastrés.

M : coefficient de correction sans dimension qui tient compte des facteurs suivants :

- ✓ le type d'éclairage
- ✓ le temps écoulé après l'allumage de l'éclairage [h]
- ✓ la masse moyenne des parois [kg/m^2] qui caractérise la capacité d'absorption moyenne des matériaux constituant les parois.
- ✓ la durée de l'éclairage [h]

Les valeurs du coefficient de correction **M** sont données par le tableau en ANNEXE n°12.

Application :

- On prévoit un éclairage permanent de 24 [W/m^2] obtenu grâce à des luminaires à fluorescence non encastrés.
- Nous supposons que l'installation de climatisation fonctionnera 16 heures par jour (de 6 heures du matin à 22 heures). Nous avons une durée d'éclairage égale à 16 heures.
- Heure de base 15 heures, ceci implique un temps écoulé après l'allumage de l'éclairage de 9 heures.
- Nous avons une salle de traitements frigorifiques de 8 x 6 [m] qui est constituée de parois de construction moyenne (masse des parois par mètre carré de plancher comprise entre 500 et 750 [kg/m^2]).

D'après le tableau en ANNEXE n°12, on a : **M** = 0,88

D'où les apports dus à l'éclairage à 15 heures :

$$Q_{ec} = 0,88 \times (24 \times 8 \times 6) \times 1,2 = 1217 \text{ [W]}$$

IV.4.1.4. Apports dus aux denrées entrantes :

Cet apport doit être pris en considération du fait que certaines denrées (fruits, légumes et poissons) doivent subir quelques opérations de traitements frigorifiques dans la salle de traitements avant d'être conservées.

On utilise la même formule que le dimensionnement des chambres froides :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(T_1 - T_3)}{86400} \text{ [kW]} \quad (36)$$

Application :

$$Q_{de} = \frac{2000 \times 3,75 \times (27 - 16) + 1680 \times 3,4 \times (27 - 16)}{86400} = 1,682 \text{ [kW]}$$

$$Q_{de} = 1682 \text{ [W]}$$

IV.4.1.5. Apports dus à la respiration des denrées :

Les fruits et légumes à l'intérieure de la salle de traitements frigorifiques dégagent de la chaleur du fait de leur respiration.

On utilise la même formule que le dimensionnement des chambres froides :

$$Q_{resp} = \frac{C.q_{resp}}{3600} \text{ [W]} \quad (37)$$

Application :

$$Q_{resp} = \frac{2000 \times 835,4}{3600} = 464 \text{ [W]}$$

IV.4.2. Charges dues à l'environnement extérieur :

Les charges dues à l'environnement extérieur sont classées en trois catégories :

- ✓ Les charges dues aux infiltrations d'air extérieur
- ✓ Les charges dues au rayonnement solaire (apports dus aux vitrages)
- ✓ Les charges dues aux échanges thermiques par les parois extérieures

IV.4.2.1. Apports par renouvellement d'air et infiltration : [7]

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est nécessaire pour des problèmes hygiéniques.

Dans un bâtiment, les infiltrations d'air ou l'air perdu dépendent essentiellement :

- ✓ De l'étanchéité à l'air des menuiseries (portes, fenêtres, etc...)

- ✓ De la différence entre la pression à l'extérieur et la pression à l'intérieur du bâtiment climatisé.

Ces deux phénomènes sont source d'apport de chaleur sensible et latent dans le local à conditionner.

Les apports sensibles par renouvellement d'air :

$$Q_{sr} = q_v \cdot (\theta_e - \theta_i) \cdot 0,33 \text{ [W]} \quad (38)$$

Les apports latents par renouvellement d'air :

$$Q_{Lr} = q_v \cdot (r_e - r_i) \cdot 0,84 \text{ [W]} \quad (39)$$

0,33 : capacité thermique volumique de l'air [Wh/m³.°C]

Application :

- Ventilation naturelle, d'où $q_v = 1 \text{ [m}^3/\text{h]}$
- $\theta_e = 34,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $\theta_i = 16 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $r_e = 22,45 \text{ [g/kgas]}$
- $r_i = 5,75 \text{ [g/kgas]}$

D'où : $Q_{sr} = 144 \times (34,2 - 16) \times 0,33 = 865 \text{ [W]}$

$Q_{Lr} = 144 \times (22,45 - 5,75) \times 0,84 = 2020 \text{ [W]}$

IV.4.2.2. Apports dus aux vitrages : [6]

Les apports dus aux vitrages repose sur le phénomène de rayonnement solaire global.

L'intensité du flux solaire global qui atteint une surface vitrée non protégée dépend des facteurs ci-après :

- ✓ La latitude du bâtiment considéré
- ✓ Le type de vitrage (vitrage simple non protégé, vitrage antisolaire, etc...)
- ✓ L'heure et le mois de l'année où l'on veut calculer les apports dus aux vitrages
- ✓ L'orientation de la surface vitrée par rapport au flux solaire incident
- ✓ L'encadrement du vitrage (en bois ou métallique)
- ✓ L'altitude et l'état trouble de l'atmosphère

- ✓ L'inertie thermique des parois constituant le local à climatiser (qui diminue les apports effectifs instantanés dus à l'ensoleillement des vitrages).

L'inertie thermique des matériaux qui constituent les parois du local dépend de :

- la durée de l'ensoleillement des vitrages
- la masse moyenne des matériaux qui constituent les parois [kg/m²]
- la durée de fonctionnement de l'installation. Cette dernière intervient par l'inertie aéraulique qu'elle crée dans le local climatisé

$$Q_v = k_1 \cdot k_{at} \cdot S_o \cdot N \cdot F \cdot \phi_{\max} \quad [\text{W}] \quad (40)$$

Application :

- $k_1 = 1,17$
- Nous considérons le mois de décembre à 16 heures comme mois et heure de calcul des apports dus aux vitrages, d'après le tableau en ANNEXE n°13 :

$k_{at} = 0,96$ (climats clairs à 0 [m] d'altitude.)

- Pour la fenêtre de la salle :

$$S_o = 0,96 \times 0,80 = 0,768 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Le type de vitrage utilisé est le vitrage simple non protégé (sans écran intérieur et fonctionnement continu) ; l'orientation de la surface vitrée par rapport au flux solaire incident est l'ouest et le type de construction est moyen. Le tableau en ANNEXE n°14 nous donne la valeur de N :

$$N = 0,40$$

- Le facteur solaire **F** du vitrage dépend du type de vitrage et l'épaisseur moyenne. Nous choisissons un vitrage simple non protégé d'épaisseur 5 [mm], d'après l'ANNEXE n°15

$$F = 0,96$$

- La Grande Comore se trouve à la latitude de 12,3° (latitude sud) ; le mois de décembre en latitude sud est équivalent au mois de juin en latitude nord, d'où, d'après le tableau en ANNEXE n°16 et par interpolation, nous estimons :

$$\phi_{\max} = 495 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

D'où la charge due au vitrage : $Q_v = 1,17 \times 0,96 \times 0,768 \times 0,40 \times 0,96 \times 495 = 164 \text{ [W]}$

IV.2.3. Apports par les parois extérieures :

Les apports par les parois extérieures résultent de la différence entre les températures de l'air extérieur et à l'intérieur du local climatisé et du fait que les parois extérieures sont soumises au rayonnement solaire.

IV.2.3.1. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs : [8]

Les apports dus au rayonnement solaire sont donnés par la relation suivante :

$$Q_s = \phi \cdot A \cdot J \cdot S \quad [W] \quad (41)$$

ϕ : dépend de la latitude, de l'orientation du mur et de l'heure d'apport solaire maximal.

A : dépend de la couleur et de la nature du mur. On peut voir les valeurs de A en ANNEXE n°17.

J : est en fonction du coefficient de transmission k selon la courbe suivante ci-dessous :

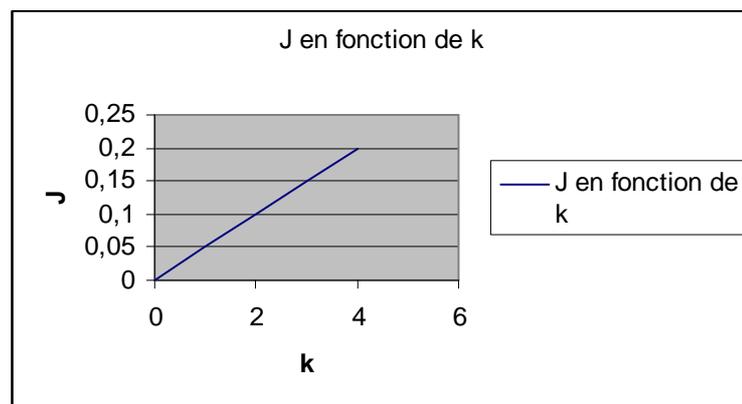


Figure n°14 : Courbe de J en fonction de k

IV.2.3.2. Apports par transmission à travers les parois :

Les apports par transmission à travers les parois se calculent de la même manière que les chambres froides :

$$Q_p = k \cdot S \cdot \Delta t \quad [W] \quad (42)$$

Application :

Porte :

La porte de la salle de traitements frigorifiques sera de même nature et de mêmes dimensions que la porte de la chambre froide CF2.

- $\phi = 610$ [W/m²] (car face Oest à 16 heures)
- $A = 0,4$ (car surface claire)
- $J = 0,0195$ (car $k = 0,39$)
- $S = 2,4$ [m²]

$$Q_s = 610 \times 0,4 \times 0,0195 \times 2,4 = 12 \text{ [W]}$$

- $k = 0,39$ [W/m²K]
- $S = 2,4$ [m²]
- $\Delta t = 18,2$ [K]

$$Q_p = 0,39 \times 2,4 \times 18,2 = 17 \text{ [W]}$$

Paroi 1 :

A la Grande Comore, on est en latitude de 12,30°, d'où :

- $\phi = 610$ [W/m²] (car face Oest à 16 heures)
- $A = 0,4$ (car surface claire)
- $J = 0,0225$ (car $k = 0,39$)
- $S = 8 \times 3 - 2,4 - 0,768 = 20,832$ [m²] (car il y a une porte et une fenêtre dans cette paroi)

$$Q_s = 610 \times 0,4 \times 0,0225 \times 20,832 = 115 \text{ [W]}$$

- $k = 0,45$ [W/m²K]
- $S = 20,832$ [m²]
- $\Delta t = 18,2$ [K]

$$Q_p = 0,45 \times 20,832 \times 18,2 = 197 \text{ [W]}$$

Paroi 2 :

Il n'y a aucun rayon solaire en contact avec la paroi 2 de la salle, d'où $Q_s = 0$.

- $k = 0,45$ [W/m²K]
- $S = 6 \times 3 = 18$ [m²]
- $\Delta t = 18,2$ [K]

$$Q_p = 0,45 \times 18 \times 18,2 = 148 \text{ [W]}$$

Paroi 3 :

$$Q_s = 0$$

- $k = 0,39 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
- $S = 2 \times 3 = 6 \text{ [m}^2\text{]} \text{ et } S' = 6 \times 3 = 18 \text{ [m}^2\text{]}$
- $\Delta t = -8 \text{ [K]} \text{ et } \Delta t' = -12 \text{ [K]}$

$$Q_p = 0,39 \cdot (6 \times (-8) + 18 \times (-12)) = -103 \text{ [W]}$$

Paroi 4 :

$$Q_s = 0$$

- $k = 0,45 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
- $S = 6 \times 3 = 18 \text{ [m}^2\text{]}$
- $\Delta t = 18,2 \text{ [K]}$

$$Q_p = 0,45 \times 18 \times 18,2 = 148 \text{ [W]}$$

Plafond :

A la Grande Comore, on est en latitude de $12,30^\circ$, d'où :

- $\phi = 786 \text{ [W/m}^2\text{]} \text{ (car surface horizontale à 12 heures)}$
- $A = 0,7 \text{ (car ciment foncé)}$
- $J = 0,0225 \text{ (car nous utiliserons des ourdis en briques creuses d'épaisseur 25, qui correspondent à } k = 0,45)$
- $S = 8 \times 6 = 48 \text{ [m}^2\text{]}$

$$Q_s = 786 \times 0,7 \times 0,0225 \times 48 = 595 \text{ [W]}$$

- $k = 0,45 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
- $S = 48 \text{ [m}^2\text{]}$
- $\Delta t = 18,2 \text{ [K]}$

$$Q_p = 0,45 \times 48 \times 18,2 = 394 \text{ [W]}$$

Chaleur sensible totale : $Q_{ST} = 8206 \text{ [W]}$

Chaleur latente totale : $Q_{LT} = 2562 \text{ [W]}$

Bilan thermique total : $Q_T = 10768 \text{ [W]}$

Puissance du climatiseur ou puissance frigorifique : 10768 [W], soit 36742 [BTU/h].

$$1 \text{ [kW]} = 3412,14 \text{ [BTU/h]}$$

- **Sélection dans le catalogue du constructeur Toshiba : climatiseur monosplit au R410A.**

Unité extérieure		RAV-SM1102AT-E
Unité intérieure		RAV-SM1102BT-E
Puissance froid	kW	10,0
Plage de puissance froid (min-max)	kW	3,0 – 11,2
Puissance absorbée	kW Froid	3,56
Consommation annuelle	kWh Froid	1780
Puissance chaud	kW	11,2
Plage de puissance chaud (min-max)	kW	3,0 – 12,5
Puissance absorbée	kW Chaud	3,14
COP	W/W	3,57

Unité intérieure		RAV-SM1102BT-E
Débit d'air (GV/PV)	m ³ /h	1620/1134
Niveau de pression sonore*	dB(A)	30
Niveau de puissance sonore (GV/PV)	dB(A)	57/51
Dimensions (HxLxP)	mm	320 x 1350 x 800
Poids	kg	54
Pression disponible standard	pa	40/100
Nombre de sorties et diamètre	mm	4 x 200

Unité extérieure		RAV-SM1102AT-E
		4 CV
Débit d'air	m ³ /h	4500
Niveau de pression sonore*	dB(A) Froid	53
Niveau de puissance sonore	dB(A) Froid	70
Plage de fonctionnement	°C Froid	-15 à 43 °C
Niveau de pression sonore*	dB(A) Chaud	54

Installation Frigorifique de Conservation type Galawa Beach

Niveau de puissance sonore	dB(A) Chaud	71
Plage de fonctionnement	°C Chaud	-15 à 15 °C
Dimensions (HxLxP)	mm	795 x 900 x 320
Poids	kg	77
Type de compresseur		DC Twin Rotary
Gaz	pouce	5/8
Liquide	pouce	3/8
Longueur de liaison frigo.	m	50
Denivelé maxi.groupe au dessus/au dessous	m	30
Longueur sans appoint	m	30
Alimentation électrique	V-ph-Hz	220/240-1-50
Section alimentation mini. U.E.	mm ²	3G2,5
Protection électrique	A	25
Section connection U.E	mm ²	4G1,5

* Niveau de pression sonore (PV) à 1 m de distance de l'unité extérieure, et à 3,5 m de distance de l'unité intérieure.

PARTIE III
DOCUMENT D'EXPLOITATION ET
MAINTENANCE

Les mises en service constituent les modes opératoires sur les installations frigorifiques et dans une certaine mesure les opérations liées aux dépannages, à savoir : la recherche de fuites de fluide frigorigène, le tirage au vide, le cassage du vide, la charge en fluide frigorigène, le complément de charge en fluide frigorigène, la vérification du bon fonctionnement et les réglages divers, le brasage, le soutirage et le complément d'huile, la récupération des fluides frigorigènes.

I. Le matériel de mise en service :

Le matériel utile peut se décomposer en plusieurs catégories :

- le matériel fluide (bipasse de service avec 3 flexibles : manifold)
- l'outillage (clés à cliquet, clés Allen, tournevis pour vis à fente , à empreinte Pozidriv, à empreinte Philipps, pinces, clés mixtes...)
- l'outillage pour les tubes (cintreuses, coupe tubes, ébavureurs, dudgeonnières pour tubes, poste de soudure portable, paquet de brasure, boîte de décapant, redresseur d'ailette, évaseur de tube, pince à obturer les tubes, pince à perforer les tubes...)
- l'outillage électrique (pince à dénuder, tournevis isolés pour vis, lampe électrique de poche...)
- les appareils de mesure (multimètre, pince ampérométrique, anémomètre, hygromètre, thermomètre électroniques avec sondes d'ambiance, de contact, d'immersion et à piquet)
- le matériel pour la détection de fuites (détecteur de fluides électronique, mousse à savon, lampe haloïde)
- le matériel pour le remplissage (balance de charge électronique et/ou cylindre de charge, pompe à huile manuelle)
- le matériel pour le vide (pompe à vide, vacuomètre)
- le matériel pour la récupération de fluide frigorigène (station de récupération, bouteilles de récupération)
- le matériel pour le test sur le circuit (test de mesure d'acidité, test de mesure d'humidité)

- les raccords (valves à clapet ou valve shradder, bouchons mâles...)

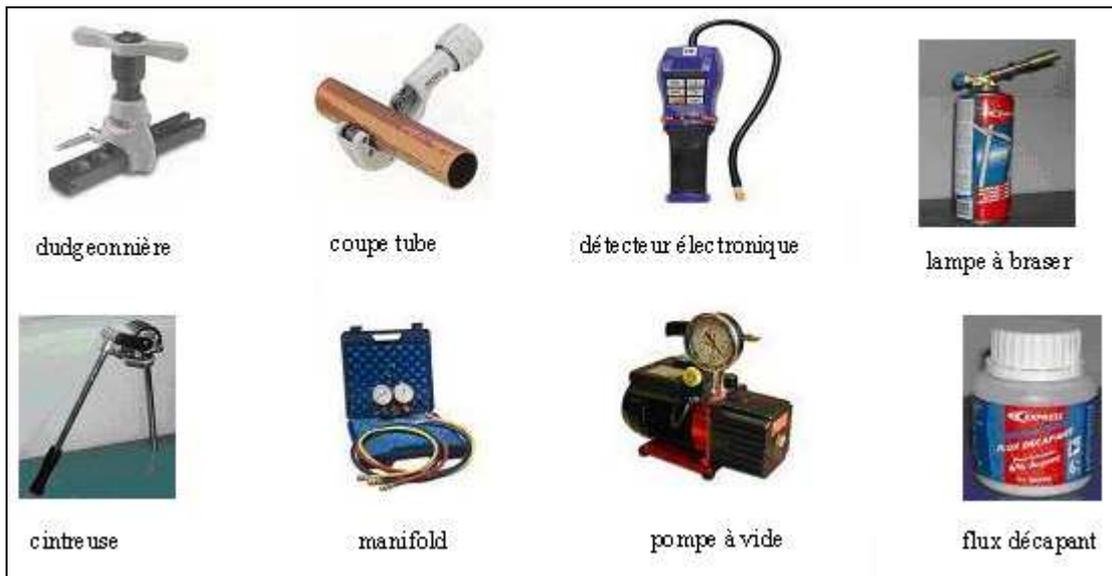


Figure n°15 : quelques outillages du frigoriste

II. Recherche des fuites :

La détection des fuites est une opération longue et minutieuse. Elle s'effectue pratiquement sur les installations sous pression et d'autant plus efficace que la pression est élevée.

II.1. Installation neuve ou rénovation :

Avant de charger notre installation en fluide frigorigène, nous procédons à un test primaire sous pression d'un mélange d'azote (R) et de fluide frigorigène afin de détecter rapidement les fuites importantes.

Cette méthode exige pour sa mise en œuvre le matériel particulier suivant :

- ❖ Une bouteille d'azote sec (Azote « R ») équipé d'un mano-détendeur.
- ❖ Une bouteille de fluide frigorigène.
- ❖ Un manifold
- ❖ Détecteur de fuite

Le mode opératoire s'effectue de la façon suivante :

1. montage du manifold (flexible bleu sur prise BP du compresseur et flexible jaune raccordé à la bouteille de fluide frigorigène)
2. mise sous pression du circuit frigorifique par le fluide frigorigène à une pression de 1 à 2 [bar] (lecture sur manomètre BP) et remplacement de la bouteille de fluide frigorigène par une bouteille d'azote (R)
3. réglage du mano-détendeur à une pression de 8 à 10 [bar]
4. mise sous pression d'azote du circuit frigorifique de 8 à 10 bars, fermer et enlever la bouteille d'azote (R)
5. laisser le temps aux deux gaz de diffuser
6. effectuer la recherche de fuites en utilisant la méthode et moyen adapté

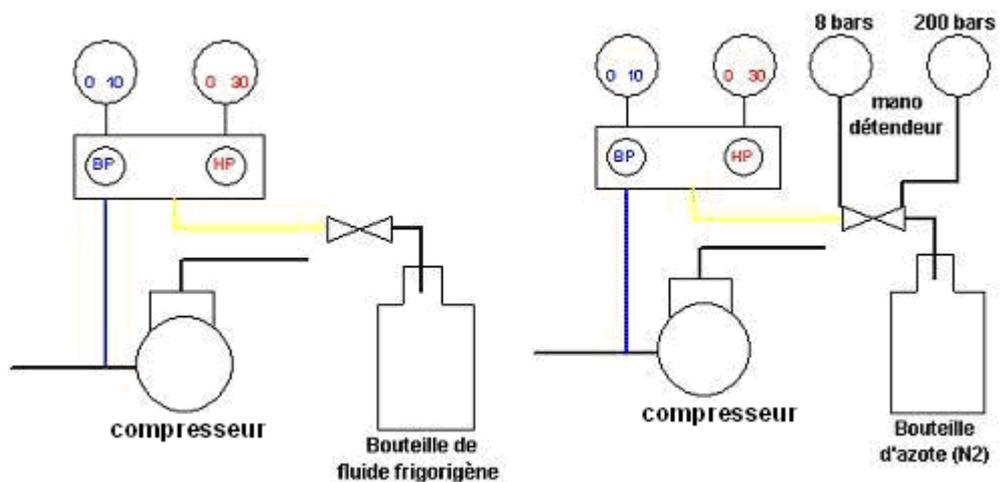


Figure n°16 : Montage pour recherche des fuites de fluide frigorigène

Les fuites se localisent le plus souvent au niveau des raccords, des joints ou des brasures.

II.2. Installation déjà en service ou préchargée :

Pour une installation déjà en service, la recherche des fuites se fait comme précédemment sans ajouter d'azote. Cette recherche est d'autant plus efficace que la pression dans le circuit est élevée.

II.3. Méthodes et moyens utilisés :

On distingue plusieurs méthodes et moyens pour détecter les fuites, mais généralement chacun de ceux-ci est orienté au genre du fluide frigorigène utilisé.

- Repérage de traces d'huile sur les tuyauteries à condition que l'installation serait dans un bon état de propreté (pour tous les fluides frigorigènes)
- Utilisation d'eau savonneuse en liquide ou en bombe, l'apparition de bulles indique l'existence d'une fuite. Cette technique est valable pour tous les fluides frigorigènes
- Utilisation d'une lampe haloïde, ou un détecteur électronique pour les fluides chlorofluorés (R12, R22, R502, etc). En cas de fuite, la lampe qui est normalement bleu léger prend immédiatement une teinte verdâtre. Si la fuite est importante la lampe qui est une flamme devient bleu turquoise, si les vapeurs sont en très grande quantité la lampe dégage alors une fumée âcre et toxique et à la limite s'éteint
- Utilisation d'un détecteur électronique adapté pour les nouveaux fluides frigorigènes (R134a et autres) ainsi que pour les mélanges (R404A, R407C, R410A, etc). En cas de fuite, un signal sonore et lumineux révèle la présence de fluide frigorigène
- Utilisation d'une lampe UV ; un additif peut être ajouté au fluide frigorigène, ce qui permet de visualiser la fuite par fluorescence par le procédé « spectroline ».

II.4. Mise en œuvre :

1. Passer lentement, sur tous les joints, l'extrémité du tuyau de contrôle de la lampe haloïde ou l'élément sensible du détecteur électronique. Avoir soin de bien faire le tour complet d'un joint, avant de passer à un autre.
2. Suivre le circuit du fluide.
3. N'oublier pas les tuyauteries extérieures (tuyauteries reliant le compresseur aux appareils d'automatisme, de régulation et de contrôle : pressostats, vanne à eau, manomètres,...).
4. Faire les recherches très lentement, posément, avec attention.

III. Mise sous vide d'une installation :

Cette opération reste incontournable lors de la première mise en service d'une installation non préchargée après avoir effectué la recherche des fuites, mais aussi il reste nécessaire après une intervention sur le circuit d'une installation préchargée.

Cette opération a pour objectif d'éliminer l'air et l'humidité présents dans le circuit frigorifique.

Le principe repose sur le fait de passer l'eau contenue dans le circuit frigorifique de l'état liquide à l'état vapeur pour qu'elle puisse être évacuée par la pompe à vide.

Le matériel nécessaire est constitué d'un manomètre, d'une pompe à vide et d'un vacuomètre.

Le mode opératoire réside sur le principe suivant :

1. montage du manifold (flexible bleu sur prise BP du compresseur et flexible jaune (en ligne verte) raccordé à la pompe à vide et raccordement du vacuomètre pour le contrôle ultérieur du vide)
2. positionner les vannes
 - vanne de service d'aspiration du compresseur : intermédiaire
 - vanne de service de refoulement du compresseur : intermédiaire
 - vanne départ liquide : ouverte

Intermédiaire : dévissée à fond (vers l'arrière) puis vissée d'un tour vers l'avant.

3. mettre la pompe en marche et lorsque la pression dans le circuit descend au dessous de 0 [bar] (lecture sur manomètre BP), vérifier le niveau de vide à l'aide du vacuomètre
4. lorsque le niveau de vide est atteint (pression inférieure à la tension de vapeur saturante à la température du circuit « température ambiante »), arrêter la pompe.

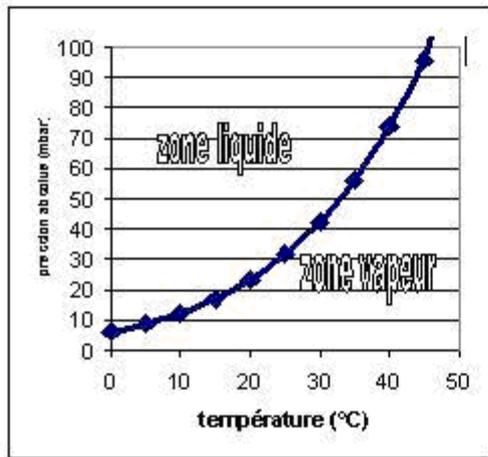


Figure n°17 : Courbe de saturation

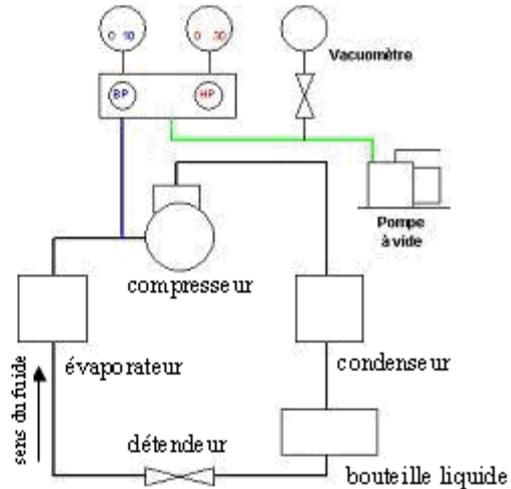


Figure n°18 : montage pour tirage au vide

Après le tirage au vide, il faut aussitôt effectuer la charge en fluide frigorigène.

IV. Cassage du vide :

Si l'on juge que la pression obtenue après la mise sous vide de l'installation n'est pas suffisamment basse, et si l'on craint une présence d'humidité dans le circuit, on procède au « cassage » du vide après l'arrêt de la pompe à vide aussitôt après le tirage au vide (et avant la charge en fluide frigorigène). Dans ce cas il est conseillé d'utiliser un bypass à 4 voies.

Le mode opératoire est le suivant :

1. remplacer la pompe par une bouteille d'azote (R) ou une bouteille de fluide frigorigène sur l'orifice central du bypass,
2. purger si nécessaire le flexible de raccordement,
3. régler le mano-détendeur pour avoir une pression de 1 [bar] et ouvrir les vannes du bypass (l'azote est introduit dans le circuit) jusqu'à l'obtention d'une pression de 0,2 à 0,3 [bar] dans le circuit,
4. fermer les robinets du bypass et enlever la bouteille d'azote
5. recommencer la mise sous vide.

Cette opération peut être faite plusieurs fois si nécessaire. En général, deux « cassage du vide », donc trois mises sous vide de l'installation donnent de très bons résultats quant à la qualité du vide obtenu.

Il faut prendre la précaution d'évacuer le fluide gazeux contenu dans le circuit avant de mettre la pompe à vide en service.

V. Mise sous vide partielle après intervention :

- ✓ Isoler la partie du circuit concerné
- ✓ Procéder au tirage au vide comme exposé précédemment.

Remarques générales concernant la mise sous vide :

A titre indicatif :

- Vide poussée : 0,5 à 0,1 [mmHg], soient 0,66 à 0,133 [mbar] \Rightarrow inutile de casser le vide,
- Vide obtenu : 1 à 2 [mmHg], soient 1,33 à 2,66 [mbar] \Rightarrow casser le vide au moins une fois,
- Vide obtenu : 50 [mmHg], soit 66,6 [mbar] \Rightarrow casser le vide au moins deux fois.

VI. Charge en fluide frigorigène :

La charge en fluide frigorigène se fait généralement en phase liquide après le tirage au vide. Mais elle peut se faire aussi en phase vapeur.

La charge en fluide frigorigène doit être effectuée uniquement en phase liquide, dans le cas des mélanges (R404A, R407C, R410A, etc).

VI.1. Charge en liquide :

Il existe plusieurs techniques de charge en fluide frigorigène des installations frigorifiques :

- ✚ charge avec cylindre de charge (capacité préalablement remplie de fluide frigorigène)
- ✚ charge à l'aide d'une balance électronique
- ✚ charge utilisant une balance et une bouteille de fluide frigorigène (*c'est cette méthode qui sera décrite*).

Le mode opératoire s'effectue comme suit :

1. le compresseur est à l'arrêt
2. montage du manifold (flexible bleu sur prise BP, flexible rouge sur prise HP du compresseur et flexible jaune (en ligne verte) raccordé à la bouteille de fluide frigorigène)
3. positionner la bouteille de charge de façon à avoir du liquide et la brancher sur l'orifice central du bipasse (purger le flexible)
4. positionner les vannes
 - vannes de service à l'aspiration et au refoulement du compresseur : position intermédiaire
 - vannes départ liquide : ouverte
5. ouvrir le robinet de la bouteille de fluide frigorigène et la vanne HP du manifold et laisser le fluide frigorigène envahir le condenseur, la bouteille réservoir, la tuyauterie de liquide, l'évaporateur, la tuyauterie d'aspiration et le compresseur (l'aiguille du manomètre BP indiquera l'évolution de la pression)
6. lorsque la charge est terminée (vérification de la quantité introduite à l'aide d'une balance), fermer la vanne HP du manifold, le robinet de la bouteille et enlever la bouteille.
7. mettre en route le compresseur (il est indispensable d'attendre quelques instants entre la fermeture des robinets et la mise en route du compresseur pour que le liquide dans la chambre de refoulement soit bien vaporisé)

Remarques :

- le temps nécessaire à la charge est fonction de plusieurs paramètres : pression dans la bouteille de charge, capacité de l'installation, degré d'ouverture des robinets du bipasse, etc...
- Lorsque les différences de pression ne permettent plus d'introduire du fluide frigorigène et que la charge n'est pas complète, il faut mettre en marche l'installation pour terminer la charge en « complément de charge » (paragraphe suivant). Une autre solution consiste à utiliser une résistance chauffante pour «chauffer la bouteille».

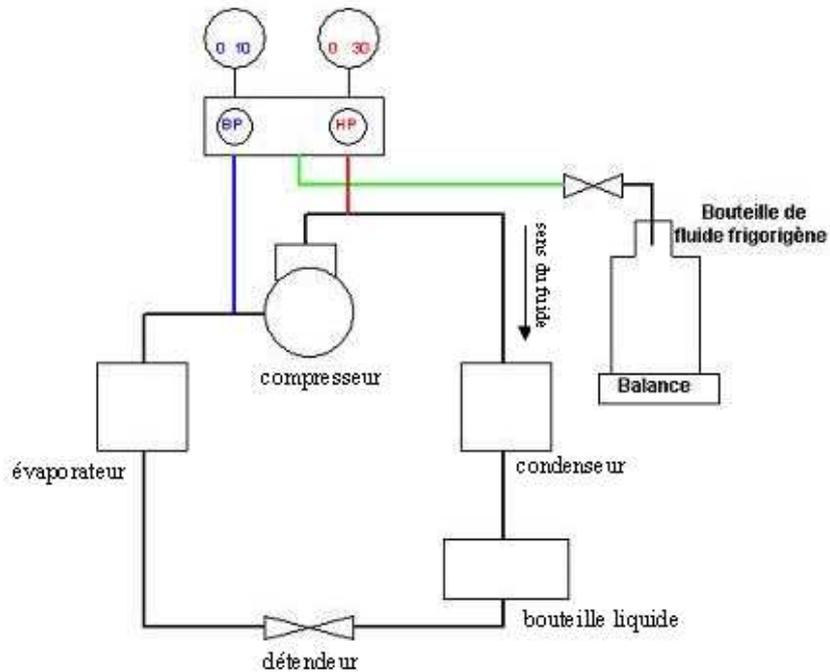


Figure n°19 : Montage pour charge en fluide frigorigène

IV.2. Compléments de charge en fluide frigorigène :

C'est une opération qui intervient après une charge en fluide frigorigène lorsque la quantité de fluide frigorigène introduite est insuffisante.

Le complément de charge en fluide frigorigène peut s'effectuer en phase liquide ou en phase vapeur.

✚ En phase liquide :

Suivre les mêmes règles qu'en charge en liquide en connectant la bouteille à un robinet de charge sur la conduite liquide ou le réservoir de liquide (par exemple troisième voie de la vanne trois voies sur la sortie de la bouteille liquide).

✚ En phase vapeur :

Le mode opératoire est le suivant :

1. mettre le compresseur en fonctionnement

2. positionner la bouteille de charge de façon à avoir de la vapeur au dessus du liquide dans la bouteille de charge.
3. montage du manifold (flexible bleu sur prise BP, flexible rouge sur prise HP du compresseur et flexible jaune raccordé à la bouteille de FF)
4. ouvrir le robinet de la bouteille de charge
5. ouvrir le robinet BP du manifold ; la vapeur de fluide frigorigène est aspirée par le compresseur et suivre les indications de la balance.

La vapeur au dessus du liquide dans la bouteille de charge est obtenue en chauffant la bouteille de charge avec une ceinture électrique ou de l'eau chaude. La création de cette vapeur entraînera une diminution de pression dans la bouteille liquide qui cherchera à s'équilibrer avec la pression d'aspiration de l'installation. Cette méthode est relativement longue mais sans risque.

Remarque :

Dans le cas des mélanges zéotropes (R404A, R407C, R410A, etc.), le complément de charge doit être effectué uniquement en phase liquide.

VII. Vérification de bon fonctionnement de l'installation :

Lorsque les opérations de charge sont terminées, une vérification du bon fonctionnement de l'installation s'impose.

Une installation fonctionne correctement, quand, la température du milieu à refroidir est atteinte et qu'on a en même temps les conditions suivantes :

- ✚ la température d'évaporation est inférieure de 12 à 18 [°C] à celle de la chambre froide pour un évaporateur à convection naturelle, de 5 à 10 [°C] à celle de la chambre froide pour un évaporateur à convection forcée et de 5 à 6 [°C] à celle de l'eau glacée pour un évaporateur à contre-courant ou un évaporateur multitubulaire horizontale.

Remarque :

On doit toujours se rappeler que la pression lue au manomètre basse pression (BP) est inférieure de 0,1 à 0,2 [bar] que celle régnant dans l'évaporateur à cause des pertes de charge.

- ✚ la conduite de refoulement est chaude : environ 15 [°C] de plus que l'air ou l'eau de refroidissement des condenseurs à eau perdue
- ✚ un détendeur silencieux : il ne doit plus faire entendre le sifflement caractéristique de manque de charge
- ✚ une surchauffe normale des vapeurs dans l'évaporateur comprise entre 4 et 8 [°C]
- ✚ il n'y a pas de bulles dans le voyant liquide
- ✚ un niveau correct de liquide dans le réservoir haute pression : 1/3 à 1/2 du volume du réservoir
- ✚ une conduite liquide légèrement plus chaude que l'air ou l'eau à la sortie du condenseur. Si la conduite liquide est beaucoup plus chaude, il y a probablement trop de fluide frigorigène (vérifier l'état du condenseur) ; par contre si la conduite liquide est beaucoup plus froide, il y a probablement détente dans le déshydrateur ou à la vanne de départ liquide, à cause d'une obstruction partielle
- ✚ la tuyauterie d'aspiration a généralement une température plus basse que celle de l'air ambiant de la chambre froide
- ✚ le sous-refroidissement est compris entre 3 et 7°C
- ✚ la température de condensation est supérieure de 12 à 15°C à celle de l'air extérieur (condenseur à air)
- ✚ la température de condensation est supérieure de 5°C à celle de la sortie d'eau (condenseur à eau)
- ✚ une culasse du compresseur nettement chaude
- ✚ un carter du compresseur légèrement plus chaud que la température ambiante. Trop chaud, peut être l'indication d'un manque d'huile ; trop froid, ferait preuve de l'aspiration de gouttelettes de liquide (régime humide)
- ✚ les intensités électriques absorbées par les différents moteurs d'entraînement sont inférieures ou égales aux valeurs notées sur les plaques signalétiques
- ✚ s'assurer du bon sens de rotation des moteurs d'entraînement
- ✚ contrôler le niveau d'huile dans le carter du compresseur
- ✚ vérifier les pressions (en particulier, vérifier que la pression d'huile s'établit correctement) sur le circuit frigorifique ainsi que sur les circuits hydrauliques et éventuellement sur les circuits aérauliques
- ✚ s'assurer que le réglage des appareils électriques de sécurité et de régulation (thermostats, pressostats...) est correct.

VIII. Brasage :

Le brasage est l'assemblage de pièces métalliques de même nature ou non avec un métal d'apport en fusion (baguette de brasure), la température de fusion de la baguette étant bien inférieure à celle des pièces à braser. Il existe des baguettes argent (6%, 40 %) qui présentent un point de fusion plus bas et une meilleure résistance que les baguettes cuivre/zinc.

L'utilisation d'une lampe à braser constitue la solution la moins chère et la plus raisonnable pour des utilisations occasionnelles. Cependant pour une utilisation régulière par un professionnel, l'emploi d'un poste de soudure «brasage» s'impose.

Un poste de soudure comprend :

- une bouteille d'oxygène (O_2) munie d'un robinet d'arrêt et d'un mano-détendeur, c'est un gaz comburant, la pression dans la bouteille est d'environ 200 [bar] et la pression d'utilisation est d'environ 1 [bar]
- une bouteille d'acétylène (C_2H_2) munie d'un robinet d'arrêt et d'un mano-détendeur, c'est un gaz carburant, la pression dans la bouteille est d'environ 17 [bar] et la pression d'utilisation d'environ 0.5 [bar]
- un chalumeau qui permet de mélanger le comburant et le carburant afin d'obtenir une flamme qui va faire fondre les baguettes de brasure
- un flexible (bleu) muni d'un clapet qui assure la liaison entre la bouteille O_2 et le chalumeau
- un flexible (rouge) muni d'un clapet qui assure la liaison entre la bouteille C_2H_2 et le chalumeau.

La combustion du mélange se fait à une température de 3070°C.

Suivant les proportions des deux gaz, la flamme obtenue est dite :

- réductrice (ou carburante), la proportion de C_2H_2 est importante
- oxydante, la proportion de O_2 est importante
- neutre : c'est la flamme idéale qui permet de chauffer et de braser correctement

La brasure consiste à utiliser la flamme du chalumeau pour chauffer la zone d'assemblage afin que la température des pièces à braser soit homogène, c'est cette température des pièces qui va faire fondre la baguette de brasure par contact, l'alliage se diffuse entre les parois des pièces et une fois cet espace rempli, il est inutile de charger le point de brasure.

Pour un bon brasage, l'alliage ne doit pas être mis en fusion directe avec la flamme.

Bien entendu, le brasage obéit à un mode opératoire précis et cette opération doit être entourée de mesures de sécurité (présence d'extincteur, protection des yeux...).

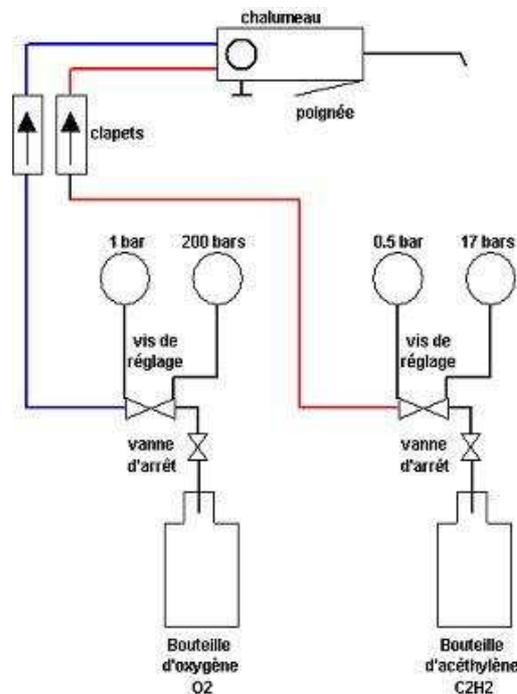


Figure n°20 : Schéma d'un poste à braser

IX. Soutirage et complément d'huile :

✚ Le soutirage d'huile

Le soutirage d'huile est effectué dans un but d'un test d'acidité, d'analyses d'huile ou de remplacement d'huile.

Le mode opératoire s'effectue comme suit :

1. montage du manifold et fermeture de la vanne BP du compresseur (sur l'avant)
2. mise en marche du compresseur et arrêt lorsque la pression BP atteint 0.3 [bar]
3. faire une consignation électrique du compresseur
4. raccordement d'un flexible entre le robinet d'huile et le récipient à huile
5. soutirer la quantité d'huile nécessaire et refermer le robinet d'huile
6. ouvrir la vanne BP de service du compresseur (position intermédiaire)
7. déconsignation électrique et remise en marche de l'installation.

Le récipient utilisé pour le soutirage doit être sec et propre, de plus il faut éviter que l'huile récupérée soit en contact avec l'air atmosphérique.

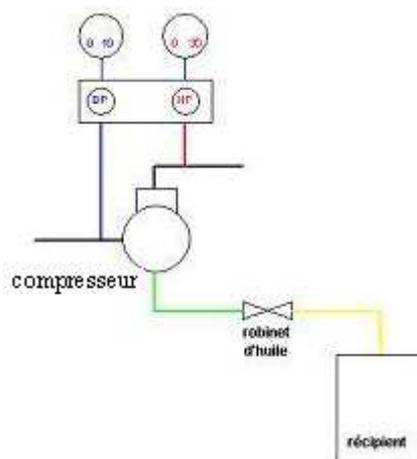


Figure n°21 : Soutirage d'huile

Le complément d'huile

Le complément d'huile est nécessaire pour effectuer un remplacement d'huile ou introduire une quantité d'huile manquante.

L'utilisation d'une pompe à huile manuelle est nécessaire.

Le mode opératoire est le suivant :

1. montage du manifold et fermeture de la vanne BP du compresseur (sur l'avant)

2. mise en marche du compresseur et arrêt lorsque la pression BP atteint 0.1 [bar]
3. faire une consignation électrique du compresseur
4. raccordement d'un flexible entre le robinet d'huile et le refoulement de la pompe à huile manuelle
5. plonger l'aspiration de la pompe à huile dans le réservoir d'huile ou raccorder un flexible entre ce réservoir et l'aspiration de la pompe à huile
6. desserrer l'extrémité du flexible branchée sur le robinet d'huile et pomper l'huile du réservoir
7. resserrer cette extrémité quand l'huile en sort (purge) et ouvrir le robinet d'huile
8. pomper l'huile du réservoir pour effectuer le complément d'huile
9. fermer le robinet d'huile à la fin du complément et débrancher les flexibles
10. ouvrir la vanne BP de service du compresseur (position intermédiaire)
11. déconsignation électrique et remise en marche de l'installation
12. vérification du niveau d'huile

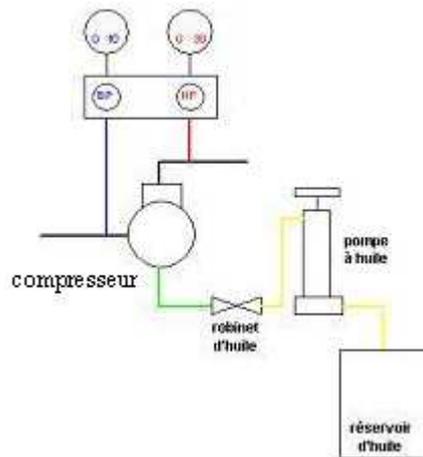


Figure n°22 : Complément d'huile

L'expérience du dépannage frigorifique sur les installations de froid permet de classer 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 par rapport à la puissance normale.

I. 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 frigorigène 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 frigorigène extrêmement pollué mais ce cas est peu fréquent.

c. Les conséquences au circuit frigorigère :

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

- ❖ Le détendeur ne laisse pas passer assez de fluide frigorigère 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 frigorigère à l'aspiration du compresseur sera élevée et par conséquent celle du fluide frigorigère 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.

II. 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 du 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 liquide sera mal remplie d'où la présence de fluide frigorigène gazeux dans cette tuyauterie, le sous-refroidissement sera 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 forcément un manque de charge en FF, cependant un manque de charge se traduit toujours par la présence de bulles au niveau du voyant liquide.

III. Panne de la pré-détente ou Flash-Gas :

Il s'agit d'une panne consécutive à une détente du fluide frigorigène sur la ligne liquide 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 ouvert 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.

IV. Panne de l'évaporateur « trop petit » :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance de l'évaporateur. L'évaporateur produisant moins de vapeurs que le compresseur peut 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 important
- ❖ 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 provoque la vaporisation d'une certaine quantité de fluide frigorigène en lui cédant de la chaleur. Une fois qu'il y a la panne de l'évaporateur trop petit, les échanges entre le fluide frigorigène liquide contenu dans l'évaporateur et le fluide (l'air) à refroidir ne s'effectuent pas correctement, l'écart de température sur le fluide augmente, le fluide n'est plus refroidi correctement, le fluide frigorigène n'est plus totalement vaporisé, la surchauffe est faible, tout se passe comme si le détendeur devenait surpuissant ; cette surpuissance peut provoquer des pompages accompagnés de coups de liquide cyclique.

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

V. 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
- énergie 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 réseau d'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 en fonctionnement, l'autre étant hors service), tout se passe comme si l'évaporateur produit plus de vapeurs de fluide frigorigène que le compresseur ne peut aspirer, la BP va augmenter fortement.

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

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

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

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

VI. 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 règle le niveau de fluide frigorigène dans l'évaporateur, un éventuel excès de fluide ne peut pas s'y trouver. Le lieu de prédilection pour l'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 bouteille liquide puis dans le condenseur, réduisant ainsi la surface d'échange du condenseur.

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

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

L'augmentation de la HP entraîne une réduction du débit massique de fluide frigorigène 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 la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur sera normale, voire faible.

L'augmentation de la HP va entraîner une consommation électrique plus importante 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 la panne 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'autre pression a toujours tendance à varier dans le même sens sauf dans le cas de la panne du compresseur petit ou la HP descend pendant que la BP augmente.

VII. Pannes des incondensables :

Les incondensables sont les gaz indésirables (air, azote...) qui sont dans le circuit frigorifique. 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 « Pump Down »
2. forcer la circulation du fluide de refroidissement (par exemple mettre en marche le ventil-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.

VIII. Panne du condenseur « trop petit » :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance du condenseur. Le condenseur n'assurant plus un bon refroidissement des vapeurs de 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

b. 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 est inférieure 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

c. Les conséquences au circuit frigorifique :

Les échanges entre les vapeurs de fluide frigorigène dans le condenseur et le fluide de refroidissement ne s'effectuent pas correctement, la température du fluide de refroidissement à la sortie du condenseur diminue de même que l'écart de température sur le fluide. Les vapeurs de fluide frigorigène ne sont pas totalement condensées et le sous-refroidissement est 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 tout se 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 le débit massique de fluide frigorigène véhiculé par le compresseur diminue.

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

IX. Synthèse des pannes frigorifiques :

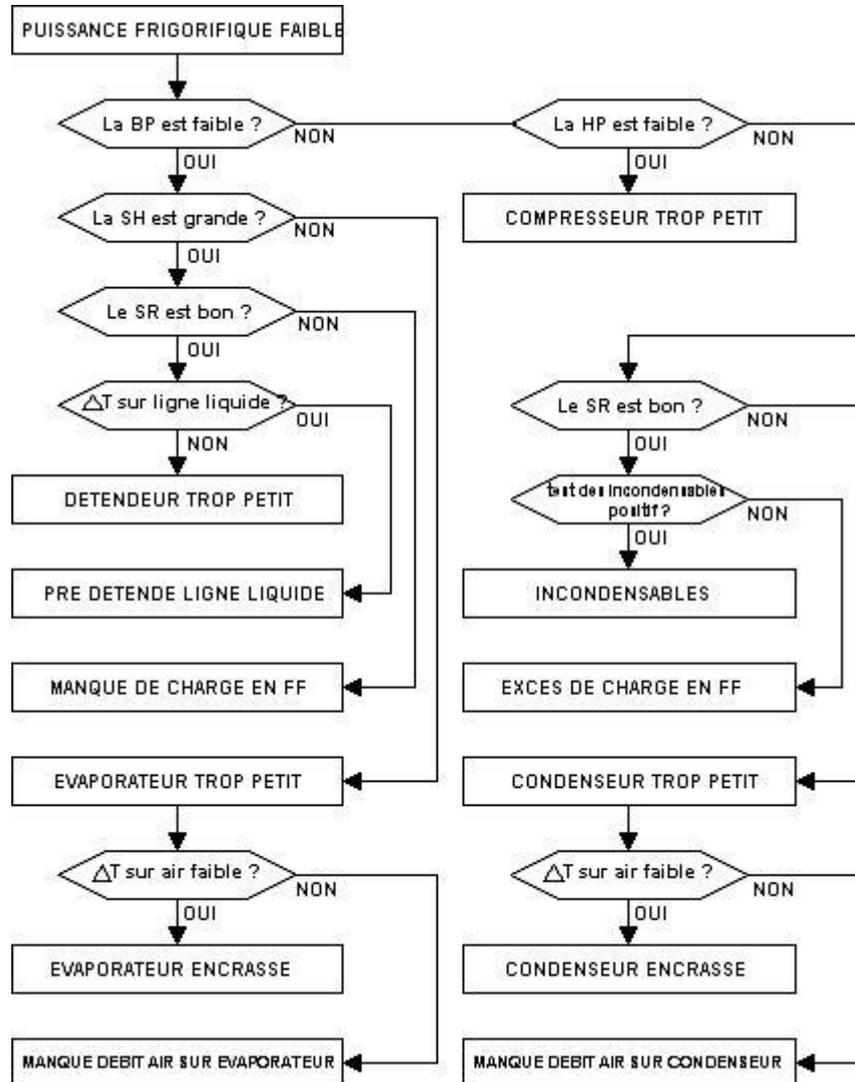


Figure n°23 : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques

Dans les grandes installations frigorifiques de ce genre, les équipements capitaux jouent un rôle vital dans la production du froid. Leurs défauts peuvent engendrer des lourdes conséquences.

Pour éviter l'arrêt de production imprévu et les pertes économiques qui en découlent, on est appelé d'observer de près et en permanence tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard.

Pour cela, nous allons montrer deux techniques permettant de surveiller la dégradation de l'installation afin d'orienter le service maintenance.

I. Analyse du lubrifiant en laboratoire :

Une analyse périodique du lubrifiant permet de déterminer l'état général d'une installation et d'assurer une maintenance précise et préventive.

I.1. Procédure :

1. Prélever un échantillon du lubrifiant chaud,
2. Introduire le prélèvement dans un flacon spécialement conçu pour l'analyse,
3. Identifier l'échantillon (date, identification de l'installation, référence du compresseur, type de lubrifiant etc.)
4. Remplir le questionnaire joint.

Cet échantillon est envoyé à un laboratoire d'analyse, les résultats étant communiqués quelques jours plus tard.

Remarques

- pour un bon suivi de l'installation, on est dans l'impérative mesure de faire des analyses périodiques et régulières en fonction de l'importance de l'installation et des conditions de fonctionnement.
- dans le cas de plusieurs compresseurs fonctionnant en parallèle, l'analyse peut porter

sur un compresseur (le plus représentatif). Si le fonctionnement est étagé, chaque compresseur doit faire l'objet d'une analyse.

I.2. Eléments analysés :

- ✚ La présence d'humidité : elle favorise la formation d'acide, le phénomène d'hydrolyse (cuivrage) et de moussage.
- ✚ La viscosité : elle permet une détection d'oxydation, de mélange et de contaminants éventuels.
- ✚ L'acidité : cela permet de suivre l'évolution des qualités du lubrifiant. Cette acidité est la conséquence en général du lubrifiant surchauffé, oxydé et de décomposition du fluide frigorigène.
- ✚ La rigidité diélectrique : c'est une information importante pour les compresseurs hermétiques et hermétiques accessibles.
- ✚ La présence d'éléments métalliques : une interprétation de ce test nous renseigne en général sur les points suivants :
 - l'usure des pièces
 - la détermination des additifs du lubrifiant
 - la présence de contaminants

I.3. Résultats :

Les résultats d'analyse portent sur les propriétés physiques, les éléments d'usure, les additifs au lubrifiant.

Une interprétation de ceux-ci est donnée avec des avis sur l'état du lubrifiant et les risques éventuels, ainsi que des recommandations pour l'entretien et les interventions nécessaires.

I.4. Tests d'analyses rapides :

Dans les laboratoires, on peut trouver des tests d'analyses rapides de lubrifiants qui permettent d'obtenir des résultats dans un délai restreint.

Plusieurs versions de tests sont disponibles actuellement :

- analyse de l'acidité
- analyse de la teneur en eau

- analyse de la teneur en eau et de la viscosité
- analyse de la teneur en eau et de la viscosité, de l'acidité des éléments d'usure.

Exemple

Tests	Constats		
	Bon	Acceptable	Défectueux
Aspect : - coloration - odeur - impuretés	claire sans odeur sans particule	foncée quelques particules	troubles avec odeur nombreuses particules
Teneur en eau	faible	moyenne	élevée
Indice d'acidité	nul	faible	élevée
Viscosité	normale	limite	faible
Rigidité	normale	limite	faible
Additifs	normaux	limites	faibles
Élément d'usure	nuls	faibles	élevés
Les tests indiquent un état d'huile : Bon Acceptable Défectueux.			
Recommandations : <ul style="list-style-type: none">➤ changer l'huile (vidange et rinçage carter, séparateur et pièges à huile)➤ changer le déshydrateur➤ changer le filtre➤ changer la cartouche anti-acide➤ rincer l'installation➤ déshydrater l'installation➤ contrôler l'usure du compresseur➤ vérifier les conditions de fonctionnement.			

N.B :

La comparaison des différentes analyses entre elles, ainsi que leurs évolutions, nous permet d'avoir une idée relativement précise du degré d'usure de l'installation en

mettant en relation les éléments suivants :

- temps de fonctionnement,
- type de compresseur,
- qualité du lubrifiant et évolution.

Ces tests en laboratoire :

- o permettent une surveillance au niveau de l'usure des composants.
- o optimisent la durée de vie du compresseur et de l'huile.
- o déterminent le niveau de pollution du circuit frigorifique.
- o réduisent le risque de pannes.
- o permettent la recommandation et le type d'entretien.
- o diminuent les coûts de dépannages et d'entretien.

II. Analyse du lubrifiant sur site :

Les tests d'acidité sont des tests d'utilisation instantanée. Ils sont simples, rapides, fiables et permettent un diagnostic rapide concernant l'absence ou la présence d'acidité dans les circuits.

Le test d'acidité est basé sur un changement de coloration en fonction du niveau d'acidité dans le lubrifiant.

II.1. Procédure :

1. effectuer un prélèvement de lubrifiant
2. introduire celui-ci dans le flacon jusqu'à le niveau indiqué par le fabricant du test
3. agiter le mélange
4. comparer la coloration du mélange avec la coloration de référence
5. interpréter le résultat.

Si le changement de coloration indique une présence d'acidité anormale, il sera nécessaire d'intervenir sur le circuit frigorifique.

Remarques

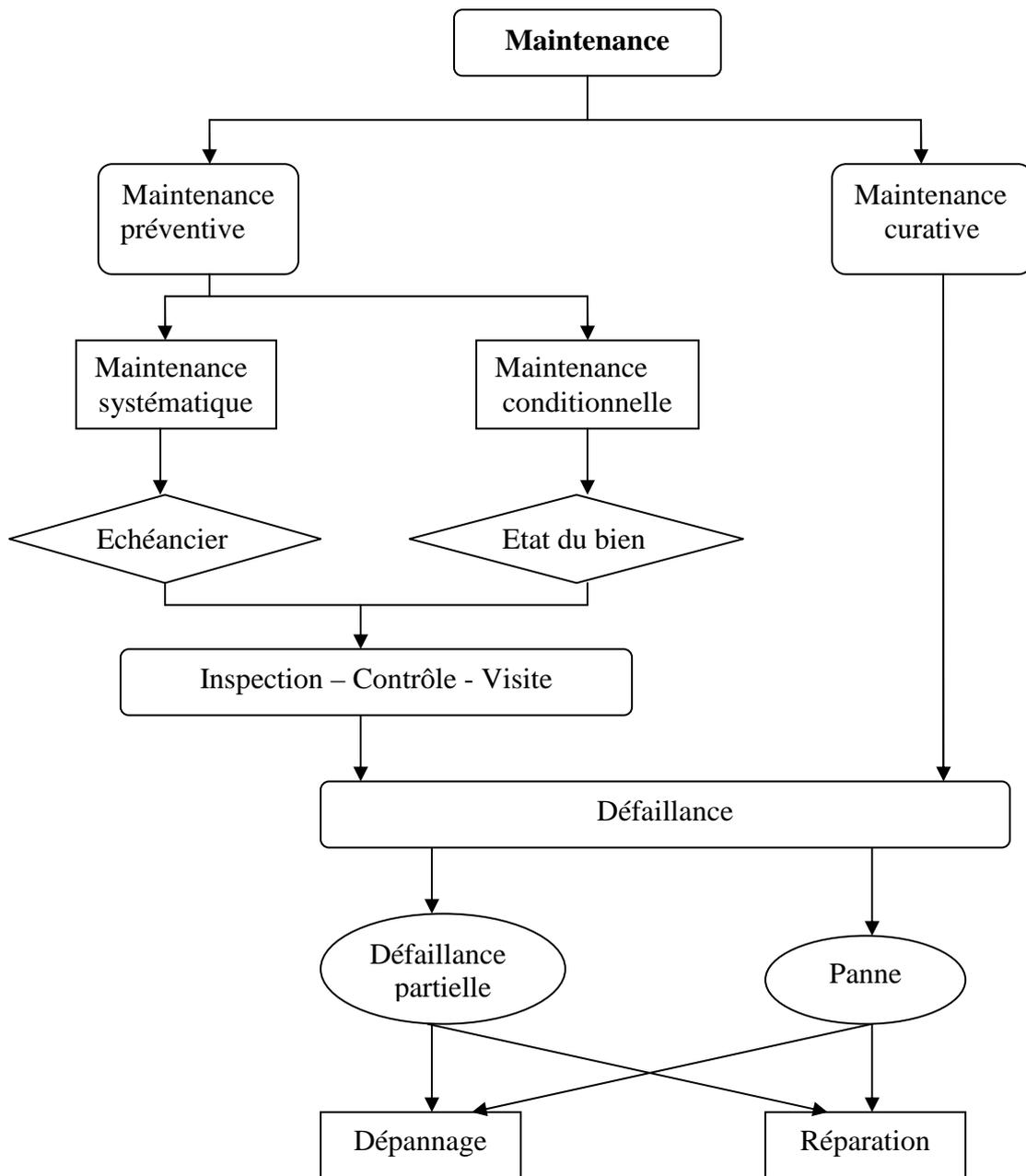
- le test d'acidité doit être adapté à la nature du lubrifiant (lubrifiant additivé ou non)

- le niveau de lubrifiant à introduire dans le flacon peut être différent en fonction de la nature du lubrifiant, respecter scrupuleusement les informations données à ce sujet par le fabricant du test.

III. Analyse vibratoire :

C'est la plus connue et la plus utilisée. On peut dire que cette analyse permet à elle seule de détecter la présence de défauts dans les machines. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé se manifestent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc une modification de son comportement vibratoire.

IV. Organigramme de maintenance :



- ✚ La maintenance préventive : elle vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système. Pour cela, elle s'appuie sur :
 - La maintenance systématique : qui consiste à changer suivant un échéancier établi des éléments jugés comme trop usagés.
 - La maintenance conditionnelle : c'est une maintenance préventive qui demande d'effectuer un diagnostic avant de remplacer l'élément visité.
- ✚ La maintenance curative : elle s'applique après la panne.

PARTIE IV
ETUDES ECONOMIQUES ET DE
PROTECTION DE L'ENVIRONNEMENT

Afin de bien mener l'étude économique de ce projet, nous considérons l'installation frigorifique de l'hôtel comme une installation frigorifique de commerce. Ainsi nous allons dans un premier temps procéder à un cadre logique, en deuxième lieu déterminer le coût du projet, puis calculer sa rentabilité et enfin déterminer le temps de remboursement.

I. Cadre logique :

Le cadre logique est une méthode de gestion de projet qui offre une vision systémique de l'environnement du projet, visant d'une part à identifier le motif pour lequel le projet est réalisé ainsi que la finalité à laquelle il contribue, et d'autre part à définir d'une façon concise et précise ce à quoi le projet devrait ressembler une fois terminé ainsi que l'ensemble des conditions critiques devant être réalisées pour que le projet atteigne les différents niveaux d'objectifs pour lesquels il a été conçu.

CADRE LOGIQUE

Début du projet : 2009

Fin du projet : 2019

**Titre du projet : Installation frigorifique de conservation
d'un hôtel 3-4 étoiles à la Grande Comore**

Date du cadre logique : 2009

	Niveaux descriptifs du projet (D)	Indicateurs objectivement vérifiables (IOV)	Moyen de vérification (MV)	Conditions critiques (C.C)
Finalité du projet	- sécuriser les aliments et réduire les pertes alimentaires de l'hôtel - obtenir une bonne gestion de stock - créer des emplois	- la prévision croissante des touristes aux Comores - un important chômage	- se référer au programme de développement touristique régional pour les pays de l'océan indien	- catastrophes naturelles (notamment les cyclones, le volcan et les séismes)
But du projet	- construire des chambres froides de stockage et une salle de traitements frigorifiques	- connaissance de la technique de production du froid	- se référer à la partie I chapitre 3 du présent ouvrage	- changement remarquable des caractéristiques climatiques
Extrants	- utilisation du froid - application des normes alimentaires	- 6 chambres froides de stockage et une salle de traitements frigorifiques	- se référer à la partie II chapitres 1 et 3 du présent ouvrage	- pénurie de touristes
Intrants	- ressources : financières, humaines, techniques... - produits alimentaires	- matériels et équipements modernes - employés bien formés	- se référer à la partie II chapitre 2 du présent ouvrage	- stabilité politique et économique du pays

II. Coût du projet :

Les différentes dépenses d'investissements sont données dans le tableau suivant :

DEPENSES PRELIMINAIRES (étude technique)	500.000 Fc
CONSTRUCTION ET MATERIELS	32.500.000 Fc
IMPREVUES	250.000 Fc
FONDS DE ROULEMENT	21.000.000 Fc
TOTAL	54.250.000 Fc soit 110.264 Euros soit 277.865.280 Ar

Les détails concernant les matériels frigorifiques sont disponibles en ANNEXE n°18.

III. Rentabilité du projet :

Pour évaluer la rentabilité du projet, nous allons calculer le Taux de Rentabilité Interne, la Valeur Actuelle Nette, l'Indice de Profitabilité et le temps de remboursement.

III.1. Taux de Rentabilité Interne (TRI) :

Le taux de rentabilité interne d'un projet d'investissement est le taux pour lequel la dépense d'investissement est égale au total des cash flows positifs engendrés par l'investissement et actualisés au même taux.

TIR = i tel que :

$$I = \sum_{p=1}^{p=n} \frac{CF}{(1+i)^p}$$

Avec :

I : investissement

CF : cash flow

i : taux de rentabilité interne

p : nombres d'années d'exploitation

La prévision pour une installation frigorifique de ce genre estime le cash flow annuel à 18.250.000 Fc, soit 37.093 Euros et soit 93.474.360 Ar. Pour une durée de 10 ans et un taux d'actualisation de 12%, on a :

$$\text{TRI} = 31,46\%$$

III.2. Valeur Actuelle Nette (VAN) :

La valeur actuelle nette consiste à additionner les cash flows engendrés par un investissement.

$$VAN = -I + \sum_{p=1}^{p=n} \frac{CF}{(1+i)^p}$$

Avec :

I : investissement

CF : cash flow

i : taux d'actualisation

On obtient alors le tableau suivant :

Année	Cash flow net (Fc)	Coefficient d'actualisation	Valeur actualisée des revenus (Fc)	Valeur actualisée de l'investissement (Fc)
0	(54.250.000)			(54.250.000)
1	18.250.000	0,8928	16.293.600	
2	18.250.000	0,7972	14.548.900	
3	18.250.000	0,7118	12.990.350	
4	18.250.000	0,6355	11.597.875	
5	18.250.000	0,5674	10.355.050	
6	18.250.000	0,5066	9.245.450	
7	18.250.000	0,4523	8.254.475	
8	18.250.000	0,4039	7.371.175	
9	18.250.000	0,3606	6.580.950	
10	18.250.000	0,3219	5.874.675	
		TOTAL	103.112.500	(54.250.000)

$VAN = 103.112.500 - 54.250.000 = 48.862.500$ Fc, soit 99.314 Euros, soit 250.271.342 Ar

III.3. Indice de Profitabilité (IP) :

L'indice de profitabilité est le rapport du coût de l'investissement et des cash flows qu'il engendre.

$$IP = \frac{\sum_{p=1}^{p=n} \frac{CF}{(1+i)^p}}{I}$$

Avec :

I : investissement

CF : cash flow

i : taux d'actualisation

$$IP = \frac{103.112.500}{54.250.000} = 1,9$$

III.4. Temps de remboursement:

Le temps de remboursement “ Pay Out Time” (POT) est la durée d'exploitation nécessaire pour récupérer le montant de l'investissement.

$$POT = \frac{I}{CF}$$

$$\text{D'où : } POT = \frac{54.250.000}{18.250.000} = 2,97$$

L'investissement est donc récupéré au bout de 3 années d'exploitation.

A l'époque, l'homme ne savait pas l'importance de l'Environnement. Ce n'est qu'après des énormes dégradations de ce dernier, qu'il s'est rendu compte qu'il ne survivra pas sans la santé de l'Environnement. Des études ont été faites par des chercheurs, et ils ont abouti à deux catégories de causes : causes naturelles et causes anthropiques. C'est ainsi que nous avons assisté à des conférences dans des différents pays, concernant la protection de l'Environnement à savoir :

- Le protocole de Kyoto en 1977
- Le protocole de Rio en 1992
- Le protocole de Rabat
- La conférence de Born
- ...

Nous savons tous que les Comores sont des îles jeunes, pleines de ressources, en particuliers environnementales et culturelles qui constituent un grand potentiel touristique. En effet, les Comores possèdent une vingtaine de plages dont les plus grandes et plus belles se trouvent au nord de la Grande Comore (Mitsamiouli). Nous trouvons aussi dans ce pays de la culture religieuse et culture traditionnelle très riche.

Cependant, à nos jours, cette précieuse richesse (Environnement) que nous possédons subit des altérations. Il est alors du devoir de tout un chacun d'œuvrer pour sa protection.

Le Gouvernement comorien a déjà mis en place des lois et des stratégies, pour gérer, protéger et améliorer l'Environnement dans le sens de développement durable du pays. Pour ce faire, il travaille en étroite collaboration avec des organismes internationaux et des ONG.

La conception de nos chambres froides doit respecter les normes technologiques exigées et les différentes chartes nationaux et internationaux pour la protection de l'Environnement. Malgré tout cela, il existe toujours quelques destructions de l'Environnement inévitables, parce qu'il s'agit d'une installation industrielle.

Un regard sur l'Environnement dans notre étude s'avère nécessaire, pour éclaircir les divers impacts qui peuvent être dus par la réalisation de notre travail et imposer des mesures aux impacts négatifs.

I. Impacts négatifs :

D'une manière générale, les installations frigorifiques fonctionnent avec des fluides frigorigènes qui représentent jusqu'ici 80% de la destruction de la couche d'ozone, donc un grand danger pour l'Environnement.

Ainsi, certains de nos produits ou denrées comme les produits de mer, les fruits et légumes doivent subir des traitements frigorifiques adéquats pour optimiser leur durée de conservation. Ces traitements représentent aussi un Environnement malsain.

A partir de ce bref analyse, nous pouvons énumérer les principaux effets qui constituent des impacts négatifs :

Rejets solides

Les rejets solides concernent les éléments de la matière première impropre à la consommation.

La décomposition des rejets solides peut entraîner des mauvaises odeurs et la formation de bactéries pathogènes, risquant de mettre en péril le voisinage des poubelles.

Rejets liquides

Ce sont les eaux usées : pré-lavage, lavage et rinçage des matières premières et produits finis.

Les rejets liquides pourront avoir des effets néfastes sur la culture, la faune, la flore et la nappe phréatique, en fonction de la zone de déversement.

Rejets gazeux

Dans toute installation industrielle frigorifique, le risque de fuite du fluide frigorigène existe toujours.

Une fois qu'une fuite de fluide frigorigène se produise, nous aurons des impacts considérables sur l'Environnement. En effet, les fluides frigorigènes contiennent des éléments nocifs à l'Environnements : destruction de la couche d'ozone, effet de serre et pollution. Ce sont essentiellement ceux à base de chlore et de brome. On peut citer les chlorofluorocarbones

(CFC), les hydrochlorofluorocarbones (HCFC), les hydrofluorocarbones (HFC), le méthyl chloroforme, le tétrachlorure de carbone, les bromofluorocarbones et le bromure de méthyl.

Destruction de la couche d'ozone

L'ozone nous est salulaire et nocif. Haut dans l'atmosphère dans une région connue sous le nom de stratosphère, l'ozone joue un rôle d'écran solaire, empêchant d'entrer les rayonnements du soleil dans la partie ultraviolette (UV) dangereuse pour les cellules du spectre. Sans cette couche d'ozone, la vie sur Terre n'aurait pas évolué de la manière qu'elle a.

Néanmoins, pendant les années 70 on a réalisé que les émissions synthétiques des CFCs et d'autres produits chimiques utilisés dans la réfrigération, les aérosols et les agents de nettoyage peuvent causer une destruction significative de la couche d'ozone dans la stratosphère, laissant de ce fait passer plus de rayonnements ultraviolets nocifs.

Les émissions de CFCs représentent environ 80% de l'amincissement total de l'ozone stratosphérique. Heureusement, le monde développé a éliminé l'utilisation des CFCs en réponse aux accords internationaux pour protéger la couche d'ozone. Cependant, parce que les CFCs restent dans l'atmosphère tellement longtemps, la couche d'ozone ne se réparera pas entièrement avant au moins le milieu du 21ème siècle.

Les accords internationaux et toute autre législation ont fait un long chemin pour sauvegarder ce bouclier qui protège la vie sur Terre. Néanmoins, pour qu'il y ait un vrai et durable succès, chacun doit devenir une partie de la solution.

L'effet de serre

L'effet de serre est une conséquence directe due aux perforations de la couche d'ozone. Les rayons du soleil qui atteignent la Terre réchauffent sa surface.

Il ne s'agit donc pas d'un phénomène d'origine anthropique, mais d'un phénomène naturel qui a grandement facilité le développement de la vie sur la planète. Cependant, depuis la révolution industrielle, l'activité humaine produit de plus en plus de gaz à effet de serre.

La vapeur d'eau, le dioxyde de carbone, le méthane et les oxydes d'azote sont les principaux vecteurs de l'augmentation de l'effet de serre, et donc du réchauffement de la planète.

Plus d'une quarantaine de gaz à effet de serre ont été recensés par le Groupe Intergouvernemental d'Experts sur l'évolution du climat (GIEC) parmi lesquels figurent :

Vapeur d'eau (H ₂ O)	: 55 %
Dioxyde de carbone (= gaz carbonique) (CO ₂)	: 39 %
Méthane (CH ₄)	: 2 %
Ozone (O ₃)	: variable, environ 2 %
Protoxyde d'azote (N ₂ O)	: 1 %
Hydrofluorocarbures (HFC)	: faibles quantités
Perfluorocarbures (PFC)	: faibles quantités
Hexafluorure de soufre (SF ₆)	: faibles quantités
...	: ...

Les gaz à effet de serre émis par les activités humaines (d'origine anthropique) :

Dioxyde de carbone (CO ₂) : Le dioxyde de carbone représente près de 70% des émissions de gaz à effet de serre d'origine anthropique. Il est principalement issu de la combustion des énergies fossiles (pétrole, charbon) et de la biomasse.
Protoxyde d'azote (N ₂ O) : Le protoxyde d'azote (N ₂ O) représente 16% des émissions. Il provient des activités agricoles, de la combustion de la biomasse et des produits chimiques comme l'acide nitrique.
Méthane (CH ₄) : Le méthane (CH ₄) représente 13% des émissions. Il est essentiellement généré par l'agriculture (rizières, élevages). Une partie des émissions provient de la production et de la distribution de gaz et de pétrole, de l'extraction du charbon, de leur combustion et des décharges.
Les gaz fluorés (HFC, CFC, PFC, SF ₆) : Les gaz fluorés (HFC, CFC, PFC, SF ₆) représentent 2 % des émissions. Ces gaz sont utilisés dans les systèmes de réfrigération et employés dans les aérosols et les mousses isolantes. Les PFC et le SF ₆ sont utilisés dans l'industrie des semi-conducteurs. Les gaz fluorés ont un pouvoir de réchauffement 1 300 à 24 000 fois supérieur à celui du dioxyde de carbone et une très longue durée de vie. C'est pourquoi ils représentent un réel danger malgré la modeste part qu'ils représentent dans les émissions totales de GES.

Pollution

Le mot **pollution** peut être pris dans un sens très large comme étant ce qui rend un milieu malsain pour la vie. La définition variant alors selon le contexte, selon le milieu considéré et selon ce que l'on peut entendre par *malsain*.

Dans le langage courant, la pollution est une dégradation de l'environnement résultant de la dissémination de produits toxiques ou de l'abandon de matériaux non biodégradables, dits « *polluants* ».

Nous pouvons définir plusieurs types de pollutions à savoir : la pollution de l'air, la pollution du sol et la pollution de l'eau.

- La pollution de l'air est provoquée par les polluants atmosphériques. La liste des polluants atmosphériques est longue. Aux classiques habituels mais toujours réels polluants tels que les poussières, le SO₂, les NO_x, le CO, les métaux lourds, les composés organiques volatils, le fluor, l'acide chlorhydrique, etc... sont venus s'ajouter progressivement d'autres substances telles que les gaz à effet de serre : le CO₂, le CH₄, le N₂O, les CFC, HFC, PFC et SF₆ et d'autres substances telles que l'ozone, les organochlorés (dioxines et furannes), les HAP (Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques), etc.

Bien entendu les sources émettrices de polluants dans l'atmosphère sont fort nombreuses et concernent tous les secteurs relatifs aux activités humaines (domestique, industrie, agriculture, transports, etc.) ainsi que la nature.

- La pollution du sol peut être d'origine industrielle, suite à la présence d'une industrie polluante ne prenant pas toutes les précautions nécessaires. Elle peut avoir plusieurs impacts sur la santé humaine, en touchant des nappes phréatiques d'une part et en contaminant par bioaccumulation les cultures poussant sur ces sols d'autre part.
- La pollution de l'eau peut avoir diverses origines parmi lesquelles il y a :
 - les exploitations agricoles industrielles : qui rejettent divers produits présents dans les engrais (comme des nitrates) ou les produits phytosanitaires peuvent polluer les nappes phréatiques et entraîner la fermeture de points de captages d'eau potable si leur présence est trop importante
 - l'industrie : dont ses sous-produits sont une des sources de pollution de l'eau parmi les plus importantes. Il s'agit essentiellement de produits chimiques et d'hydrocarbures (dégazage).

- les eaux usées : qui si elles ne sont pas traitées correctement peuvent être une source de pollution de l'eau.

Les polluants peuvent agir à différents niveaux du corps humain :

- au niveau de la peau - c'est le cas notamment des vapeurs irritantes et des phénomènes d'allergies,
- au niveau des muqueuses,
- au niveau des alvéoles pulmonaires. Les polluants se dissolvent et passent dans le sang ou dans les liquides superficiels,
- au niveau des organes - Certains toxiques véhiculés par le sang peuvent s'accumuler dans des organes.

Bruits et vibrations

Les bruits et vibrations peuvent se présenter au niveau des compresseurs de toute l'installation. Ainsi, ils mettront malaise les clients de l'hôtel, voire même les faire fuir.

II. Impacts positifs :

L'installation frigorifique de conservation de l'hôtel permet d'obtenir quatre impacts positifs directs :

- ❖ conservation des aliments pour éviter la formation des micro-organismes (bactéries, virus, etc)
- ❖ constitution d'un stock pour la bonne gestion (gestion de stock)
- ❖ conservation des pâtisseries afin d'avoir des meilleurs gâteaux après cuissons
- ❖ embauche des frigoristes et des personnes pour les traitements frigorifiques adéquats des produits.
- ❖ Etc...

La conservation des aliments apportera des produits alimentaires respectant les normes requises en matière de santé nutritionnelle. En effet, les traitements frigorifiques adéquats sont très importants pour la conservation de toutes les denrées périssables, afin de garder les valeurs nutritives des denrées et réduire, voire même anéantir les actions bactériennes. Ces dernières sont assez souvent sources de maladies gastro-intestinales, parfois graves entraînant certains cas de mortalité.

Le projet fera naître des impacts positifs indirects :

- ❖ ce projet va activer les paysans des fruits et légumes, les éleveurs de bétails et volailles, et les pêcheurs de la région dont se trouve l'hôtel, à travailler correctement afin de vendre leurs produits à l'hôtel.
- ❖ cette installation sera une des grandes installations frigorifiques des Comores. Des étudiants comoriens pourront passer des stages afin de conserver et développer les connaissances pour le développement rapide et durable de notre pays.

III. Mesures prises :

Dans le but de respecter l'ISO14000 (norme de l'Environnement), et les lois en vigueur des Comores pour la protection de l'Environnement, des mesures s'imposent pour supprimer ou minimiser, ou bien compenser (principe de pollueur-payeur) les impacts négatifs susceptibles d'être engendrés par ce projet, qui sont des déchets solides, liquides et gazeux.

Rejets solides

Après traitements frigorifiques adéquats des denrées, les déchets que nous aurons peuvent être considérés comme des << déchets banals >>. Nous pouvons alors procéder à leur incinération ou à leur enfouissement. Mais aussi, il y a certains déchets que nous pourrions les valoriser. Soit en les transformant en farine pour l'alimentation animale, soit les vendre comme produits semi-finis.

Rejets liquides

Avant de déverser ces rejets liquides dans l'environnement, nous adopterons une mesure plus courante qui consiste à traiter ces effluents liquides avec des technologies avancées. Par ailleurs, nous prendrons soin de bien choisir le lieu de déversement de ces eaux usées, même après traitement. Il sera plus prudent de les acheminer par canalisation jusqu'aux dalles prévues à cet effet. De plus il est possible de réduire à la source la quantité de ces rejets en optimisant l'utilisation de l'eau au sein du procédé.

Rejets gazeux

Les rejets gazeux peuvent être parfaitement évités contrairement aux deux premiers types de rejets. En effet, les rejets de fluide frigorigène dans l'atmosphère viennent généralement des fuites au niveau des équipements frigorifiques. Une bonne maintenance préventive et une détection à temps des problèmes techniques éviteront alors ces rejets. De plus, un choix judicieux du fluide frigorigène utilisé réduira les effets néfastes en cas d'éventuelles fuites. Ainsi, on utilisera dans ce projet le R404A, qui figure parmi les fluides nouvelle génération, préservant l'Environnement.

Bruits et vibrations

Les calculs de dimensionnement de tous les composants de l'installation, et une bonne maintenance préventive et corrective, minimiseront considérablement le problème de bruits et vibrations.

Le présent travail ne présente qu'un simple regard sur l'Environnement, mais non une étude d'impacts environnementaux. Il a permis cependant d'évaluer les risques potentiels liés à la mise en œuvre du projet. La situation de ces risques est bien gérable. Nous avons toutes les solutions pour minimiser considérablement les risques d'impacts négatifs pour l'Environnement. De plus, le projet apporte des fruits sur l'Environnement socio-économique de la région et du pays.

CONCLUSION

L'étude et la conception d'une installation frigorifique de conservation d'un hôtel 3-4 étoiles à la Grande Comore, s'avère nécessaire afin de produire du froid dans les meilleurs conditions. Elle garantit des denrées alimentaires saines pour les clients, favorise davantage une bonne gestion de stock et présente une rentabilité énorme avec un taux de rentabilité interne de 31,46 [%] et un profit énorme au sein de l'hôtel, malgré les quelques soucis de l'Environnement.

Ce travail est basé sur l'amélioration sur le plan technique d'ingénierie de l'industrie hôtelière à la Grande Comore : une chambre froide positive de décongélation, une chambre froide positive pour les fruits et légumes, une chambre froide positive pour pâtisserie se conservant à température positive, une chambre froide négative pour pâtisserie se conservant à température négative, une chambre froide négative pour les produits à base de viande et volailles, une chambre froide négative pour les produits de mer et une salle de traitements frigorifiques climatisée.

Comment peut – on procéder à l'étude de la climatisation d'un complexe hôtelier de ce genre ?

BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE

- [1] H.-J. BREIDERT, traduit de l'allemand par J.-L. CAUCHEPIN, « Calcul des chambres froides », Editions PYC LIVRES. 15 rue Guillemillot – 75014 PARIS, 1998, 121p.
- [2] P.RAPIN – P.JACQUARD, « Formulaire du Froid », Paris, DUNOD, 2003, 12^{ème} édition, 525p
- [3] LALAINARISON, Eric Bebel « CHAINE DU FROID POUR LA CONSERVATION DU LAIT ET DES PRODUITS LAITIERS », mémoire de fin d'études à l'ESPA, Génie Industriel.
- [4] ANDRIAMIHAIGO, Fanomezena « Etude et conception d'une unité de transformation des fruits tropicaux », mémoire de fin d'études à l'ESPA, Génie Industriel.
- [5] RASOLOFOMANANA Ketaka Andrianina, « ETUDE DES BESOINS EN FROID D'UN SUPERMARCHÉ SIS A TOLIARY », mémoire de fin d'études à l'ESPA, Génie Industriel.
- [6] G. PORCHER, « Cours de climatisation : Base de calcul des installations de climatisation », édition parisienne 1993, 7^{ème} édition, 320p.
- [7] AGENCE DE LA FRANCOPHONIE, IEPF, « Efficacité énergétique de la climatisation en région tropical » Tome 1 et 2.
- [8] P.DAL ZOTTO, J.M.LARRE, A.MERLET, L.PICAU, « Memotech Génie Energétique », Paris, Editions CASTEILLA, 1996, 585p.
- [9] P.J.RAPIN, « Installations frigorifiques » tome 1, 2^{ème} édition, PYC – EDITION 254, rue de Vaugirard 75 – Paris XV^e, 220p.
- [10] P.J.RAPIN, « Installations frigorifiques » tome 2, 4^{ème} édition, PYC – EDITION 254, rue de Vaugirard - 75740 – PARIS Cedex 15, 431p.
- [11] RAZAFINDRAIBE, Andrianiaina, « Contribution à la mise en place des fiches de maintenance et analyses d'usure des équipements frigorifiques de 'OSO – FARMING ' », mémoire de Licence ès Technique à l'ESPA, Génie Industriel.
- [12] RAKOTOARISOA Sandy Ravaka, « BUSINESS PLAN POUR L'IMPLANTATION D'UNE UNITE DE TRAITEMENT FRIGORIFIQUE DE POISSONS DE MER » mémoire de fin d'étude à l'ESPA, Génie Industriel.
- [13] RANAIVOSOA, Mamitiana Lalaonirina Olivette, « Contribution à la modélisation d'une installation de chauffage et de climatisation d'un bâtiment », mémoire de fin d'études à l'ESPA, Génie Industrie.,
- [14] Alco-Controls, « Catalogue de sélection des composants pour l'industrie frigorifique Alco-Controls 2007 ».
- [15] TOSHIBA, « Catalogue Toshiba 2007 ».

SITE INTERNET

- www.toshiba.com
- www.climweb.com
- www.iepf.org
- www.eieretsher.org
- www.alco-controls.com
- www.xpair.com
- www.topten.ch/climatiseurs.html
- www.topten.ch/climatisation-techniques.html
- www.epurateur-d-air.ch/climatiseursgammeLG.html
- www.danfoss.com

ANNEXES

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

ANNEXE n°1 : Résumé des données climatiques des trois dernières années de la Grande Comore

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Déc
t_{min} [°C]	27	27	26,8	27,5	25,8	25	24,4	24,4	24,4	27,5	27,3	27,9
t_{max} [°C]	27,9	27,7	28,3	27,9	27,3	26,2	25,8	24,9	25,5	27,5	27,4	28,4
t_{mov} [°C]	27,4	27,3	27,5	27,7	26,5	25,6	25,1	24,5	24,9	27,5	27,3	28,1
HR [%]	80	81	81	78	76	76	73	74	77	77	72	76

ANNEXE n°2 : Condition de conservation des produits congelés et surgelés

FRUITS ET LEGUMES	Température °C	HR %	Durée
Abricot	0 à 4°C	90	2 -4s
noix de coco		80 - 90	1 -2m
citron		85 - 90	2 -6m
orange		85 - 90	3 -4m
fraise		90 - 95	1 -5j
pêche		90	2 -4s
poire		90 - 95	2 -5m
pomme		90 - 95	2 -6m
prune		90 - 95	2 -4s
raisin		90 - 95	1 -4m
carotte		> 95	5 -6m
céleri		> 95	4 -12s
champignon		90 - 95	5 -7j
chou		95	1 -3m
chou-fleur		95	2 -3s
épinard		95	1 -2s
laitue		95	1 -2s
maïs doux		95	1s
navet		95	4 -5m
poireau	> 95	1 -3m	
pois	95	1 -3s	
radis	90 - 95	1 -2s	
mandarine	4 à 8°C	85 - 90	4 -6s
mangoustan		85 - 90	6 -7s
pastèque		85 - 90	2 -3s
haricot vert		92 - 95	1 -2s
pomme de terre		90 - 95	4 -8m
ananas		85 - 90	2 -4s
avocat		85 - 90	1 -2s
banane		85 - 90	10 -20j

citron	8 à 15°C	85 - 90	1 -4m
goyave		90	2 -3s
lime		85 - 90	3 -6s
mangue		90	3 -7s
melon		85 - 90	1 -12s
pamplemousse		85 - 90	2 -3m
papaye		85 - 90	1 -3s
aubergine		90 - 95	10j
concombre		95	1 -2s
comichon		90 - 95	5 -8j
patate douce		85 - 90	4 -7m
poivron doux		90 - 95	1 -3s
tomate		85 - 90	1 -2s

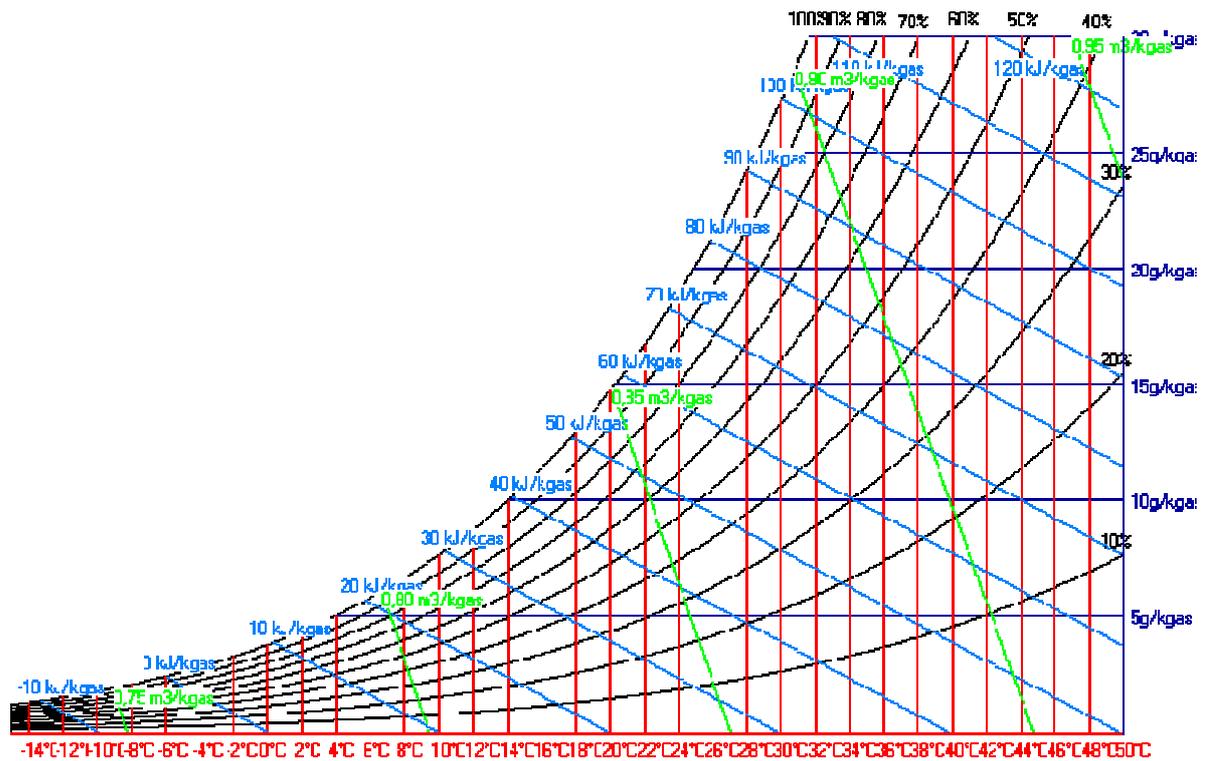
(j : jour ; s : semaine ; m : mois)

PRODUITS A BASE DE VIANDE	Température en °C	DTC
Viande en carcasse	0 à 7 °C	<6s
abats	0 à 3 °C	<3j
pièces de viande conditionnées	0 à 3 °C	<5j
viande hachée	0 à 3 °C	<5j
volaille	0 à 4 °C	<4s
lapins	0 à 4 °C	<4s
gibier	0 à 4 °C	<4s
charcuteries	0 à 6 °C	

PRODUITS LAITIERS	Température en °C	DTC
lait cru	0 à 4 °C	3j
lait pasteurisé	0 à 6 °C	7j
crèmes crues ou pasteurisées	0 à 6 °C	7j et 30j
crèmes stérilisées ou U.H.T.	température ambiante	8m et 4m
lait stérilisé ou U.H.T.	température ambiante	90j et 150j
yaourts	0 à 6 °C	24j
fromages préemballés ou à la coupe	0 à 15 °C	
beurre	0 à 6 °C	

Denrées	Température de conservation
Glaces et crèmes glacées	≤ -20 °C
Toutes denrées surgelées	≤ -18 °C
Produits de la pêche	≤ -18 °C
Crèmes congelées	≤ -18 °C
Autres denrées congelées	≤ -10 °C

ANNEXE n°3 : Diagramme de l'air humide



ANNEXE n°4 : Densité d'entreposage de différentes marchandises

Marchandise concernée	d_e [kg/m ³]	conditionnement
Amandes décortiquées	500	sacs
Non décortiquées	350	sacs
Bananes	250	régimes
Beurre	650	tonnelets
Bière	600	fûts
cacao	450	sacs
Cacahuètes décortiquées	400	sacs
Non décortiquées	250	sacs
Café décortiqué	500	Sacs
Non décortiqué	450	Sacs
Céréales	650	En vrac
Coquillages	400	Bourriches
Farine	700	sacs
Fromage	500	caisses
Fruits exotiques	350	caisses
Graisse animale	900	caisses
Haricots	600	sacs
Huile	650	tonneaux
Lait	800	caisses
Lard	650	tonneaux
Lentilles	600	sacs
Macaronis	200	caisses
Mais	700	Sacs
Malt	400	tonneaux
Mandarines	450	caisses
Miel	900	tonneaux
Oeufs	350	caisses
Jaune oeuf	600	tonneaux
Jaune œuf congelé	1000	bidons
Oignons	450	sacs
Oranges	400	caisses
Pain	250	En vrac
Petits pois	700	sacs
Poivre	400	sacs
Poisson en saumure	350	tonneaux
harengs	800	tonneaux
Morue salée	600	caisses

sardines	900	tonneaux
Pommes	350	caisses
Pommes de terre	400	sacs
Pruneaux	600	caisses
Raisins secs	600	caisses
Raves	600	En vrac
Rhum	550	fûts
Riz	700	sacs
Saindoux	550	seaux
Soja graines de	800	sacs
sucre	750	sacs
suif	500	tonneaux
Tabac	250	balles
Tripes	500	tonneaux
Viande réfrigérée sur pendoir	350	En vrac
salée	650	boîtes
séchée	650	balles
Viande congelée de boeuf	300	En vrac
De mouton	300	En vrac
De porc	350	En vrac
Vin	400	Tonneaux
	650	Cubitainers
Baies diverses	450	Expresso
Carottes, en dés	420	Expresso
Cerises	450	Expresso
Chou	610	Expresso
Chou-fleur, inflorescences	330	Expresso
Compote de pommes	670	Expresso
Concombres, en rondelles	500	Expresso
Desserts	155	Carton et feuille alu
Epinards	610	Expresso
Gâteaux, type madeleines	240	Carton et feuille alu
Secs	100	Sachet
A la crème	70	Carton
Haricots verts	370	Expresso
Légumes, jardiniers de	420	Expresso
Levure boulangère	260	Sachet
Petits pois	440	Expresso

ANNEXE n°5 : Teneur en eau, point de congélation haut, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de différentes denrées

Denrée	Teneur en eau [%]	Point de Congélation haut [°C]	Capacité thermique massique en [kJ/kg.K]		Chaleur latente de Congélation [kJ/kg]
			Avant congélation	Après congélation	
Abricots	85,4	-1,05	3,68	1,93	283
Ail séché	61,3	-2	2,89	1,67	207
Airelles		-2,97			
Ananas, immatures		-1			
Matures	85,3	-1,1	3,68	1,88	283
Artichauts, communs	83,7	-1,22	3,64	1,88	279
Variétés « jerusalem »	79,5	-2,5	3,47	1,84	265
Asperge	94	-1	3,94	2,01	314
Aubergines	92,7	-0,78	3,94	2,01	307
Babeurre	87		3,77		
Bacon	20		2,3	1,3	9,4
Baies, en général	86		3,81	2,1	293
Bananes	74,8	-1	3,47	1,761	251
Betteraves	87,6	-1,05	3,85	1,93	293
Beurre	15,5	-5,55	2,3	1,42	197
Bière	90	-2,22	3,81		300
Brocolis	89,9	-0,61	3,85	1,97	302
Cacao, en poudre	0,5			2,10	
Café, vert	10		1,26	1	33
Carottes					
Immatures avec fanés	88,2	-1,39	3,77	1,93	293
Matures sans fanes	83	-1,35	3,77	1,93	276
Cassis	82,9	-1,28	3,6	1,88	274
Caviar	60		2,85	1,59	201
Céleri, en branches	92	-1,07	3,94	1,97	310
En feuille	93,7	-0,5	3,98	2,01	313
Tubérosités	88,3	-0,94	3,94	1,93	293

Céréales, sèches	0...28		1,26 ... 2,26		
Cerises	82	-2	3,64	1,84	276
Champignons, de paris	91,1	-0,89	3,89	1,97	302
Châtaignes		-4,6			
Chocolat	1,6		3,18		84...126
Choux de Bruxelles	84,9	-0,83	3,68	1,93	283
Chou-fleur	91,7	-1,06	3,89	1,97	307
Chou frisé	86,6	-0,5	3,73	1,93	288
Chou-navet	91	-1,05	3,89	1,97	302
Chou pommé	91	-0,6	3,89	1,97	306
Chou-rave	90,1	-1	3,85	1,97	297
Citrons	85	-1,45	3,81	1,93	285
Citrouille	90,5	-0,83	3,85	1,97	302
Coings	85,3	-2	3,68	1,88	283
Concombre	96	-0,6	4,06	2,05	318
Coquillages	77		3,39	1,8	259
Crème	59		2,8	1,59	197
Crème chantilly	72,5		3,27	1,76	242
Crème glacée	65		3,27	1,88	209
Crevettes	77		3,39	1,8	260
Dattes	20	-15,7	1,51	1,09	67
Dattes-prunes	78,2	-2,16	3,52	1,8	260
Endives	93,3	-0,06	3,94	2,01	307
Epinards	92,7	-0,75	3,94	2,01	307
Erable, sirop d'	35,5		2,01	1,3	118
Farine	13		1,84		
Figue, fraîches	78	-2,45	3,43	1,8	260
Séchées	24		1,63	1,13	79
Fleurs, coupées		-1			
Oignons à	91		3,89	2,01	306
Fraises	89,9	-1,16	3,89	1,93	300
Fraises de bois	87,4	-0,89	3,77	1,93	288
Framboises	84,1	-0,88	3,64	1,88	281
Fromages					
A pâte	50...35		2,51...1,88	1,67...1,25	176...109
Blanc	80		2,93	1,88	268
Fruits, en générale	84	-2	3,64	1,97	281
En gelée	36		2,01		
Secs	30		1,76	1,13	100
Glace d'eau et artificielle	100	0	4,19	2,1	335
Gombo, cosse de	89,8	-1,83	3,85	1,93	297
Goyave	83		3,6		
Grenades		-3			
Groseilles	84,7	-1	3,72	1,88	279
A maquereau	88,9	-1,73	3,85	1,93	301
Haricots verts	88,9	-1	3,85	1,97	297
Variés lima	66,5	-0,56	3,35	1,67	218
Homard	77		3,39	1,8	260
Huile alimentaire	0		1,67	1,47	
Huîtres	80	-2	3,47	1,84	262
Jambon, frais	54		2,64	1,51	179
Salé	45		2,34	1,38	149
Jus, en général	89		3,81	1,97	297
Lait					
Entier	88	-0,56	3,85	1,93	293
Entier condensé	28		1,76		93
Entier concentré et sucré	74		3,01		247
En poudre	2,6		1,46		9
Lard	20		1,8	1,21	71
Légumes, en général	88	-1,4	3,77	1,93	295
Secs	20		1,51	1,09	67
Grains de	12		1,21	0,96	40,2
Levure de boulanger	70,9		3,22	1,72	237
Limons	86	-1,61	3,73	1,93	283
Mais, immature	73,9	-1	3,31	1,78	246
Mandarines	87,3	1,05	3,77	1,93	291
Mangues	81,4	-0,94	3,56	1,84	272
Margarine	15,5		1,97	1,26	126
Melons en général	90	-1	3,89	1,97	301
Variété cantaloup	92	-1,17	3,89	2,01	307
Variété casaba	92,7	1,05	3,94	2,01	307
Miel	18		1,46	1,09	60
Mirabelles	87		3,81	1,97	293
Moule	78		3,35	1,67	261
Mure	84,8	-1,2	3,68	1,93	293
Myrtilles	82,2	-1,28	3,6	1,88	274

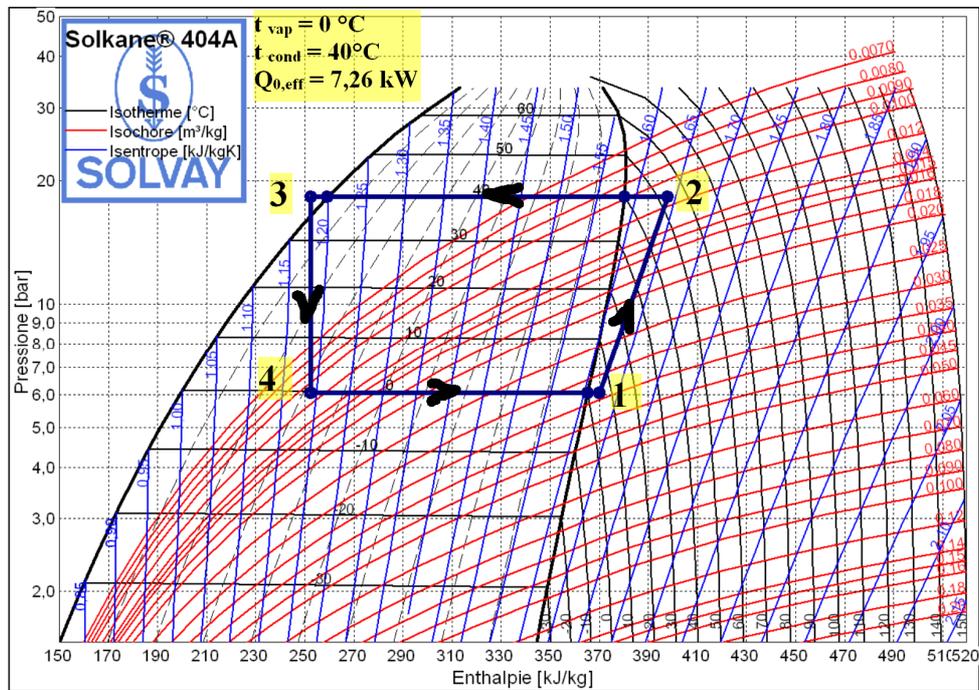
Nectarines	85	-0,89	3,68	1,93	251
Noisettes	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix de coco	46,9	-0,89	2,43	1,42	156
Œufs	70	-1	3,18	1,67	226
Blanc d'œuf					
Blanc d'œuf, flocons de jaune					
d'œuf	14	-0,54	1,3	1	46
Poudre d'œuf	6,5		1,09	0,92	26
Oignons comestibles	87,5	-1,2	3,77	1,93	288
De fleurs			3,89	2,01	306
Olives vertes	75,2	-1,2	3,35	1,76	251
Oranges	84		3,85	1,84	285
Jus d'oranges	89		3,81	1,97	297
Pain de froment	34/32		2,93	1,42	106
De seigle	40/37		2,93	1,42	123
Pamplemousses	88,8	-1,11	3,81	1,93	293
Panais	78,6	-0,89	3,52	1,84	260
Papayes	90,8	-0,89	3,43	1,97	302
Paprika			3,94		
Pastèques	92,1	-1	4,06	2,01	307
Patates douces	68,5	-1,28	3,14	1,67	225
pâte			1,88		
pêches	87	-1,1	3,77	1,93	293
persil	85,1	-1,11	3,68	1,88	283
petits pois	74,3	-1,09	3,31	1,76	246
poires	82,7	-1,7	3,77	1,88	274
poireaux	85,4	-0,72	3,77	1,93	293
poissons					
maigre a gras	85...62	-2,22	3,6...2,93	1,88...1,59	283...206
fumé			3,1	1,63	214
séché			2,26	1,42	151
poivre					
fruit de poivrier	92,4	-0,72	3,94		
sec	12		1,26	1	3,4
pommes	84,1	-2	3,85	1,88	281
pommes de terre					
nouvelles	81,2	-0,61	3,56	1,84	270
de saison	76	-1,5	3,43	1,8	255
prunes fraîches	82,3	-1,2	3,68	1,88	274
quetshes	82,3	1,2	3,68	1,88	274
raifort	93,6		3,98	2,01	311
raisin					
américain	81,9	-1,28	3,6	1,84	270
européen	81,6	-2,16	3,6	1,84	270
rhubarbe	94,9	-1,5	4,2	2,01	311
saindoux	0,7		2,3	1,67	121...146
salade en feuille	94,8	-0,3	4,02	2,01	316
saucisses fumées	60		2,85	1,59	200
saucisson de garde	60		2,85	1,59	200
sucre	0,1		1,42		
suif	12		1,26	1	39,4
tomates					
immatures	93	-0,56	3,98	2,01	311
matures	94,1	-0,7	3,94	2,05	314
viande					
en général, maigre à gras	77...40	-1,5	3,18...2,21	1,76...1,42	251...167
agneau, maigre à gras	70...60	-1,5	3,18...2,85	2,13...1,59	232...200
bœuf, maigre à gras	77...62	-1,5	3,52...2,93	1,8...1,59	255...207
foie, congelé	70	-1,7		1,72	232
gibier	74		3,35	1,67	247
lapin	68		3,1	1,67	228
mouton	67...50	-1,5	3,06...2,55	1,72...1,47	222...167
porc	46...39	-1,5	2,3...1,93	1,38...1,25	146...107
veau, maigre à gras	70...64	-1,5	3,16...2,97	1,72...1,63	232...214
volaille, maigre à gras	74	-2,8	3,18...3,1	1,76...1,67	247

ANNEXE n°6 : Chaleur massique de respiration q_{resp} de différentes denrées (fruits et légumes)

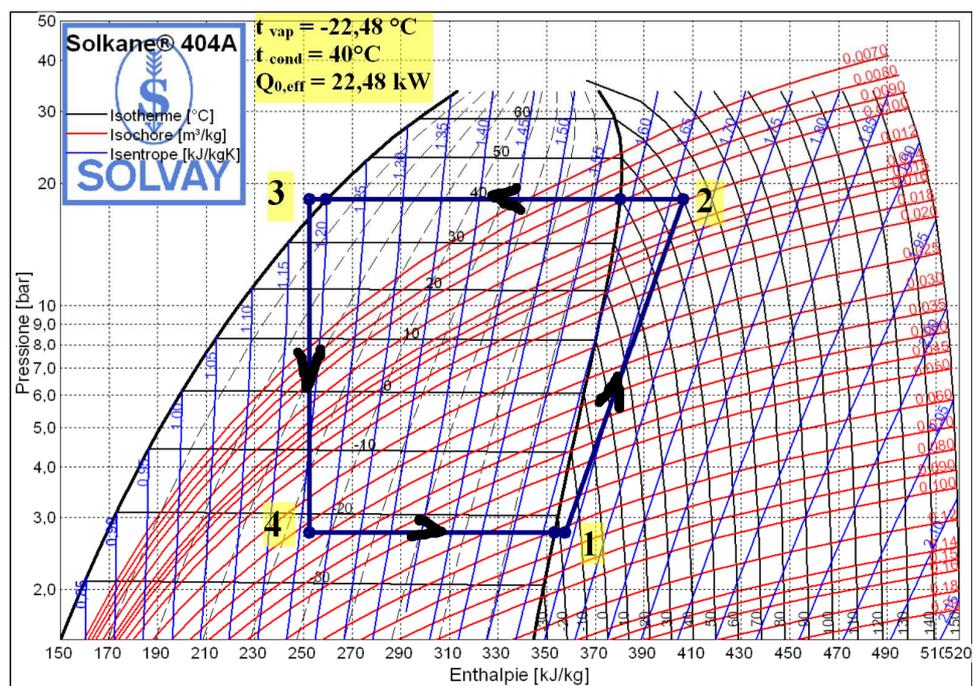
denrée	$Q_{resp}[kJ \cdot t^{-1} \cdot h^{-1}]$	
	0 [°C]	10 [°C]
Abricot	54	293
Ail	68	220
Airelles	33	66
Ananas	89	229
Asperges	206	516
Bananes		
En phase de maturation		283
Matures		337
Betteraves	108	345
Carottes		
Avec fanes	101	168
Sans fanes	164	318
Céleri	73	250
Cerises		
Douce	61	286
Amères	63	312
Champignons	384	820
Chou blanc, tardif	70	153
Chou de Bruxelles	213	691
Chou de milan	181	576
Chou-fleur	181	433
Chou frisé	100	241
Chou-navet	54	153
Chou rave, sans fanes	80	206
Chou rouge		
Précoce	91	255
Tardif	58	119
Citron	28	103
Cornichons	84	192
Epinard	248	921
Fraises	134	506
Framboises	265	810
Groseilles		
Noires	94	523
Rouges	58	270
Groseilles à maquereau	59	181
Haricots		
Vert	279	663
Variété<<lima>>	84	419
Mais épis	314	558
Melons	56	147
Mirabelles	63	310
Mure	195	810
Noisettes	8	31
Noix	8	31
Oignons	250	712
Oranges	31	98
Pamplemousse	31	82
Paprika	100	310
Pêches	59	281
Petits pois	384	768
Poireaux, d'hiver	153	935
Poires		
Précoces	42	184
Tardives	31	158
Poivre	131	344
Pommes		
Précoces	53	175
Tardives	31	89
Pommes de terre	75	91
Prunes	68	366
Quetsches	49	295
Radis	192	345
Raifort, sans fanes	84	206
Raisin		
Américain	30	119
Européen	21	
Rhubarbe	125	235

Salade, feuilles de Tomates	237	614
Vertes mure	28	125
	58	125

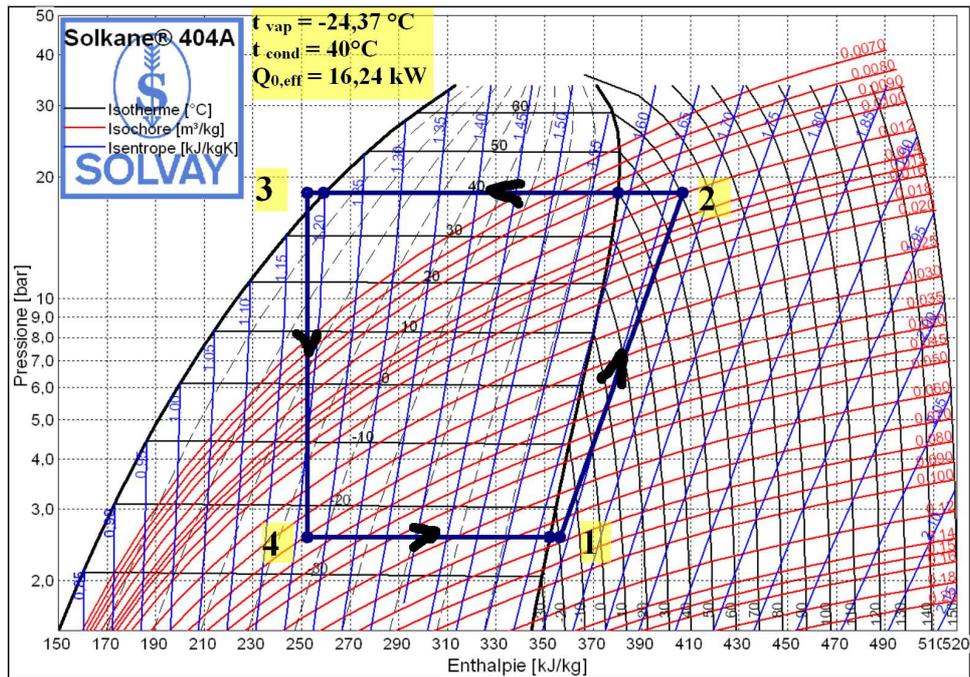
ANNEXE n°7 : Cycle frigorifique de l'ensemble des chambres froides CF1, CF2 et CF3



ANNEXE n°8 : Cycle frigorifique de l'ensemble des chambres froides CF4 et CF5



ANNEXE n°9 : Cycle frigorifique de la chambre froide CF6



ANNEXE n°10 : Chaleur sensible [W/personne], humidité [g/h, personne]

Type d'activité	Apport d'enthalpie [MJ/heure]	Température sèche du local [°C]											
		17		19		21		23		25		27	
		Chaleur sensible	humidité	Chaleur sensible	humidité	Chaleur sensible	humidité	Chaleur sensible	humidité	Chaleur sensible	humidité	Chaleur sensible	humidité
Assis au repos (salle de spectacle)	114	93	31	86	37	79	46	73	58	67	66	59	80
Assis, travail léger ou debout Au repos (hôtels, locaux scolaires, Appartements)	128	102	38	94	46	86	60	78	72	70	85	60	101
Assis, travail modéré - travail de bureau - travaux d'assemblage, de couture	145	109	51	100	61	90	80	82	95	72	110	61	127
Debout, travail léger - travaux de montage - magasins, banques - mécanicien radio	174	119	82	108	99	95	121	84	142	73	156	61	175
Travail modéré - vendeur actif - tôlier - marche réduite - machiniste	197	143	103	117	116	103	140	89	163	75	182	63	203
Travail actif - marche 3 [km/h] - supermarchés, grands magasins	232	142	126	126	141	111	170	96	196	81	216	65	237
Travail intense - serveur très actif - marche 3,5 [km/h] - travail en atelier - salles de gymnastique	290	172	192	153	213	137	245	119	274	104	290	87	34

18	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,96	0,98	0,99	0,99	1	1	1	1	1
----	--------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	---	---	---	---	---

ANNEXE n°13 : Coefficient de correction k_{at} à appliquer aux apports effectifs pour tenir compte de l'altitude et du trouble de l'atmosphère

ALTITUDE [m]	CLIMATS BRUMEUX ET CHARGES DE POUSSIERE (grandes villes industrielles)					CLIMATS MOYENNEMENT BRUMEUX (villes moyennes)					CLIMATS CLAIRS (hors agglomérations)				
	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 16 [h]	9 [h] 15 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]
0	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,97	0,98	0,99	1
500	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02
1000	1,1	1,08	1,08	1,06	1,06	1,09	1,06	1,06	1,05	1,05	1,08	1,05	1,05	1,05	1,04
1500	1,15	1,12	1,11	1,10	1,10	1,12	1,10	1,10	1,09	1,09	1,10	1,09	1,08	1,08	1,06
2000	1,21	1,18	1,15	1,13	1,13	1,18	1,15	1,12	1,12	1,12	1,13	1,11	1,10	1,10	1,09

ANNEXE n°14 : Coefficient de correction N affectant les apports effectifs maximaux d'un vitrage simple (sans écran intérieur – fonctionnement pendant 16 heures)

Orientation (Latitude Nord)	Type de construction	HEURE SOLAIRE															
		Matin								Après-midi							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
NE	Lourde	0,28	0,37	0,42	0,41	0,38	0,36	0,33	0,31	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
	Moyenne	0,26	0,39	0,45	0,45	0,41	0,39	0,31	0,27	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10
	Légère	0,33	0,57	0,66	0,62	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
E	Lourde	0,29	0,38	0,44	0,48	0,48	0,46	0,41	0,36	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14
	Moyenne	0,27	0,38	0,48	0,54	0,52	0,48	0,41	0,35	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12
	Légère	0,29	0,51	0,68	0,74	0,69	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
SE	Lourde	0,24	0,29	0,35	0,43	0,49	0,53	0,53	0,51	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19
	Moyenne	0,19	0,24	0,33	0,44	0,52	0,57	0,57	0,53	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16
	Légère	0,03	0,20	0,41	0,60	0,73	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05
S	Lourde	0,33	0,31	0,32	0,37	0,43	0,49	0,55	0,60	0,57	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26
	Moyenne	0,27	0,24	0,28	0,34	0,42	0,50	0,58	0,60	0,60	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23
	Légère	0,06	0,04	0,15	0,31	0,49	0,65	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09
SO	Lourde	0,35	0,32	0,30	0,28	0,26	0,28	0,30	0,37	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24
	Moyenne	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,26	0,33	0,40	0,46	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26
	Légère	0,11	0,10	0,10	0,09	0,10	0,14	0,35	0,54	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14
O	Lourde	0,38	0,34	0,32	0,28	0,26	0,25	0,23	0,25	0,26	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29
	Moyenne	0,34	0,31	0,28	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,23	0,30	0,40	0,48	0,51	0,43	0,35	0,30
	Légère	0,17	0,14	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10	0,15	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22
NO	Lourde	0,33	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,22	0,20	0,18	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26
	Moyenne	0,30	0,28	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,17	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26
	Légère	0,18	0,14	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21
N et Ombre	Lourde	0,31	0,57	0,64	0,68	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0,78	0,78	0,59	0,52	0,46
	Moyenne	0,30	0,47	0,60	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,60	0,51	0,44
	Légère	0,04	0,07	0,53	0,70	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	0,62	0,34	0,24

Equivalence d'orientation et de saisons entre l'hémisphère Nord et l'hémisphère Sud

Latitudes Sud	Latitude Nord
Mois	Mois correspondant en latitude Nord pour les apports solaires
Janvier	Mai
Février	Avril
Mars	Mars
Avril	Février
Mai	Janvier
Juin	Décembre
Juillet	Novembre
Août	Octobre
Septembre	Septembre
Octobre	Août
Orientations	Orientations correspondantes en latitude Nord pour les apports solaires
Nord	Sud
Sud (ombre)	Nord (ombre)
Sud-Est	Nord-Est
Est	Est
Nord-Est	Sud-Est
Nord-Ouest	Sud-Ouest
Ouest	Ouest
Sud-Ouest	Nord-Ouest

ANNEXE n°15 : Facteur solaire F des vitrages spéciaux en simple épaisseur

Type de vitrage	Epaisseur moyenne [mm]	Facteur solaire F	Coefficient de transmission τ pour $i \leq 40$	Coefficient de transmission thermique k [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
Verre à vitra	Normal	1	0,86	5,68
	Fort	0,98	0,84	5,68
	Epais	0,96	0,82	5,68
Glace claire ordinaire	6	0,95	0,80	5,68
	8,6	0,92	0,76	5,68
	10,5	0,90	0,73	5,68
	12	0,88	0,71	5,68

Verre absorbant	5,5	0,71	0,51	5,68
Glace absorbante couleur bronze couleur grise couleur verte	6	0,64	0,49	5,68
	8	0,60	0,40	5,68
	10	0,54	0,34	5,68
	6	0,65	0,50	5,68
	8	0,60	0,41	5,68
	10	0,55	0,36	5,68
	6	0,63	0,47	5,68
	8	0,59	0,39	5,68
	10	0,53	0,32	5,68
Verre coloré rouge foncé bleu foncé gris foncé gris-vert opale clair opale foncé ambre	3 à 6	0,56	0,40	5,68
	3 à 6	0,60	0,42	5,68
	3 à 6	0,32	0,45	5,68
	3 à 6	0,46	0,47	5,68
	3 à 6	0,43	0,50	5,68
	3 à 6	0,37	0,45	5,68
	3 à 6	0,70	0,55	5,68

ANNEXE n°16 : Apports effectifs maximaux ϕ_{\max} d'un vitrage ordinaire et non protégé [W/m²]

Latitude Nord	Mois	Orientation (Latitude Nord)								
		N(1)	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
0°	Juin	186	491	462	131	44	131	462	560	710
	Juillet et Mai	151	480	476	164	44	164	478	480	732
	Août et Avril	78	443	513	248	44	248	513	443	770
	Sept. et Mars	31	371	524	371	44	371	524	371	786
	Oct. et Février	31	248	513	443	107	443	513	248	770
	Nov. et Janvier	31	164	478	480	210	480	478	164	732
	Décembre	31	131	462	491	258	491	462	131	710
10°	Juin	125	480	487	173	44	173	487	480	764
	Juillet et Mai	94	465	496	208	44	208	496	465	776
	Août et Avril	41	408	513	295	44	295	513	408	786
	Sept. et Mars	31	324	515	399	87	399	515	324	776
	Oct. et Février	31	208	487	469	230	469	487	208	723
	Nov. et Janvier	28	116	449	506	333	506	449	116	660
	Décembre	28	87	430	513	377	513	430	87	635
20°	Juin	81	484	503	230	44	230	503	484	786
	Juillet et Mai	59	434	513	267	44	267	513	434	789
	Août et Avril	34	371	519	355	81	355	519	371	776
	Sept. et Mars	31	273	513	440	204	440	513	273	732
	Oct. et Février	28	164	462	502	349	502	462	164	654
	Nov. et Janvier	24	81	403	515	443	515	403	81	566
	Décembre	24	56	380	524	469	524	380	56	535

ANNEXE n°17 : Coefficient d'absorption « A » pour murs, toits et fenêtres

Couleur et nature de la surface	A
Surfaces très claires : - pierre blanche – surface blanche, claire ou crème, ciment très clair	0,4
Surfaces foncées : - fibrociment – bois non peint – pierre brune – brique rouge – ciment foncé – staff rouge, vert ou gris	0,7
Surfaces très foncées : - toitures en ardoises foncées – carton bitumé très sombre	0,9
Verres (fenêtre ou lanterneaux) :	
- vitrage simple	1,0
- vitrage double	0,9
- vitrage triple	0,8

ANNEXE n°18 : Détails des prix des équipements frigorifiques

Désignation	Nombre	Prix Unitaire [Fc]	Prix total [Fc]
EVAPORATEUR PLAFONNIER D'ANGLE « SHP » LU-VE	1	103.000	103.000
EVAPORATEUR PLAFONNIER DOUBLE FLUX « BHDS » LU-VE	1	762.000	762.000
EVAPORATEUR CUBIQUE COMERCIAL « S2HC » LU-VE	1	329.000	329.000
EVAPORATEUR CUBIQUE COMMERCIAL « LUC » FRIGA-BOHN	1	1.223.500	1.223.500
EVAPORATEUR CUBIQUE INDUSTRIEL « NHI » LU-VE	1	3.105.500	3.105.500
EVAPORATEUR CUBIQUE INDUSTRIEL « NKH » FRIGA-BOHN	1	2.858.000	2.858.000
Compresseur semi-hermétique à pistons BITZER Modèle 2FC-3.2Y-40S (puissance 7,63 kW)	1	1.480.000	1.480.000
Compresseur semi-hermétique à pistons BITZER Modèle 4H-15.2Y-40P (puissance 25,4 kW)	1	3.813.000	3.813.000
Compresseur semi-hermétique à pistons BITZER Modèle 4NCS-12.2Y-40P (puissance 16,81 kW)	1	2.029.500	2.029.500
Condenseur BITZER : K073H (puissance 15,30 kW)	1	959.500	959.500
Condenseur BITZER : K283H (puissance 51,1 kW)	1	2.880.000	2.880.000

Condenseur BITZER : K203H (puissance 36,1 kW)	1	1.120.000	1.120.000
Détendeur ALCO-Controls, Type TISE-SW, TIO-00X (0,4 kW)	1	12.500	12.500
Détendeur ALCO-Controls, Série TCLE, Type 150 SW (5,6 kW)	1	173.000	173.000
Détendeur ALCO-Controls Type TI-SW (1kW)	1	12.500	12.500
Détendeur ALCO-Controls, Série TCLE, Type 150 SW (5,6kW)	1	173.000	173.000
Détendeur ALCO-Controls, Série TCLE, Type 600 SW (21,5 kW)	1	276.500	276.500
Détendeur ALCO-Controls, Série TCLE, Type 850 SW (29 kW)	1	311.500	311.500
Robinet	16	10.500	168.000
Pressostat haute pression	6	31.000	186.000
Pressostat basse pression	6	31.000	186.000
Capteur indicateur de pression	6	9.500	57.000
Contrôleur de température	6	10.500	63.000
Réservoir de liquide vertical	1	4.500	4.500
Réservoir d'huile	3	44.500	133.500
Filtre déshydrateur	6	3.000	18.000
Voyant liquide	6	3.000	18.000
Voyant d'huile	3	3.000	9.000
Pompe à huile	3	16.000	48.000
Tuyaux en cuivre Ø 4 [mm]	8	1.350	10.800
Tuyaux en cuivre Ø 6 [mm]	8	1500	12.000
Tuyaux en cuivre Ø 8 [mm]	10	1500	15.000
Tuyaux en cuivre Ø 10 [mm]	10	1.600	16.000
Tuyaux en cuivre Ø 12 [mm]	2	1.600	3.200
Tuyaux en cuivre Ø 16 [mm]	17	1.700	28.900
Tuyaux en cuivre Ø 18 [mm]	13	1.700	22.100
Tuyaux en cuivre Ø 20 [mm]	23	1.850	42.550
Tuyaux en cuivre Ø 35 [mm]	10	2.000	20.000
Tuyaux en cuivre Ø 39 [mm]	6	2.000	12.000
Tuyaux en cuivre Ø 50 [mm]	5	2.200	11.000
Coude 90° Ø 4[mm]	2	1.000	2.000
Coude 90° Ø 6[mm]	1	1.000	1.000
Coude 90° Ø 8[mm]	1	1.000	1.000
Coude 90° Ø 10[mm]	4	1.000	4.000
Coude 90° Ø 16[mm]	6	1.050	6.300
Coude 90° Ø 18[mm]	3	1.050	3.150
Coude 90° Ø 20[mm]	1	1.050	1.050
Coude 90° Ø 35[mm]	3	1.050	3.150
Coude 90° Ø 39[mm]	1	1.050	1.050
Coude 90° Ø 50[mm]	2	1.250	2.500
Rétrécissement 18-6	2	1.250	2.500
Rétrécissement 18-8	1	1.100	1.100
Rétrécissement 18-10	1	1.100	1.100
Rétrécissement 54-45	1	2.450	2.450

Rétrécissement 31-20	1	2.100	2.100
Rétrécissement 24-20	1	1.850	1.850
Rétrécissement 54-22	1	2.350	2.350
Rétrécissement 20-12	1	1.250	1.250
Rétrécissement 54-42	1	2.450	2.450
Rétrécissement 31-18	1	2.000	2.000
Bifurcation Ø 10 [mm]	2	2.400	4.800
Bifurcation Ø 16 [mm]	2	2.000	4.000
Bifurcation Ø 18 [mm]	2	2.000	4.000
Bifurcation Ø 50 [mm]	2	2.750	5.500
Climatiseur	1	2.000.000	2.000.000
TOTAL			24.918.700

Nom : ABOUBACAR

Prénoms : Djabir Salim

Contact : Tél : 032 04 984 22

(00269) 78 90 32

E-mail : djabirfils@yahoo.fr

Encadreur : Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré

Nombre de pages : 136

Nombre de figures : 23

Nombre de tableaux : 48

ABSTRACT

In order to more particularly improve hotel industry on Grande Comoro a hotel 3-4 stars, a large station generating of the colds is essential with an aim of preserving well and of managing stocks of the foods products of the hotel. The technical study of the installation is entered on the design of the 6 cold rooms and an air-conditioned refrigerating room of treatment, while making the good choice of the refrigerating components minimizing the cost of exploitation and the bad effects on the environment.

RESUME

Afin d'améliorer l'industrie hôtelière à la Grande Comore, plus particulièrement un hôtel 3-4 étoiles, une grande installation de production du froid s'impose dans un but de bien conserver et gérer les stocks des denrées de l'hôtel. L'étude technique de l'installation est axée sur la conception de 6 chambres froides et une salle de traitement frigorifique climatisée, tout en faisant les bons choix des composants frigorifiques minimisant le coût d'exploitation et les effets néfastes sur l'Environnement.

Rubrique : Froid

Mots clés : chambres froides, climatiseurs, impacts environnementaux

Le numero 1 mondial du memoires

www.rapport-gratuit.com

clubmemoire@gmail.com

