



**UNIVERSITE D'ANTANANARIVO  
ECOLE SUPERIEURE  
POLYTECHNIQUE**



**DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE PRODUCTIQUE  
DEPARTEMENT GENIE ELECTRIQUE**

**FILIERE : GENIE INDUSTRIEL**  
-----

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES  
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR EN GENIE INDUSTRIEL**

**CONTRIBUTION A L'AMELIORATION  
DU TRANSPORT MARITIME  
FRIGORIFIQUE MALAGASY**

**Présenté par :** Monsieur ANDRIAMALAZA Ronaldo René.

**Rapporteur :** Monsieur RANAIVOSON ANDRIAMBALA Hariniaina.  
Maître de conférences.

Année Universitaire 2004-2005

**Numéro d'ordre : 03/2005**

**Promotion 2005**





**UNIVERSITE D'ANTANANARIVO  
ECOLE SUPERIEURE  
POLYTECHNIQUE**



**DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE PRODUCTIQUE  
DEPARTEMENT GENIE ELECTRIQUE**

**FILIERE : GENIE INDUSTRIEL**  
-----

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES  
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR EN GENIE  
INDUSTRIEL**

**CONTRIBUTION A L'AMELIORATION  
DU TRANSPORT MARITIME  
FRIGORIFIQUE MALAGASY**

**N° d'ordre : 03/2005**

**Présenté par : ANDRIAMALAZA Ronaldo René**  
**Président du jury : Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré,**  
**Maître de conférences.**  
**Examineur : Monsieur RASOLOFOARINDRIAKA Allain,**  
**Enseignant à l'ESPA.**  
**: Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeatoandro,**  
**Enseignant à l'ESPA.**  
**: Monsieur ANDRIALMANALINA William,**  
**Enseignant à l'ESPA.**  
**Rapporteur : Monsieur RANAIVOSON ANDRIAMBALA**  
**Hariniaina, Maître de conférences.**

**Date de soutenance : 10 Février 2005**

# REMERCIEMENTS

Le présent mémoire est le fruit d'un travail basé sur nos acquis théoriques de formation en « Génie Industriel » à l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo, des recherches documentaires et d'entretien avec diverses personnes des organismes compétents.

Aussi tous ceux qui ont contribué directement, ou indirectement, à l'élaboration de cet ouvrage, trouvent ici l'expression de notre reconnaissance et nos sincères remerciements.

Nous exprimons notre gratitude envers :

Monsieur RANDRIANOELINA Benjamin, Directeur de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo.

Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeatoandro, Chef de département en Génie Mécanique et Productique de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo

Monsieur RANAIVOSON Andriambala Hariniaina, Maître de Conférences de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo, notre rapporteur qui n'a pas ménagé ses efforts pour nous orienter dans notre travail.

Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré, Maître de Conférences de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo qui a accepté, malgré ses lourdes occupations, de présider notre soutenance.

Monsieur RASOLOFOARINDRIAKA Allain, Enseignant Chercheur de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo.

Monsieur ANDRIAMANALINA William, Enseignant à l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo.

Je ne saurais comment exprimer mon vif remerciement à Monsieur DEON, Directeur de la Société FRIGOMAD de m'avoir donné l'opportunité de réaliser ce mémoire au sein de cette société. Ses connaissances et ses expériences m'ont été d'une aide précieuse.

Nous ne pouvons non plus ne pas remercier nos parents et nos proches qui nous ont toujours soutenu moralement et matériellement. Et aussi, à nos amis qui nous ont apportés leur aide, et pas la moindre.

# **SOMMAIRE**

**REMERCIEMENTS**

**SOMMAIRE**

**LISTES DES SIGLES ET ABREVIATIONS**

**LISTES DES FIGURES**

**LISTES DES TABLEAUX**

**INTRODUCTION**

**PARTIE I**

**CHAPITRE I : LA PRODUCTION DU FROID**

**CHAPITRE II : LES FLUIDES ET HUILES UTILILES**

**CHAPITRE III : LES SUBSTITUTS DES FLUIDES FRIGORIGENES**

**CHAPITRE IV : NAVIRES ET CONTENEURS MARITIMES FRIGORIFIQUES**

**PARTIE II**

**CHAPITRE I : UTILITES DU CHANGEMENT**

**CHAPITRE II : LES PROBLEMES RENCONTRES**

**CHAPITRE III : LE BILAN THERMIQUE D'UN CONTENEUR**

**CHAPITRE IV : CHANGEMENTS DE COMPOSANTS**

**CHAPITRE V : CALCUL DE LA QUANTITES DE FLUIDE DANS UNE  
INSTALLATION FRIGORIFIQUE**

**CHAPITRE VI : ETUDE ECONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL**

**CONCLUSION**

**BIBLIOGRAPHIE**

**ANNEXES**

## LISTE DES SIGLES ET ABREVIATIONS

$q_v \left[ \frac{m^3}{s} \right]$  : Débit volumique du fluide frigorigène

$i$  : Nombre de personnes opérant dans la chambre froide

$\rho_{a,e} \left[ \text{kg/m}^3 \right]$  : Masse volumique de l'air extérieur

$l_p \left[ \text{m} \right]$  : Largeur de la porte

$C_2$  : Capacité thermique massique moyenne entre  $t_2$  et  $t_1$

$C_1$  : Capacité thermique massique moyenne entre  $t_{\text{ext}}$  et  $t_2$

$\eta_0$  : Coefficient d'occupation du sol en fonction du type d'entreposage

$K_{\Delta_p}$  : Coefficient de correction pour différent chute de pression

$K_t$  : Coefficient de correction pour différente température d'évaporation et d'entrée de liquide dans le détendeur

$q_m$  : Débit massique de fluide frigorigène

$\Delta T$  : Différence de température entre ambiance et évaporation

$\tau_{\text{inst}}$  : Durée de fonctionnement de l'installation

$\eta$  : Exposant polytropique

$L_c \left[ \text{m} \right]$  : Longueur de la portion étudiée

$m \left[ \text{kg} \right]$  : Masse du fluide dans la portion étudiée

$\rho_i$  : Masse volumique du gaz dans le compartiment  $i$

$Q_{0,n}$  : Puissance frigorifique

$\eta_{is}$  : Rendement isentropique ( $\eta_{is} = 0,9$ )

$\eta_m$  : Rendement mécanique ( $\eta_m = 0,9$ )

$A \left[ \text{m}^2 \right]$  : Section de la tuyauterie à étudier

$t_2$  : Température de congélation de la denrée

$t_1$  : Température initiale de la denrée introduite

$T \left[ \text{s} \right]$  : Temps de parcours du fluide dans la portion étudiée

$w \left[ \frac{m}{s} \right]$  : Vitesse d'écoulement du fluide frigorigène

$V_i$  : Volume du compartiment  $i$

$V_{comp} [m^3]$  : Volume du compresseur

$v [m^3/kg]$  : Volume massique du fluide frigorigène

$K_m [1/m^2.k]$ : Coefficient de transfert thermique

$T_2 [K]$  : Température de fin compression en K

$m_{a,e} [kg/s]$ : Débit masse d'air extérieur admis

$h_{a,a} [kJ/kg]$ : Enthalpie de l'air ambiant

$S_p [m^2]$ : Surface du plafond

$d_t$  : Durée moyenne d'ouverture des portes

$P_{\text{évap}}$  [bar] : Pression à l'évaporateur

$\Delta p_l$  [bar] : Perte de charge dans la tuyauterie liquide en bar

$P_d$  [bar] : Pression dans le distributeur

$P_{ss-r}$  [bar] : Pression du fluide frigorigène à la sortie du condenseur sous-refroidie

$\Delta p$  [bar] : La puissance à l'aspiration

$\tau_{\text{dég}}$  [h/j] : Temps de dégivrage

$\tau$  [h]: Durée de présence de chaque personne dans le conteneur

$T_1 [K]$  : Température à l'aspiration

$\Delta t [K]$  : Différence de température

$\rho_0 [kg/m^3]$  : Masse volumique aux conditions normales

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

$f_j [kg]$  : Flux journalier de marchandise

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

$h_p [m]$  : Hauteur de la porte

$h [m]$ : Hauteur maximale des denrées

$l [m]$ : largeur interne du conteneur

$L [m]$ : longueur interne du conteneur

$S_m [m^2]$  : Surface totale du mur

$V_{a,e} [m^3/j]$  : Débit volume d'air extérieur

$\tau_p$  [min/h]: Temps d'ouverture de la porte

$K_p$  [W/m<sup>2</sup>.k] : Coefficient de transfert thermique du plafond

$K_{sol}$  [W/m<sup>2</sup>.k] : Coefficient de transfert thermique du sol

$C$  [kg] : Contenance

$h_1$  [kJ/kg] : Enthalpie à l'aspiration

$h_{1sup}$  [kJ/kg] : Enthalpie entrée compresseur

$h_2$  [kJ/kg] : Enthalpie entrée condenseur

$h_{2''}$  [kJ/kg] : Enthalpie sortie condenseur

$h_{2is}$  [kJ/kg] : Enthalpie sortie compresseur

$h_3$  [kJ/kg] : Enthalpie à l'entrée du détendeur

$h_{3ssr}$  [kJ/kg] : Enthalpie dans le détendeur

$h_4$  [kJ/kg] : Enthalpie à l'entrée de l'évaporateur

$HR\%$  : Humidité relative

$I$  [W] : Intensité de courant qui parcourt la résistance

$L$  [kJ/kg] : Chaleur latente de congélation

$n$  : Nombre de personne

$P$  [W] : Nuissance demandée par la résistance de dégivrage

$P_c$  [bar] : Pression de condensation

$P_{cond_{R12}}$  [KW] : Puissance des condenseurs fonctionnant au R12

$P_{cond_{R134a}}$  [KW] : Puissance des condenseurs fonctionnant au R134a

$P_{détR12}$  [KW] : Puissance des détendeurs fonctionnant au R12

$P_{détR134a}$  [KW] : Puissance des détendeurs fonctionnant au R134a

$P_o$  [bar] : Pression d'évaporation

$P_{vent}$  [W] : Puissance du ventilateur

$q_0$  [W] : Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

$Q_{0,eff}$  [W] : Puissance effective de l'évaporateur

$q_c$  : Quantité de chaleur évacuée au condenseur.

$Q_d$  [W] : Charge thermique due aux denrées

$Q_{dég}$  [W] : Charge thermique due à la résistance de dégivrage

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

$Q_{int}$  [W] : Charge thermique intermédiaire de l'évaporateur

$q_m$  [g/s] : Débit massique du fluide frigorigène

$Q_m$  [W] : Charge thermique à travers les murs

$Q_{o,p}$  [W] : Charge thermique par ouverture de la porte

$Q_p$  [W] : Charge thermique à travers le plafond

$q_p$  [W] : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité dans le conteneur

$Q_{pe}$  [W] : Charge thermique due aux personnel

$Q_{re}$  [W] : Charge thermique par renouvellement de l'air

$q_{resp}$  [W] : Charge due à la respiration des denrées

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

$Q_{sol}$  [W] : Charge thermique à travers le sol

$Q_{vent}$  [W] : Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs

R12 : Fluide frigorigène (dichlorodifluorométhane)

R134a : Fluide frigorigène (Le tétrafluoroéthane)

R22 : Fluide frigorigène (monochlorodifluorométhane)

$S$  [m<sup>2</sup>] : Surface du conteneur

$T_1$  [K] : Température à l'aspiration

$T_2$  [K] : Température de fin compression

$t_{amb}$  [°C] : Température ambiante

$t_{ext}$  [°C] : Température extérieure

$T_{vap}$  [K] : Température d'évaporation

$W_{th}$  : Energie fournie par le compresseur au fluide correspondant au travail technique

$\Delta T_{SR}$  : Sous refroidissement

$\Delta T_{Surc}$  : Surchauffe

## LISTE DES FIGURES

|                                                                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure n° 1: Principe d'une machine à compression.....                                                                                                    | 3  |
| Figure n°2: Diagramme enthalpique d'une machine frigorifique.....                                                                                         | 4  |
| Figure n° 3: Conteneur isotherme.....                                                                                                                     | 24 |
| Figure n°4: Schéma fluidique d'un conteneur frigorifique.....                                                                                             | 27 |
| Figure n° 5: Navire porte-conteneurs.....                                                                                                                 | 30 |
| Figure n°6: Vu plongeant de la cale d'un navire porte-conteneurs montrant les glissières facilitant l'empilement et la mise en places des conteneurs..... | 31 |
| Figure n°7: Représentation de la couche stratosphérique.....                                                                                              | 33 |
| Figure n°8: Processus de destruction de l'ozone par le CFC.....                                                                                           | 34 |
| Figure n° 1: Principe d'une machine à compression.....                                                                                                    | 3  |
| Figure n°2: Diagramme enthalpique d'une machine frigorifique.....                                                                                         | 4  |
| Figure n° 3: Conteneur isotherme.....                                                                                                                     | 24 |
| Figure n°4: Schéma fluidique d'un conteneur frigorifique.....                                                                                             | 27 |
| Figure n° 5: Navire porte-conteneurs.....                                                                                                                 | 30 |
| Figure n°6: Vu plongeant de la cale d'un navire porte-conteneurs montrant les glissières facilitant l'empilement et la mise en places des conteneurs..... | 31 |
| Figure n°7: Représentation de la couche stratosphérique.....                                                                                              | 33 |
| Figure n°8: Processus de destruction de l'ozone par le CFC.....                                                                                           | 34 |

## LISTE DES TABLEAUX

|                                                                                                                                                              |                           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|
| <a href="#"><u>Tableau n°1 : Propriétés des anciens fluides frigorigènes.....</u></a>                                                                        | <a href="#"><u>11</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°2 : Miscibilité des fluides frigorigènes.....</u></a>                                                                               | <a href="#"><u>13</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°3 : Récapitulation des huiles minérales .....</u></a>                                                                               | <a href="#"><u>14</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°4: L'huile Alkylbène.....</u></a>                                                                                                   | <a href="#"><u>15</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°5: Lubrifiant polyolester.....</u></a>                                                                                              | <a href="#"><u>15</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°6: Les substituts du fréon 22.....</u></a>                                                                                          | <a href="#"><u>21</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°7: Principale application des fluides frigorigènes de substitution.....</u></a>                                                     | <a href="#"><u>22</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°8 : Caractéristiques dimensionnelles des conteneurs courants.....</u></a>                                                           | <a href="#"><u>25</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°9 : Dimensions intérieures des conteneurs.....</u></a>                                                                              | <a href="#"><u>25</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°10 : Légende du circuit fluidique d'un conteneur.....</u></a>                                                                       | <a href="#"><u>27</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°11 : Coefficient de minoration.....</u></a>                                                                                         | <a href="#"><u>48</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°12: Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité .....</u></a>                                       | <a href="#"><u>49</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°19: Facteur de correction à appliquer à la puissance frigorifique en vue d'obtenir la capacité nominale des détendeurs.....</u></a> | <a href="#"><u>57</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°13: Récapitulation des valeurs du diagramme enthalpique pour le fréon 134a .....</u></a>                                            | <a href="#"><u>61</u></a> |

|                                                                                                                                                                                                                |           |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <u>Tableau n°14 : les volumes massique du fréon 22 pour la plage de température -25° C/+40°C</u>                                                                                                               | <u>79</u> |
| <u>Tableau n°15 : Caractéristique évolutif du fluide R12 pour Q0 variable avec le température de fonctionnement fixe.....</u>                                                                                  | <u>83</u> |
| <u>Tableau n°16 : Récapitulation des valeurs de la vitesse d'écoulement, de la masse du fluide et la puissance du compresseur pour Tévap variable.....</u>                                                     | <u>85</u> |
| <u>Tableau n°17: Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température constante variable (fluide : R134a).....</u> | <u>86</u> |
| <u>Tableau n°18: Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température variable (fluide : R134a)</u>                | <u>87</u> |
| <u>Tableau n°19: Vitesse recommandée des fluides frigorigènes [tableau n°27].....</u>                                                                                                                          | <u>89</u> |
| <u>Tableau n°20 : Devis pour les nouveaux composants.....</u>                                                                                                                                                  | <u>96</u> |



# INTRODUCTION

Une grande partie du transport des marchandises dans les échanges internationaux se fait par voie maritime. Les conteneurs et les navires frigorifiques sont les moyens les plus utilisés pour transporter les marchandises périssables d'un endroit à un autre.

La quantité de fret transportée par voie maritime sous froid augmente régulièrement de 5% par an ; on prévoit qu'elle pourrait représenter plus de 60 millions de tonnes pour 2006.

L'importance du système frigorifique est confrontée à de sérieux problèmes relatifs à des substances qui ont des effets négatifs sur la couche d'ozone à savoir les fluides frigorifiques à base de chlore et du carbone.

Deux accords internationaux, La convention de Vienne sur la protection de la couche d'ozone et Le Protocole de Montréal relatif à des Substances Appauvrissant la couche d'ozone, ont été ratifiés par Madagascar. [Voir annexe].

Il est donc impératif de trouver une solution de substitution de ses substances, et d'adapter tout le système aux changements probables des composants. D'où l'intérêt du sujet : « Contribution à l'amélioration du système frigorifique du transport maritime ».

Pour bien cerner ce thème, notre étude a été divisée en deux parties.

Dans la première partie, il nous est important de savoir et de comprendre la production du froid, les substituts des fluides frigorigènes, les types de navires et conteneurs frigorifiques, les fluides et huiles utilisées.

Dans la seconde partie, il est question d'analyser l'utilité du changement de fluide et de proposer des solutions aux problèmes rencontrés, le changement des composants lors d'une reconversion de fluide (cas d'un conteneur), la quantité de fluide dans une installation et enfin, mais non le moindre, l'étude économique et l'impact environnemental.

*PARTIE I*



# Chapitre 1 : LA PRODUCTION DE FROID

## 1.1. Introduction :

Produire du froid, c'est absorber de la chaleur. La chaleur ainsi extraite doit finalement être rejetée dans un milieu, air ou eau, à la température ordinaire. Nombre de moyen peut être adopté pour obtenir du froid selon son utilité.

La production du froid destinée à être distribué dans les cales des navires est assurée soit par détente directe soit par l'intermédiaire d'une circulation de saumure refroidie à température convenable. Tandis que dans les conteneurs la production du froid est assurée par détente directe pour les frigorifiques et la charge en froid pour les isothermes.

## 1.2. Production du froid par compression :

Le froid est produit par un groupe frigorifique avec détente directe d'un fluide frigorigène. Le système fonctionne avec un cycle fermé qui comprend essentiellement les éléments : le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur. L'efficacité du groupe frigorifique s'apprécie par le coefficient de performance (COP).

Le cycle frigorifique est bien entendu dépendant des conditions intérieures et extérieures. L'énergie nécessaire est fournie par du carburant (moteur diesel) ou par l'électricité (moteur électrique).

### 1.2.1. Description de la machine à compression :

Les éléments essentiels d'une machine à compression sont les suivants :

#### 1.2.1.1. Le compresseur :

C'est une pompe aspirante et refoulante qui aspire les vapeurs froides provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées.

#### 1.2.1.2. Le condenseur :

C'est un échangeur où s'effectue la liquéfaction du frigorigène après compression. C'est par son intermédiaire que la machine cède de la chaleur au

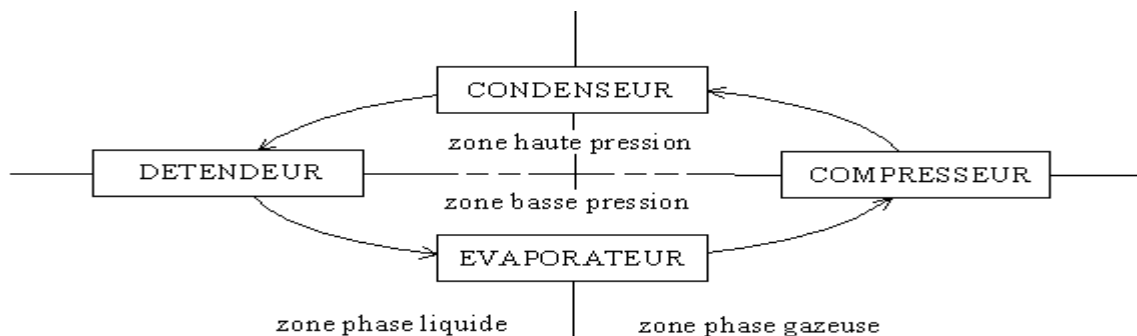
milieu extérieur. On distingue selon le mode d'extraction de la chaleur au condenseur : le condenseur à refroidissement par l'eau ou par l'air.

### 1.2.1.3. Le détendeur :

C'est un dispositif qui sert à abaisser la pression du fluide liquide de la haute pression à la basse pression tout en régulant le débit du fluide admis à l'évaporateur.

### 1.2.2. Principe :

Le principe de la machine à compression se base sur l'extraction de la chaleur du milieu à refroidir par évaporation du fluide dans l'évaporateur. L'énergie à fournir au compresseur servira à comprimer le fluide, en phase vapeur, permettant de nouveau sa condensation. Le liquide condensé sera détendu avant son admission à l'évaporateur.



**Figure n° 1: Principe d'une machine à compression**

### 1.2.3. Cycle frigorifique et diagramme enthalpique :

Pour le cycle frigorifique, on utilise souvent le diagramme entropique et le diagramme enthalpique. Ce dernier, également appelé diagramme du frigoriste, est le plus utilisé dans les industries du froid.

Le froid se produit pendant le passage du fluide de l'état (4) à l'état (1sup). Pour pouvoir produire le froid continuellement dans le temps, il faut assurer l'alimentation en fluide de ce passage pendant tout le temps de « marche en froid » de l'installation. De ce fait, le fluide à l'état (1sup) sera transformé en fluide à l'état (4) et boucle le cycle. Ceci explique le cycle fermé de la figure et ses différentes transformations.

On trace le cycle frigorifique sur le diagramme enthalpique en sachant le besoin en froid et les conditions de marche de l'installation. Ce diagramme permet de schématiser et de repérer l'évolution du système pour les différentes phases parcourues par le fluide.

Il renseigne sur la correspondance entre la pression et l'enthalpie du fluide pour un point déterminé du cycle.

Le diagramme enthalpique est utilisé pour :

- ☛ le dimensionnement ou choix des éléments constitutifs principaux
- ☛ L'examen du comportement de l'installation

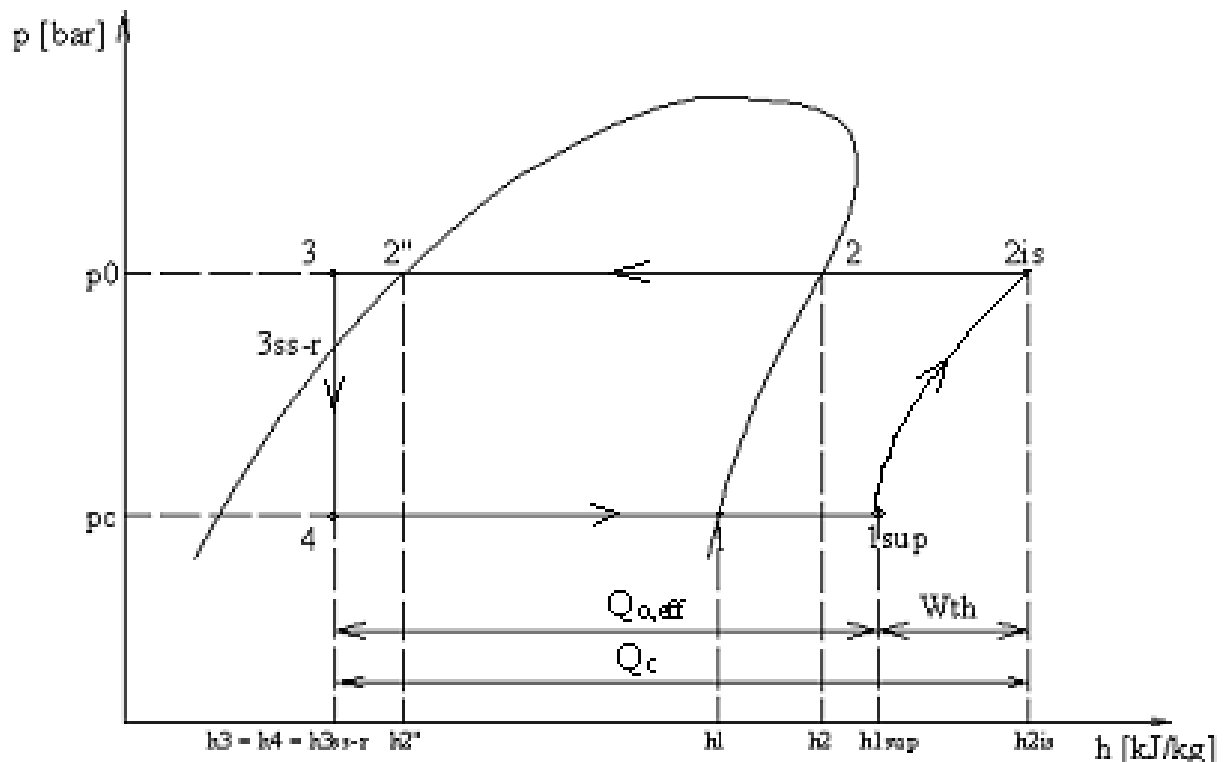


Figure n°2: Diagramme enthalpique d'une machine frigorifique

- 1sup-2is : compression isentropique
- 2is-2 : désurchauffe
- 2-2'' : condensation isobare
- 2''-3 : sous-refroidissement
- 3-3ssr-4 : détente isenthalpique
- 4-1 : vaporisation isobare
- 1-1sup : surchauffe de la vapeur

#### 1.2.4. Les relations liées par le diagramme enthalpique :

–La quantité de froid produite à l'évaporateur est :

$$Q_0 = h_{1\text{sup}} - h_4 \text{ en [W]} \quad (1.1)$$

–La quantité de chaleur dégagée au condenseur est donnée par la relation suivante :

$$Q_c = h_{2\text{is}} - h_3 \text{ en [W]} \quad (1.2)$$

–Le travail dépensé au compresseur est donné par la formule suivante :

$$W_{th} = h_{2\text{is}} - h_{1\text{sup}} \text{ en [W]} \quad (1.3)$$

–D’après ces trois, on a la relation suivante :

$$Q_c = Q_0 + W_{th} \text{ en [W]} \quad (1.4)$$

–La puissance du compresseur est :

$$P_{comp} = \frac{q_m \cdot (h_{2is} - h_{1sup})}{\eta_{is} \eta_m} \cdot \text{en [W]} \quad (1.5)$$

Où  $\eta_{is}$  : rendement isentropique

$\eta_m$  : rendement mécanique

$q_m$  : débit-masse [kg/s]

$$\text{Avec } q_m = \frac{Q_0}{h_{1sup} - h_4} \quad (1.6)$$

–La puissance du condenseur est donnée par la formule suivante :

$$P_{cond} = q_m \cdot (h_{2is} - h_4) \text{ en [W]} \quad (1.7)$$

–La capacité du détendeur est donnée par la formule suivante :

$$Q_{0d} = K_{\Delta p} \cdot K_t \text{ en [W]} \quad (1.8)$$

Où  $K_{\Delta p}$  : coefficient de correction pour différent chute de pression

$K_t$  : Coefficient de correction pour différent température d’évaporation et d’entrée de liquide dans le détendeur.

–Le coefficient de performance de la machine frigorifique est donné par le rapport entre la production frigorifique massique et le travail dépensé au compresseur.

$$COP = \frac{Q_0}{W_{th}} \quad (1.9)$$

–Le taux de compression est donné par la formule suivante :

$$\tau = \frac{p_c}{p_0} \quad (1.10)$$

–Le volume de la tuyauterie est donné par la formule suivante :

$$V = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l \text{ en [m}^3\text{]} \quad (1.11)$$

Où  $d_i$  : diamètre de la tuyauterie [m]

$l$  : longueur de la tuyauterie [m]

—La vitesse du fluide frigorigène dans les tuyauteries est donnée par la formule suivante :

$$w = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_0}{(h_{1\text{sup}} - h_4) \cdot \rho \cdot d_i^2} \text{ en [m/s]} \quad (1.12)$$

Où  $\rho$  : masse volumique du fluide [kg/m<sup>3</sup>]

On peut la déterminer aussi par la relation suivante :

$$w = \frac{q_v}{A} \text{ en [m/s]} \quad (1.13)$$

Où  $q_v$  : débit volumique du fluide frigorigène en [m<sup>3</sup>/s]

$A$  : Section de la tuyauterie en [m<sup>2</sup>]

—Le temps de parcours du fluide dans un circuit est donné par la relation suivante :

$$T = \frac{L_c}{w} \text{ en [s]} \quad (1.14)$$

Où  $L_c$  : longueur du circuit à étudier en [m]

# Chapitre 2 : LES FLUIDES ET HUILES UTILISES

Dans ce chapitre nous traitons les caractéristiques des fluides frigorigènes et des huiles utilisées qui ont un rôle important dans le fonctionnement des installations frigorifiques.

## 2.1. Généralités :

Les fluides frigorigènes sont les agents frigorifiques qui accomplissent le transfert de chaleur en changeant son état dans le circuit frigorifique. On peut classer les fluides suivant leur origines et composition chimique.

## 2.2. Classification :

- Frigorigènes anciens (ou naturel) : NH<sub>3</sub>, hydrocarbures et CO<sub>2</sub> ;
- Frigorigènes CFC (chlorofluorocarbone) : R11, R12, R13, R113, R114 et R115 ;
- Frigorigènes HCFC (hydrochlorofluorocarbone) : R22, R21, R142b, R123, R124 et R141b ;
- Frigorigènes HFC (hydrofluorocarbone) : R134a, R23, R125, R143a, R404A et R407B ;
- Frigorigènes zéotropes (mélange qui voit changer sa composition volumétrique et sa température de saturation lorsqu'il s'évapore et se condense à pression constante) :
- Frigorigènes azéotropes (contraire de zéotrope) : R410A, R410C, R502 et le R507 ;
- Frigorigènes quasi-azéotropes (mélange zéotrope avec un glissement de température et une modification de la composition et qui par conséquent se comporte comme un azéotrope) : R404a.

## 2.3. Codification :

**2.3.1. Corps de la chimie minérale** : série 700 suivie de la masse molaire, exemple R717 pour NH<sub>3</sub> ;

**2.3.2. Corps de la chimie organique : R-CDU<sub>x</sub>**

Avec C : nombre d'atome de carbone -1 ;

D : nombre d'atome d'hydrogène +1 ;

U : nombre d'atome de fluor ;

**x** : {Si la lettre est en minuscule / a : petite molécule, b : grande molécule asymétrique

{Si la lettre est en majuscule dans le cas des mélanges purs identique mais de proportions différentes, on associe (A, B, C) à fin de numérotation dans l'ordre chronologique d'apparition (ex : R407A, R407B et R407C)

**2.3.3. Mélanges azéotropes : R500, classés par ordre d'apparition : R501, R502, R503,...****2.3.4. Mélanges zéotropes et quasi-zéotropes : R400, classés suivant apparition ;****2.3.5. Hydrocarbures : R600.**

## **2.4. Caractéristiques du fluide frigorigène :**

Le fluide frigorigène est caractérisé par sa : nature, composition, domaine d'utilisation, particularité, masse molaire, température d'évaporation, masse volumique liquide et vapeur, viscosité, glissement de température, ODP (Ozone Destruction Power), GWP (Greenhouse Warming Potential), toxicité, inflammabilité et sa miscibilité avec l'huile.

**2.4.1. Critères :**

2.4.1.1. Thermodynamiques : température critique, échauffement durant la compression, production frigorifique, efficacité des échanges thermiques entre fluide et paroi interne d'un échangeur ;

2.4.1.2. De sécurité : toxicité, inflammabilité, action sur les denrées périssables et sur le milieu à refroidir ;

2.4.1.3. Physico-chimique : stabilité chimique, action sur les métaux, action sur les caoutchoucs, matières plastiques et élastomères, action sur les huiles de graissage du compresseur, comportement en présence d'eau, aptitude aux fuites, détection et localisation des fuites ;

2.4.1.4. Economie : prix, disponibilité et approvisionnement.

**2.4.2. Les fluides frigorigènes à base de CFC couramment utilisés :**

2.4.2.1. Le dichlorodifluorométhane ou R12 ( $\text{C Cl}_2\text{F}_2$ ) :

C'était le fluide frigorigène le plus répandu de la catégorie des chlorofluorocarbones.

Il est incolore et a une odeur presque nulle, non désagréable ; il est remarquablement stable ; il n'attaque ni les lubrifiants, ni les matières plastiques employées ; il est miscible en toutes proportions avec les huiles minérales

2.4.2.2. Le monochlorodifluorométhane ou R22 ( $\text{CH Cl F}_2$ ) :

C'est un liquide incolore, à odeur très légèrement éthérée, inodore en mélange avec l'air, il est ininflammable et explosible. Très stable aux températures usuelles d'utilisation, non toxique, non corrosif. Ne provoque de troubles graves qu'après un séjour de 2 heures en atmosphère polluée pour une concentration de 10% en volume. Neutre vis-à-vis des métaux couramment utilisés dans l'industrie frigorifique. Sans action sur le perbunan, il attaque à la longue la klingérite qu'il est prudent de ne pas l'utiliser pour la confection des joints. Le R22 dissout à température égale à l'état liquide 10 à 12 fois plus d'eau que le R12.

La température des vapeurs refoulées est pour des conditions de fonctionnements identiques supérieure à celle du R12. Vis à vis des huiles minérales, il présente la particularité d'être soluble à haute température et partiellement seulement à basse température, la température de séparation des deux liquides dépendent de la concentration en huile du mélange et des caractéristiques des huiles. La miscibilité du R22 est plus élevée avec les huiles de synthèse. Il peut se décomposer à des températures de 150°C.

Les fuites peuvent être détectées à la lampe haloïde ou avec le détecteur électronique.

2.4.2.3. R502 ( $\text{C}_2\text{Cl F}_5$ ) :

Le réfrigérant 502 est un fluide frigorigène constitué par un mélange azéotrope de réfrigérant R22 et de R115, dont la proportion en masse est 48.8% du R22 et 51.2% celle du R115.

C'est un liquide incolore, à odeur légèrement éthérée, inodore en mélange avec l'air, il est ininflammable et explosible. Très stable à la chaleur, analogue à celle du R22. Neutre vis-à-vis de tous les métaux usuels pour la réalisation des installations frigorifiques ainsi que les matières des joints, a cependant une très légère action sur le néoprène.

Il dissout moins d'eau que le R22 mais environ 5 fois plus que le R12, par contre, moins miscible que le R22 avec les huiles. A des températures dépendant de la concentration en huile du mélange il y a séparation en deux couches des deux liquides.

La détection des fuites se fait avec la lampe haloïde ou avec un détecteur électronique.

Il peut se décomposer à des températures voisines de 150°C.

### **2.4.3. Les nouveaux fluides utilisés à l'heure actuelle :**

#### **2.4.3.1. Le tétrafluoroéthane ou R134a ( $C_2H_2F_4$ $CH_2F-CF_3$ ) :**

Le R134a est un liquide incolore, ininflammable et inexplorable, très stable aux températures d'utilisation, peut se décomposer dans un circuit frigorifique pour des conditions normales d'utilisation.

Le produit est chimiquement inerte, non toxique, à des concentrations importantes peut entraîner des troubles respiratoires et cardiaques liées à l'insuffisance d'oxygène dans l'air (anoxie).

En revanche, combiné avec un gaz inflammable, il peut donner des mélanges qui, enflammés, conduisent à sa décomposition en libérant des produits toxiques (acide fluorhydrique). Les effets sont identiques avec une flamme vive ou par contact avec des surfaces métalliques très chaudes. Il ne se détecte pas à la lampe haloïde. On utilise soit les détecteurs électroniques adaptés à la détection du fluor, soit l'injection d'un traceur dans le circuit relevé par un rayon ultraviolet.

Sa miscibilité avec le  $H_2O$  est supérieure au R12.

#### **2.4.3.2. Le R407C :**

C'est un mélange zéotrope ternaire dont 23% de R22, 25% de R125 et 52% de R134a. Il est incolore, d'odeur légèrement étherée, très stable, à glissement de température.

Ce produit est toxique, non nocif par inhalation. Il se décompose à haute température en produits toxiques et corrosifs. Des gelures sont possibles par projection du gaz liquéfié.

Cette substance est classée non dangereuse et en plus elle est, ni inflammable, ni toxique, de groupe de sécurité A1. La détection de fuite se fait avec de la mousse à savon ou un détecteur électronique adapté.

#### 2.4.3.3. Le R404A (HFC):

C'est un mélange dont 44% de R125, 4% de R134a et 52% de R143a. Il est incolore, inflammable et explosible, très stable aux températures d'utilisation, peut se décomposer dans un circuit frigorifique pour des conditions d'utilisation anormales.

Il ne se détecte pas à la lampe haloïde. On utilise soit les détecteurs électroniques adaptés à la détection de fluor, soit l'injection d'un traceur dans le circuit relevé par rayon ultraviolet.

#### 2.4.3.4. Le R507 :

C'est un mélange azéotrope partagé à 50% R125 et 50% R143a. Cette substance est classée non dangereuse et, ni inflammable, ni toxique.

**Tableau n°1 : Propriétés des anciens fluides frigorigènes.**

| Propriétés                                       | FLUIDES FRIGORIGENES |       |        |
|--------------------------------------------------|----------------------|-------|--------|
|                                                  | R12                  | R22   | R502   |
| Masse molaire [g/mol]                            | 120,92               | 86,48 | 111,64 |
| Température de congélation [°C]                  | -158                 | -160  | -160   |
| Température d'ébullition [°C]                    | -29,8                | -40,8 | -45,6  |
| Température critique [°C]                        | +112                 | +96   | +82,16 |
| Pression critique [bar]                          | 41,15                | 49,77 | 40,75  |
| Capacité thermique massique du liquide à +30°C   | 0,987                | 1,3   | 1,27   |
| Capacité thermique massique de la vapeur à +30°C | 0,607                | 0,636 | 0,703  |
| Cp/Cv à +30°C et à 1atm                          | 1,138                | 1,177 | 1,135  |
| Viscosité du liquide à +30°C [10-3 Pa.s]         | 0,208                | 0,194 | 0,172  |
| Tension superficielle à +30°C [10-3 N/m]         | 8,01                 | 7,40  | 5      |
| Rigidité diélectrique à +25°C, 1atm              | 2,4                  | 1,3   | 1,3    |
| Indice de Kauri-Butanol                          | 18                   | 25    | ----   |

## 2.5. Les huiles utilisées :

Les huiles ont trois fonctions principales : lubrifier les pièces mécaniques en mouvement de façon à diminuer les frottements (paliers, segments, clapets, ...), permettre l'étanchéité statique et dynamique (segment, cylindre) et assurer le refroidissement du système mécanique.

### 2.5.1. Caractéristiques fondamentales :

#### 2.5.1.1. Point de figeage :

C'est la température la plus basse à laquelle l'huile coule encore.

#### 2.5.1.2. Point trouble :

C'est la température à laquelle la paraffine apparaît sous forme de fine particule donnant un aspect trouble à l'huile. Cette paraffine se transforme en un flocon compact qui bouche les surfaces filtrantes.

#### 2.5.1.3. Point de floculation :

C'est la température à laquelle certains composants paraffiniques contenus dans l'huile précipitent en présence du fluide frigorigène.

#### 2.5.1.4. Siccité :

Le taux de siccité en lyophilisation, rapport de la masse de matière sèche à la masse de lyophilisat.

La présence d'humidité dans l'huile risque de provoquer des dysfonctionnements tels que le bouchage et le cuivrage.

#### 2.5.1.5. Viscosité :

C'est le frottement interne dû à l'interaction moléculaire dans un fluide

Le mélange fluide - huile possède une viscosité inférieure à celle de l'huile seule.

Le fluide doit avoir une bonne viscosité à haute température.

#### 2.5.1.6. Indice de désémulsion :

La désémulsion est nécessaire pour éviter les inconvénients dus à la formation de la mousse. Elle prend naissance au moment où la partie du fluide dissoute dans l'huile se libère de la masse de celle-ci, surtout au démarrage.

#### 2.5.1.7. Point éclair et point de combustion :

*Point éclair* : température minimale à laquelle il faut enlever un produit pour que des vapeurs émises s'allument momentanément en présence d'une flamme, en opérant dans des conditions normalisées.

Ils servent à éviter l'explosion et l'inflammabilité des fluides.

#### 2.5.1.8. Indice d'acidité :

L'acidité minérale provient d'une neutralisation insuffisante lors du traitement d'acide en raffinerie, l'acidité organique provient des acides gras qui vont être incorporés à l'huile pour en augmenter l'onctuosité.

#### 2.5.1.9. Masse volumique :

Par définition, c'est la masse de l'unité de volume d'une substance

A 20°C la masse volumique de l'huile est de 800 à 900 kg/m<sup>3</sup>.

### 2.5.2. Propriétés :

L'huile parfaite n'existe pas mais il faut que l'huile puisse assurer son rôle de lubrifiant aussi bien aux basses températures qu'aux températures élevées. L'huile doit posséder les propriétés suivantes : bas point de figeage, acidité minérale nulle, teneur en eau nulle, non hygroscopique, viscosité appréciable, point d'éclair supérieur à 140°C et point de combustion environ 200°C.

### 2.5.3. Miscibilités avec les fluides frigorigènes :

La miscibilité c'est la capacité de l'huile de se mélanger avec le fluide frigorigène.

**Tableau n°2 : Miscibilité des fluides frigorigènes**

| MISCIBILITES                        | FLUIDES FRIGORIGENES              |
|-------------------------------------|-----------------------------------|
| TOTALE                              | R11, R12, R113, R500, R21         |
| PARTIELLE (aux basses températures) | R22, R502, R114, R13B1, R501      |
| TRES FAIBLE                         | R13, R14, R23, R503, R115         |
| NULLE                               | NH <sub>3</sub> , CO <sub>2</sub> |

### 2.5.4. Analyse de l'huile :

#### 2.5.4.1. L'humidité :

La présence d'humidité favorise la formation d'acide, le phénomène d'hydrolyse (cuivrage) et de moussage. La valeur maximale est de 25ppm.

#### 2.5.4.2. La viscosité :

Elle permet une détection d'oxydation de mélange et de contaminants éventuels.

#### 2.5.4.3. La présence d'éléments métalliques :

Une interprétation de ce test nous renseigne en général sur les points suivants : usure de la pièce, détermination des additifs d'huile, présence de contaminants (élément à base de silice, glycol, eutectiques).

On a deux types de lubrifiants : huiles minérales, paraffinique ou naphénique et huiles de synthèse comme le dialkylbenzène, les naphénobenzénique, les polyalphaoléphines (PAO), les polyglycols.

Les huiles minérales sont peu utilisables avec les fluorocarbonés.

### 2.5.5. Les huiles minérales :

Ces lubrifiants sont conçus pour fonctionner avec tous les CFC et des hydrocarbures tels que le propane et l'isobutane.

Le SUNISO GS est l'un de ces lubrifiants dont les principales caractéristiques sont les suivantes :

**Tableau n°3 : Récapitulation des huiles minérales**

| DESIGNATION | Viscosité ISO à<br>40°C (Cst) | Point de<br>floculation (°C) | Inflammabilité<br>(°C) | Point éclair<br>(°C) |
|-------------|-------------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------|
| SUNISO 3 GS | 30                            | -54                          | 199                    | 165                  |
| SUNISO 3 GS | 30                            | -54                          | 199                    | 165                  |
| SUNISO 4 GS | 55                            | -48                          | 210                    | 175                  |
| SUNISO 5 GS | 100                           | -46                          | 210                    | 175                  |
| SUNISO 5 GS | 100                           | -46                          | 210                    | 175                  |

### 2.5.6. Les huiles Alkylbenzène/minérales :

Ces lubrifiants sont des huiles semi-synthétiques destinées aux installations frigorifiques fonctionnant à basse température et utilisant des fluides frigorigènes à miscibilité limitée avec les huiles minérales telles que les R22, R408A et R409A.

Le HELL CLAVUS 2212 est l'un de ces lubrifiants dont les principales caractéristiques sont les suivantes :

**: Les huiles Alkylbène/minières**

| DESIGNATION | Viscosité ISO à 40°C (Cst) | Point de floculation (°C) | Point d'écoulement (°C) | Point éclair (°C) |
|-------------|----------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------|
| CLAVUS 2212 | 38                         | < -60                     | 199                     | 180               |

**2.5.7. Les huiles Alkylbène :**

Ces lubrifiants sont recommandés pour être utilisés avec les fluides suivants : R12, R22, R500, R502, et tous les fluides frigorigènes de transition HCFC (remplaçant des CFC) tels que R409A, R402, R403, ..., R123, R124.

Le AB 200A est l'un de ces lubrifiants dont les principales caractéristiques sont les suivantes :

**Tableau n°4: L'huile Alkylbène**

| DESIGNATION | Viscosité ISO à 40°C (Cst) | Point de floculation (°C) | Teneur en eau [ppm] | Point éclair (°C) |
|-------------|----------------------------|---------------------------|---------------------|-------------------|
| AB 200A     | 46                         | -55                       | 30                  | 165               |
| AB 300A     | 68                         | -55                       | 30                  | 65                |

L'avantage de l'utilisation de ces lubrifiants c'est qu'ils ont une bonne solubilité dans le réfrigérant pour un bon retour d'huile à basse température. De plus, ils possèdent une bonne stabilité thermique.

**2.5.8. Les lubrifiants polyol ester :**

Ces lubrifiants sont spécialement conçus pour les fluides de substitution tels que : HFC (R134a, R404A, R407C, R403b).

Ces huiles polyolester sont hygroscopiques, c'est-à-dire très sensibles à l'humidité de l'air. La série EAL est l'une de ces lubrifiants dont les principales caractéristiques sont les suivantes :

**Tableau n°5: Lubrifiant polyolester**

| DESIGNATION | Viscosité ISO à 40°C (Cst) | Densité à 15°C | Teneur en eau (ppm) | Point d'écoulement (°C) |
|-------------|----------------------------|----------------|---------------------|-------------------------|
|-------------|----------------------------|----------------|---------------------|-------------------------|

|           |     |       |       |     |
|-----------|-----|-------|-------|-----|
| EAL 22 CC | 22  | 0,991 | < 100 | -54 |
| EAL 22    | 22  | 1,002 |       | -54 |
| EAL 32    | 32  | 0,993 |       | -54 |
| EAL 46    | 46  | 0,975 |       | -51 |
| EAL 68    | 68  | 0,971 |       | -43 |
| EAL 100   | 100 | 0,966 |       | -37 |

## Chapitre 3 : LES SUBSTITUTS DES FLUIDES FRIGORIGENES.

### 3.1. Les substituts des fluides à base de CFC et HCFC :

Face aux mesures prises par les accords internationaux, des recherches ont été effectuées afin de trouver des frigorigènes de remplacement ce qui ont permis aux fournisseurs d'équipement frigorifique, en climatisation et du conditionnement de l'air, d'offrir de nouveaux fluides tels que :

#### 3.1.1. Corps purs :

- ☞ Le trifluoroéthane R23 ( $\text{CF}_3$ ) ;
- ☞ Le difluoroéthane R32 ( $\text{CF}_2$ ) ;
- ☞ Le pentafluoroéthane R125 ( $\text{CH}_2\text{-CF}_3$ ) ;
- ☞ Le tétrafluoroéthane R134a ( $\text{CH}_2\text{F-CF}_3$ ) ;
- ☞ Le trifluoroéthane R143a ( $\text{CH}_3\text{-CF}_3$ ).

#### 3.1.2. Mélanges zéotropiques :

- ☞ Le R404A mélange de R134a et R143a ;
- ☞ Le R407B mélange de R32, R125 et R134a ;
- ☞ Le R407C mélange de R32, R125 et R134a ;
- ☞ Le R410A mélange de R32, R125 ;
- ☞ Le R410B mélange de R32 et R125 ;
- ☞ Le R 413A mélange de R134a, R218 et R600a.

**3.1.3. Mélange zéotrope:**

☞ Le R507

**: Caractéristiques des fluides frigorigènes**

| Propriétés                                              | FLUIDES FRIGORIGENES |     |     |     |     |
|---------------------------------------------------------|----------------------|-----|-----|-----|-----|
|                                                         |                      | R   | R   | R   | R   |
| Température Critique [°C]                               | 101                  | 88  | 72  | 88  | 88  |
| Pression Critique [bar]                                 | 40                   | 40  | 38  | 40  | 40  |
| Température d'ébullition sous la pression atmosphérique | -26                  | -10 | -18 | -10 | -10 |

**3.2. Les critères de reconversion de fluide :**

Les critères de substitution des fluides sont les suivantes :

**3.2.1. Très peu d'action polluante :**

- ☞ Aucun effet sur la couche d'ozone ;
- ☞ Faible potentiel de réchauffement de la planète ;
- ☞ Sans effet sur la santé et pour les denrées à conserver en cas de fuite.

**3.2.2. Autres :**

- ☞ Production frigorifique par m<sup>3</sup> de gaz aspiré voisine celle du fluide à remplacer ;
- ☞ Consommation d'énergie par kWh du froid produit équivalente ou inférieure à celle du substituant ;

**3.2.3. Pas d'action sur les métaux employés en réfrigération.**

Les métaux utilisés en réfrigération sont le cuivre (Cu).

### **3.3.Les substituts du R12 :**

Le R134a, le R413A, le R290 et le R600a sont les fluides possibles pour remplacer le R12. Pour les raisons de non disponibilité des données complètes du R600a, du R290 et de la R413A, voici quelques propriétés du R134a et du R12.

**: Comparaison de la R12 et R134a**

| Propriétés                               | unités             | R12                             | R134a                             |
|------------------------------------------|--------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| Formule chimique                         |                    | CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> | CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> |
| Masse molaire                            | g/mol              | 120,9                           | 102,0                             |
| Point de congélation                     | °C                 | -158                            | -101                              |
| Point d'ébullition à 1.013bar            | °C                 | -29,8                           | -26,4                             |
| Densité de saturation de liquide à 25°C  | Kg/dm <sup>3</sup> | 1,311                           | 1,210                             |
| Pression de vapeur à 25°C                | Bar                | 6,51                            | 6,63                              |
| à 50°C                                   |                    | 12,2                            | 13,2                              |
| Température critique                     | °C                 | 112                             | 101                               |
| Pression critique                        | Bar                | 41,1                            | 40,7                              |
| Densité critique                         | Kg/dm <sup>3</sup> | 0,558                           | 0,512                             |
| Lv de vap. à point ébullition            | kJ/kg              | 165,1                           | 210,3                             |
| Conductivité thermique à 25°C, 1.013 bar |                    |                                 |                                   |
| Liquide                                  | W/m.°C             | 0,071                           | 0,084                             |
| Vapeur                                   |                    | 0,0096                          | 0,0148                            |
| Tension de surface                       | mN/m               | 8,01                            | 7,8                               |
| Solubilité frigorigène/eau               |                    |                                 |                                   |
| Eau/frigorigène                          | % masse            | 0,028                           | 0,09                              |
| à 1.013bar                               |                    | 0,009                           | 0,097                             |
| Viscosité à 25°C                         |                    |                                 |                                   |
| Liquide                                  | mPa.s              | 0,22                            | 0,21                              |
| Vapeur                                   |                    | 0,0125                          | 0,0107                            |
| Chaleur spécifique                       |                    |                                 |                                   |
| Liquide                                  | kJ/kg.°C           | 1                               | 1,46                              |
| Vapeur                                   |                    | 0,606                           | 0,874                             |
| Cp/Cv à 25°C                             |                    | 1,141                           | 1,118                             |

D'après le tableau ci-dessus, on peut dire que le fréon 134a est un bon fluide pour remplacer le fréon 12 à cause des propriétés voisines.

### 3.4. Les substituts du R22 :

Comme le R12, le R22 aussi a ses fluides de remplacement tels que : le R404A, le R407B, le R407C, le R410A et le R410B. Aussi pour les raisons de non disponibilité complète sur le marché, voici quelques propriétés du R404A, R407C, R410A et du R507.

**Tableau n°6: Les substituts du fréon 22**

|                                            | unités            | Mélanges de transition |             |              |              |              |              |              |                 |                |
|--------------------------------------------|-------------------|------------------------|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|----------------|
|                                            |                   | R401B                  | R403B       | R408A        | R409A        | R409B        | R404A        | R407C        | R410A           | R507           |
| Composition                                |                   | 61%<br>R22             | 5%<br>R290  | 7%<br>R125   | 25%<br>R124  | 25%<br>R125  | 44%<br>R125  | 25%<br>R125  | 5<br>0%R<br>125 | 50%<br>R125    |
|                                            |                   | 11%<br>R152a           | 56%<br>R22  | 47%<br>R22   | 60%<br>R22   | 65%<br>R22   | 4%<br>R134a  | 52%<br>R134a | 5<br>0%R<br>32  | 50%<br>R143a28 |
|                                            |                   | 28%<br>R124            | 39%<br>R218 | 46%<br>R143a | 15%<br>R142b | 10%<br>R142b | 52%<br>R143a | 23%<br>R32   |                 |                |
| Point d'ébullition à 1,013bar              | °C                | -35,74                 | -46,38      | -45,46       | -35,44       | -36,52       | -46,57       | -43,81       | -51,6           | -47,1          |
| Glissement de température à 1,013bar       | °C                | 4,94                   | 0,55        | 0,46         | 7,89         | 6,82         | 0,79         | 7,08         | 0,05            | 0              |
| Température critique                       | °C                | 103,5                  | 90          | 83,34        | 107          | 104,4        | 72,14        | 86,05        | 70,17           | 70,75          |
| Pression critique                          | bar               | 46,82                  | 50,91       | 44,24        | 46,93        | 47,11        | 37,35        | 46,34        | 47,7            | 37,15          |
| Chaleur latente de vaporisation à 1,013bar | kJ/kg             | 228,3                  | 191,5       | 224,9        | 220,2        | 219,6        | 200,1        | 248          | 271,5           | 196            |
| Masse volumique du liquide à 25°C          | kg/m <sup>3</sup> | 1181                   | 1160        | 1056         | 1205         | 1209         | 1045         | 1138         | 1061            | 1049           |
| ODP                                        |                   | 0,035                  | 0,03        | 0,026        | 0,033        | 0,05         | 0            | 0            | 0               | 0              |

**Source : aide mémoire formulaire du froid 12<sup>ème</sup> édition page 64**

**Tableau n°7: Principale application des fluides frigorigènes de substitution.**

| <b>Application</b>              | <b>Fluides</b>                                       | <b>fluides de transition</b>                             | <b>Fluides supposés définitifs</b>                     |
|---------------------------------|------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Appareils domestiques           | R12                                                  | R401A (MP39)<br>R409A (FX56)                             | R134a<br>R290 (propane)<br>R600a (Isobutane)           |
| Refroidisseurs d'eau            | R11<br>R12<br>R114<br>R22<br>R717 (NH <sub>3</sub> ) | R123<br><br>R142b<br>R22                                 | R134a<br><br>R404A<br>R717 (NH <sub>3</sub> )          |
| Froid commercial temp.ppositive | R12                                                  | R401A (MP39)<br>R409A (FX59)<br>R22                      | R134a<br><br>R404A<br>R507<br>R413A (Iscéon)           |
| Froid commercial temp.négative  | R502                                                 | R402A (HP80)<br>R408A (FX10)<br>R403B (Iscéon69L)<br>R22 | R404A<br>R125<br><br>AZ 50 – R407B (Klea 61)           |
| froid industriel                | R717 (NH <sub>3</sub> )<br>R22                       | R22                                                      | R717 (NH <sub>3</sub> )<br>R404A<br>R507               |
| froid basse température         | R13B1<br>R13<br>R503                                 | -----                                                    | ES20<br>R23<br>R32                                     |
| Climatisation                   | R22<br>R500                                          | R409B (FX57)<br>R401B (HP66)                             | R134a – R410A (AZ20)<br>R407C (SUVA 9000) –<br>KLEA 66 |
| Air conditionné automobile      | R12<br>R500                                          | R401C (MP52) – DP 40<br>R409B (FX57)<br>R401B (HP66)     | R134a                                                  |

Source : aide mémoire formulaire du froid 12<sup>ème</sup> édition page 66

D'après le tableau ci-dessus, lorsque les fluides sont de même propriété, ils peuvent se substituer.

# Chapitre 4 : NAVIRES ET CONTENEURS MARITIMES FRIGORIFIQUES.

## 4.1. Introduction :

Le transport maritime, en particulier intercontinental, est bien adapté à l'acheminement, à longue distance, de quantités importantes de produits périssables ayant de longue durée de conservation sous régime froid.

Le transport frigorifique des produits par voie maritime s'effectue soit par conteneurs, soit en navires conventionnels.

Le choix entre ces deux systèmes dépend du tonnage des produits à transporter, de sa répartition au cours des saisons, des équipements portuaire de départ et d'arrivée, du coût de la main d'œuvre ainsi que des infrastructures du pays.

La plus grande quantité des marchandises transportées à température dirigée est chargée sur des navires conventionnels.

Environ 10% de la production alimentaire mondiale est transporté sur de longues distances, tandis que ce pourcentage est voisin de 20% pour les bananes.

Les exigences particulières à la marchandise transportée et la durée des voyages pouvant aller jusqu'à 5 à 6 semaines, nécessitent d'agir sur la température, aussi bien dans les conteneurs que dans les cales des navires lors des voyages maritimes.

## 4.2. Conteneurs maritimes :

Les conteneurs servent à stocker sur place ou à transporter des denrées d'une région à une autre. Ils peuvent être chargés ou déchargés en dehors des sites portuaires. Susceptibles d'être fixés sur des wagons, plateformes, châssis ou remorques porte-conteneurs, ils peuvent être acheminés vers le port d'embarquement, et de même, transportés à plus ou moins longue distance du port d'embarquement.

Dans la pratique, en fonction d'accords multilatéraux, les conteneurs appartenant à chaque compagnie maritime peuvent être utilisés par une autre compagnie.

Il existe deux types de conteneurs concurremment utilisés:

- ☞ Les conteneurs isothermes,
- ☞ Les conteneurs frigorifiques.

#### 4.2.1. Les conteneurs isothermes :

Ces conteneurs ne comportent pas de source de production de froid. La protection du chargement contre l'apport de chaleur extérieur est assurée par l'isolation de l'enveloppe ou caisse. Ils sont recommandables en mer à une distribution d'air froid produit au centre frigorifique, ou à terre par une source individuelle constituée d'un dispositif thermique amovible, ou collectif à poste fixe.

Ils sont refroidis collectivement à travers des ouvertures frontales, raccordées aux conduites de distribution d'air desservant les piles des conteneurs placés en cale, l'ouverture inférieure servant au soufflage, l'autre à l'aspiration. La production du froid, assurée collectivement, est distribuée aux conteneurs par l'intermédiaire de ces conduits isolés, desservant chaque pile.

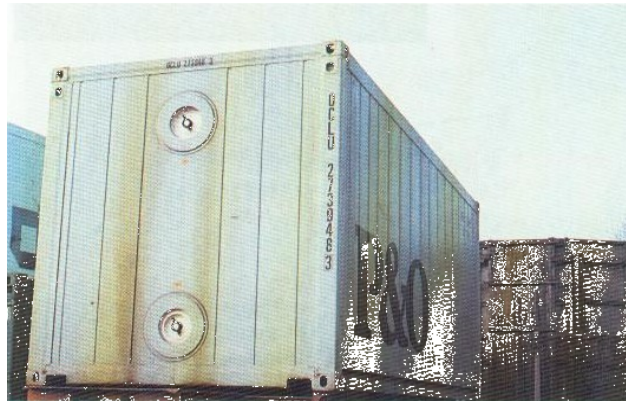


Figure n° 3: Conteneur isotherme

#### 4.2.2. Les conteneurs frigorifiques ou conteneur ReeFer :

La production de froid dans les conteneurs frigorifiques est assurée généralement par un équipement intégré (compresseur indépendant et ventilateur à brassage d'air). L'énergie est fournie par le réseau électrique de bord ou par un générateur (diesel) indépendant.

4.2.2.1. Caractéristiques dimensionnelles des conteneurs courants :**Tableau n°8 : Caractéristiques dimensionnelles des conteneurs courants**

| Dé<br>no<br>mi<br>na<br>tio<br>n | Dimension extérieure |   |   | Poids<br>total<br>en<br>charge |
|----------------------------------|----------------------|---|---|--------------------------------|
|                                  | L                    | L | h |                                |
| 20<br>'1<br>C                    | 6                    | 2 | 2 | 24 T                           |
| 20<br>'1<br>CC                   | 6                    | 2 | 2 | 24 T                           |
| 20<br>'1<br>C                    | 6                    | 2 | 2 | 24 T                           |
| CC                               |                      |   |   |                                |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |
| 40<br>'1<br>A                    | 1                    | 2 | 2 | 32 T                           |

**Tableau n°9 : Dimensions intérieures des conteneurs**

|  |  | Dimen<br>sion<br>intérie<br>ure |  |  | Portes |  |  |  | N<br>o<br>m<br>b<br>r<br>e<br>m<br>a<br>x.<br>d<br>e<br>p<br>a<br>l<br>e<br>t<br>t<br>e<br>s |  |
|--|--|---------------------------------|--|--|--------|--|--|--|----------------------------------------------------------------------------------------------|--|
|  |  |                                 |  |  |        |  |  |  |                                                                                              |  |
|  |  |                                 |  |  |        |  |  |  |                                                                                              |  |
|  |  |                                 |  |  |        |  |  |  |                                                                                              |  |

Sur le port de Majunga on a trouvé cinq marques des conteneurs les plus couramment utilisés: le Carrier, la Mitsubishi, le Thermo King, le Daiking, le Seacold.

Toutes ces marques ont le même schéma fluide, mais elles se sont différenciées par les fluides frigorigènes en circulation et les accessoires selon leurs constructeurs respectifs.

#### 4.2.2.2. Schéma fluide :

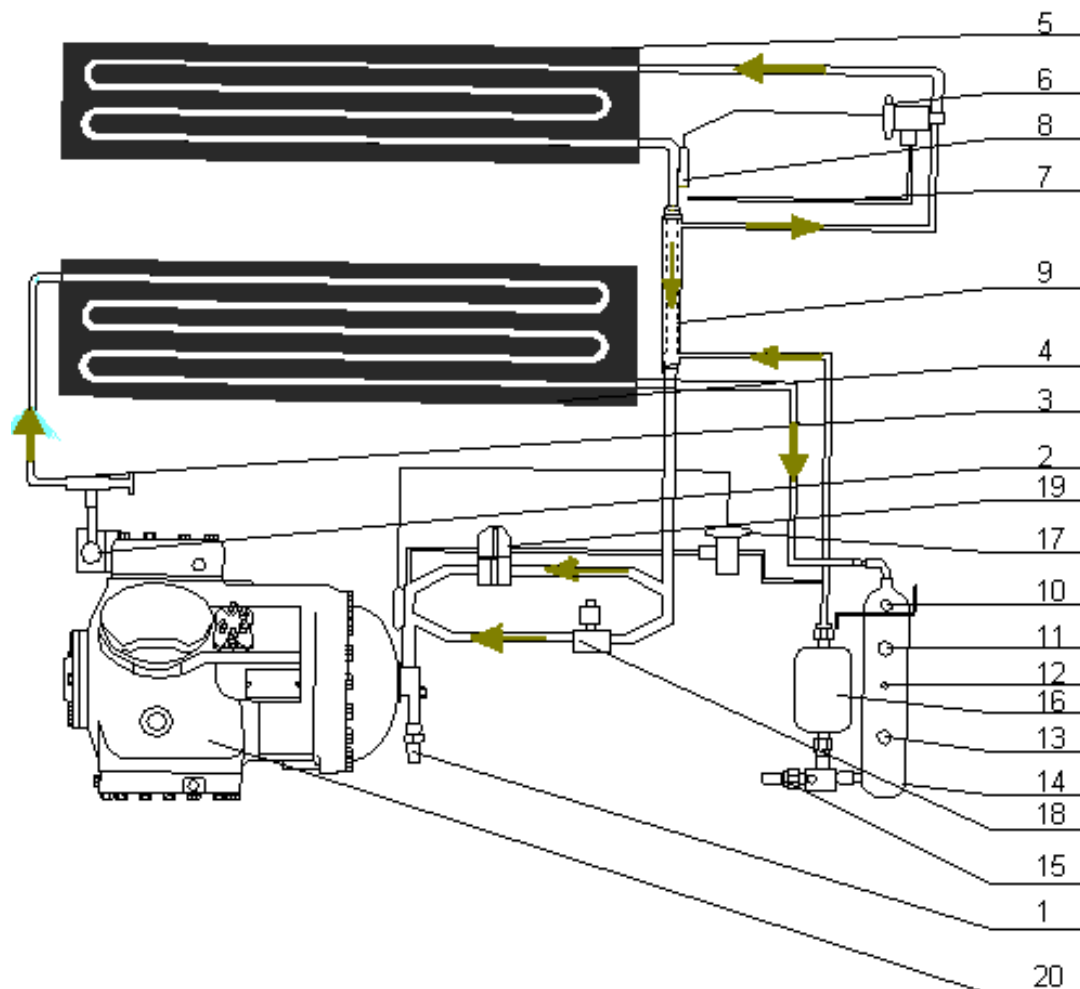


Figure n°4: Schéma fluide d'un conteneur frigorifique

#### Tableau n°10 : Légende du circuit fluide d'un conteneur.

- |                                          |                                         |
|------------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1- robinet de service à l'aspiration     | 11- voyant liquide                      |
| 2-robinet de service au refoulement      | 12- indicateur de pression transducteur |
|                                          | du condenseur                           |
| 3- régulateur de pression au refoulement | 13- indicateur d'humidité               |
| 4- condenseur à air                      | 14- bouteille liquide                   |
| 5- évaporateur                           | 15- valve ouverture liquide             |
| 6- détendeur thermostatique              | 16- filtre déshydrateur                 |
| 7- tuyauterie égalisatrice               | 17- détendeur refroidisseur             |
| 8- train thermostatique                  | 18- régulateur ouverture by-pass        |
| 9- échangeur                             | 19- robinet solénoïde                   |
| 10- bouchon fusible                      | 20- compresseur                         |

#### 4.2.2.3. Les conditions de ventilation :

Les conteneurs récents sont conçus pour des taux de brassage du même ordre et sont capables de maintenir le marchandise dans une fourchette de température d'évaporation de -25°C à +25°C.

### 4.3. **Navires maritimes frigorifiques :**

#### 4.3.1. Navire conventionnel :

Les navires frigorifiques classiques assurent le transport de la plus grande partie du tonnage mondial de marchandises réfrigérées et congelées ; celles-ci sont généralement palettisées après avoir été emballées en emballage carton.

La capacité d'un navire frigorifique type varie de 5 000 à 20 000 m<sup>3</sup>, la dimension moyenne étant 12 000 m<sup>3</sup>. Un tel navire contient 4 cales, 8 zones de température et, de l'ordre de 12 à 18 chambres d'entreposage.

La totalité des cales peut être adaptée au transport de produits réfrigérés et/ou congelés. Le compartiment machine se trouvant à  $\frac{3}{4}$  facilite la manutention en permettant à deux groupes de dockers de travailler simultanément à l'avant et à l'arrière du navire, sur plus de surface de quai disponible, en réduisant le temps d'escale.

##### 4.3.1.1 Isolation des cales et revêtements :

Pour réduire les échanges de chaleurs, les cales des navires sont isolées soit par le liège ou la laine minérale. Les revêtements des cales ont une grande importance pour contrarier au feu et faciliter le nettoyage.

##### 4.3.1.2 Circulation d'air :

Les chaleurs provenant des échanges extérieurs des marchandises souhaitées être transportées et le dégagement de chaleur dû au métabolisme des produits vivants sont évacués par une ventilation de l'enceinte. Le renouvellement de l'air est indispensable pour éviter le mûrissement des produits transportés avec une faible teneur en éthylène.

#### 4.3.1.3 Refroidissement à bord :

Différents cas qui nécessitent un refroidissement du produit à bord peuvent se présenter:

- La marchandise entreposée à terre à la température de consigne s'est réchauffée à l'embarquement ;
- La marchandise est embarquée à température ambiante et doit être refroidie pendant le transport ;
- La température de la marchandise, malgré un pré-stockage en entrepôt frigorifique, n'a pas été amenée à la température prévue, faute de temps.

#### 4.3.2. Navires porte-conteneurs :

Une grande partie des conteneurs utilisés pour le transport sous froid est transportée sur des porte-conteneurs spécialisés. De tels navires transportent les conteneurs dans ces cales dont les dimensions ont été spécialement calculées. Les cales sont équipées des glissières verticales qui maintiennent des piles de 6 à 9 conteneurs sous pont [figure 7].

Au-dessus du niveau du pont, des piles d'une hauteur de 3 à 4 conteneurs sont saisies et soutenues sur les panneaux d'écouilles et sur les ponts.

La partie centrale du pont est de préférence consacrée aux conteneurs frigorifiques et doit être alors équipée de prises électriques, sauf s'il s'agit de conteneur équipé d'un groupe amovible diesel électrique. Les navires porte-conteneurs sont généralement adaptés à tous les types de conteneurs.



Figure n° 5: Navire porte-conteneurs

#### 4.3.2.1. Navires adaptés particulièrement aux conteneurs frigorifiques :

Ces navires conçus pour expédier les conteneurs sont équipés des prises électriques pour alimenter les compresseurs. Aussi, certains d'entre eux sont équipés d'une distribution d'eau pour alimenter les conteneurs équipé de condenseur à eau.

#### 4.3.2.2. Navires adaptés particulièrement aux conteneurs isothermes :

Ces navires servent à transporter les conteneurs isothermes. Des glissières verticales permettent l'arrimage automatique, elles sont équipées des conduites qui permettent l'alimentation en air refroidi et la reprise d'air de chaque conteneur.



Figure n°6: Vu plongeant de la cale d'un navire porte-conteneurs montrant les glissières facilitant l'empilement et la mise en places des conteneurs

#### 4.3.2.3. Réglage et contrôle de températures :

Comme tous les systèmes frigorifiques, la détection de température dans l'ambiance se fait par l'intermédiaire des téléthermomètres. Ces derniers sont placés à la sortie du frigo ou à la reprise d'air de chaque conteneur.

### **4.3.3. Les exigences des produits :**

#### 4.3.3.1. Les règles communes :

Les denrées périssables doivent être soumises au froid de façon précoce et continue. Ces deux conditions, complétées par l'obligation de ne pas l'appliquer qu'à des produits sains, sont à la base de la notion de la chaîne du froid, et s'imposent dans une très large mesure à tous les maillons du transport.

#### 4.3.3.2. Aspects sanitaires :

L'hygiène des installations de toute nature est en soi une règle impérative pour préserver les produits de toute contamination extérieure.

Le fait de maintenir les températures très basses bloque le processus de dégradation et ralentit tout développement des microorganismes pour autant que les trois principes de la chaîne du froid soient respectés :

##### 4.3.3.2.1 Aliments sains ;

- a) Précocités du traitement ;
- b) Continuité de la chaîne du froid.
- c) La politique de la qualité :

L'ensemble de ces dispositions, qui concourent à la mise en œuvre d'une politique de qualité, fait l'objet de textes réglementaires nationaux. Le contrôle de leurs applications est assuré par les fonctionnaires responsables (généralement vétérinaires ou inspecteurs phytosanitaires).

##### 4.3.3.2.2. Particularité sur les produits végétaux frais :

Les organes végétaux demeurent vivants après cueillette, et leur métabolisme continue. Les fonctions physiologiques correspondantes conditionnent la durée de vie de ces organes, ainsi leur limite d'aptitude à la vente.

##### 4.3.3.2.3. Activité respiratoire :

La respiration est fonction commune à tous les êtres ou organes vivants. Elle se traduit par l'absorption d'oxygène et le rejet de gaz carbonique et d'eau avec dégagement de chaleur. Cette production d'énergie conditionne l'évolution du produit.

## 4.4. **Logistique :**

### 4.4.1. **Emballage :**

#### 4.4.1.1. Protection physique du produit :

L'emballage doit répondre à quatre objectifs :

- Protéger le contenu contre les risques extérieurs (chocs mécaniques, entrées d'eau, contamination par d'autres produits, condensation, etc.) ;
- S'opposer aux prélèvements externes ;
- Freiner le réchauffement ou le refroidissement lors des interfaces ;
- Répondre aux exigences de qualité alimentaires (produit en contact avec les aliments).

#### 4.4.1.2. Résistance mécanique

Les emballages utilisés doivent :

- Maintenir le contenu ;
- Permettre le gerbage (constitution de charge standard) ;
- S'adapter aux manutentions mécanisées (chariots à fourches ou à pinces, convoyeurs, tapis, etc.).
- S'adapter aux systèmes de consolidation des charges standard (cornière à fourche ou à pinces, cerclage, emploi de convertisseurs, armatures de palettes, films plastiques rétractables ou non).

#### 4.4.1.3. Protection thermique :

Des emballages efficaces vis-à-vis de la protection contre le réchauffement existent tels que :

- Cartons spéciaux à ondulations multiples ;
- Caisses isotherme en polystyrène (poisson et produits de mer sous glace).

#### 4.4.1.4. Aération :

Pour faciliter la diffusion de l'air des emballages, il est généralement ménagé (pour les produits réfrigérés) des espaces qui assurent un bon refroidissement du contenu.

#### **4.4.2. Contrôles avant chargement :**

Pour réussir le transport et la livraison correct d'un produit, celui-ci doit être en bon état et, si possible, à température adéquate au moment du chargement. Ceci rend nécessaire que l'état lors de sa prise en charge soit connu aussi bien par la largeur que par le transporteur, et en justifie le contrôle avant transport.

##### **4.4.2.1. Navires :**

Il est même nécessaire de visiter le navire pour s'assurer qu'il est capable de transporter la marchandise en toute sécurité. De telles visites d'inspections sont effectuées régulièrement. Ces inspections préalables portent essentiellement sur les points suivants :

- L'installation frigorifique est mise en route pour s'assurer que les températures convenables peuvent être atteintes ;
- La production d'électricité est contrôlée ;
- Les espaces à marchandises sont inspectés pour s'assurer qu'ils sont propres et sans odeur et que tout l'équipement nécessaire est en bon état, notamment tout ce qui concerne la ventilation.

##### **4.4.2.2. Conteneurs :**

De même, les sociétés de classification préconisent une inspection des conteneurs à groupe frigorifique avant tout voyage (pré - trip control). Souvent ces contrôles manuels sont effectués à l'aide d'une liste de contrôle, mais des systèmes modernes à microprocesseurs sont couramment utilisés pour réaliser automatiquement les contrôles nécessaires.

#### **4.4.3. Les interfaces :**

L'interface correspond au passage des denrées d'une enceinte de transport à température dirigée à une autre. Elle s'accompagne généralement d'un transfert de responsabilité.



# *PARTIE II*



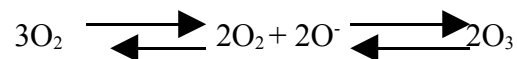
# Chapitre 1 : UTILITE DU CHANGEMENT DE FLUIDE

Dans ce chapitre nous détaillons les conséquences de la fuite du CFC (ou gaz Chlorofluorocarbure) la couche d'ozone et les mesures prises pour diminuer son emploi.

## 1.1. L'ozone et sa destruction :

### 1.1.1. Définition de l'ozone :

L'ozone est un gaz composé de molécule contenant trois atomes d'oxygène ( $O_3$ ). Les molécules d'oxygène ( $O_2$ ) présentes dans l'air que nous respirons contiennent seulement deux atomes d'oxygène. Les molécules d'ozone se forment à la suite d'une réaction photochimique qui peut être décrite de façon simplifiée comme suit :



Les molécules d'oxygène réagissent pour former des molécules d'ozone, et en même temps, les molécules d'ozone réagissent pour former des molécules d'oxygène. Si le nombre de molécule d'ozone qui se forment est le même que le nombre de molécules d'ozone qui se décomposent, il s'agit d'une réaction en équilibre dynamique.

### 1.1.2. Définition et situation de la couche d'ozone :

La couche d'ozone est un terme utilisé pour décrire la présence des molécules d'ozone dans la stratosphère. Cette couche s'étend autour de tout le globe terrestre comme une bulle et agit comme un filtre qui protège comme le rayonnement ultraviolet (UVB), qui est nocif. Le rayonnement UV-B est une lumière à haute énergie d'origine solaire qui a de grands effets sur la santé humaine et l'environnement. La stratosphère est la partie de l'atmosphère qui se trouve immédiatement au-dessus de la troposphère. Elle commence à une distance de 10 à 20km de la surface terrestre et s'élève jusqu'à une altitude de 40 à 50km.

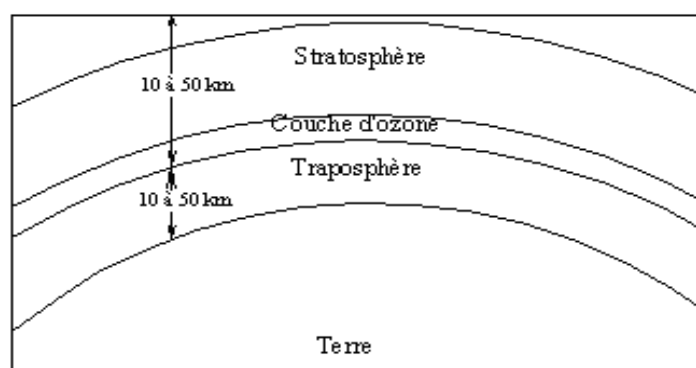


Figure n°7: Représentation de la couche stratosphérique**1.1.3. L'importance de la couche d'ozone :**

La couche d'ozone agit comme un filtre et empêche le rayon ultraviolet (UV-B) d'atteindre la terre.

Le déficit en ozone résulte de la destruction des molécules d'ozone plus rapidement sans qu'elles ne puissent être remplacées naturellement.

L'appauvrissement de la couche d'ozone diminue sa capacité de protection et augmente l'exposition au rayonnement ultraviolet UV-B

Les scientifiques classent le rayonnement UV en trois bandes : les rayons UV-A, les rayons UV-B et les rayons UV-C. Les rayons UV-C ne parviennent pas à la surface de la terre. Les rayons UV-B sont partiellement filtrés par la couche d'ozone. Quant aux rayons UV-A, ils ne sont pas du tout filtrés par cette couche.

Toutefois, ce sont les rayons UV-B qui sont principalement responsables des dommages à la santé et des effets nocifs sur l'environnement.

**1.1.4. Les substances appauvrissant la couche d'ozone (SAO) :**

Certaines substances chimiques fabriquées par l'homme détruisent l'ozone stratosphérique. Ces substances présentent les deux mêmes propriétés : elles sont stables dans la partie inférieure de l'atmosphère et elles contiennent du chlore ou du bromure. Leur stabilité permet à ces substances de se répandre petit à petit dans l'atmosphère jusqu'à atteindre la stratosphère où elles sont exposées à la radiation solaire à la longueur d'ondes adéquate pour se décomposer. Ce processus libère du chlore ou du bromure, agents destructeurs de l'ozone.

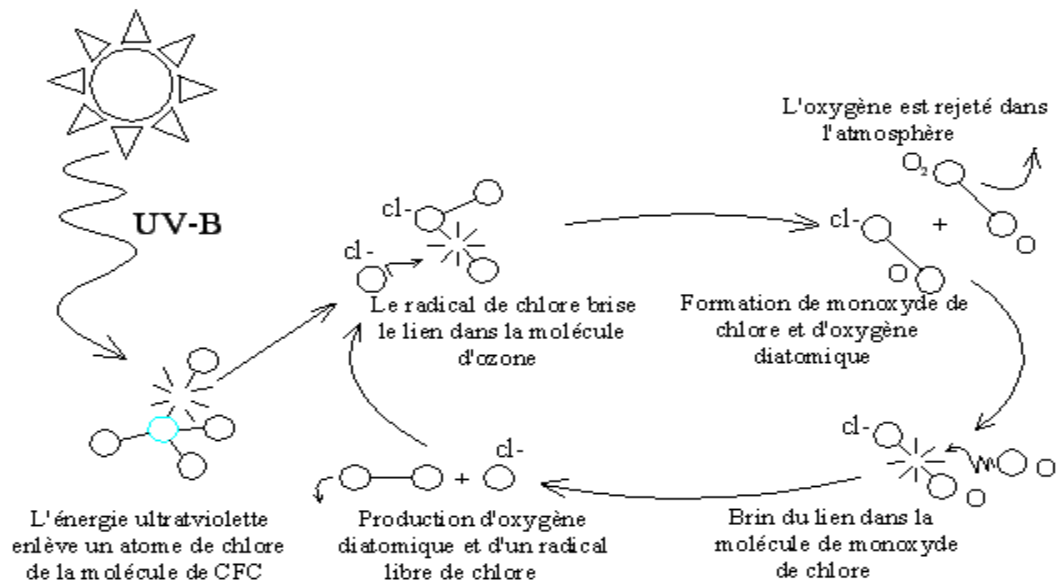
Les substances appauvrissant la couche d'ozone (SAO) les plus répandues sont les chlorofluorocarbones (CFC), les Halons, le tetrachlorure de carbone, le trichloroéthane, le Bromure de méthyle, le Hydrochlorofluorocarbures (HCFC).

**1.1.5. Modes de destruction de l'ozone par le CFC :**

L'équilibre dynamique entre la formation et la décomposition des molécules d'ozone dépend de la température, de la pression, des conditions énergétiques et des concentrations de molécule. L'équilibre peut être perturbé, par exemple, par d'autres molécules qui réagissent avec l'ozone et le détruisent. Lorsque le processus de destruction est rapide et que la formation de nouvelles molécules d'ozones est trop lente pour remplacer les molécules

détruites, l'équilibre est rompu, et la concentration de molécules d'ozone sera donc réduite. Leur potentiel de destruction est énorme parce qu'elles participent à une réaction photochimique en chaîne avec des molécules d'ozone. Lorsque l'une de ces dernières est détruite, la SAO peut être détruite d'autre.

La période de destruction de l'ozone par de SAO peut varier entre 100 à 400 ans, selon le type de SAO. Par conséquent, une molécule de SAO peut détruire des centaines de milliers de molécules d'ozone.



**Figure n°8: Processus de destruction de l'ozone par le CFC.**

## **1.2. Les mesures prises pour la protection de la couche d'ozone :**

### **1.2.1. Les accords internationaux :**

#### **1.2.1.1. La mise en place du cadre institutionnel:**

**La convention-cadre de Vienne :** met en place une Conférence des parties, assistée d'un secrétariat, créant le cadre institutionnel nécessaire aux évolutions ultérieures du dispositif, en fonction des résultats des recherches scientifiques menées sur la couche d'ozone.

#### 1.2.1.2. La réduction programmée de la consommation des substances responsables:

##### **Le protocole de Montréal** (signé par 24 pays):

Adopté le 16 septembre 1987, le protocole de Montréal à la convention de Vienne constitue la première marche du dispositif contraignant de protection de la couche d'ozone. Il traduit la prise de conscience internationale qui a fait suite à la confirmation, en 1985, de la diminution de l'épaisseur de la couche d'ozone constatée dans des proportions alarmantes en Antarctique.

Le protocole vise huit substances dont il impose une réduction programmée de la consommation en prenant pour base de stabilisation le niveau de consommation de 1986 et sur cette base, une réduction à 80 puis à 50 % à partir de 1998.

Le protocole met en place un instrument évolutif puisqu'il prévoit que la réglementation internationale devra s'adapter en fonction du niveau de développement des connaissances scientifiques et de l'état de dégradation de la couche d'ozone.

#### 1.2.1.3. L'accélération du calendrier et l'extension du champ d'application du Protocole.

##### **L'amendement de Londres**

Réunie à Londres le 29 juin 1990, la deuxième Conférence des Parties tire les conséquences des insuffisances du protocole de Montréal devant l'ampleur du phénomène de destruction de la couche d'ozone résultant de la concentration de chlore dans l'atmosphère.

##### **Provision d'élimination des CFC**

L'amendement de Londres accélère le calendrier de réduction des quantités de CFC et de halons produites et consommées en prenant 1989 pour année de référence. Il prévoit une réduction à 50 % en 1996, puis à 15 % en 1999 et une élimination complète des CFC en l'an 2000. Pour les halons, l'amendement va au delà de la stabilisation prévue à Montréal, en fixant une réduction à 50 % en 1999 et une élimination à partir de 2000.

##### **Autre SAO responsable**

La réunion de Londres se penche également sur l'élargissement du champ d'application du protocole à de nouvelles substances qui se sont révélées nocives pour la couche d'ozone.

Le cas des HCFC, utilisés comme substituts des CFC, est également examiné : si leur nocivité est moindre, elle n'est pas nulle pour autant et il convient de limiter le développement de ces produits de substitution aux stricts usages précédemment dévolus aux CFC. A cet effet, l'amendement de Londres met en place un mécanisme de surveillance de la production et des flux de HCFC et fixe une échéance lointaine pour leur remplacement par des substances totalement inoffensives.

1.2.1.4. L'amendement de Copenhague : de nouveaux ajustements du calendrier et un nouvel élargissement des substances concernées.

Au rythme des découvertes scientifiques, chaque amendement au protocole de Montréal fait figure d'étape d'une course de vitesse qui oppose le dispositif international à la dégradation de la couche d'ozone.

La durée de vie des CFC, jusqu'à 100 ans dans l'atmosphère, et leur potentiel de destruction crée un sentiment d'urgence au sein de la communauté internationale qui rend nécessaire la prise de nouvelles mesures. Dans les années 1990, l'affaiblissement de la couche d'ozone est constaté au dessus de zones à forte densité de populations et il s'avère que les substances responsables de cette situation contribuent également au phénomène d'effet de serre.

Réunie à Copenhague le 25 novembre 1992, la quatrième réunion des Parties au protocole de Montréal procède à de nouveaux ajustements relatifs aux substances déjà réglementées : la date d'arrêt total de la production et de la consommation est avancée à 1996 pour les CFC et le tétrachlorure de carbone, à 1994 pour les halons, à 1996 pour le méthylchloroforme.

#### **Autre SAO responsable**

L'amendement de Copenhague étend le champ d'application du protocole de Montréal à d'autres substances : la production et la consommation des hydro chlorofluorocarbures (HCFC) et du bromure de méthyle sont réglementées ainsi que la consommation des hydro chlorofluorocarbures (HCFC).

S'agissant du bromure de méthyle, utilisé comme fumigeant en agriculture, l'amendement de Copenhague prévoit le gel de la production et de la consommation sur la base des données de 1991.

La suppression totale des HBCF est prévue pour 1996. Substituts potentiels aux halons, les HBCF n'étaient pas produits en 1992 de façon massive, ce qui rendait leur élimination plus aisée.

L'année 1996 est prise comme référence pour la consommation des HCFC dont la réduction programmée s'étale jusqu'en 2030. En revanche, leur production ne fait l'objet d'aucune mesure restrictive dans la mesure où ils sont considérés comme moins nuisibles que les CFC et doivent pouvoir leur être substitués, notamment dans les pays en développement qui n'en sont pas producteurs en 1992.

#### 1.2.1.5. La réglementation communautaire :

L'élimination de la consommation de HCFC est fixée à 2015 par le règlement communautaire du 15 décembre 1994 et à 2030 par l'amendement de Copenhague.

L'union européenne a donc joué un rôle moteur dans les négociations ultérieures de renforcement des règles du protocole de Montréal.

#### 1.2.2. **Bilans et perspectives du dispositif de protection de la couche d'ozone :**

Le protocole de Montréal et ses amendements constituent désormais un dispositif international quasi-universel, largement ratifié, condition indispensable à son efficacité. Il concerne aujourd'hui 96 substances dont on peut résumer le calendrier d'élimination de la consommation et de la production des pays développés comme suit :

- ☛ L'élimination des halons à partir de 1994 ;
- ☛ L'élimination des CFC, du tétrachlorure de carbone, du trichloro-1,1,1-éthane et des HBFC en 1996 ;
- ☛ La réduction du bromure de méthyle de 25 % en 1999, de 50 % en 2001, de 70 % en 2003 et son élimination en 2005 ;
- ☛ La réduction des HCFC de 35 % en 2004, 65 % en 2010, 90 % en 2015 et 99.5 % en 2020, 0.5 % restant autorisés jusqu'en 2030 ;
- ☛ L'élimination des HBCF à partir de 1996 et l'élimination immédiate du bromochlorométhane.
- ☛ La consommation totale des CFC est ainsi passée de 1.1 million de tonnes en 1986 à 156 000 tonnes en 1998 ; sans dispositif contraignant, elle aurait pu atteindre 3 millions de tonnes en 2010.

### 1.2.3. **Préservation de la couche d'ozone dans les pays en développement comme Madagascar :**

Comme tout autre pays, le notre a ratifié les deux traités internationaux sur la préservation de la couche d'ozone, en l'occurrence :

Depuis 1998, Madagascar a mis en œuvre son « programme de pays » qui est une contribution à l'effort mondial en vue de la préservation de cet écran protecteur qu'est la couche d'ozone stratosphérique.

Ce « programme de pays » a comme objectif l'élimination progressive de l'importation et de l'utilisation des Substances Appauvrissant la couche d'Ozone (SAO) et des appareils ou équipements les contenant dans notre pays suivant un calendrier.

Le Ministère de l'Environnement, des Eaux et Forêts par le biais du Bureau National Ozone et les entités concernées s'attèlent actuellement à l'élaboration de la prochaine phase, pour les trois ans à venir, du Plan de gestion des Réfrigérants. Les programmes qui sont déjà fait sont les suivantes :

- La formation de techniciens - frigoristes aux bonnes pratiques en matière de maintenance et récupération des équipements frigorifiques et utilisation du matériel de récupération, recyclage et stockages des Chlorofluorocarbones (CFC) ;
- La formation des douanier afin qu'ils puissent être en mesure de contrôler l'importation des CFC et des équipements pouvant en contenir ;
- Acquisition des lots de matériel et de formation des formateurs et des techniciens - frigoristes ;
- Acquisition et remise des lots de matériel et équipement pour les sites de récupération, de recyclage et de stockage des CFC ; aux SECREN à Antsiranana, SMEF à Antananarivo et MUREX à Toliary.

Ce projet cadre avec la politique actuelle du gouvernement malagasy qui préconise le développement du Partenariat Public Privé (3P) dans la mise en œuvre des activités en vue d'un développement durable.

Un délai supplémentaire a été accordé aux pays en voie de développement jusqu'à l'horizon de 2010.

## Chapitre 2 : LES PROBLEMES RENCONTRES

Nous citons dans ce chapitre les problèmes des navires frigorifiques en général et nous proposons des solutions ainsi que les problèmes des conteneurs frigorifiques de la société FRIGOMAD.

### 2.1. Les problèmes des navires frigorifiques :

La mise en place de nouvel appareil performant dans le bateau entraîne une augmentation de la consommation électrique ; nécessitant plus de carburant alors que le prix d'un baril de pétrole est toujours en hausse.

Il y a aussi le coût de la maintenance.

Il faut donc minimiser cette consommation.

### 2.2. Les solutions proposées :

#### *Minimisation de la consommation :*

L'excellent niveau atteint en matière de contrôle de température grâce aux améliorations apportées au niveau des équipements, des emballages et de l'arrimage, se traduit toutefois par une augmentation de la dépense énergétique. Dans le domaine du transport de produits réfrigérés en particulier, il existe des options techniques permettant une réduction de ces dépenses. Plusieurs méthodes permettent ainsi d'adapter la puissance frigorifique à des conditions opérationnelles à charge partielle.

#### 2.2.1 Bipasse des gaz chauds :

Il sert à renvoyer le gaz comprimés vers l'entrée du compresseur.

##### **a.** Au niveau de la culasse :

*Principe* : on met en communication la chambre de refoulement avec la chambre d'aspiration.  $\frac{1}{4}$  des cylindres doivent être rester en fonctionnement normal. Au démarrage d'une installation équipée de ce système on met les cylindres concernés "Hors service" pour avoir un couple de démarrage plus faible.

**b. Au niveau du circuit fluidique :**

*Principe:* On monte au niveau du circuit une tuyauterie de by-pass entre le refoulement et l'aspiration du compresseur. Sur ce tube est installé une vanne de by-pass appelée régulateur de capacité.

- ❖ Laminage des vapeurs aspirées c'est-à-dire rétrécissement d'une veine fluide, (par exemple au passage d'un petit orifice ou d'une soupape), provoquant une réduction de pression ;
- ❖ Délestage (ou suppression) de cylindres à piston et à spiral ;
- ❖ Variation de la vitesse de rotation du compresseur et amélioration de l'efficacité du moto compresseur (moteur diesel) ;
- ❖ Sélection du compresseurs et frigorigènes optimaux ;
- ❖ Sélection appropriée des composants et procédées frigorifiques ;
- ❖ Maîtriser de l'automatisme de régulation du taux de l'air pour minimiser les énergies consommées par les ventilateurs ;
- ❖ Régulation fine de la température au niveau des sondes, écart de 1K entre le soufflage et le retour de l'air ; contrôle des températures entre l'air et le chargement ;
- ❖ Variation de la vitesse des ventilateurs de l'évaporateur et du condenseur ;
- ❖ Optimisation du refroidisseur de l'air neuf, c'est à dire au niveau du fonctionnement en temps de marche minimal (dispositif permettant de moduler le débit d'air),
- ❖ Optimisation du dispositif de dégivrage (résistance de dégivrage),
- ❖ Réduction de la hauteur de la gaine au minimal ;
- ❖ Isolation à efficacité élevée (micropores/vides) ;
- ❖ Augmentation de l'épaisseur des isolants (200 mm pour la congélation et 140 mm pour la réfrigération) ;
- ❖ Mise en place d'une deuxième toiture pare-soleil comportant un vide ventilé ;
- ❖ Mise en place de bonne étanchéité afin de prévenir les pertes de froid et l'entrée de l'humidité ;

- ❖ Dimensionnement optimal des tuyauteries et de l'isolation ;
- ❖ Différence de pression réduite entre l'évaporateur et le condenseur ;
- ❖ Dégivrage à gaz chaud ;
- ❖ Système de contrôle par ordinateur, permettant le suivi et le traitement des données ;
- ❖ Utilisation de dispositifs d'éclairage améliorés.

Ces différentes interventions permettraient de réduire la consommation électrique et le coût de la maintenance.

## **2.3. La situation de la société FRIGOMAD :**

Ayant un capital de 600 000 Ariary, FRIGOMAD est une Société à Responsabilité limitée (SARL) sise à Majunga et créée en Décembre 1999. Elle est aussi présente à Nosy-be.

Au départ, le capital de la Société FRIGORIMAD a été réparti entre deux actionnaires la Société Mer Austral et la Société COMAMA avec 50% des actions chacune soit 300 000 Ariary.

Actuellement, Mer Austral reste le seul actionnaire.

Son activité principale se base sur des pré-trip, inspection, entretien, réparation et logistique des conteneurs.

Elle emploie sept ressources humaines.

## **2.4. Les problèmes de la société FRIGOMAD :**

L'existence des conteneurs toujours fonctionnant avec les fluides frigorigènes qui a un effet négatif sur la couche d'ozone : les conteneurs à SAO (interdits par les organisations internationales – Protocole de Montréal).

Absence d'études sur la substitution de ces fluides SAO (études technique et économique).

Comme solution on se propose dans cette deuxième parties de :

- étudier la substitution des fluides R12 et R22
- prévoir par le calcul la quantité de fluide à préparer pour les charges des installations frigorifiques.
- étude économique et impact environnemental

## Chapitre 3 : BILAN THERMIQUE D'UN CONTENEUR

Dans ce chapitre nous allons faire le bilan thermique d'un conteneur Reefer 20' de volume interne 28m<sup>3</sup>. Il a la capacité de conserver les denrées dans la plage de température de -25°C à +25°C. Pour cela, nous allons calculer les charges thermiques apportées par l'extérieur et à l'intérieur du conteneur.

Puisque les conteneurs frigorifiques peuvent fonctionner comme des chambres froides, considérons le nôtre dans cette étude comme un chambre froide.

Pour notre étude ici, nous allons conserver de la viande à une température ambiante de -18°C dans la région de Majunga à la température extérieure +30°C, avec un taux d'humidité de 80% dans l'ambiance du conteneur.

### 3.1. Charges thermiques extérieures :

#### 3.1.1. Charge thermique par transmission à travers les murs :

$$Q_m = K_m \cdot S_m \cdot \Delta t$$

Avec :

$$S_m = (h.l.2) + (h.L.2)$$

$S_m$  : Surface totale du mur en m<sup>2</sup>.

Où  $h$  : hauteur interne du conteneur  $h = 2,217m$

$l$  : largeur interne du conteneur  $l = 2,235m$

$L$  : longueur interne du conteneur  $L = 5,110m$

$K_m$  : Coefficient de transfert thermique  $K_m = 0,29 \frac{W}{m^2.K}$

(Source : Guide du transport frigorifique p.88-89)

$$\underline{AN} : \Delta t = (273 + 30) - (273 - 18)$$

$$\Delta t = + 48 K$$

$$S = 32,57m^2$$

$$Q_m = 453,37 W$$

**3.1.2. Charge thermique par transmission à travers le plafond :**

$$Q_p = K_p \cdot S_p \cdot \Delta t$$

La température au niveau du plafond est estimé à +30°C.

Où  $K_p$  : Coefficient de transfert thermique du plafond

$S_p$  : Surface du plafond en m<sup>2</sup>

$$K_m = 0,29 \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{ (Guide du transport frigorifique p.88-89)}$$

$$\Delta t = + 48 K$$

$$S_p = (l.L)$$

$$S_p = 11,42 m^2$$

$$Q_p = 165,59 W$$

**3.1.3. Charge thermique par transmission à travers le sol :**

La température du sol sur la région est estimée à +32°C

$$Q_{sol} = K_{sol} \cdot S_{sol} \cdot \Delta t$$

Où  $K_{sol}$  : Coefficient de transfert thermique du sol

$S_{sol}$  : Surface du sol en m<sup>2</sup>

$$K_m = 0,29 \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{ (Guide du transport frigorifique p.88-89)}$$

$$\Delta t = + 50k$$

$$S_{sol} = (l.L)$$

$$S_{sol} = 11,42 m^2$$

$$Q_{sol} = 159,88 W$$

**3.1.4. Charge thermique par renouvellement de l'air :**

$$Q_{re} = m_{a,e} \cdot \Delta h$$

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

Où  $h_{a,e}$  : enthalpie de l'air extérieur en kJ/kg

$h_{a,a}$  : enthalpie de l'air ambiant en kJ/kg

Avec  $t_{amb} = -18^{\circ}C$  et l'humidité relative  $\phi_a = 80\%$ , l'enthalpie ambiante correspondante est de 87 kJ/kg [voir annexe]

Et  $t_{ext} = +30^{\circ}C$  et l'humidité relative  $\phi_a = 80\%$ , l'enthalpie ambiante correspondante est de -18 kJ/kg [voir annexe].

$m_{a,e}$  : Débit masse d'air extérieur admis

$$\text{Avec } m_{a,e} = \frac{V_{a,e} \cdot \rho_{a,a}}{86400}$$

Où  $V_{a,e}$  : débit volume d'air extérieur

$\rho_{a,a}$  : Masse volumique de l'air ambiant

$$\text{Avec } \rho_{a,a} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_{amb}}{273.15}}$$

$$\text{Et } \rho_0 = 1.293 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{a,a} = 1,384 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_{a,e} = V_c \cdot n$$

Où  $V_c$  : Volume intérieur du conteneur en  $m^3$

$n$  : Taux de renouvellement de l'air journalier

$$\text{Avec } V_c = 28 m^3$$

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_c}}$$

$$\underline{AN} : n = 13.23 j^{-1}$$

$$V_{a,e} = 370,44 \frac{m^3}{j}$$

$$m_{a,e} = 0,006 \frac{kg}{s}$$

$$Q_{re} = 630 W$$

**3.1.5. Charge thermique par ouverture de la porte :**

$$Q_{o,p} = \left[ 8 + (0,067 \Delta t_p) \right] \cdot \tau_p \cdot \rho_{a,a} \cdot l_p \cdot h_p \sqrt{h_p \left( 1 - \frac{\rho_{a,e}}{\rho_{a,a}} \right) \cdot (h_{a,e} - h_{a,a})} \cdot C_{ra}$$

$l_p$  : Largeur de la porte en m, soit  $l_p = 1,1175 \text{ m}$  (voir tableau 10)

$h_p$  : Hauteur de la porte en m, soit  $h_p = 2,217 \text{ m}$  (voir tableau 10)

**3.1.5.1. Calcul de la masse volumique de l'air extérieur  $\rho_{a,e}$  :**

$$\rho_{a,e} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_{ext}}{273.15}}$$

Avec une température de l'air extérieur égale à  $+30^\circ\text{C}$ , on a :

$$\rho_{a,e} = 1,165 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

**3.1.5.2. Calcul du temps d'ouverture de la porte  $\tau_p$  :**

$$\tau_p = \frac{d_t \cdot f_j}{24}$$

Avec  $d_t$  : Durée moyenne d'ouverture des portes

$f_j$  : Flux journalier de marchandise. Fixons le notre ici à 10% de la contenance C.

Pour déterminer la durée moyenne d'ouverture des portes nous avons le tableau ci-dessous :

**: Durée moyenne de transit de différents types de marchandises**

| Type de porte               | Type de marchandise                | $d \left[ \frac{\text{min}}{\text{h}} \right]$ |
|-----------------------------|------------------------------------|------------------------------------------------|
| Porte ouverture manuelle    | • Cas des marchandises sur pendoir | 15                                             |
|                             | • Cas des marchandises palettisées | 6                                              |
| Porte ouverture automatique | • Cas des marchandises sur pendoir | 1                                              |
|                             | • Cas des marchandises palettisées | 0,8                                            |

Source : Calcul des chambres froides PYC édition 1998

Dans notre cas, on a un conteneur avec deux portes à ouverture manuelle et des marchandises palettisées d'où :  $d_t = 6 \text{ mn/t}$

**3.1.5.3. Calcul de la contenance du conteneur:**

$$C = S.h\eta_0.d_e$$

Avec  $S$  : étant la surface du conteneur, soit  $S = 11,42 \text{ m}^2$

$d_e$  : densité d'entreposage

$\eta_0$  : Coefficient d'occupation du sol en fonction du type d'entreposage

$h$  : Hauteur maximale des denrées en m.

La hauteur maximale des denrées dans le conteneur est de 2,2 m.

Notre conteneur ne peut contenir qu'une seule de marchandises (pour notre étude prenons la viande de boeuf) :

D'où :  $d_e = 350 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Pour déterminer le coefficient d'occupation au sol nous avons le tableau ci-dessous :

**: Coefficient d'occupation du sol d'un conteneur est en fonction du type d'entreposage des marchandises**

| <u>Type d'entreposage</u>                                               | <u><math>\eta</math></u> |
|-------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| • Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation | 0,65 à 0,70              |
| • Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide | 0,45 à 0,50              |
| • Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation   | 0,75 à 0,80              |
| • Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide   | 0,50 à 0,60              |

Source : Calcul des chambres froides PYC édition 1998

Notre conteneur étant considérée comme une chambre froide de congélation avec marchandises palettisées à faible rotation, d'où :  $\eta = 0,75$

Donc,  $C = 6595,05 \text{ kg}$

Le mouvement des marchandises représente 10% pour ce calcul.

Donc  $f_j = 659,505 \text{ kg}$

$$\tau_p = 0,165 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$\rho_{a,e} = 1,165 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Avec  $l_p = 1,1175 \text{ m}$

Pour avoir le coefficient d'occupation au sol nous avons le tableau ci-dessous :

**Tableau n°11 : Coefficient de minoration**

| COEFFICIENT DE MINORATION |      |
|---------------------------|------|
| • Porte avec rideau d'air | 0,25 |
| • Porte sans rideau d'air | 1    |

Source : Calcul des chambres froides PYC édition 1998

Notre conteneur ne porte de rideau d'air,  $Cra = 1$

La différence de température de la porte  $\Delta t_p$  est de +48K

Le nombre de porte est de 2 mais on n'ouvre qu'une seule à chaque entrée.

$$\text{D'où : } Q_{op} = 37,155 \text{ W}$$

### 3.2.Charges thermiques intérieures :

#### 3.2.1. Charge thermique de l'éclairage :

$$Q_{elec} = \frac{i.P\tau}{24}$$

Avec  $i$  : Nombre de personne opérant dans le conteneur

$P$  : Puissance de chaque lumière en W y compris la puissance du starter dans le cas de lampe à cathode chaude.

$\tau$  : Durée de fonctionnement des lumières en h/j (en règle générale 8h/j).

Puisque qu'il n'y pas d'éclairage à l'intérieur du conteneur, donc :

$$Q_{éc} = 0W$$

#### 3.2.2. Charge thermique due aux personnels :

$$Q_{pe} = \frac{i.q_p.\tau}{24}$$

Avec  $i$  : Nombre de personne opérant dans le conteneur.

$q_p$  : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité dans le conteneur.

$\tau$  : Durée de présence de chaque personne dans le conteneur

La durée de présence maximale de chaque personne dans la chambre est de 8 h/jour.

Prenons la notre à ce maximum.

On suppose que le nombre de personnes travaillant régulièrement dans la chambre est de 2.

Pour avoir la chaleur dégagée par unité de temps par personne, on a :

**Tableau n°12: Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité**

| Température de la<br>chambre froide<br>[°C] | Quantité de chaleur dégagée<br>par personne<br>$q_p$ en [W] |
|---------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| 20                                          | 180                                                         |
| 15                                          | 200                                                         |
| 10                                          | 210                                                         |
| 5                                           | 240                                                         |
| 0                                           | 270                                                         |
| -5                                          | 300                                                         |
| -10                                         | 330                                                         |
| -15                                         | 360                                                         |
| -20                                         | 390                                                         |
| -25                                         | 420                                                         |

Source : Calcul des chambres froides PYC édition 1998, moyenne dans une chambre froide

Puisque la température ambiante est de  $-18^{\circ}\text{C}$ , la quantité de chaleur dégagée par personne est obtenue en faisant interpolation entre la température  $-15^{\circ}\text{C}$  et  $-20^{\circ}\text{C}$ , elle est égale à 378W.

$$\text{D'où : } Q_{pe} = 252 \text{ W}$$

### 3.2.3. Charge thermique due aux denrées :

Sa valeur est déterminée par la formule suivante :

$$Q_d = \frac{f_j (C_1 (t_1 - t_2) + L + C_2 (t_2 - t_{amb}))}{86400}$$

Où  $C_1$  : Capacité thermique massique moyenne entre  $t_{ext} = 30^{\circ}\text{C}$  et  $t_2 = -1,5^{\circ}\text{C}$  ;

Soit  $C_1 = 3,225 \text{ kJ/kg}$

$C_2$  : Capacité thermique massique moyenne entre  $t_2 = -1,5^{\circ}\text{C}$  et  $t_{amb} = -18^{\circ}\text{C}$  ;

Soit  $C_2 = 1,715 \text{ kJ/kg}$

$L$  : Chaleur latente de congélation, soit  $L = 238,5 \text{ kJ/kg}$

$t_1$  : Température initiale de la denrée introduite, soit la notre ici à  $20^\circ\text{C}$ ;

$t_2$  : Température de congélation de la denrée est  $t_2 = -1,5^\circ\text{C}$ ;

$t_{amb}$  : Température d'entreposage est  $t_{amb} = -18^\circ\text{C}$

AN :  $Q_d = 2369,4\text{ W}$

#### 3.2.4. Charge thermique due à la respiration des denrées :

Elle est obtenue par la formule suivante :

$$Q_{resp} = \frac{C \cdot q_{resp}}{3600}$$

Puisque notre denrée ici est la viande, la valeur de la charge est nulle.

D'où :  $Q_{resp} = 0$

#### 3.2.5. Charge thermique due à la résistance de la porte :

Puisqu'un conteneur peut fonctionner à température négative et positive, il doit avoir une résistance de porte pour éviter une cimentation par dépôt de givre sur la porte. Ainsi, on estime la résistance de porte à  $300\text{ W}$ .

#### 3.2.6. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

$$Q_{int} = Q_m + Q_p + Q_{sol} + Q_{re} + Q_{o,p} + Q_{pe} + Q_d + Q_{resp} + Q_{po}$$

AN :  $Q_{int} = 4060,78\text{ W}$

$Q_{int}$  : charge thermique intermédiaire.

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

Avec  $\tau_{inst}$  : durée de fonctionnement de l'installation ( $\tau_{int} = 16h$ ) car on travail à température négative.

AN :  $Q_{int} = 6091,12\text{ W}$

#### 3.2.7. Charge thermique due à la résistance de dégivrage :

$$Q_{deg} = \frac{n \cdot P \cdot \tau_{deg}}{\tau_{inst}}$$

La résistance de dégivrage du conteneur est de  $R = 1800\ \Omega$  et l'intensité du circuit est  $I = 1,384\text{ A}$

La puissance de dégivrage est donnée par la formule suivante :

$$P = R.I^2$$

$$\underline{\text{AN}} : P = 3444 W$$

Avec  $\tau_{dég}$  : temps de dégivrage ;

$$\tau_{dég} = 4 * 20 = 80 \text{ min/ } j$$

$n$  : Nombre de résistance. Pour notre conteneur ici,  $n$  est égal à 1

$$\underline{\text{AN}} : \tau_{dég} = 1,33 \frac{h}{j}$$

$$\tau_{inst} = 16h$$

$$\text{D'où : } Q_{dég} = 286,28 W$$

### 3.2.8. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs :

$$Q_{vent} = \frac{n.P_{vent}.\tau_{évap}}{\tau_{inst}}$$

Avec  $\tau_{évap}$  : Durée de fonctionnement des ventilateurs, soit  $\tau_{évap} = 16h$

$\tau_{inst}$  : Durée de fonctionnement de l'installation par jour, soit

$\tau_{inst} = 18h$  pour les produits congelés;

$n$  : Nombre de ventilateur, soit  $n = 2$  ;

$P$  : Puissance du ventilateur, soit  $P = 0,15 kW$

$$\text{D'où : } Q_{vent} = 266,67 W$$

### 3.3. Puissance effective de l'évaporateur :

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

Finalement, on aura :  $Q_{0,eff} = 6644,06 W$

## Chapitre 4 : CHANGEMENTS DE COMPOSANTS

Le remplacement de fluide d'une installation frigorifique peut modifier ou non son composant. Pour notre cas ici, voyons les changements entre le conteneur qui fonctionnait avec du fréon 12 et le fréon 134a.

Puisque la température d'ambiance voulue est de  $-18^{\circ}\text{C}$ , nous devons alors calculer la température d'évaporation correspondante.

#### 4.1. Détermination de la température d'évaporation :

Elle est obtenue par la formule suivante :

$$T_{vap} = t_{amb} - \Delta T$$

Où  $T_{vap}$  : température d'évaporation en K

$t_{amb}$  : Température ambiante en K

$\Delta T$  : Différence de température entre ambiance et évaporation en K

$$\text{Avec : } \Delta T = \frac{175}{HR\% - 55}$$

Où  $HR\%$  : humidité relative qui est 80% pour notre cas ici.

$$\underline{\text{AN}} : \Delta T = 7 \text{ K}$$

$$T_{vap} = -25^{\circ}\text{C}$$

#### 4.2. Étude du conteneur fonctionnant avec la R12 :

Examinons en premier lieu en ce qui concerne l'installation fonctionnant avec le fréon 12.

Faisons notre étude avec le cycle suivant :

Température d'évaporation :  $-25^{\circ}\text{C}$

Température de condensation :  $+40^{\circ}\text{C}$

Sous-refroidissement : 5K

Surchauffe : 5K

Puissance frigorifique : 6,64 kW

La température de fin de compression est donnée par la formule suivante :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\left( \frac{\eta - 1}{\eta} \right)} \text{ en K}$$

Où  $T_1$  : Température à l'aspiration en K correspondant à la pression de condensation.

$T_2$  : Température de fin compression en K correspondant à la pression d'évaporation.

$\eta$  : Exposant polytropique du R12 correspondant  $\frac{p_c}{p_0}$ . Sa valeur pour notre cas

ici est égale à 1,1567. Cette valeur est obtenue en faisant une interpolation entre

$$\frac{p_c}{p_0} = 7 \text{ et } \frac{p_c}{p_0} = 8$$

| $\frac{p_c}{p_0}$ | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      | 10     | 11     |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\eta$            | 1,1540 | 1,1549 | 1,1553 | 1,1557 | 1,1562 | 1,1565 | 1,1569 | 1,1573 | 1,1578 | 1,1582 |

[Source SOLKANE 2.0]

AN :  $T_1 = 253 \text{ K}$

$T_2 = 332,67 \text{ K}$  Ou  $59,67^\circ\text{C}$ . Cette valeur ne dépasse pas la température critique du fluide.

**Tableau n°18: Récapitulation des valeurs du diagramme enthalpique pour le fréon 12**

| Points | P [bar] | t [°C] | v [dm³/kg] | h [kJ/kg] |
|--------|---------|--------|------------|-----------|
| 1      | 1,24    | -25,00 | 132,34     | 641,45    |
| 1sup   | 1,24    | -20,00 | 135,33     | 644,17    |
| 2is    | 9,62    | 59,67  | 20,26      | 681,69    |
| 2      | 9,62    | 65,55  | 20,86      | 685,69    |
| 2''    | 9,62    | 40,00  | 18,19      | 667,85    |
| 3      | 9,62    | 40,00  | 0,80       | 538,81    |
| 3ss-r  | 9,62    | 35,00  | 0,79       | 533,79    |
| 4      | 1,24    | -25,00 | 46,20      | 533,79    |

Le point 1, 1sup et 4 ont le même pression  $p = 1,24$  bar parce qu'elles se trouvent sur une même ligne isobare.

#### 4.2.1. Evaporateur:

La puissance évacuer à l'évaporateur est 6,64 kW.

#### 4.2.2. Compresseur :

La puissance du compresseur est donnée par la formule suivante :

$$P_{comp} = \frac{1}{\eta_{is} \eta_m} \cdot q_m \cdot (h_{2is} - h_{1sup})$$

Où  $\eta_{is}$  : Rendement isentropique ( $\eta_{is} = 0,9$ )

$\eta_m$  : Rendement mécanique ( $\eta_m = 0,9$ )

$q_m$  : Débit massique de fluide frigorigène.

$$\text{Avec : } q_m = \frac{Q_{0,n}}{(h_{1sup} - h_4)}$$

Où  $Q_{0,n}$  : la puissance frigorifique.

AN:  $q_m = 60,160$  g/s

$$P_{comp} = 2,786 \text{ kW}$$

#### 4.2.3. Condenseur :

La puissance du condenseur est donnée par la formule suivante :

$$P_{cond} = q_m \cdot (h_{2is} - h_4)$$

$$\underline{\text{AN:}} \quad P_{cond} = 8,89 \text{ kW}$$

#### 4.2.4. Les tuyauteries des fluides frigorigènes :

Pour notre étude nous estimons les pertes dans chacune des portions de tuyauterie à étudier de 10%.

#### 4.2.5. Le détendeur :

Pour sélectionner le détendeur dans une installation, il faut déterminer sa capacité nominale. Cette dernière est obtenue par la formule suivante :

$$Q_{nd} = Q_{0,n} \cdot K_{\Delta p} \cdot K_t$$

Où  $K_{\Delta p}$  : Coefficient de correction pour différent chute de pression (sans unité).

$K_t$  : Coefficient de correction pour différent température d'évaporation et d'entrée de liquide dans le détendeur (sans unité).

La valeur de  $K_{\Delta p}$  est fonction de la perte de charge entre l'amont et l'aval du détendeur. La perte de charge est donnée par la relation suivante :

$$\Delta p = p_{amont} - p_{aval}$$

##### 4.2.5.1. La pression en amont :

La valeur de la pression en amont du détendeur est obtenue par la relation suivante :

$$p_{amont} = p_{ss-r} - (\Delta p_l + \Delta p_{fd})$$

Où  $p_{ss-r}$  : pression du fluide frigorigène à la sortie du condenseur sous-refroidie en bar.

$\Delta p_l$  : Perte de charge dans la tuyauterie liquide en bar.

$\Delta p_{fd}$  : Perte de charge dans le filtre déshydrateur en bar.

$$\text{Avec } p_{ss-r} = 9,62 \text{ bar}$$

Comme on a estimé la perte de charge dans la tuyauterie à 10%, on a alors :

$$\Delta p_l = 0,962 \text{ bar}$$

Et  $\Delta p_{fd} = 0,14 \text{ bar}$  ; valeur donnée par le constructeur.

$$\underline{\text{AN:}} \quad p_{amont} = 8,518 \text{ bar}$$

#### 4.2.5.2. La pression en aval :

Sa valeur est donnée par la formule suivante :

$$p_{aval} = p_{\text{évap}} + p_d$$

Où  $p_{\text{évap}}$  : Pression à l'évaporateur en bar.

$p_d$  : Pression dans le distributeur en bar.

Avec  $p_{\text{évap}} = 1,24 \text{ bar}$

Et  $p_d = 0,5 \text{ bar}$  ; valeur estimée.

AN :  $p_{aval} = 1,74 \text{ bar}$

#### 4.2.5.3. La chute de pression au niveau du détendeur :

$$\Delta p = p_{\text{amont}} - p_{\text{aval}}$$

AN :  $\Delta p = 6,778 \text{ bar}$

#### 4.2.5.4. Le facteur de correction de la chute de pression :

A chaque valeur de la chute de pression correspond un coefficient de correction. Le notre ici est obtenu en faisant une interpolation entre les valeurs 6,5 bar et 7 bar correspondant respectivement la valeur du correction 0,97 et 0,94 donné dans le tableau ci-dessous.

Soit  $K_{\Delta p} = 0,95332$

#### 4.2.5.5. Le facteur de correction de la température d'évaporation :

Sa valeur est lue directement sur le tableau ci-dessous. Le coefficient de correction correspond à la température d'évaporation -25°C et de +40°C de condensation.

Soit  $K_t = 1,79$

**Tableau n°19: Facteur de correction  $K_t$  et  $K_{\Delta p}$  à appliquer à la puissance frigorifique en vue d'obtenir la capacité nominale des détendeurs**

| T° liquide<br>entrée<br>détendeur<br>°C | Facteur de correction $K_t$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                         | Température d'évaporation   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|                                         | +30                         | +25  | +20  | +15  | +10  | +5   | 0    | -5   | -10  | -15  | -20  | -25  | -30  | -35  | -40  | -45  |
| +60                                     | 1.22                        | 1.25 | 1.27 | 1.30 | 1.33 | 1.36 | 1.4  | 1.44 | 1.48 | 1.75 | 2.08 | 2.46 | 2.94 | 3.50 | 4.12 | 4.83 |
| +55                                     | 1.14                        | 1.16 | 1.18 | 1.21 | 1.23 | 1.26 | 1.29 | 1.33 | 1.36 | 1.60 | 1.90 | 2.25 | 2.68 | 3.18 | 3.74 | 4.36 |
| +50                                     | 1.07                        | 1.08 | 1.10 | 1.13 | 1.15 | 1.17 | 1.20 | 1.23 | 1.26 | 1.48 | 1.76 | 2.07 | 2.46 | 2.92 | 3.42 | 3.92 |
| +45                                     | 1.00                        | 1.02 | 1.04 | 1.06 | 1.08 | 1.10 | 1.12 | 1.15 | 1.17 | 1.38 | 1.63 | 1.92 | 2.28 | 2.70 | 3.15 | 3.65 |
| +40                                     | 0.93                        | 0.96 | 0.98 | 0.99 | 1.01 | 1.03 | 1.05 | 1.08 | 1.10 | 1.29 | 1.52 | 1.79 | 2.12 | 2.50 | 2.92 | 3.38 |
| +35                                     | 0.90                        | 0.91 | 0.92 | 0.94 | 0.96 | 0.97 | 0.99 | 1.01 | 1.03 | 1.21 | 1.43 | 1.68 | 1.99 | 2.34 | 2.73 | 3.15 |
| +30                                     | 0.85                        | 0.86 | 0.88 | 0.89 | 0.91 | 0.92 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | 1.14 | 1.35 | 1.58 | 1.87 | 2.20 | 2.55 | 2.95 |
| +25                                     |                             | 0.82 | 0.83 | 0.85 | 0.86 | 0.87 | 0.89 | 0.91 | 0.92 | 1.08 | 1.27 | 1.49 | 1.76 | 2.07 | 2.40 | 2.77 |
| +20                                     |                             |      | 0.80 | 0.81 | 0.82 | 0.83 | 0.85 | 0.89 | 0.88 | 1.02 | 1.21 | 1.41 | 1.67 | 1.96 | 2.27 | 2.61 |
| +15                                     |                             |      |      | 0.77 | 0.78 | 0.79 | 0.81 | 0.82 | 0.84 | 0.97 | 1.15 | 1.34 | 1.58 | 1.85 | 2.15 | 2.47 |
| +10                                     |                             |      |      |      | 0.75 | 0.76 | 0.77 | 0.78 | 0.80 | 0.93 | 1.09 | 1.28 | 1.51 | 1.76 | 2.04 | 2.35 |
| +5                                      |                             |      |      |      |      | 0.73 | 0.74 | 0.75 | 0.76 | 0.89 | 1.04 | 1.22 | 1.44 | 1.68 | 1.94 | 2.23 |
| 0                                       |                             |      |      |      |      |      | 0.71 | 0.72 | 0.73 | 0.85 | 1.00 | 1.17 | 1.37 | 1.61 | 1.86 | 2.13 |
| -5                                      |                             |      |      |      |      |      |      | 0.69 | 0.70 | 0.82 | 0.96 | 1.12 | 1.31 | 1.54 | 1.78 | 2.04 |
| -10                                     |                             |      |      |      |      |      |      |      | 0.68 | 0.79 | 0.92 | 1.07 | 1.26 | 1.48 | 1.70 | 1.95 |
| Facteur de correction $K_{\Delta p}$    |                             |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| $\Delta p (bar)$                        | 0.5                         | 1.0  | 1.5  | 2.0  | 2.5  | 3.0  | 3.5  | 4.0  | 4.5  | 5.0  | 5.5  | 6.0  | 6.5  | 7.0  | 7.5  | 8.0  |
| $K_{\Delta p}$                          | 3.50                        | 2.48 | 2.02 | 1.75 | 1.57 | 1.43 | 1.32 | 1.24 | 1.17 | 1.11 | 1.06 | 1.01 | 0.97 | 0.94 | 0.90 | 0.88 |
| $\Delta p (bar)$                        | 8.5                         | 9.0  | 9.5  | 10.0 | 10.5 | 11   | 11.5 | 12.0 | 13.0 | 14.0 | 15.0 | 16.0 | 17.0 | 18.0 | 19.0 | 20.0 |
| $K_{\Delta p}$                          | 0.85                        | 0.83 | 0.80 | 0.78 | 0.76 | 0.75 | 0.73 | 0.72 | 0.69 | 0.66 | 0.64 | 0.62 | 0.60 | 0.58 | 0.57 | 0.55 |

#### 4.2.5.6. La puissance nominale du détendeur :

$$Q_{nd} = Q_{0,n} \cdot K_{\Delta p} \cdot K_t$$

$$\underline{AN} : Q_{nd} = 12,13 \text{ kW}$$

#### 4.2.6. Le robinet magnétique montée à l'aspiration :

Comme les autres composants, sa sélection dans une installation est aussi déterminée par sa puissance nominale. Cette dernière est déterminée par la formule suivante :

$$Q_n = Q_{0,n} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p}$$

##### 4.2.6.1 La perte de charge à l'aspiration :

Comme on avait estimé, la perte de charge est 10%.

La pression à l'aspiration est 1,24 bar.

$$\text{Donc } \Delta p = 0,124 \text{ bar}$$

##### 4.2.6.2 Le facteur de correction de la chute de pression :

En faisant toujours une interpolation, on a la valeur de  $K_{\Delta p} = 1,1144$  correspondant à  $\Delta p = 0,124 \text{ bar}$

#### 4.2.6.3 Le facteur de correction de la température d'évaporation :

Par interpolation de la température de fonctionnement  $-25^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$  entre la  $-20^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$  et la  $-30^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$  dans le tableau, on a :  $K_t = 2,035$

#### 4.2.6.4 La puissance du robinet :

$$Q_n = Q_{0,n} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p}$$

$$\underline{\text{AN}} : Q_n = 16,12 \text{ kW}$$

#### 4.2.7. Le filtre déshydrateur :

Comme son nom l'indique, cet organe a pour rôle non seulement de piéger les différentes impuretés pouvant se trouver dans un circuit frigorifique mais également d'en éliminer l'eau qui pourrait sinon occasionner des corrosions ou se déposer en certain endroit sensibles comme la pointe d'un détendeur où, en gelant, elle entraînera son blocage.

### 4.3 Étude du conteneur fonctionnant avec la R134a :

En utilisant toujours la relation précédente, la température du fluide frigorigène à la fin de compression est la suivante :

| $\frac{P_c}{P_0}$ | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      | 10     | 11     |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\eta$            | 1,1298 | 1,1296 | 1,1294 | 1,1291 | 1,1289 | 1,1286 | 1,1284 | 1,1282 | 1,1280 | 1,1278 |

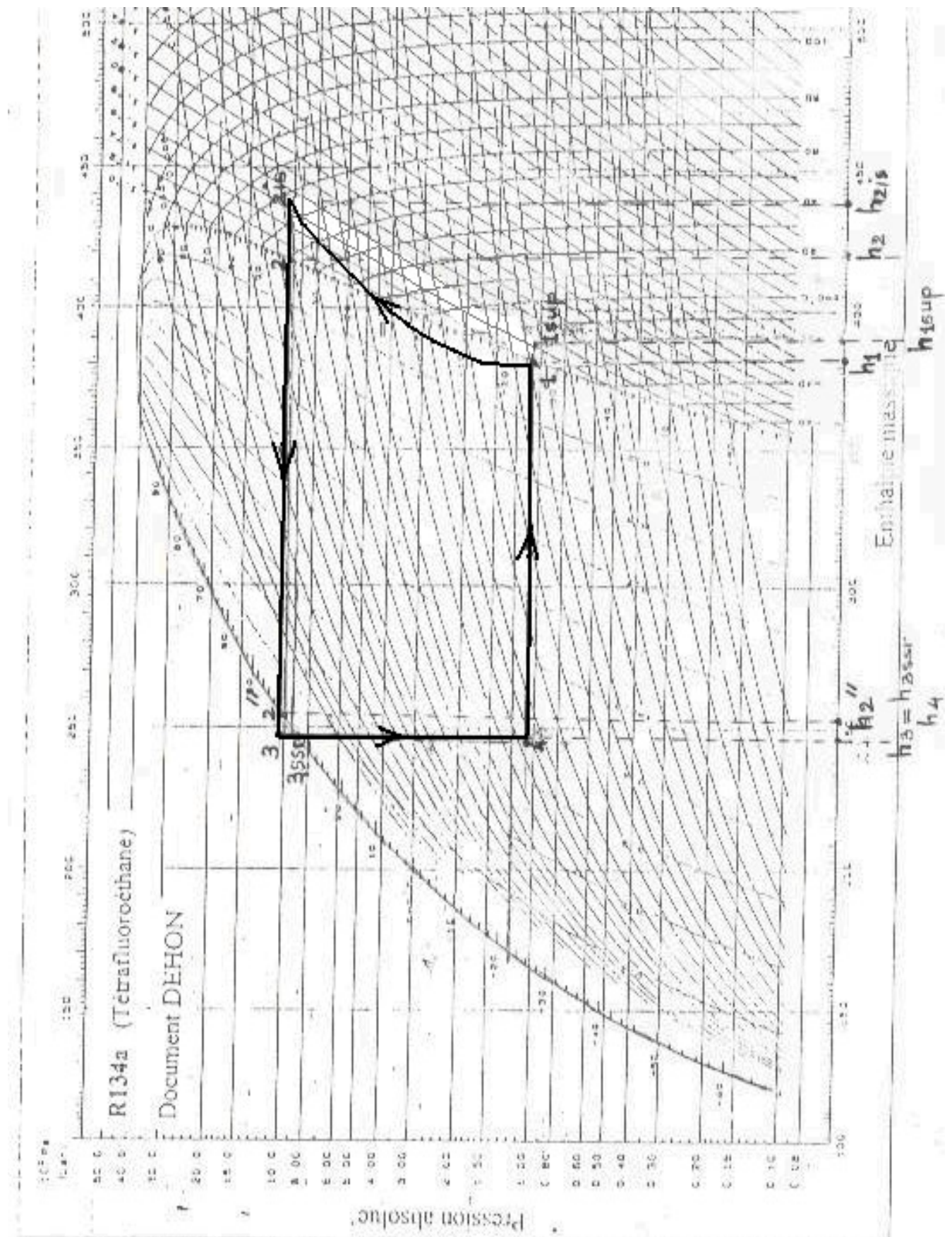
[Source SOLKANE 2.0]

$$\underline{\text{AN}} : \frac{P_c}{P_0} = 9,58491$$

$$\eta = 1,1281$$

$T_1 = 253 \text{ K}$  et  $T_2 = 327 \text{ K}$  , soit  $54^\circ\text{C}$  qui est une valeur inférieure à la température critique du fluide.





**Figure n°10 : Diagramme enthalpique pour le fréon 134a**

**Tableau n°13: Récapitulation des valeurs du diagramme enthalpique pour le fréon 134a**

| Point | P [bar] | t [°C] | $v$ [dm <sup>3</sup> /kg] | h [kJ/kg] |
|-------|---------|--------|---------------------------|-----------|
| 1     | 1,06    | -25    | 180,74                    | 381,68    |
| 1sup  | 1,06    | -20    | 185,19                    | 385,76    |
| 2is   | 10,16   | 54     | 21,79                     | 433,79    |
| 2     | 10,16   | 58,73  | 22,40                     | 439,12    |
| 2''   | 10,16   | 40     | 19,83                     | 417,47    |
| 3     | 10,16   | 40     | 0,87                      | 256,44    |
| 3ss-r | 10,16   | 35     | 0,86                      | 249,08    |
| 4     | 1,06    | -25    | 69,49                     | 249,08    |

#### 4.3.1. Evaporateur :

La puissance évacuer à l'évaporateur est 6,64 kW.

#### 4.3.2. Compresseur :

La puissance du compresseur est donnée par la formule suivante :

$$P_{comp} = \frac{1}{\eta_{is} \eta_m} \cdot q_m \cdot (h_{2is} - h_{1sup})$$

Où  $\eta_{is}$  : Rendement isentropique ( $\eta_{is} = 0,9$ )

$\eta_m$  : Rendement mécanique ( $\eta_m = 0,9$ )

$q_m$  : Débit massique de fluide frigorigène.

$$\text{Avec : } q_m = \frac{Q_{0,n}}{(h_{1sup} - h_4)}$$

Où  $Q_{0,n}$  : la puissance frigorifique.

$$\text{AN: } q_m = 48,58 \text{ g/s}$$

$$P_{comp} = 3,125 \text{ kW}$$

#### 4.3.3. Condenseur :

La puissance du condenseur est donnée par la formule suivante :

$$P_{cond} = q_m \cdot (h_{2is} - h_4)$$

$$\text{AN: } P_{cond} = 8,97 \text{ kW}$$

#### 4.3.4. Les tuyauteries des fluides frigorigènes :

Pour notre étude, estimons les pertes de charge dans les tuyauteries à 10%.

#### 4.3.5. Le détendeur :

Pour sélectionner le détendeur dans une installation, il faut déterminer sa capacité nominale. Cette dernière est obtenue par la formule suivante :

$$Q_{n_d} = Q_{0,n} \cdot K_{\Delta p} \cdot K_t$$

Où  $K_{\Delta p}$  : Coefficient de correction pour différent chute de pression (sans unité).

$K_t$  : Coefficient de correction pour différent température d'évaporation et d'entrée de liquide dans le détendeur (sans unité).

La valeur de  $K_{\Delta p}$  est fonction de la perte de charge entre l'amont et l'aval du détendeur. La perte de charge est donnée par la relation suivante :

$$\Delta p = p_{\text{amont}} - p_{\text{aval}}$$

#### 4.3.5.1. La pression en amont :

La valeur de la pression en amont du détendeur est obtenue par la relation suivante :

$$p_{\text{amont}} = p_{ss-r} - (\Delta p_l + \Delta p_{fd})$$

Où  $p_{ss-r}$  : pression du fluide frigorigène à la sortie du condenseur sous-refroidie en bar.

$\Delta p_l$  : Perte de charge dans la tuyauterie liquide en bar.

$\Delta p_{fd}$  : Perte de charge dans le filtre déshydrateur en bar.

Avec  $p_{ss-r} = 10,16 \text{ bar}$

Puisqu'on avait estimé la perte de charge dans la tuyauterie à 10%, on a alors :  
 $\Delta p_l = 1,016 \text{ bar}$

Et  $\Delta p_{fd} = 0,14 \text{ bar}$  valeur donnée par le constructeur.

AN :  $p_{\text{amont}} = 9,004 \text{ bar}$

#### 4.3.5.2. La pression en aval :

Sa valeur est donnée par la formule suivante :

$$p_{\text{aval}} = p_{\text{évap}} + p_d$$

Où  $p_{\text{évap}}$  : Pression à l'évaporateur en bar.

$p_d$  : Pression dans le distributeur en bar.

Avec  $p_{\text{évap}} = 1,06 \text{ bar}$

Et  $p_d = 0,5 \text{ bar}$  valeur estimée.

$$\underline{AN} : \quad p_{aval} = 1,56 \text{ bar}$$

#### 4.3.5.3. La chute de pression au niveau du détendeur :

$$\Delta p = p_{amont} - p_{aval}$$

$$\underline{AN} : \quad \Delta p = 7,444 \text{ bar}$$

#### 4.3.5.4. Le facteur de correction de la chute de pression :

Sa valeur est donnée dans le tableau ci-dessous en faisant une interpolation entre deux valeurs.

$$\text{Soit } K_{\Delta p} = 0,90448$$

#### 4.3.5.5. Le facteur de correction de la température d'évaporation :

Sa valeur est lue directement sur le tableau au dessus.

$$\text{Soit } K_t = 1,79$$

#### 4.3.5.6. La puissance nominale du détendeur :

$$\underline{AN} : \quad Q_n = 11,51 \text{ kW}$$

#### 4.3.6. **Le robinet magnétique montée à l'aspiration :**

Comme les autres composants, sa sélection dans une installation est aussi déterminée par sa puissance nominale. Cette dernière est déterminée par la formule suivante :

$$Q_n = Q_{0,n} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p}$$

##### 4.3.6.1. La perte de charge à l'aspiration :

Comme on avait estimé, la perte de charge est 10%.

La puissance à l'aspiration est  $\Delta p = 1,06 \text{ bar}$ .

$$\text{Donc } \Delta p = 0,106 \text{ bar}$$

##### 4.3.6.2. Le facteur de correction de la chute de pression :

En faisant toujours une interpolation, on la valeur de  $K_{\Delta p} = 1,1936$  correspondant à  $\Delta p = 0,106 \text{ bar}$

#### 4.3.6.3. Le facteur de correction de la température d'évaporation :

Par interpolation de la température de fonctionnement  $-25^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$  entre la  $-20^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$  et la  $-30^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$  dans le tableau, on a :  $K_t = 2,035$

#### 4.3.6.4. La puissance du robinet :

$$\underline{AN} : \quad Q_n = 17,27 \text{ kW}$$

#### 4.3.7. Le filtre déshydrateur :

Comme son nom l'indique, cet organe a pour rôle non seulement de piéger les différentes impuretés pouvant se trouver dans un circuit frigorifique mais également d'en éliminer l'eau qui pourrait sinon occasionner des corrosions ou se déposer en certain endroit sensibles comme la pointe d'un détendeur où, en gelant, elle entraînera son blocage.

### 4.4. Remplacement de composant :

#### 4.4.1. Évaporateur :

Comme la puissance frigorifique évacuée au borne de l'évaporateur est la même pour le cycle fonctionnant au R12 et R134a, pour raison d'économie on n'est pas obligé de le remplacer.

#### 4.4.2. Compresseur :

D'après le calcul de la puissance des deux compresseurs fonctionnant au R12 et R134a, on trouve :

$$P_{\text{comp}_{\text{R12}}} = 2,786 \text{ kW}$$

$$P_{\text{comp}_{\text{R134a}}} = 3,125 \text{ kW}$$

Ces deux valeurs sont incluses à la puissance du compresseur de type 4NCS-12.2Y, fonctionnant avec la température de condensation  $40^{\circ}\text{C}$ , d'évaporation  $-25^{\circ}\text{C}$ , de puissance frigorifique 8000 W et de puissance 4,39kW.

Lors d'une reconversion de fluide frigorigène d'un conteneur, on ne change pas le compresseur.

#### 4.4.3. Condenseur :

D'après le calcul de la puissance des deux condenseurs fonctionnant au R12 et R134a, on a trouvé :

$$P_{\text{cond}_{\text{R12}}} = 8,89 \text{ kW}$$

$$P_{\text{cond}_{\text{R134a}}} = 8,97 \text{ kW}$$

Ces deux valeurs sont incluses à la puissance du condenseur 06VM103YA de puissance  $15,1 \text{ kW}$ .

Donc lors d'une reconversion de fluide frigorigène, on n'est pas obligé de remplacer le condenseur.

#### **4.4.4. Détendeur :**

D'après le calcul de la puissance des deux détendeurs fonctionnant au R12 et R 134a, on a trouvé :

$$P_{\text{dét}_{\text{R12}}} = 12,13 \text{ kW}$$

$$P_{\text{dét}_{\text{R134a}}} = 11,51 \text{ kW}$$

Ces deux valeurs de la puissance nominale du détendeur sont incluses au détendeur **935...D** de capacité nominale  $16,3 \text{ kW}$ .

Donc lors de la reconversion de fluide frigorigène, on fait une régulation au niveau du détendeur.

#### **4.4.5. Robinet magnétique :**

D'après le résultat du calcul précédent, les valeurs de la puissance nominale de chaque robinet sont  $16,12 \text{ kW}$  pour le système fonctionnant en R12 et  $17,27 \text{ kW}$  celle en R134a. D'après le catalogue de robinet électromagnétique, ces deux puissances sont incluses pour celle du robinet **540 RA 16 T9** de puissance  $22,2 \text{ kW}$ . Cela ne nécessite pas donc un remplacement lors d'une reconversion.

#### **4.4.6. Filtre déshydrateur :**

Il sert à maintenir la quantité d'eau contenue dans le fluide en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature même de ce fluide, du type de compresseur et la nature du lubrifiant.

Les valeurs retenues sont :

pour le R12 30ppm et 50ppm R134a

On doit le changer pour les raisons suivantes :

- ✓ D'après les valeurs retenues ci-dessus, il faudrait une compatibilité avec le fluide de substitution ;
- ✓ Les molécules des fluides de types HFC sont plus fines que celle des CFC ;
- ✓ L'existence des résidus du CFC dans le tamis moléculaire.

#### **4.4.7. Voyant liquide :**

Le voyant s'utilise pour indiquer l'état du réfrigérant dans la conduite liquide de l'installation, la teneur en humidité du réfrigérant, le débit de la conduite de retour du séparateur d'huile au compresseur. Il s'utilise aussi pour indiquer le niveau de liquide dans une bouteille accumulatrice ou le niveau d'huile dans un carter de compresseur. Puisque chaque fluide a le voyant qui lui correspond, donc pour une reconversion de fluide il faut le remplacer. C'est-à-dire du **SS 49 / 86 AMI1SS9 --XS--12AB-006—EE** pour la R12 et le remplacer par **VCYLS9 --XS--12AD-003—EE**.

#### **4.4.8. Lubrifiant :**

Son rôle est de lubrifier les paliers, les pistons et les clapets. On doit le changer pour la raison d'incompatibilité avec le nouveau fluide frigorigène. Pour notre cas ici, on va remplacer le AB 300A qui est un lubrifiant alkylbène par le EAL 68 qui est un lubrifiant polyolester. Ce remplacement est conditionné par la viscosité (égale à 68 pour une température de 40°C) et par la miscibilité.

# Chapitre 5: CALCUL DE LA QUANTITE DE FLUIDE DANS UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

## 5.1. Mode de détermination de la quantité dans une installation :

On parvient à déterminer la quantité de fluide dans une installation par quatre façons.

On distingue :

- ☞ L'écriture sur l'installation ;
- ☞ La prise de mesure de l'intensité du courant dans compresseur.
- ☞ La méthode sans calcul ;
- ☞ La méthode par calcul.

## 5.2. L'écriture sur l'installation :

Les appareils mis sur le marché doivent porter une plaque signalétique précisant la nature et la quantité de fluide frigorigène. Voyons un exemple de plaque signalétique.

### 5.2.1. Caractéristique :

|                  |           |
|------------------|-----------|
| Type de fluide   | : R.....  |
| Charge en fluide | : .....kg |
| Type d'huile     | : .....   |
| Charge d'huile   | : .....l  |

### 5.2.2. Régime moyen de fonctionnement :

|                   |             |
|-------------------|-------------|
| Temp.Condensation | : .....°C   |
| Temp.Vaporisation | : .....°C   |
| Pression HP       | : .....bar  |
| Pression BP       | : .....bars |

### 5.2.3. Date de mise en service :

JJ/MM/AAAAA

**5.2.4.** Nom et adresse de l'installateur : .....

### **5.3. La prise de mesure de l'intensité du courant dans le compresseur :**

La prise de mesure de l'intensité du courant parcouru dans le compresseur par un multimètre est un autre moyen de déterminer la quantité de fluide dans une installation. Elle serait suffisante lorsque l'intensité nominale se stabilise après avoir passer de 7 à 8 fois.

### **5.4. Méthode sans calcul :**

Une installation fonctionne correctement, quand, la température étant obtenue dans l'enceinte à refroidir, on a les conditions suivantes :

#### **5.4.1. Basse pression :**

La pression lue au manomètre basse pression (BP) est de 0.1 à 0.2 bar plus basse que celle régnant dans l'évaporateur à cause des pertes de charge.

#### **5.4.2. Haute pression :**

La haute pression plus élevée d'environ 15°C que l'air ou l'eau de refroidissement des condenseurs à eau perdue.

#### **5.4.3. Un détendeur silencieux :**

Le détendeur ne doit plus faire entendre le sifflement de manque de charge.

#### **5.4.4. Une surchauffe normale des vapeurs de l'évaporateur :**

La valeur normale de la surchauffe est comprise entre 5 et 7°C.

Pendant la charge, la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur est très importante ; elle diminue et se stabilise dès que la quantité de fluide admise dans l'évaporateur sera suffisante.

#### **5.4.5. Le voyant liquide :**

La charge admise dans l'installation sera suffisante lorsque le voyant liquide ne présente plus de bulles.

#### **5.4.6. Niveau du liquide dans le réservoir haute pression :**

Le niveau de charge dans le réservoir est de  $\frac{1}{3}$  à  $\frac{1}{2}$  du volume. Certains réservoirs comportent un voyant liquide ce qui permet de connaître le niveau de fluide frigorigène. Néanmoins, il est possible d'apprécier le niveau de liquide dans le réservoir par le toucher : la partie supérieure du réservoir sera plus chaude (vapeur) que la partie inférieure (liquide).

#### **5.4.7. La tuyauterie liquide :**

La conduite liquide devrait légèrement être plus chaude que l'air ou l'eau à la sortie du condenseur.

Si la conduite est beaucoup plus chaude, il y a probablement trop de fluide frigorigène (vérifier l'état du condenseur).

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.

#### **5.4.8. La conduite d'aspiration :**

Elle a généralement une température plus basse que celle de l'air ambiant.

#### **5.4.9. La culasse du compresseur :**

La culasse du compresseur est nettement chaude à moins qu'elle ne soit refroidie par l'eau.

#### **5.4.10. Le carter du compresseur :**

Le carter du compresseur devrait légèrement plus chaud que la température ambiant.

S'il est trop froid, prouverait l'aspiration de gouttelette de liquide.

S'il est trop chaud, peut être l'indication d'un manque d'huile.

### **5.5.Méthode par calcul :**

Dans ce paragraphe nous allons calculer la masse totale du fluide frigorigène dans une installation frigorifique d'un conteneur, de puissance frigorifique 6,64 KW avec les conditions suivantes :

$$T_{vap} = -25^{\circ} C$$

$$T_{cond} = +40^{\circ} C$$

Sous refroidissement =5K

Surchauffe =5K

$$\eta_{IS} = 0,9$$

Perte de charge dans les tuyauteries estimées à 10%

Fluide frigorigène : R12

Connaissant le débit masse qui est la masse du fluide en unité de temps, et durée pendant laquelle le fluide met pour chaque portion, on aura la masse de fluide dans l'installation.

D'après les formules (1.12) et (1.14), on a : 
$$m_{f_i} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot L_{c_i} \cdot \rho_i$$

Qui est égal encore : 
$$m_{f_i} = V_i \cdot \rho_i = \frac{V_i}{\gamma_i}$$

Où  $m_{f_i}$  : masse du fluide dans la portion étudiée [kg]

$V_i$  : Volume de la portion étudiée [ $m^3$ ]

$\gamma_i$  : Volume massique du fluide frigorigène [ $\frac{m^3}{kg}$ ]

i : Compartiment à étudier

Puisque le circuit frigorifique est fermé, et en supposant qu'il n'y a pas de fuite et de la réaction chimique, la masse de fluide frigorigène dans l'installation est linéaire, c'est-à-dire donc constante.

La formule pour déterminer la quantité de fluide dans une installation frigorifique est la suivante :

Soit : 
$$m_{f_r} = \sum \frac{V_i}{\gamma_i} \quad \text{(Formule 1)}$$

Dans tous les calculs qui vont suivre, la valeur  $\gamma_i$  est déterminée par le diagramme enthalpique et avec les données du logiciel SOLKANE 2.0.

### **5.5.1. Les dimensions de la tuyauterie de l'installation :**

#### **5.5.1.1. Tuyauterie aspiration :**

C'est un tube de 1.  $\frac{1}{8}$ " et de longueur 3,6 m.

D'après (1. 11) 
$$V_{asp} = \frac{\pi (26,03 \cdot 10^{-3})^2}{4} * 3,6$$

$$V_{asp} = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### **5.5.1.2. Tuyauterie refoulement :**

C'est une tube  $\frac{5}{8}$ " et de longueur 1,4 m

$$\text{D'après (1.11)} \quad V_{ref} = \frac{\pi (13,84 \cdot 10^{-3})^2}{4} * 1,4$$

$$V_{ref} = 0,211 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.3. Tuyauterie Liquide :

C'est une tube  $\frac{1}{2}$ " et de longueur 7,6 m

$$\text{D'après (1.11)} \quad V_{liq} = \frac{\pi (10,92 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 7,6$$

$$V_{liq} = 0,712 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.4. Tuyauterie du détendeur au distributeur :

C'est une tube  $\frac{7}{8}$ " et de longueur 0,72 m.

$$\text{D'après (1.11)} \quad V_{dd} = \frac{\pi (19,94 \cdot 10^{-6})^2}{4} * 0,72$$

$$V_{dd} = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.5. Tuyauterie distributeur à l'évaporateur :

Le distributeur est composé de 16 brins de tube  $\frac{1}{4}$ " de longueur 31,25 cm.

$$\text{D'après (1.11)} : \quad V_{dévap} = \frac{\pi (5,08 \cdot 10^{-6})^2}{4} * (16 * 31,25 \cdot 10^{-2})$$

$$V_{dévap} = 0,101 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.6. .Evaporateur :

L'évaporateur du conteneur étudié est à air de longueur ailetté 1,60 m et 6 nappes de

16 tubes  $\frac{3}{8}$ ". Soit une longueur totale de 153,6 m.

$$\text{D'après (1.11)} : \quad V_{évap} = \frac{\pi (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} (1,6 * 6 * 16)$$

$$V_{évap} = 7,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.7. .Condenseurs :

Le condenseur du conteneur étudié est à air ailetté 0,9 m et 3 nappes de 12 tubes  $\frac{3}{8}$ "

. Soit une longueur totale de 32,4 m.

$$\text{D'après (1.11)} \quad v_{cond} = \frac{\pi (8.10^{-3})^2}{4} * (0,9 * 12 * 3)$$

$$v_{cond} = 1,63.10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.8. Compresseur :

Le compresseur est semi-hermétique de type 4NCS-12. 2Y fonctionnant avec la température -25°C en évaporation et +40°C en condensation, de puissance 4,39 KW.

Ses caractéristiques sont la suivante :

Alésage : 0,08 m

Course : 0,07 m

Nombre de cylindres : 3

$$\text{D'après (1.11)} : \quad v_{comp} = \frac{\pi (0,08^2 * 0,07)}{4} * 3$$

$$v_{comp} = 1,055.10^{-3} \text{ m}^3$$

#### 5.5.1.9. Le volume total du circuit :

C'est la somme du volume de chaque portion du circuit

$$v_{Tcir} = v_{asp} + v_{ref} + v_{liq} + v_{dd} + v_{d.évap} + v_{évap} + v_{cond} + v_{comp}$$

$$\underline{\text{AN}} : \quad V_{Tcir} = 13,574.10^{-3} \text{ m}^{-3} \text{ _____}$$

#### 5.5.2. La masse de fluide dans chacune des portions de la tuyauterie :

Les valeurs de  $V_i$  sont affichées dans le tableau (18).

##### 5.5.2.1. Tuyauterie aspiration :

$$m_{asp} = \frac{v_{asp}}{v_{1sup}}$$

$$\text{Avec} \quad V_{asp} = 1,92.10^{-3}$$

$$v_{1sup} = 135,33.10^{-3}$$

$$m_{asp} = 14,18 \text{ g}$$

##### 5.5.2.2. Tuyauterie refoulement :

$$m_{ref} = \frac{v_{ref}}{\gamma_{2is}}$$

$$\text{Avec} \quad v_{ref} = 0,211.10^{-3}$$

$$v_{2is} = 20,26.10^{-3}$$

$$m_{ref} = 10,41 \text{ g}$$

5.5.2.3. Tuyauterie liquide :

$$m_{liq} = \frac{V_{liq}}{v_3}$$

Avec  $V_{liq} = 0,712.10^{-3}$

$$v_3 = 0,8.10^{-3}$$

$$m_{liq} = 890 \text{ g}$$

5.5.2.4. Détendeur au distributeur :

$$m_{dd} = \frac{V_{dd}}{v_{3ssr}}$$

Avec  $V_{dd} = 0,225.10^{-3}$

$$v_{3ssr} = 0,79.10^{-3}$$

$$m_{dd} = 284,81 \text{ g}$$

5.5.2.5. Distributeur à l'évaporateur :

$$m_{d.évap} = \frac{V_{d.évap}}{v_{3ssr}}$$

Avec  $V_{d.évap} = 0,101.10^{-3}$

$$v_{3ssr} = 0,79.10^{-3}$$

$$m_{d.évap} = 127,85 \text{ g}$$

5.5.2.6. Evaporateur :

$$m_{évap} = \frac{V_{évap}}{v_4}$$

AN :  $v_{évap} = 7,72.10^{-3}$

$$v_4 = 46,20.10^{-3}$$

$$m_{évap} = 167,1 \text{ g}$$

5.5.2.7. Condenseur

$$m_{cond} = \frac{V_{cond}}{v_{2i}}$$

Avec  $V_{cond} = 1,63.10^{-3}$

$$v_{2i} = 20,26.10^{-3}$$

$$m_{cond} = 80,45 \text{ g}$$

### 5.5.2.8. Compresseur :

$$m_{comp} = \frac{V_{comp}}{V_{lsup}}$$

Avec  $V_{comp} = 1,055.10^{-3}$

$$V_{lsup} = 135,33.10^{-3}$$

$$m_{comp} = 7,8 \text{ g}$$

La masse totale du fluide dans l'installation si on ne considère pas la perte de charge

$$\text{est : } m_{f_T} = m_{asp} + m_{ref} + m_{liq} + m_{dd} + m_{d.\text{évap}} + m_{\text{évap}} + m_{cond} + m_{comp}$$

$$m_{f_T} = 1582,6 \text{ g}$$

En tenant compte de la bouteille liquide qui contient 1/3 du fluide en circulation, la masse du fluide totale est  $m_{f_T} = 4747,8 \text{ g}$  qui est une valeur proche à celle du donné prescrit sur l'installation (5,300 kg) [voir annexe].

### 5.5.3. Formules empiriques pour conteneur fonctionnant avec le Fréon 12 :

Les formules suivantes sont déduites du calcul de la masse de fluide dans une installation frigorifique d'un conteneur fonctionnant avec le Fréon 12.

#### 5.5.3.1. Masse en fonction de la température d'évaporation et du volume totale du circuit :

Cette formule est valable seulement autour de la valeur de la température d'évaporation  $-25^{\circ}\text{C}$  et pour un substitut.

La  $\rho_{-25}$  est la masse volumique à l'état vapeur. Elle est obtenue par interpolation entre  $9,288 \text{ kg/m}^3$  et  $6,290 \text{ kg/m}^3$ .

$$m_{f_T} = b \cdot \rho_{-25} \cdot V_{T_{cir}}$$

Calculons la valeur du paramètre b.

$$4,778 = b \cdot 7,732 \cdot V_{T_{cir}}$$

$$\text{Le coefficient } b = 45,2369$$

$$\text{Soit : } m_{f_T} = 45,2369 \cdot \rho_{t_0} \cdot V_{T_{cir}} \text{ [kg]} \quad \textbf{(formule 2)}$$

Où  $\rho_{t_0}$  : masse volumique à  $-25^{\circ}\text{C}$  (vapeur) en  $[\text{kg/m}^3]$

$V_{T_{cir}}$  : Volume total du circuit en  $[\text{m}^3]$

### 5.5.3.2. Masse en fonction de la température d'évaporation et du volume du conteneur :

Cette formule aussi est valable uniquement autour de la valeur de la température d'évaporation  $-25^{\circ}\text{C}$ . Elle est fonction du volume du conteneur.

Dans notre cas, soit  $d$  le coefficient  $d = \frac{V_c}{V_{Tcir}}$

Avec  $V_c = 28 \text{ m}^3$

$$V_{Tcir} = 13,574 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Et  $d = 2062,767055$

Soit :  $m_{JT} = 0,021930287 \cdot \rho_{tvap} \cdot V_c$  [kg] (formule 3)

Où  $V_c$  : volume du conteneur en  $[\text{m}^3]$

### 5.5.4. Quantité des fluides dans le circuit frigorifique du conteneur étudié fonctionnant avec le fréon 134a :

Puisqu'on n'a pas changé les tuyauteries du système, les données du paragraphe 4.5.3 et du tableau 19 sont nécessaires pour ce calcul. Pour cela, nous allons suivre le même procédé de calcul que celui du paragraphe précédent.

#### 5.5.4.1. Tuyauterie aspiration :

$$m_{asp} = 10,36 \text{ g}$$

#### 5.5.4.2 Tuyauterie refoulement :

$$m_{ref} = 9,95 \text{ g}$$

#### 5.5.4.3. Tuyauterie liquide :

$$m_{liq} = 818,39 \text{ g}$$

#### 5.5.4.4. Détendeur distributeur :

$$m_{d.distr} = 261,63 \text{ g}$$

#### 5.5.4.5. Distributeur- évaporateur :

$$m_{d.evap} = 117,44 \text{ g}$$

#### 5.5.4.6. Evaporateur :

$$m_{evap} = 111,095 \text{ g}$$

#### 5.5.4.7. Condenseur :

$$m_{cond} = 74,80 \text{ g}$$

#### 5.5.4.8. Compresseur :

$$m_{comp} = 5,69 \text{ g}$$

#### 5.5.4.9. La masse totale du fluide :

Sans tenir compte de la perte de charge, la masse du fluide est égale à

$$m_{fT} = 1409,35 \text{ g}$$

En tenant compte de la bouteille liquide, la masse du fluide serait égale à

$$m_{fT} = 4228,05 \text{ g}$$

#### 5.5.5 Formules empiriques pour le substitut du fréon 134a :

En suivant la même méthode que le paragraphe 4.5.3., les formules empiriques de substitut pour le fréon 134a spécialement pour conteneur sont les suivantes :

##### 5.5.5.1 La formule empirique de la masse en fonction du volume total du circuit :

$$m_{fT} = b_2 \cdot \rho_{-25} \cdot V_{Tcir}, \text{ calculons la valeur du coefficient } b_2.$$

$$\text{Avec } b = \frac{4,228}{5,525 \cdot 13,574 \cdot 10^{-3}} = 56,37674$$

Où :  $\rho_{-25}$  la masse volumique du fluide à l'état vapeur du fréon 134a

$$m_{fT} = 56,37674 \cdot \rho_{-25} \cdot V_{Tcir} \quad \text{(formule 4)}$$

##### 5.5.5.2 Formule empirique de la masse en fonction du volume total du conteneur

Dans notre cas, soit  $d$  le coefficient  $d = \frac{V_c}{V_{Tcir}}$

$$\text{Avec } V_c = 28 \text{ m}^3$$

$$V_{Tcir} = 13,574 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{Et } d = 2062,767$$

$$\text{D'où : } m_{fT} = 0,0300065 \cdot \rho_{-25} \cdot V_c \quad [\text{kg}] \quad \text{(formule 5)}$$

#### 5.5.6. Vérification de la formule pour des chambres froides fonctionnant avec le fréon 22 :

##### a. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Toliary :

Condition de fonctionnement :

$$T_{\text{évap}} = -25^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = +45^\circ\text{C}$$

$$Q_o = 11,914 \text{ kW}$$

$$\text{Fluide R22 (5,5 kg)}$$

**Tableau n°14** : les volumes massique du fréon 22 pour la plage de température -25°C/+40°C

| Point sur le diagramme | $v \left[ \frac{dm^3}{Kg} \right]$ |
|------------------------|------------------------------------|
| 1                      | 111,97                             |
| 1 sup                  | 114,58                             |
| 2 is                   | 17,34                              |
| 2                      | 17,92                              |
| 2''                    | 13,32                              |
| 3                      | 0,90                               |
| 3 ssr                  | 0,88                               |
| 4                      | 39,60                              |

**–Tuyauterie aspiration:**

$$V_{asp} = \frac{\pi (40,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} * 10,2 = 13,140 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$v_{asp} = 114,58 \cdot 10^{-3} m^3 / kg$$

$$m_{asp} = 114,68 \text{ g}$$

**–Tuyauterie refoulement:**

$$V_{ref} = \frac{\pi (17 \cdot 10^{-3})^2}{4} * 1,8 = 0,4087 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$v_{ref} = 17,34 \cdot 10^{-3} m^3 / kg$$

$$m_{ref} = 23,56 \text{ g}$$

**–Tuyauterie liquide:**

$$V_{liq} = \frac{\pi (14 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 11,65 = 1,793 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$v_{liq} = 0,90 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$m_{liq} = 1992,22 \text{ g}$$

**–Evaporateur:**

$$V_{evap} = 9,92 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$v_{evap} = 39,60 \cdot 10^{-3} m^3 / kg$$

$$m_{evap} = 250,505 \text{ g}$$

**–Condenseur:**

$$V_{cond} = 11,1 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$v_{cond} = 17,34.10^{-3} m^3 / kg$$

$$m_{cond} = 640,138 \text{ g}$$

—Compresseur:

$$V_{comp} = \frac{\pi (0,07 * 0,08^2)^2}{4} * 2 = 0,704.10^{-3} m^3$$

$$v_{comp} = 39,60.10^{-3} m^3 / kg$$

$$m_{comp} = 6,144 \text{ g}$$

La masse total du fluide sans  $\Delta p$  et sans tenir compte de la bouteille liquide :

$$m_{fT} = 3,27 \text{ kg}$$

En tenant compte de la bouteille liquide qui contient ½ du fluide

Donc  $m_{fT} = 6,54 \text{ kg}$  qui est une valeur proche de 5,5 kg. [Voir annexe]

—Volume total du circuit :

$$V_{Tcirc} = V_{asp} + V_{ref} + V_{liq} + V_{evap} + V_{cond} + V_{comp}$$

$$\underline{\text{AN}} : V_{Tcirc} = 37,0657.10^{-3} m^3$$

La formule empirique pour la chambre froide fonctionnant avec le fréon 22 :

$$m = b. \rho_{-25}. V_{Tcirc}$$

$$6,54 = b. 9,0585. 37,0657.10^{-3}$$

$$b = 19,478219$$

$$\text{Soit : } m_{R22} = 19,478219 \cdot \rho_{-25} \cdot V_{tcir}$$

**b. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Antananarivo :**

Condition de fonctionnement :

$$T_{\text{évap}} = -25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = +45^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{o,m} = 4,686 \text{ Kw}$$

fluide R22 (2 Kg)

—Tuyauterie aspiration:

$$V_{asp} = \frac{\pi (26,5.10^{-3})^2}{4} * 5,45 = 3,006.10^{-3} m^3$$

$$\gamma_{asp} = 114,58.10^{-3} m^3 / Kg$$

$$m_{asp} = 26,23 \text{ g}$$

–Tuyauterie refoulement:

$$V_{ref} = \frac{\pi (11.10^{-3})^2}{4} * 0,7 = 0,0665.10^{-3} m^3$$

$$\gamma_{ref} = 19,34.10^{-3} m^3 / Kg$$

$$m_{ref} = 3,44 \text{ g}$$

–Tuyauterie liquide:

$$V_{liq} = \frac{\pi (9.10^{-3})^2}{4} * 6,1 = 0,3381.10^{-3} m^3$$

$$v_{liq} = 0,90.10^{-3} \cdot \frac{m^3}{kg}$$

$$m_{liq} = 375,66 \text{ g}$$

–Evaporateur:

$$V_{evap} = 4,8.10^{-3} m^3$$

$$v_{evap} = 39,60.10^{-3} \cdot \frac{m^3}{kg}$$

$$m_{evap} = 121,21 \text{ g}$$

–Condenseur:

$$V_{cond} = 3,3.10^{-3} m^3$$

$$v_{evap} = 17,34.10^{-3} \cdot \frac{m^3}{kg}$$

$$m_{cond} = 190,31 \text{ g}$$

–Compresseur:

$$V_{comp} = \frac{\pi (0,07 * 0,08^2)^2}{4} * 2 = 0,7037.10^{-3} m^3$$

$$v_{evap} = 114,58.10^{-3} \cdot \frac{m^3}{kg}$$

$$m_{comp} = 6,14 \text{ g}$$

La masse total du fluide sans tenir compte de la perte de charge est :

$$m_{fT} = 0,723 \text{ kg}$$

En tenant compte de la bouteille liquide qui contient 1/3 du fluide en circulation, la masse totale du fluide est :

$$m_{fTb} = 2,169 \text{ kg}$$

Le volume total du circuit est :  $V_{Tcirc} = 12,2643.10^{-3} m^3$

**Application de cette formule pour une chambre froide à Antananarivo fonctionnant avec de la R22 de volume total  $V_{Tcirc} = 12,2643.10^{-3} m^3$**

$$\text{Soit. } m_{R22} = 19,478219 \cdot \rho_{-25} \cdot V_{Tcir} \quad \text{(Formule 6)}$$

$$\underline{\text{AN}} : m_{R22} = 19,478219 \cdot 9,0585 \cdot 12,2643 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Soit. } m_{R22} = 2,164 \text{ kg} \approx 2,169 \text{ kg}$$

## 5.6 Évolution de la quantité de fluide R12 dans une installation :

D'après le paragraphe 4.5, la masse de fluide dans l'installation est donnée par la formule

$$\text{suivante : } m_{f_r} = \sum \frac{V_i}{\gamma_i}$$

### 5.6.1 $m_{f_r}$ en fonction de $Q_o$ avec une condition de fonctionnement fixe :

La condition de fonctionnement est la suivante :

$$T_{vap} = -25^\circ C$$

$$T_{cond} = +40^\circ C$$

$Q_o$  variable en fonction du type de denrée introduit dans le conteneur et du climat (température extérieur)

Fluide R12

Puisque le volume  $V_i$  du circuit et le volume massique  $\gamma_i$  du fluide à une température fixée restent constante, donc la masse de fluide dans l'installation est constante quelque soit la puissance frigorifique  $Q_{o,eff}$

Pour vérifier cette hypothèse, nous allons varier la puissance frigorifique en utilisant le logiciel SOLKANE 2.0 par la suite nous verrons les conséquences de cette variation.

Les résultats du SOLKANE sont affichés dans le tableau 22

**Tableau n°15 : Caractéristique évolutif du fluide R12 pour  $Q_0$  variable avec le température de fonctionnement fixe.**

| Puissance frigorifique [kW] | Vitesse d'écoulement du fluide [m/s] |             |         | Masse de fluide R12 [kg] | Puissance du compresseur [kW] |
|-----------------------------|--------------------------------------|-------------|---------|--------------------------|-------------------------------|
|                             | Aspiration                           | Refoulement | Liquide |                          |                               |
| 2                           | 4,6                                  | 2,44        | 0,155   | 1,582                    | 0,680                         |
| 4                           | 9,2                                  | 4,8         | 0,309   | 1,582                    | 1,360                         |
| 5                           | 11,5                                 | 6,1         | 0,387   | 1,582                    | 1,952                         |
| 6                           | 13,8                                 | 7,32        | 0,464   | 1,582                    | 2,040                         |
| 8                           | 18,4                                 | 9,76        | 0,619   | 1,582                    | 2,720                         |
| 10                          | 23                                   | 12,2        | 0,774   | 1,582                    | 3,400                         |
| 12                          | 27,6                                 | 14,64       | 0,928   | 1,582                    | 4,080                         |
| 14                          | 32,2                                 | 17,08       | 0,928   | 1,582                    | 4,760                         |

D'après ce tableau, la masse de fluide dans l'installation frigorifique du conteneur reste constante et égale à 1,582kg quelle que soit la puissance frigorifique si la température de fonctionnement est de -25°C en évaporation et +40°C en condensation et le reste c'est-à-dire le 3,481 kg est stocké dans la bouteille liquide.

#### 5.6.1.1 Calcul des vitesses d'écoulement dans l'installation :

Elles se calculent par la formule :

$$w = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_o \cdot v_i}{(h_{1\text{sup}} - h_4)}$$

Avec

$$h_{1\text{sup}} = 644,16 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 533,8 \text{ kJ/kg pour le régime de fonctionnement}$$

$$v_i - \text{volume massique du fluide frigorigène [m}^3/\text{kg]}$$

##### 5.6.1.1.1 Tuyauterie aspiration :

$$V_{asp} = 135,33 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{kg]}$$

$$w = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{135,33 \cdot 10^{-3} \cdot Q_o}{(644,16 - 533,8) \cdot (26,03)^2 \cdot 10^{-6}}$$

$$\text{Soit } W_{ref} = 2,3 \cdot Q_o$$

$$\text{Avec } \begin{matrix} Q_o & [\text{kW}] \\ w_{asp} & [\text{m/s}] \end{matrix}$$

Les valeurs de la vitesse  $w_{asp}$  sont affichées dans le tableau (22)

##### 5.6.1.1.2 Tuyauterie refoulement

$$v_{ref} = 20,26.10^{-3}$$

$$w_{ref} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{20,26.Q_o}{(644,16 - 533,8) \cdot 13,84^2 \cdot 10^{-6}}$$

D'où :

$$w_{ref} = 1,22.Q_o \quad \text{Avec} \quad \frac{w_{ref} \cdot [m/s]}{Q_o \cdot [kW]}$$

Les valeurs de la vitesse  $w_{ref}$  sont affichées dans le tableau (22)

#### 5.6.1.1.3 Tuyauterie liquide :

$$v_{liq} = 0,8.10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$v_{liq} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,80 \cdot 10^{-3} \cdot Q_o}{(644,16 - 533,8) \cdot 10,92^2 \cdot 10^{-6}}$$

$$D'où : w_{liq} = 0,0774.Q_o \quad \text{Avec} \quad \frac{w_{liq} \cdot [m/s]}{Q_o \cdot [kW]}$$

Les valeurs de la vitesse  $w_{liq}$  sont affichées dans le tableau (22).

#### 5.6.1.1.4 Conclusion :

Pour un conditionnement de température fixe, les valeurs d'enthalpie sur le diagramme du frigorigère restent constantes.

$$\text{La formule (1.5) nous donne la puissance du compresseur } P_{comp} = \frac{(h_{2is} - h_{1sup})}{(h_{1sup} - h_4) \eta_{is} \eta_m} \cdot Q_o.$$

La puissance  $P_{comp}$  est donc fonction de la puissance frigorifique  $Q_o$ .

En se référant aux tableaux n°22 et n°27, il est préférable d'utiliser le conteneur avec une puissance frigorifique de 5 kW. C'est à cette puissance seulement que les conditions seront remplies (vitesse limite de fonctionnement normale de l'installation).

### **5.6.2. L'évolution de la masse du fluide, des vitesses et la puissance du compresseur si la puissance frigorifique est 6,64 kW et la température varie :**

- ✓ Les données nécessaires pour cette étude sont récapitulées dans le tableau 24. Ces valeurs ont été tracées dans le diagramme enthalpique du fréon 12 avec la précision du logiciel SOLKANE 2.0

✓ En utilisant les données du 24, la formule (1.12) et (Formule 1), nous avons les résultats du tableau 24 ci-dessous.

✓ Interprétation :

La masse du fluide qui circule dans l'installation croît avec la température et elle est maximale et minimale dans les températures extrêmes. Tandis que la puissance du compresseur, la vitesse d'écoulement du fluide à l'aspiration et au refoulement ainsi qu'à la tuyauterie liquide décroissent lorsque la température à l'évaporation augmente.

**Tableau n°16 : Récapitulation des valeurs de la vitesse d'écoulement, de la masse du fluide et la puissance du compresseur pour  $T_{\text{évap}}$  variable.**

| Température de fonctionnement | Vitesse d'écoulement [m/s] |             |         | Masse de fluide en circulation [kg] | Puissance demandée au compresseur [kW] |
|-------------------------------|----------------------------|-------------|---------|-------------------------------------|----------------------------------------|
|                               | Aspiration                 | Refoulement | Liquide |                                     |                                        |
| -25°C/ +40°C                  | 15,27                      | 8,10        | 0,514   | 1,508                               | 2,509                                  |
| -15°C/ +40°C                  | 9,81                       | 7,83        | 0,493   | 1,874                               | 1,949                                  |
| -5°C/ +40°C                   | 6,98                       | 7,38        | 0,474   | 2,091                               | 1,471                                  |
| +5°C/ +40°C                   | 4,92                       | 7,00        | 0,457   | 2,467                               | 1,060                                  |
| +15°C/ +40°C                  | 3,55                       | 6,67        | 0,442   | 3,505                               | 0,704                                  |
| +25°C/ +40°C                  | 2,37                       | 6,37        | 0,429   | 4,887                               | 0,396                                  |

✓ Conclusion :

Le conteneur que nous avons étudié fonctionne en température négative. La plage de température de fonctionnement conseillée à pratiquer pour ce conteneur est -15°C jusqu'à -5°C en évaporation. [Voir tableau n°25].

## 5.7. Evolution de la quantité du fluide R134a dans une installation :

### 5.7.1. Température de fonctionnement fixe :

Pour cette étude, fixons la température de fonctionnement et varions la puissance frigorifique pour en savoir ce qui se passe.

Prenons la température de condensation -25°C, l'évaporation +40°C et la perte de charge toujours estimée à 10%.

**Tableau n°17: Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température constante variable (fluide : R134a)**

| Puissance frigorifique<br>$Q_{0,n}$ [kW] | Vitesse d'écoulement du fluide frigorigène |                      |                  | Masse de fluide en circulation<br>[kg] | Puissance demandée au compresseur<br>[kW] |
|------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------|------------------|----------------------------------------|-------------------------------------------|
|                                          | Aspiration<br>[m/s]                        | Refoulement<br>[m/s] | Liquide<br>[m/s] |                                        |                                           |
| 2                                        | 4,59                                       | 1,908                | 0,122            | 1,409                                  | 0,781                                     |
| 4                                        | 9,18                                       | 3,816                | 0,245            | 1,409                                  | 1,562                                     |
| 6                                        | 13,78                                      | 5,724                | 0,367            | 1,409                                  | 2,226                                     |
| 8                                        | 18,38                                      | 6,869                | 0,489            | 1,409                                  | 3,124                                     |
| 10                                       | 22,98                                      | 9,540                | 0,612            | 1,409                                  | 3,905                                     |
| 12                                       | 27,58                                      | 11,44                | 0,734            | 1,409                                  | 4,686                                     |
| 14                                       | 32,18                                      | 13,36                | 0,856            | 1,409                                  | 5,466                                     |

### 5.7.2. Puissance frigorifique fixe :

Par contre, ici nous allons fixer la puissance frigorifique et faisons varier la température de fonctionnement. Soit  $Q_{0,n}=6,64$  kW.

En faisant une étude analogue avec le paragraphe 4.7.1, nous avons les résultats dans le 26 ci-dessous.

**Tableau n°18: Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température variable (fluide : R134a)**

| Température de fonctionnement<br>En [°C] | Vitesse d'écoulement du fluide frigorigène |                      |                  | Masse de fluide en circulation<br>[kg] | Puissance demandée au compresseur<br>[kW] |
|------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------|------------------|----------------------------------------|-------------------------------------------|
|                                          | Aspiration<br>[m/s]                        | Refoulement<br>[m/s] | Liquide<br>[m/s] |                                        |                                           |
| -25/+40                                  | 15,264                                     | 6,33                 | 0,408            | 1,409                                  | 2,593                                     |
| -15/+40                                  | 9,657                                      | 5,958                | 0,391            | 1,648                                  | 2,002                                     |
| -5/+40                                   | 6,345                                      | 5,43                 | 0,374            | 1,813                                  | 1,502                                     |
| +5/+40                                   | 4,230                                      | 5,364                | 0,359            | 2,106                                  | 1,076                                     |
| +15/+40                                  | 3,015                                      | 5,166                | 0,364            | 2,595                                  | 0,711                                     |
| +25/+40                                  | 2,133                                      | 4,860                | 0,308            | 4,107                                  | 0,390                                     |

✓ Interprétation :

D'après les valeurs affichées dans le tableau ci-dessus et le tableau 27, il serait souhaitable d'utiliser le conteneur dans la plage de température -15°C jusqu'à -5°C.

## 5.8. Courbe de comparaison entre le fréon 12 et le fréon 134a :

### 5.8.1. Courbe de l'évolution de la masse de fluide dans une installation :

5.8.1.1. Le système fonctionne avec une plage de température de -25°C à +25°C pour une puissance frigorifique fixe égale à 6,64 kW:

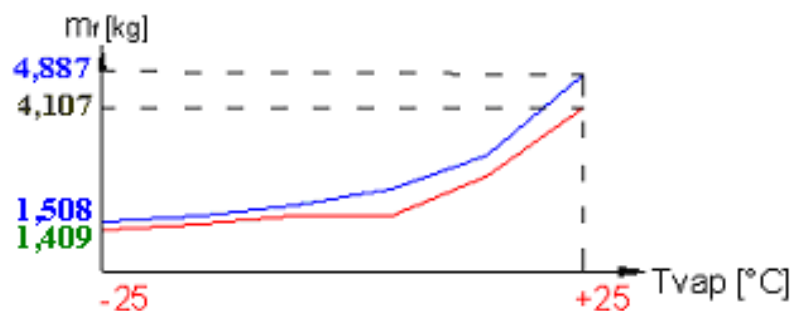


Figure 11: Courbe de masse comparative entre le fluide R12 et R134a dans une plage de température variable

La quantité de fluide dans une installation est fonction de la température. Elle atteint sa valeur maximale et minimale dans les extrêmes de la température de fonctionnement.

Pour un même circuit, la quantité du fréon 12 est supérieure à celle du fréon 134a.

5.8.1.2. le système fonctionne avec une plage de température fixe (-25°C/+40°C) mais avec une puissance frigorifique variable :

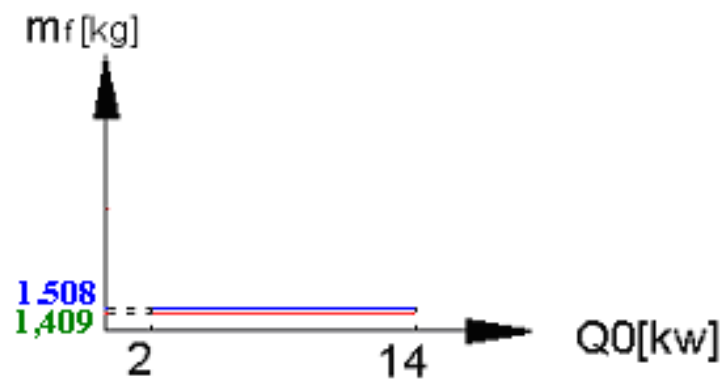


Figure n°12: Courbe de masse comparative entre le fluide fréon 12 et le fréon 134a pour une température fixe et de puissance frigorifique variable.

La quantité de fluide qui circule dans l'installation reste constante quelles que soient les denrées entreposées.

### 5.8.2. Courbe de l'évolution de vitesses des fluides dans une installation :

#### 5.8.2.1. vitesse à l'aspiration :

a. Le système fonctionne avec une plage de température de -25°C à +25°C pour une puissance frigorifique fixe :

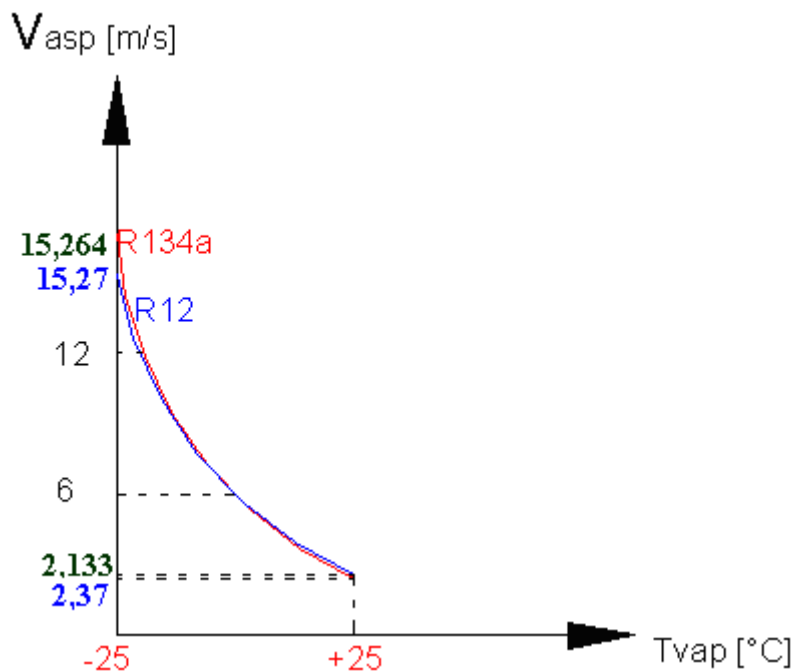


Figure n°13 : Evolution de la vitesse du fluide de l'aspiration sur une plage de nature variable et de puissance frigorifique constante

✓ Interprétation :– Le fréon 12 :

La plage de température à l'évaporation favorable est de -17°C jusqu'à +3,25°C pour une température de condensation fixe à +40°C.

– Le fréon 134a :

La plage de température à l'évaporation favorable est de -16°C jusqu'à +4°C pour une température de condensation fixe à +40°C.

✓ Conclusion :

Ce conteneur peut fonctionner de -17°C à +4°C avec le R12 ou le R134a.

**Tableau n°19: Vitesse recommandée des fluides frigorigènes [tableau n°27]**

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

- b. Le système fonctionne avec une plage de température fixe (-25°C/+40°C) mais avec une puissance frigorifique variable :

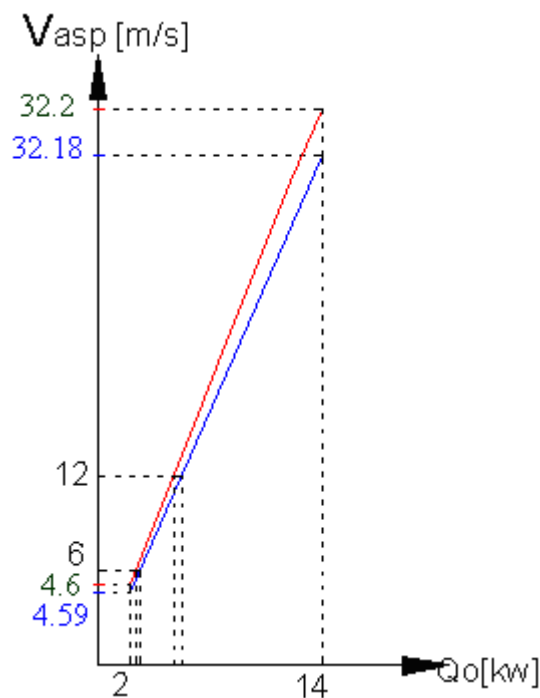


Figure n°14 : Courbe de l'évolution de la vitesse du fluide à l'aspiration pour une puissance frigorifique constante égale à 6,64 kW et de température d'évaporation -25°C

✓ Interprétation :– Le fréon 12 :

La puissance frigorifique favorable pour le conteneur que nous avons étudié est limitée entre 2,625 kW et 5,224 kW.

– Le fréon 134a :

La puissance frigorifique favorable pour le conteneur que nous avons étudié est limitée entre 2,625 kW et 5,224 kW.

✓ Conclusion :

Ce conteneur fonctionne dans l'intervalle  $[-17^{\circ}\text{C} ; +4^{\circ}\text{C}]$ .

L'allure de la vitesse de ces deux fluides est quasiment la même mais une supériorité de celle du fréon 134a face à celle du fréon 12.

D'après cette courbe la puissance frigorifique admissible pour le fréon 134a est 8kW. Tandis que pour le fréon 12, elle peut aller jusqu'à 9kW.

5.8.2.2. Vitesse au refoulement :

- a. Le système fonctionne avec une plage de température de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $+25^{\circ}\text{C}$  pour une puissance frigorifique fixe :

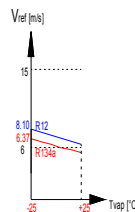


Figure n°15 : Courbe de l'évolution de la vitesse du fluide au refoulement pour une plage de température variable et de puissance frigorifique fixe.

✓ Interprétation :

- Le fréon 12 : le système fonctionne très bien dans la plage de température à l'évaporation  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à la température maximale.
- Le fréon 134a : la température d'évaporation limite est de  $+4^{\circ}\text{C}$ .

✓ Conclusion :

Si on voulait utiliser le conteneur dans la plage de température positive, il faut changer la tuyauterie de refoulement.

- b. Le système fonctionne avec une plage de température fixe (-25°C/+40°C) mais avec une puissance frigorifique variable :

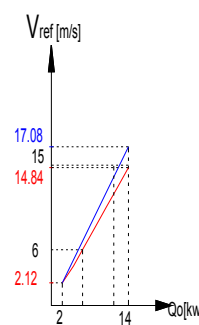


Figure n°16 : Courbe de l'évolution de la vitesse du fluide au refoulement pour une puissance frigorifique variable à température fixe

✓ Interprétation :

- Le fréon 12 : les puissances frigorifiques admissibles sont de 4,948 kW jusqu'à 12,33 kW
- Le fréon 134a : les puissances frigorifiques admissibles sont de 5,66 kW jusqu'à 14,01 kW.

✓ Conclusion :

Il est avantageux d'utiliser le fréon 134a

### 5.8.2.3. Vitesse dans la partie liquide :

- a. Le système fonctionne avec une plage de température de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $+25^{\circ}\text{C}$  pour une puissance frigorifique fixe :



Figure n°17 : Courbe de l'évolution de la vitesse du fluide dans la partie liquide pour une plage de température variable et de puissance frigorifique fixe.

✓ Conclusion :

Les valeurs de la vitesse dans la tuyauterie liquide sont dans les normes.

- b. Le système fonctionne avec une plage de température fixe ( $-25^{\circ}\text{C}$  à  $+40^{\circ}\text{C}$ ) mais avec une puissance frigorifique variable :

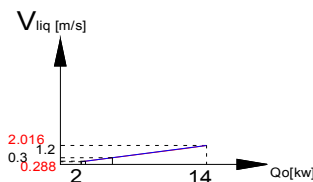


Figure n°18 : Courbe de l'évolution de la vitesse du fluide dans la partie liquide pour une puissance frigorifique variable à température fixe

✓ Interprétation :

–Le fréon 12 : les puissances frigorifiques souhaitables à dépenser sont dans la plage de 2,407 kW jusqu'à 5 kW

–Le fréon 134a : les puissances frigorifiques souhaitables à dépenser sont dans la plage de 2,356 kW jusqu'à 5 kW

✓ Conclusion :

Lors d'une reconversion de fluide frigorigène, il n'est pas nécessaire de remplacer la tuyauterie liquide.

## 5.9.LOGICIEL :

### 5.9.1 Introduction :

Ayant vécu la difficulté de déterminer la quantité de fluide d'une nouvelle installation frigorifique sans plaque signalétique, on a conçu « DOLASY 1.0 » (programmé sous MATLAB) pour en apporter une solution.

### 5.9.2. Le logiciel :

Afin d'accéder à l'écran d'accueil, taper « accueil » dans la fenêtre Matlab et une fenêtre d'accueil apparaît et puis on attend 10 secondes.



Une seconde fenêtre apparaît.

**DOLASY 1.0**

**QUANTITE DE FLUIDE DANS UN CONTENEUR FRIGORIFIQUE**

| TUYAUTERIE         |       | COMPOSANT                       |                                   | Condition                                                                                                                      |
|--------------------|-------|---------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>REFOULEMENT</b> |       | <b>COPRESSEUR</b>               | <b>DISTRIBUTEUR - EVAPORATEUR</b> | <b>PUISSANCE FRIGORIFIQUE [W]</b><br>8000<br><b>Tévap [°C]</b><br>-25<br><b>Tcond [°C]</b><br>40<br><b>Perte de charge</b><br> |
| Longueur (m)       |       | Alésage (m)                     | Longueur (m)                      |                                                                                                                                |
| Diamètre (mm)      | 13.84 | Course (m)                      | Diamètre (mm)                     |                                                                                                                                |
| <b>LIQUIDE</b>     |       | <b>EVAPORATEUR</b>              | <b>CONDENSEUR</b>                 |                                                                                                                                |
| Longueur (m)       |       | Longueur (m)                    | Longueur (m)                      |                                                                                                                                |
| Diamètre (mm)      | 32.13 | Diamètre (mm)                   | Diamètre (mm)                     |                                                                                                                                |
| <b>ASPIRATION</b>  |       | <b>DETENDEUR - DISTRIBUTEUR</b> |                                   |                                                                                                                                |
| Longueur (m)       |       | Longueur (m)                    |                                   |                                                                                                                                |
| Diamètre (mm)      | 32.13 | Diamètre (mm)                   | 19.94                             |                                                                                                                                |

Vitesse à l'aspiration (m/s) =  
 $6 < V_{asp} < 12$  [m/s]  
Vitesse de refoulement (m/s) =  
 $6 < V_{ref} < 15$  [m/s]  
Vitesse liquide (m/s) =  
 $0,3 < V_{liq} < 1,3$  [m/s]  
Masse totale du fluide (g) =

**VALIDER** **IMPRIMER** **QUITTER**

Figure n°19 : Fenêtre du programme pour calculer la quantité de fluide d'une installation frigorifique

### 5.9.3 Manipulation :

1. Faire le choix de la puissance frigorifique du système à étudier ;
2. saisissez la perte de charge estimée ;
3. saisissez les données du compresseur (alésage, course, nombre de cylindre) ;
4. saisissez les longueurs de chaque tuyauterie ;
5. Dès que le tableau sera rempli, cliquer sur valider et les valeurs de la vitesse à l'aspiration, refoulement, liquide et la masse de fluide dans l'installation apparaît.
6. Imprimer en cas de besoin.
7. Lors que l'opération sera terminée, cliquer sur quitter et la fenêtre de calcul sera fermée.

## Chapitre 6: ETUDE ECONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL

### 6.1. Etude économique :

Notre étude ici est axée sur le cas d'un conteneur maritime frigorifique 20' et dans le cas des substituts de R12 en R134a. Le prix de la location est de 300 000 Ariary pour une durée de 18 jours.

Aussi, elle est basée sur le calcul du temps de remboursement après avoir fixé l'amortissement annuel 'A' et le taux d'imposition sur les bénéfices 'a'.

Alors, le projet est rentable s'il permet de couvrir l'apport en fonds initial, c'est-à-dire le capital investi. Le temps de remboursement simplifié, aussi appelé 'Pay Out Time'(POT), correspond à la durée d'exploitation de l'équipement (ou de procédé) nécessaire pour le montant de l'investissement soit récupéré grâce aux revenus dégagés.

Le calcul du POT se fait en se basant sur des hypothèses simplificatrices :

- ☞ Revenu constant chaque année
- ☞ Capitaux empruntés
- ☞ Bénéfices soumis à des prélèvements fiscaux
- ☞ Amortissement linéaire et valeur résiduelle nulle

$$POT = CA/[B * (1 - a) + A]$$

Avec :

- ☞ CA : Capital amortissable,
- ☞ B : Bénéfices annuels bruts
- ☞ a : Taux d'imposition sur les bénéfices qui est égale à 15% ;
- ☞ A : Amortissement annuel constant.

6.1.1. Calcul du capital amortissable :Tableau n°20 : Devis pour les nouveaux composants

| Désignatio<br>n        |  | Q | Prix<br>unitai<br>re<br>(Ar) | C<br>o<br>û<br>t<br><br>(<br>A<br>r<br>)      |
|------------------------|--|---|------------------------------|-----------------------------------------------|
| Main d'œuvre           |  | 1 | 700 00<br>0                  | 7<br>0<br>0<br><br>0<br>0<br>0                |
| Filtre<br>déshydrateur |  | 1 | 74091<br>7,02                | 7<br>4<br>0<br><br>9<br>1<br>7<br>,<br>0<br>2 |
| Voyant liquide         |  | 1 | 20618<br>7,15                | 2<br>0<br>6<br><br>1                          |

|                                  |  |   |          |   |
|----------------------------------|--|---|----------|---|
|                                  |  |   |          | 8 |
|                                  |  |   |          | 7 |
|                                  |  |   |          | , |
|                                  |  |   |          | 1 |
|                                  |  |   |          | 5 |
| Fluide frigorigène R134a         |  | 5 | 56968,02 | 2 |
|                                  |  |   |          | 8 |
|                                  |  |   |          | 4 |
|                                  |  |   |          | 8 |
|                                  |  |   |          | 4 |
|                                  |  |   |          | 0 |
|                                  |  |   |          | , |
|                                  |  |   |          | 1 |
| Lubrifiant                       |  | 1 | 49300    | 1 |
|                                  |  |   |          | 3 |
|                                  |  |   |          | 2 |
|                                  |  |   |          | 6 |
|                                  |  |   |          | 1 |
|                                  |  |   |          | 7 |
| <b>Capital amortissable (CA)</b> |  |   |          | 2 |
|                                  |  |   |          | 0 |
|                                  |  |   |          | 6 |
|                                  |  |   |          | 4 |
|                                  |  |   |          | 5 |
|                                  |  |   |          | 6 |
|                                  |  |   |          | 1 |
|                                  |  |   |          | , |
|                                  |  |   |          | 2 |
|                                  |  |   |          | 7 |

### 6.1.2. Calcul de l'amortissement :

L'amortissement représente la dépréciation annuelle des installations. Il varie en fonction de la valeur résiduelle et de la durée de vie de ces installations. La période d'amortissement d'une installation est généralement inférieure à sa durée de vie et à sa période d'amortissement fiscal. Dans notre cas, nous l'estimons à 10 ans. Aussi nous estimons notre bénéfice annuel brut égal à 4 000 000 Ar.

$$n=10$$

$$\text{Donc } A=CA/n$$

$$A=CA/10 = \mathbf{2\,06\,456,127\,Ar}$$

$$\text{Alors, POT} = 0,57 \text{ an}$$

Le temps de remboursement est donc égal à **0,57 an**.

## 6.2. Étude d'impact environnemental :

### 6.2.1. Introduction :

Les décennies ont vu s'opérer une baisse continue de la qualité de l'environnement, ainsi qu'une régression quantitative des formations naturelles. Ce constat est tout à fait vrai, non seulement aux pays développés, mais surtout aux pays en voie de développement comme le nôtre.

Le ministère de l'environnement est le gérant de la politique nationale dans le domaine de la protection de l'environnement et de la qualité de vie. Pour cela, il agit dans le respect et de la consolidation de la charte de l'environnement. Il a pour objectif de concilier à la stratégie de développement sectoriel défini par le Gouvernement, avec la politique gouvernementale propre du Ministère.

Il exerce par ailleurs la tutelle technique des agences d'exécution du Plan d'Actions Environnementales (PAE) : l'Office National de l'Environnement (ONE), l'Association Nationale pour les Actions Environnementales (ANAE), ainsi que des organismes publics rattachés relevant de l'environnement celle que la Direction des Eaux et Forêt (DEF). Il se trouve investi, de ce fait, des pouvoirs dévolus à l'autorité de la tutelle technique par les statuts propres de ces établissements et la Charte de l'Environnement.

Notre environnement est qualifié d'exceptionnel du fait de la diversité de la nature qui la compose, et sa précieuse existence doit nous pousser dès maintenant à réfléchir sur leur protection.

Ainsi, il nous est nécessaire d'adjoindre, à cet ouvrage, une étude de l'impact environnemental du sujet de mémoire traité et de proposer quelques solutions.

### **6.2.2. Impacts environnementaux :**

Beaucoup sont les formes de destruction de l'environnement si nous ne parlons que la pollution, le réchauffement de la terre par les gaz à effet de serre et la destruction de la couche d'ozone. De ce fait, nous nous intéressons, concernant notre sujet, à la destruction de la couche d'ozone et au réchauffement de la planète.

Comme il a été déjà dit auparavant, la couche d'ozone stratosphérique peut être aussi détruite en présence des atomes de chlore et de brome. Ces atomes proviennent des produits chimiques surtout des fluides frigorigènes. Ainsi, dans le froid qui est un meilleur champ de réaction, se produit des réactions chimiques complexes.

#### **6.2.2.1. Impact environnemental négatif :**

##### **a. Conséquence sur la santé :**

La dégradation de la couche d'ozone provoque une augmentation des rayonnements ultraviolets UV-B qui nuit le système immunitaire des êtres vivants. Ce rayonnement UV-B, étant la principale cause du cancer de la peau, favorise la cataracte et le vieillissement cutané. Il fait apparaître aussi des mutations génétiques.

##### **b. Effets sur le cycle biochimique :**

L'augmentation du coût de soleil peut avoir un effet sur le cycle biochimique terrestre et aquatique. Par conséquent, les deux sources modifient, et y a un grand développement des gaz comme le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ), sulfure de carbone ( $\text{COS}$ ), ozone troposphérique ( $\text{O}_3$ ), qui augmentent l'effet de serre, et peuvent changer l'atmosphère, la biosphère.

##### **c. Impacts sur les plantes :**

L'augmentation des rayons ultraviolet et le coup de soleil peuvent avoir une grande conséquence sur la vie des végétaux. Elle change la forme des plantes, et la distribution des éléments dans les plantes. Elles ont des effets stérilisants sur les végétaux qui affectent sur la croissance, en ralentissant la photosynthèse et en retardant la germination chez un grand nombre d'entre eux notamment les arbres et les cultures. Ainsi, les rendements agricoles pourraient en souffrir.

##### **d. Dangers sur les climats :**

Du fait de l'augmentation de l'effet de serre, notre globe s'échauffe et la chaleur devient insupportable dans quelques villes. Ce qui est étonnant à 10000 ans passés il y a une variation de température de 1 à 2°C, mais d'ici l'an 2030 on prévoit une élévation de température de 1.5 à 4.5°C. Cela entraînera un grand bouleversement climatique, comme dans les régions plus septentrionales, l'hiver serait plus sec. Et dans les zones subtropicales risquent de devenir plus aride. Il y a une mutation de l'agriculture, les prairies et les déserts gagneront du terrain. Les forêts diminuent et se déplacent vers les pôles.

Le réchauffement du climat entraînera aussi un gonflement des océans et le facteur des inondations dans les plaines. Les glaces de l'Antarctique Occidental se glissent dans la mer. Alors tout provoque une hausse du niveau de la mer qui pourra submerger le continent dans des siècles à venir.

#### 6.2.2.2. Etudes des impacts positifs

Si on change ces fluides par le R134a qui ne provoquent pas la destruction de la couche d'ozone, ceci peut créer des effets favorables sur la santé, le cycle biochimique, les plantes et sur les climats.

##### a. Conséquences sur la santé :

Le changement des fluides empêche la dégradation de la couche d'ozone et l'augmentation des rayons ultraviolets, assurant le développement du système immunitaire des hommes.

Ainsi, il freine l'accentuation du cancer de la peau et fait disparaître les mutations génétiques.

##### b. Effets sur les plantes et sur les cycles biochimiques :

L'absence de la destruction de la couche d'ozone empêche l'augmentation des rayons ultraviolets et du coup de soleil. Par conséquent, il n'y a pas d'impact sur la vie des végétaux notamment sa croissance. D'où, les rendements agricoles ne sont pas touchés.

En ce qui concerne le cycle biochimique, s'il n'y a pas d'augmentation du coup de soleil il n'y a pas de développement des effets de serre ainsi qu'au changement de l'atmosphère et de la biosphère.

##### c. Impacts sur les climats :

Si on utilise le R134a qui n'a pas des effets néfastes sur la couche d'ozone, on ne risque pas d'y avoir un réchauffement de climat. Et d'ici 30 ans, on peut prévoir une stabilité de température.

En dehors de ceux qui sont précités ci-dessus, ce changement peut aussi entraîner des avantages pour les frigoristes du fait de la création des emplois.

Aussi, le PNUD finance les pays qui changent la méthode et utilise le R134a, il n'y a pas donc de problème pour le financement.

### **6.2.3. Conclusion :**

Le fait d'utiliser les fluides qui pourrait détruire la couche d'ozone peut créer des effets néfastes sur notre planète et ceci concerne les climats, les végétaux et la santé.

Ainsi, si on change ces fluides en les remplaçant par le R134a qui n'a pas d'effets sur ce dernier, tous ces effets peuvent disparaître. Il n'y a donc pas de risques de réchauffement du climat ni des effets stérilisant sur les végétaux ni le développement du cancer de la peau.

L'avenir de nos enfants est alors en jeu et on peut espérer qu'à leur époque ils pourront vivre la même situation que nous.

## CONCLUSION

Actuellement, la loi malgache reconnaît l'importance de la préservation de l'environnement.

Le grand enjeu ou défi des malgaches est de répondre à la question comment réduire la pauvreté rapidement tout en préservant l'environnement ? Après des années d'efforts des institutions environnementales, de nouvelles lois ou actualisées régissent, aujourd'hui, la gestion de l'environnement.

Une révision de l'état du navire serait nécessaire pour suivre l'avancement de la technologie. Mais vu la montée du prix des carburants, les prix des pièces suivent ce rythme. Et le problème de consommation d'électricité s'en rajoute.

Le mieux serait de trouver des solutions pour réduire au plus le prix de revient du transport maritime, ce qui aurait certainement des impacts sur l'économie nationale.

Des solutions ont été proposées à l'issue de l'étude non approfondie de ce problème dont le traitement pourrait être fait par la promotion suivante mis à part les quelques interventions mécaniques déjà exécutables.

Dans le monde, le problème de couche d'ozone devient crucial donc tout ce qui nuit à sa préservation sont manifestement interdits, notamment des gaz des circuits frigorifiques des conteneurs en transport maritime.

Ainsi, la réponse serait de reconvertir le fluide de ces circuits comme a été l'objet de notre travail en s'appliquant au cas de la société FRIGOMAD.

Le changement du fluide frigorigène CFC d'un conteneur frigorifique nécessite donc quelques changements, au niveau du voyant liquide, du lubrifiant du compresseur, du filtre déshydrateur et des réglages du détendeur.

Le problème qui s'est posé est la détermination de la quantité du fluide à charger dans une installation.

Un logiciel que nous avons conçu facilite la détermination de la quantité de fluide à charger tout en tenant compte des diverses composantes et des contraintes.

Aussi, quelques relations ont été trouvées pour évaluer cette masse de fluide en fonction de la masse volumique, la température d'évaporation et du volume du conteneur.



# BIBLIOGRAPHIE

- [1] « Calcul des Chambres froide »  
H.J. Breidert, édition PYC LIVRES, Paris.
  
- [2] Le froid questions et réponses  
Par M.E.ANDERSON  
1979
  
- [3] Installations frigorifiques  
P.J.RAPIN tome1  
Pyc édition  
1996
  
- [4] Installations frigorifiques  
P.J.RAPIN tome2  
Pyc éditions  
1996
  
- [5] Aide mémoire Formulaire du froid  
Pierre Rapin - Patrick Jacquard  
12<sup>ème</sup> édition  
Dunod, Paris, 2003  
ISBN 2 10 007822 4
  
- [6] Cours TECHNOLOGIE DU FROID  
RANAIVOSON Andriambala H., E.S.P.A. 2005.
  
- [7] Thermodynamique des gaz humide  
G.Van Lerberghe et P.Glansdorff  
Paris & Liège  
1976
  
- [8] Guide du transport frigorifique  
1995  
ISTITUT INETRNLATIONAL DU FROID  
177, boulevard Malesherbes – F 75017 PARIS (France)  
ISSN 0151 – 1637  
ISBN 2 903 633 711
  
- [9] Equipements Frigorifiques : automatisme et conception  
André Gac.  
2005
  
- [10] Les Techniques du froid dans les pays chauds en développement  
1976, Institut International du Froid.
  
- [11] Bromure de méthyle, Retour vers le futur

- [12]Forane, Dehon Service (pureté Forane + Qualité Dehon :l'exigence)  
Elf Atochem
- [13]Réfrigération, Energy and Environnement  
International Symposium on the 40th Anniversary of NTH Refrigeration  
Engineering  
June 22-24, 1992  
Trondheim – Norway
- [14]Efficacité Energétique des Réfrigérateurs, Congélateurs et des Materiels  
Frigorifiques Commerciaux.  
1991, Institut International du Froid.
- [15]Efficacité énergétique en réfrigération impact sur l'effet de serre  
Compte rendu de la réunion de la : Proceedings of meetings of : Commisions B1/2  
(May 12 – 14, 1993)  
ISBN 2 903 633 622
- [16]Refrigerated Trasport, Storage & Retail Display  
Trasport et Distribution des aliments  
Cambrige, United KIngdom, March 29/April 1st, 1998.  
Institut International du Froid.
- [17]Economie d'énergie en matière du froid  
1982, Institut International du Froid.
- [18]Itinéraire du frigoriste  
Jacques Bernier, Ingénieur CNAM, IFFI  
Avec la participation de Frédéric Martin  
Préface par André Gac, Directeur honoraire de l'I.I.F.
- [19]Clim pratique  
Mensuel n°30 – Avril 2000
- [20]La conservation par le froid des poissons, crustacés et mollusques  
Par France SOUDAN  
Avec la collaboration de Michel Anquez et Alain Bénézit  
J.B. Ballière et fils. Paris
- [21]Bulletin de l'institut International du Froid 96-2  
Tome LXXVI
- [22]Bulletin de l'institut International du Froid 96-3  
Tome LXXVI
- [23]Bulletin de l'institut International du Froid 96-5  
Tome LXXVI
- [24]Bulletin de l'institut International du Froid 97-1

Tome LXXVII

[25] Bulletin de l'institut International du Froid 97-3  
Tome LXXVII

[26] Bulletin de l'institut International du Froid 2005-2  
Tome LXXXV

[27] Bulletin de l'institut International du Froid 2005-3  
Tome LXXXV

[28] Nouveau dictionnaire International du froid.

[29] Outil d'information sur les textes de convention international relatif à  
l'environnement signés et/ou ratifiés par Madagascar gérée au sein du ministère de  
l'environnement des eaux et forêts, et les organismes qui s'y rattachent.  
PPF 0362-OMAG  
Auteur : ministère de l'environnement des eaux et forêts : Direction général de  
l'environnement « scie des conventions ».  
2004

[30] Mémoire de fin d'étude  
Méthode de calcul et conception de chambre froide  
Auteur : ANDRIAFIANDRY Zafibiby, année 2000.

*ANNEXES*

# **CARACTERISTIQUES DU CONTENEUR ETUDIE**

Type : conteneur Reefer 20''

Marque : SEACOLD

Modèle : 320-12/340-11

## **REFRIGERATION SYSTEM DATA :**

### **Compressor-Motor Assembly**

No. Of Cylinders : 3

Model : 06DR

CFM : 41

Single-Speed Compressor :

Weight (Dry) : 260 lb (118)

Two-Speed Compressor :

Weight (Dry) : 285,25 lb (129,39 kg)

### **Approved Compressor Oil**

Cstrol Icematic-SW20

### **Compressor Oil Charge**

1,7 liters

### **Compressor Oil Sight Glass**

The oil level range should be between the bottom to  $\frac{1}{4}$  of the sight glass, with the compressor off.

### **Expansion Valve Superheat**

Verify at  $-18^{\circ}\text{C}$  ( $0^{\circ}\text{F}$ ) container box temperature:

$4,48$  to  $6,67^{\circ}\text{C}$  ( $89$  to  $12^{\circ}\text{F}$ )

### **Heater Termination thermostat**

Opens:  $54 (+ \text{ ou } - 3)^{\circ}\text{C} = 130 (+ \text{ ou } - 5)^{\circ}\text{F}$

Closes:  $54 (+ \text{ ou } - 4)^{\circ}\text{C} = 100 (+ \text{ ou } - 7)^{\circ}\text{F}$

### **High Pressure Switch**

Cut-out :  $25 (+ \text{ ou } - 1,0) \text{ kg/cm}^2$

Cut-in :  $18 (+ \text{ ou } - 0,7) \text{ kg/cm}^2$

### **Refrigeration Charge**

Refrigerant R12 : 5,300 kg

### **Fusible Plug**

Melting point :  $93^{\circ}\text{C}$

### **Rupture Disk (Used on Water-cooled units only)**

Bursts at:  $35 (+ \text{ ou } - 5\%) \text{ kg/cm}^2$

### **Condenser Pressure Transducer (CTP)**

Condenser Fan Cut-In:  $9,14 \text{ kg/cm}^2$

Condenser Fan Cuton:  $14,06 \text{ kg/cm}^2$

## **ELECTRICAL DATA:**

### **Circuit Breaker**

CB-1 Trips at: 29 Amps

CB-2 Trips at: 62,5 Amps

### **Compressor Motor**

Full Load Amps (FLA): 17,6 Amps @ 460 vac (with current limiting set at 21 amps)

### **Condenser Fan Motor**

Bearing Lubrication: Factory Lubricated, additional grease not required.

Full Load Amps: 1,3 @ 380 vac/50 hz  
1,6 @ 460 vac/60 hz  
Horsepower: 0,43/50 hz(0,75/60 hz)  
Rotation: CCW when viewed from shaft end.  
Speed: 1425/50 hz (1725/60 hz) RPM.  
Voltage and Frequency:  
360 – 460 vac @ 50 hz (+ou -) 1,25 hz.  
400 – 500 vac @ 60 hz hz (+ou -) 1,5 hz

#### **Drain Pan Heaters**

Number of heaters: 1  
Rating: 750 watts +5/-10% @460vac  
Resistance (cold) 285+ 7.5% okms  
Type: Sheath

#### **Evaporator Coil Heaters**

Number of heaters: 1  
Rating: 750 watts +5/-10% each @460vac  
Resistance (cold) 66.8 to 77.2 okms  
Ambient: @20°C (68°C)  
Type: Sheath

#### **Evaporator Fan Motor(s)**

Bearing Lubrication: Factory Lubricated, additional grease not required.

Full Load Amps:

High Speed: 1.6 @ 380 vac/50 hz  
(2.0 @ 460 vac/60hz)

Low Speed: 0.08 @ 380 vac/50 hz  
(1.0 @ 460 vac/60 hz)

Nominal Horsepower:

High Speed: 0.70 @ 380 vac/50 hz  
(0.84 @ 460 vac/60hz)

Low Speed: 0.09 @ 380 vac/50 hz  
(0.11 @ 460 vac/60 hz)

Rotation: CW when viewed from shaft end

Speed:

High Speed: 2850 rpm @50 hz  
(3450rpm @60hz)

Low Speed: 1425 rpm @50 hz  
(1750 rpm @60 hz)

Voltage and Frequency:

360 – 460 vac @ 50 hz (+ou -) 1,25 hz.

400 – 500 vac @ 60 hz hz (+ou -) 1,5 hz

Voltage and Frequency using modular transformer:

180 – 230 vac @ 50 hz (+ou -) 1,25 hz.

200 – 250 vac @ 60 hz hz (+ou -) 1,5 hz

#### **Fuses**

Control Circuit : 15 Amps (F3)

Controller/Data CORDER : 5 Amps (F1&F2)

## CHAMBRE FROIDE

### 1. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Antananarivo :

#### a. Les dimensions de la chambre :

Longueur : 4 m

Largeur : 2,5 m

Hauteur : 3 m

Le volume totale de la chambre froide est : 30 m<sup>3</sup>

#### b. Les conditions de fonctionnement :

Puissance frigorifique  $Q_0 = 4636$  W

Température d'évaporation = -25°C

Température de condensation = +45°C

HR = 80 %

Fluide : R22 (2 kg)

#### c. Les éléments du circuit :

- Evaporateur :

Volume tube circuit = 4,8 dm<sup>3</sup>

Evaporateur FRIGA-BOHN, modèle LUC 650 E de puissance frigorifique : 5283 W

- Compresseur :

- *Aspiration* : 7/8 (22mm)

- *Refoulement* : 5/8 (15mm)

- *Cylindre* : 2

- Alésage : 0,08m

- Course : 0,7m

- Condenseur :

Volume tube circuit = 3,3 dm<sup>3</sup>

Condenseur FRIGA-BOHN, modèle WA 15/04P/06P

- Détendeur :

Thermostatique à égalisation de pression externe de type TX/TEX -0.8 et d'une puissance  $Q = 5,3$  kW

- Tuyauterie :

- ✓ Tube aspiration :  $\phi$  28mm \* 1,5mm ;  $l_{eq} = 5,45m$  /  $l_{géo} = 3,5m$

- ✓ Tube refoulement :  $\phi$  12mm \* 1mm ;  $l_{eq} = 0,7m$  /  $l_{géo} = 0,4m$

- ✓ Tube liquide :  $\phi$  10mm \* 1mm ;  $l_{eq} = 5,2m$  /  $l_{géo} = 3m$

### 2. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Toliary :

#### a. Les dimensions de la chambre :

Longueur : 4 m

Largeur : 2,5 m

Hauteur : 3 m

Le volume totale de la chambre froide est : 30 m<sup>3</sup>

#### b. Les conditions de fonctionnement :

Puissance frigorifique  $Q_0 = 11,914$  W

Température d'évaporation = -25°C

Température de condensation= +45°C

HR = 80 %

Fluide : R22 (5,5 kg)

**c. Les éléments du circuit :**

- Evaporateur :
  - Volume tube circuit = 9,92 dm<sup>3</sup>
  - Evaporateur FRIGA-BOHN, modèle LUC 650 E de puissance frigorifique : 13,30 kW
  - Résistance de dégivrage d'une puissance calorifique 4200 W
- Compresseur :

Marque COPELAND, modèle DNRD – 400, refroidi par gaz aspiré.

  - *Aspiration* : 1/8 (28mm)
  - *Refoulement* : 5/8 (15mm)
  - *Cylindre* : 2
    - Alésage : 0,08m
    - Course : 0,7m
- Condenseur :

Volume tube circuit = 11,1dm<sup>3</sup>  
Condenseur FRIGA-BOHN, modèle WA 39/04P/06P
- Détendeur :

Thermostatique à égalisation de pression externe de type TEX 5-3 et d'une puissance Q = 14,30 kW.
- Tuyauterie :
  - ✓ Tube aspiration :  $\phi$  42mm \*1,5mm ;  $l_{eq} = 10,2m$  /  $l_{géo} = 7m$
  - ✓ Tube refoulement :  $\phi$  18mm \*1mm ;  $l_{eq} = 1,8m$  /  $l_{géo} = 0,8m$
  - ✓ Tube liquide :  $\phi$  15mm \*1mm ;  $l_{eq} = 11,65m$  /  $l_{géo} = 7,9m$

# TABLE DES MATIERES

|                                                                                                                                                                                                                                 |                           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|
| Figure n° 1: Principe d'une machine à compression.....                                                                                                                                                                          | 3                         |
| <a href="#"><u>Tableau n°1 : Propriétés des anciens fluides frigorigènes.....</u></a>                                                                                                                                           | <a href="#"><u>11</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°2 : Miscibilité des fluides frigorigènes.....</u></a>                                                                                                                                                  | <a href="#"><u>13</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°3 : Récapitulation des huiles minérales .....</u></a>                                                                                                                                                  | <a href="#"><u>14</u></a> |
| : Les huiles Alkylbène/minérales .....                                                                                                                                                                                          | 15                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°4 : L'huile Alkylbène .....</u></a>                                                                                                                                                                    | <a href="#"><u>15</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°5 : Lubrifiant polyolester.....</u></a>                                                                                                                                                                | <a href="#"><u>15</u></a> |
| : Caractéristiques des fluides frigorigènes.....                                                                                                                                                                                | 18                        |
| : Comparaison de la R12 et R134a.....                                                                                                                                                                                           | 20                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°6 : Les substituts du fréon 22.....</u></a>                                                                                                                                                            | <a href="#"><u>21</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°7 : Principale application des fluides frigorigènes de substitution.....</u></a>                                                                                                                       | <a href="#"><u>22</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°8 : Caractéristiques dimensionnelles des conteneurs courants.....</u></a>                                                                                                                              | <a href="#"><u>25</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°9 : Dimensions intérieures des conteneurs.....</u></a>                                                                                                                                                 | <a href="#"><u>25</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°10 : Légende du circuit fluide d'un conteneur.....</u></a>                                                                                                                                             | <a href="#"><u>27</u></a> |
| 1.1.L'ozone et sa destruction :.....                                                                                                                                                                                            | 32                        |
| Figure n°8: Processus de destruction de l'ozone par le CFC.....                                                                                                                                                                 | 34                        |
| 1.2.Les mesures prises pour la protection de la couche d'ozone :.....                                                                                                                                                           | 34                        |
| : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises.....                                                                                                                                                             | 46                        |
| Type de marchandise.....                                                                                                                                                                                                        | 46                        |
| Cas des marchandises palettisées.....                                                                                                                                                                                           | 46                        |
| : Coefficient d'occupation du sol d'un conteneur est en fonction du type d'entreposage des marchandises.....                                                                                                                    | 47                        |
| Type d'entreposage.....                                                                                                                                                                                                         | 47                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°11 : Coefficient de minoration.....</u></a>                                                                                                                                                            | <a href="#"><u>48</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°12 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité .....</u></a>                                                                                                         | <a href="#"><u>49</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°19 : Facteur de correction à appliquer à la puissance frigorifique en vue d'obtenir la capacité nominale des détendeurs.....</u></a>                                                                   | <a href="#"><u>57</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°13 : Récapitulation des valeurs du diagramme enthalpique pour le fréon 134a .....</u></a>                                                                                                              | <a href="#"><u>61</u></a> |
| a. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Toliary :.....                                                                                                                                                                  | 78                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°14 : les volumes massique du fréon 22 pour la plage de température -25° C/+40°C .....</u></a>                                                                                                          | <a href="#"><u>79</u></a> |
| La formule empirique pour la chambre froide fonctionnant avec le fréon 22 : .....                                                                                                                                               | 80                        |
| b. Chambre froide traditionnelle et modulaire à Antananarivo :.....                                                                                                                                                             | 80                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°15 : Caractéristique évolutif du fluide R12 pour Q0 variable avec le température de fonctionnement fixe.....</u></a>                                                                                   | <a href="#"><u>83</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°16 : Récapitulation des valeurs de la vitesse d'écoulement, de la masse du fluide et la puissance du compresseur pour Tévap variable.....</u></a>                                                      | <a href="#"><u>85</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°17 : Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température constante variable (fluide : R134a).....</u></a> | <a href="#"><u>86</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°18 : Evolutions de la vitesse d'écoulement, de la masse de fluide d'une installation frigorifique et la puissance du compresseur pour une température variable (fluide : R134a) .....</u></a>          | <a href="#"><u>87</u></a> |
| <a href="#"><u>Tableau n°19 : Vitesse recommandée des fluides frigorigènes [tableau n°27].....</u></a>                                                                                                                          | <a href="#"><u>89</u></a> |
| 5.9.3 Manipulation : .....                                                                                                                                                                                                      | 94                        |
| <a href="#"><u>Tableau n°20 : Devis pour les nouveaux composants.....</u></a>                                                                                                                                                   | <a href="#"><u>96</u></a> |

**Nom de l'auteur** : ANDRIAMALAZA

**Prénoms**: Ronaldo René

**Adresse**: CHU Androva Mahajanga 401

**Téléphone** : 033 11 213 90

**E-Mail** : dandriamalaza@yahoo.fr

**Titre de mémoire** : CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DU TRANSPORT MARITIME FRIGORIFIQUE MALAGASY

**Nombre de pages** : 98

**Nombre de Figures** : 19

**Nombre de Tableaux** : 27

## **RESUME**

Le transport maritime est très important pour l'acheminement des produits industriels. Il va de pair avec le froid pour la conservation de ces marchandises. Mais ce froid nécessite des fluides frigorigènes parfois destructeurs de la couche d'ozone. La détérioration de cette dernière entraîne des effets nocifs pour les êtres vivants.

Le but de ce mémoire est de déterminer les composants à remplacer lors d'une reconversion de fluide frigorigène. Ce remplacement amène à préciser par le calcul de la quantité du fluide à introduire au moment de la charge. Ainsi, il apporte les changements subis par le conteneur frigorifique pour minimiser un dégât environnemental.

Le logiciel DOLASY 1.0 permet de déterminer la quantité de fluide à introduire.

## **SUMMARY**

The maritime transportation is very important for the routing of the industrial products. It goes pair with the cold weather for the conservation of its goods. But this cold weather requires some refrigerants, sometimes ozone layer's destructive. The deterioration of these last driven harmful effects for the living being.

The purpose of this dissertation is to determine the components to replace while a reconversion of refrigerants. This replacement brings to specify by the calcul the quantity of the fluid to introduce at the time of the load. So, it brings the changes undergone by the refrigerated container to minimize an environmental damage.

The software DOLASY 1.0 permits to determine the refrigerant's quantity to insert.

**Rubrique** : **GENIE INDUSTRIEL**

**Mots clés** : Compresseur, détendeur, évaporateur, condenseur, conteneur, froid, fluide, frigorigène, ozone, aspiration, refoulement, distributeur.

**Rapporteur**: Monsieur RANAIVOSON Andriambala Hariniaina.