

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU  
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE



# Mémoire



*De Fin D'études*  
*En vue de l'obtention du diplôme*  
*de Master en génie mécanique*  
*Option : Energétique*

**Intitule du sujet :**

**Caractérisation du compresseur et de  
l'évaporateur d'une machine frigorifique  
fonctionnant au CO<sub>2</sub>**

*Proposé et dirigé par :*

M<sup>r</sup>: NEBBALI Rezki

*Réalisé par :*

M<sup>elle</sup> :HAMDADOU Siham

*Promoton 2011/2012*

## REMERCIEMENTS

*Mes remerciements s'adressent à mon promoteur Monsieur Rezkî NEBBALI, sa disponibilité, et sa rigueur d'esprit qu'il m'a transmis tout au long de ce travail.*

*Je remercie également les membres de jury qui me feront l'honneur de juger ce modeste travail.*

*Sans oublier d'exprimer ma reconnaissance au personnel de la bibliothèque du département de Génie mécanique.*

*Et en fin j'adresse mes remerciements les plus sincères à tous les gens aimables autour de moi, qui ont participé ou donné un coup de grâce avec des petits beaux mots pour m'encourager. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.*

# Dédicaces



*JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL A TOUTE MA FAMILLE, QUI M'A  
ETE LA SOURCE D'ENCOURAGEMENT ET D'ASSURANCE DURANT MES  
SEJOURS A L'UNIVERSITE :*

❖ *MES CHERS PARENTS ;*

❖ *MES CHERES GRANDES MERES ;*

❖ *MES SŒURS : RAYANE, AHLAM ET NASSIMA;*

❖ *MES TRÈS CHÈRES TANTES : FATIHA , NOÛRA , WIZA ET ZOÛHRA*

❖ *MES COUSINS : MOUHAMMED , SOFIAN , RIDA ET MALIK*

❖ *TOUÛT MES AMI (ES) SANS EXCEPXION, EN PARTICULIER:*

*WIZA, LYNDIA, ZINEB, MALIKA, DJOUHER, M. NOÛRA*

❖ *TOUS LES ETUDIANTS DE GENIE MECANIQUE ;*

;

## **Liste des figures**

### **Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques**

|                                                                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure I.1 : Schéma d'une machine frigorifique.....                                                                           | 2  |
| Figure I.2 : Schéma descriptif des composants d'une installation de machine frigorifique.....                                 | 3  |
| Figure I.3 : Cycle réel d'une machine frigorifique sur un diagramme enthalpique....                                           | 4  |
| Figure I.4 : Tension superficielle du CO <sub>2</sub> et d'autres réfrigérants aux températures de Saturation.....            | 13 |
| Figure I.5 : Comparaison de rapport de viscosité de liquide et vapeur du CO <sub>2</sub> la température de la saturation..... | 13 |
| Figure I.6 Comparaison de rapport densité de de liquide et vapeur du CO <sub>2</sub> la température de la saturation.....     | 14 |
| Figure I.7 : La pression de vapeur saturante pour différents fluide frigorigènes.....                                         | 14 |
| Figure I.8 : Représentation du cycle subcritique de CO <sub>2</sub> dans un diagramme pression-enthalpie.....                 | 15 |
| Figure I.9 : Cycle transcritique du CO <sub>2</sub> dans un diagramme pression-enthalpie.....                                 | 16 |

### **Chapitre II : Etude d'un compresseur**

|                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure II.1 : Compresseur à palettes.....                                                                   | 20 |
| Figure II.2 : Compresseur scroll .....                                                                      | 20 |
| Figure II.3 : Compresseurs à vis.....                                                                       | 20 |
| Figure II.4 : Configuration d'un compresseur à piston de type ouvert .....                                  | 21 |
| Figure II.5 : Configuration des compresseurs alternatifs à piston.....                                      | 22 |
| Figure II.6 : Représentation de l'évolution de fluide dans un compresseur alternatif sans espace mort ..... | 23 |
| Figure II.7 : Diagramme théorique avec espace mort.....                                                     | 24 |
| Figure II.8: Comparaison entre un compresseur au CO <sub>2</sub> et un compresseur au R134a..               | 30 |
| Figure II.9: Variable d'entrée et sortie du modèle du compresseur.....                                      | 31 |
| Figure II.10: Evolution du résidu sur k en fonction du volume massique.....                                 | 31 |
| Figure II.11: Evolution du coefficient polytropique en fonction de $\delta$ .....                           | 31 |
| Figure II.12: Organigramme du modèle.....                                                                   | 35 |

## **Chapitre III : Etude d'un évaporateur**

|                                                                                                                                           |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure III.1: Exemple d'évaporateur tubes et calandre.....                                                                                | 37 |
| Figure III .2: exemple d'un évaporateur à plaque.....                                                                                     | 38 |
| Figure III .3: Exemple d'évaporateur à ailettes.....                                                                                      | 39 |
| Figure III .4: Représentation du processus d'ébullition forcé dans un tube évaporateur<br>vertical, établi par Collier et Thom(1994)..... | 41 |
| Figure III .5: Configuration d'écoulement dans un tube évaporateur horizontal.....                                                        | 42 |
| Figure III .6: Modèle de l'évaporateur (évaporateur tube et ailette).....                                                                 | 45 |
| Figure III .7: Variable d'entrée et sortie du modèle du l'évaporateur.....                                                                | 46 |
| Figure III .8: Organigramme de calcul .....                                                                                               | 52 |

## **Chapitre IV : Résultats et discussions**

|                                                                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figure IV-1</b> : L'influence du taux de compression sur la puissance de compression.....                                                               | 53 |
| <b>Figure IV-2</b> : L'influence du taux de compression sur le débit de CO <sub>2</sub> .....                                                              | 53 |
| <b>Figure IV-3</b> : L'influence du taux de compression sur le rendement volumétrique.....                                                                 | 54 |
| <b>Figure IV-4</b> : L'influence de la pression d'aspiration sur le débit massique .....                                                                   | 54 |
| <b>Figure IV-5</b> : L'influence de la température de surchauffe sur la température du sortie du<br>fluide.....                                            | 55 |
| <b>Figure IV-6</b> : Evolution de titre de vapeur de CO <sub>2</sub> en fonction de débit d'air pour divers<br>débit de CO <sub>2</sub> .....              | 55 |
| <b>Figure IV-7</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction de débit d'air pour divers<br>débit de CO <sub>2</sub> .....                       | 56 |
| <b>Figure IV-8</b> : Evolution de titre de vapeur de CO <sub>2</sub> en fonction de débit de<br>CO <sub>2</sub> pour divers température d'évaporation..... | 56 |
| <b>Figure IV-9</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction de la température<br>d'évaporation.....                                            | 57 |

## Notations principales

| <u>Symbole</u> | <u>Désignation</u>                                      | <u>Unité</u>                           |
|----------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| Q              | Puissance thermique                                     | [W]                                    |
| S              | Surface, Facteur de suppression de l'ébullition nucléée | [m <sup>2</sup> ]                      |
| T              | Température                                             | [K]                                    |
|                | Masse volumique                                         | [Kg/m <sup>3</sup> ]                   |
| h              | Enthalpie massique                                      | [J/Kg]                                 |
| h              | coefficient d'échange convectif                         | [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]  |
| μ              | Viscosité dynamique                                     | [Kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ] |
| Cp             | Capacité calorifique                                    | [J.Kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] |
| m              | Débit massique                                          | [Kg/s]                                 |
| λ              | Conductivité thermique                                  | [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]  |
| P              | Pression                                                | [bar]                                  |
| V              | Volume massique                                         | [m <sup>3</sup> /Kg]                   |
| W              | Travail                                                 | [J]                                    |
| Ẇ              | Puissance                                               | [W]                                    |
| σ              | Tension superficielle                                   | [N.m <sup>-1</sup> ]                   |
| δ              | Taux de compression                                     | [-]                                    |
| τ              | Taux de volume mort effectif                            | [-]                                    |
| η              | Rendement                                               | [-]                                    |
| D <sub>e</sub> | Diamètre extérieur des tubes                            | [m]                                    |
| D <sub>i</sub> | Diamètre intérieur des tubes                            | [m]                                    |
| D <sub>h</sub> | Diamètre hydraulique                                    | [m]                                    |
| NUT            | Nombre d'unité de transfert                             | [-]                                    |
| K              | Coefficient d'échange global                            | [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]  |
| E              | Efficacité de l'échangeur                               | [-]                                    |
| C              | Débit capacitif                                         | [J.K <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]  |
| C              | Cylindrée du compresseur                                | [m <sup>3</sup> ]                      |

|          |                                         |                      |
|----------|-----------------------------------------|----------------------|
| $L_v$    | Chaleur latente de vaporisation         | $[J.Kg^{-1}]$        |
| $x$      | Titre de vapeur                         | $[-]$                |
| $g$      | Accélération de la pesanteur            | $[m.s^{-1}]$         |
| $G$      | Vitesse massique                        | $[Kg.m^{-2}.s^{-1}]$ |
| $K$      | Coefficient polytropique de compression | $[-]$                |
| $COP$    | Coefficient de performance              | $[-]$                |
| $Re$     | Nombre de Reynolds                      | $[-]$                |
| $Pr$     | Nombre de Prandtl                       | $[-]$                |
| $X_{tt}$ | Paramètre de Martinelli                 | $[-]$                |
| $N$      | Vitesse de rotation                     | $[tr.min^{-1}]$      |
| $L$      | Longueur                                | $[m]$                |

| Indices | Signification                       |
|---------|-------------------------------------|
| $a$     | Relatif à l'air, admission          |
| $amb$   | Relatif à ambiante                  |
| $c$     | Relatif à la compression, cylindrée |
| $e$     | Relatif à l'entrée, extérieur       |
| $s$     | Relatif à la sortie                 |
| $ev$    | Relatif à l'évaporation             |
| $i$     | Relatif à intérieur                 |
| $l$     | Relatif à la phase liquide          |
| $v$     | Relatif à la phase vapeur           |
| $min$   | Relatif au minimal                  |
| $max$   | Relatif au maximal                  |
| $n$     | Relatif à ébullition nucléée        |

|     |                                       |
|-----|---------------------------------------|
| sat | Relatif à saturation                  |
| t   | Relatif à tube                        |
| dp  | Relatif Diphasique                    |
| v   | Relatif à volumique                   |
| is  | Relatif à isentropique                |
| det | Relatif la détente                    |
| i   | Relatif à indiquée                    |
| th  | Relatif au théorique                  |
| m   | Relatif à mécanique                   |
| P   | Relatif à polytropique, paroi         |
| Cp  | Relatif au compresseur                |
| Al  | Relatif à l'aluminium                 |
| n   | Relatif au nucléée                    |
| t   | Relatif au tube                       |
| 1   | Relatif entrée de compresseur         |
| 2   | Relatif au refoulement du compresseur |
| 5   | Relatif à l'entrée de l'évaporateur   |
| 6   | Relatif à la sortie de l'évaporateur  |

## Sommaire

|                                                                                                                 |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b><u>Introduction Générale</u></b> .....                                                                       | 1  |
| <b><u>Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques</u></b>                                           |    |
| I-1 Introduction.....                                                                                           | 2  |
| I-2 Principaux composants d'une machine frigorifique utilisant le CO <sub>2</sub> comme fluide frigorigène..... | 2  |
| I-3 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique au CO <sub>2</sub> .....                              | 3  |
| I-4 Organes annexes d'une machine frigorifique à compression.....                                               | 4  |
| I-5 Performance d'une machine frigorifique.....                                                                 | 5  |
| I-6 Les fluides frigorigènes .....                                                                              | 6  |
| I-6.1 Critères de choix d'un frigorigène .....                                                                  | 6  |
| I-6.2 Désignation des fluides frigorigènes.....                                                                 | 8  |
| I-6.2.1 Composés inorganiques.....                                                                              | 8  |
| I-6.2.2 Composés organiques.....                                                                                | 8  |
| I-6.3 Désignation des fluides frigorigènes.....                                                                 | 9  |
| I-6.4 Impact des fluides frigorigène sur l'environnement .....                                                  | 10 |
| I-6.4.1 Destruction de la couche d'ozone.....                                                                   | 10 |
| I-6.4.2 Réchauffement de la planète.....                                                                        | 11 |
| I-7 Dioxyde de Carbone.....                                                                                     | 12 |
| I-7.1 Propriétés thermophysiques du CO <sub>2</sub> à basse température.....                                    | 12 |
| I-7.2 La condensation du CO <sub>2</sub> au voisinage du point critique .....                                   | 15 |
| I-7.3 Les cycles thermodynamique du CO <sub>2</sub> .....                                                       | 15 |
| I-7.3.1 Cycle subcritique .....                                                                                 | 15 |
| I-7.3.2 Cycle transcritique.....                                                                                | 16 |
| I-7.4 Les avantages et les inconvénients du dioxyde de carbone.....                                             | 16 |
| I-8 Conclusion.....                                                                                             | 17 |

## **Chapitre II : Etude d'un compresseur**

|                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------|----|
| II-1 Introduction.....                                                     | 18 |
| II-2 Définition.....                                                       | 18 |
| II-3 Classification des compresseurs .....                                 | 18 |
| II-3.1 Les compresseurs centrifuges .....                                  | 18 |
| II-3.2 Les compresseurs volumétriques .....                                | 19 |
| II -3.2.1 Les compresseurs rotatifs.....                                   | 19 |
| II-3.2.2 Les compresseurs alternatifs à pistons.....                       | 21 |
| II-3.2.2.1 Les compresseurs ouverts à pistons .....                        | 21 |
| II-3.2.2.2 Les compresseurs hermétiques à pistons .....                    | 21 |
| II-3. 2.2.3 Le compresseur semi-hermétique .....                           | 22 |
| II-4 La compression à piston .....                                         | 23 |
| II-5 Représentation de cycle du compresseur dans le diagramme de Clapeyron |    |
| II-5.1 Cycle théorique.....                                                | 23 |
| II-5.1.1 Cycle théorique d'un compresseur ou le volume mort est nul .....  | 23 |
| II-5.1.2 Cycle théorique d'un compresseur contenant un espace mort.....    | 24 |
| II-6 Divers types de compression .....                                     | 26 |
| II-7 Les rendements.....                                                   | 28 |
| II-8 Calcul des puissances du compresseur .....                            | 29 |
| II-9 Limites de fonctionnement des compresseurs.....                       | 29 |
| II-10 Compresseur au CO <sub>2</sub> .....                                 | 30 |
| II-11 Modèle numérique du compresseur.....                                 | 30 |
| II-11.1 Hypothèses de calcul.....                                          | 30 |
| II-11.2 Données d'entrée – sortie du modèle .....                          | 31 |
| II-11.3 Nature de la compression .....                                     | 31 |
| II-11.4 Algorithme de calcul .....                                         | 32 |
| II-12 Conclusion.....                                                      | 34 |

## **Chapitre III :**

|                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| III-1 Introduction.....                                                                        | 36 |
| III-2 Classification des évaporateurs.....                                                     | 36 |
| III-2.1 Classification selon le mode de fonctionnement.....                                    | 36 |
| III-2.1.1 Evaporateur a détente sèche.....                                                     | 36 |
| III-2.1.2 Evaporateur en régime noyé.....                                                      | 36 |
| III-2.2 Classification selon le type de l'évaporateur .....                                    | 37 |
| III-2.2.1 Les évaporateurs tubulaires .....                                                    | 37 |
| III-2.2.2 Evaporateur à plaques.....                                                           | 37 |
| III-2.2.3 Evaporateur à tubes et ailettes .....                                                | 38 |
| III-3 Phases d'ébullition du fluide frigorigène .....                                          | 39 |
| III-3.1 Configuration d'écoulement.....                                                        | 39 |
| III-3.2 Régime d'écoulement pour un tube vertical.....                                         | 39 |
| III-3.3 Régimes d'écoulement pour un tube horizontal.....                                      | 41 |
| III-4 Processus de l'ébullition du CO <sub>2</sub> .....                                       | 42 |
| III-5 Méthodes d'évolution du coefficient d'échange locale lors de l'ébullition.....           | 42 |
| III-6 Corrélation de transfert thermique de vaporisation d'écoulement de CO <sub>2</sub> ..... | 43 |
| III-6.1 Evolution du coefficient d'échange convectif local $h_{ev}$ coté CO <sub>2</sub> ..... | 43 |
| III-7 Efficacité de l'évaporateur.....                                                         | 45 |
| III-8 Modèle numérique de l'évaporateur .....                                                  | 45 |
| III-8.1 Hypothèses de calcul.....                                                              | 46 |
| III- 8.2 Données d'entrée – sortie du modèle.....                                              | 46 |
| III-8.3 Evolution des propriétés thermophysiques du fluide frigorigène et de l'air.....        | 46 |
| III-8.4 Bilan thermique.....                                                                   | 47 |
| III-8.5 Méthodes de calcule.....                                                               | 48 |

## **Chapitre IV : Résultats et discussions**

|                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------|----|
| IV-1 Introduction.....                                        | 53 |
| IV-1.1 Résultats du programme de calcul du compresseur.....   | 53 |
| IV-1.2 Résultats du programme de calcul du l'évaporateur..... | 55 |
| IV-3 Interprétations des résultats.....                       | 57 |
| IV-3.2.1 Interprétations des résultats du compresseur.....    | 57 |
| IV-3.2.2 Interprétations des résultats de l'évaporateur.....  | 58 |
| IV-3 Conclusion.....                                          | 57 |

## **Conclusion générale**

## **Bibliographie**

## **Introduction générale**

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de notre vie quotidienne, ses nombreuses applications assurent une amélioration de qualité de vie. Il permet de chauffer et de rafraîchir des ambiances, mais aussi de conserver, de congeler et de surgeler des produits alimentaires.

Ces équipements fonctionnent avec des fluides dits "fluides frigorigènes". Parmi ces fluides, les fluides frigorigènes chlorés, ont été abandonnés à cause de leurs impacts sur la couche d'ozone bien qu'ils représentent le meilleur compromis entre sécurité et performance. Par ailleurs, à cause de leurs effets de serre accrus, ils risquent à leur tour d'être interdits dans un avenir plus ou moins proche. Leurs concurrents directs dans les applications frigorifiques sont les fluides à faible potentiel de réchauffement (GWP), notamment les fluides naturels tels que les hydrocarbures, l'ammoniac et le dioxyde de carbone.

Actuellement la solution la plus intéressante vis-à-vis de l'environnement et des technologies disponibles serait de réaliser des installations au CO<sub>2</sub> dû à ses excellentes propriétés environnementales : effet de serre négligeable (GWP=1) et inactif sur la couche d'ozone (ODP nul).

Le présent travail consiste à l'étude des échanges énergétiques d'un compresseur et d'un évaporateur d'une machine frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub> en mode subcritique.

Il s'agit de simuler la variation des paramètres thermodynamiques du fluide frigorigène à travers un évaporateur et un compresseur d'une machine frigorifique au CO<sub>2</sub>.

Pour mener à bien cette étude, on a adopté la démarche suivante :

Dans le premier chapitre, on évoquera les généralités sur les machines frigorifiques au CO<sub>2</sub> et les fluides frigorigènes ainsi que les propriétés thermophysiques de dioxyde de carbone.

Le second chapitre englobe des descriptions relatives aux compresseurs ainsi qu'une étude d'un modèle de compresseur au CO<sub>2</sub> dans des conditions subcritique.

Le chapitre trois traite l'étude de l'évaporateur. Un modèle de calcul basé sur une approche globale est exploité.

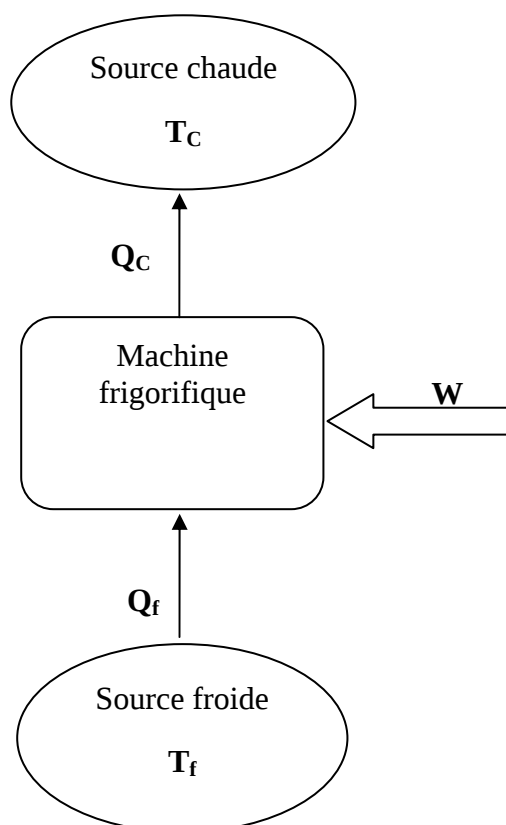
Les résultats obtenus font l'objet du quatrième chapitre où une étude paramétrique est présentée.

On terminera par une conclusion générale.

,

## 1. Introduction

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique qui permet le transfert de chaleur d'un milieu à une température basse ( $T_f$ ), appelé source froide, vers un milieu de température plus élevée ( $T_c$ ), appelé source chaude, moyennant une dépense d'énergie mécanique. Le transfert de chaleur entre les deux sources s'effectue grâce au changement d'état d'un fluide frigorigène qui circule en circuit fermé dans ce système. [1]



**Figure I.1 :** Schéma d'une machine frigorifique.

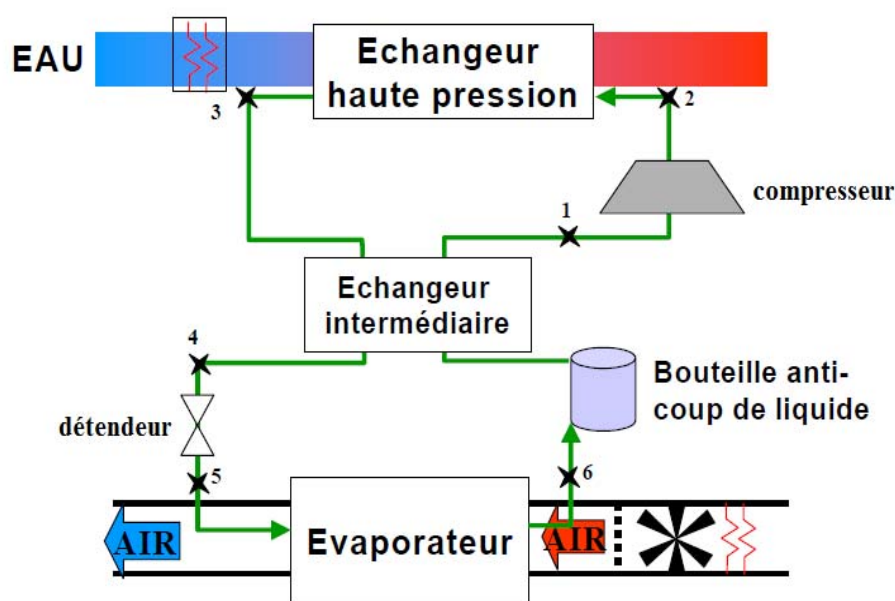
Ce Chapitre résume des descriptions et des généralités relatives aux machines frigorifiques fonctionnant au dioxyde de carbone, en portant une attention spéciale au dioxyde de carbone, le réfrigérant potentiel alternatif pour la réfrigération.

## 2. Principaux composants d'une machine frigorifique utilisant le CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène

Dans les machines frigorifiques actuelles utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène, les échanges de chaleur avec la source chaude, constituée par le milieu ambiant, se font en phase gazeuse sans changement de phase. En effet,

de part la température du milieu ambiant qui est de l'ordre de 40°C, le compresseur doit assurer en refoulement des températures plus élevées et donc au-delà du point critique (31°C). Les éléments d'une telle machine sont semblables à ceux rencontrés dans les machines frigorifiques classiques, on recense :

- un compresseur qui assure l'augmentation de la pression et de la température.
- un condenseur qui dissipe la chaleur vers la source chaude.
- une vanne de détente qui ajuste le débit de liquide frigorigène dans le circuit tout en assurant la chute de pression adéquate pour permettre sa vaporisation à travers un évaporateur en contact d'une source froide.



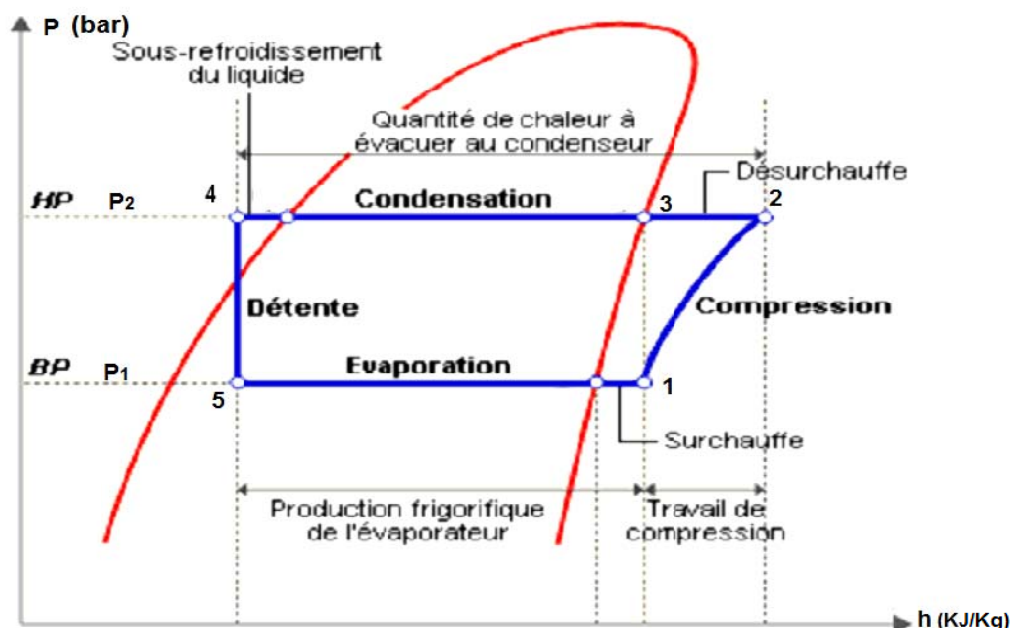
**Figure I.2 :** Schéma descriptif des composants d'une installation de machine frigorifique.

### 3. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique au CO<sub>2</sub>

Dans les installations au dioxyde carbone, les échanges thermiques avec la source chaude se font souvent sans changement de phase à cause du niveau bas de température du point critique (31,1°C, 74,8 bar). Afin de permettre la condensation du CO<sub>2</sub>, il est nécessaire d'assurer son refroidissement selon une isobare de niveau inférieur à celui du point critique. On obtiendrait alors un cycle à condensation de vapeur dont les phases sont décrites comme suit:

-A la sortie de l'évaporateur, le frigorigène, à basse température et à basse pression, subit une compression supposée isentropique (Figure I.3). Le gaz chaud passe ensuite

à travers un échangeur où il se condense. Il est suivi d'une détente avant d'être à nouveau orienté vers l'évaporateur.



**Figure I.3 :** cycle réel d'une machine frigorifique sur un diagramme enthalpique.

#### 4. Organes annexes d'une machine frigorifique à compression

En plus de ces composants principaux d'une machine frigorifique, on distingue d'autres organes annexes qui assurent le bon fonctionnement de la machine [1, 2] :

- **Bouteille de liquide :**

C'est une bouteille accumulatrice, elle est placée à la sortie du condenseur, son rôle est d'alimenter le détendeur en liquide frigorigène et l'accumuler lors des variations de charge ou pendant l'arrêt de l'installation.

- **Echangeur intermédiaire :**

C'est un échangeur à tube coaxiaux, il assure simultanément la surchauffe du  $\text{CO}_2$  vapeur en amont du compresseur par la chaleur cédée du  $\text{CO}_2$  sortant du condenseur, et par conséquent le sous refroidissement du  $\text{CO}_2$  liquide en amont du détendeur.

- **Bouteille anti-coup de liquide (bouteille d'aspiration) :**

Le principe de fonctionnement est basé sur la séparation des phases liquide et vapeur, pour protéger le compresseur contre les coups de liquide à l'aspiration,

elle permet aussi d'absorber les variations de la charge entre la basse et la haute pression, et la revaporisation du liquide piégé, qui sert à compenser les micro-fuites qui peuvent exister dans circuit.

- **Séparateur d'huile :**

Il se situe à la sortie du compresseur, il permet de séparer les gouttelettes d'huile contenues dans les vapeurs de frigorigène comprimé les envoyer vers le carter du compresseur. Ceci évite l'accumulation d'huile sur les parois du condenseur et de l'évaporateur qui engendre une isolation thermique.

- **Déshydrateur :**

Il se place avant le détendeur, il permet d'absorber l'humidité qui peut être contenue dans le circuit frigorifique ou dans le réfrigérant pour éviter toute formation de givre.

- **Amortisseurs de vibration :**

Située en amont et en aval du compresseur, son rôle est de réduire la transmission des vibrations des conduites du circuit frigorifique et absorber les tensions dues aux contractions et dilatation des conduites.

## 5. Performance d'une machine frigorifique

La performance d'un système est définie par le rapport de la puissance utile produite par la machine sous forme de chaleur prise ou rejetée par le réfrigérant sur la puissance absorbée par la compression sous forme de travail mécanique ou énergie électrique.

Dans le cas des machines frigorifiques, la performance est évaluée par le COP «coefficient de performance», ce coefficient est défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur  $Q_f$  absorbée par l'évaporateur sur l'énergie électrique absorbée par le compresseur.

$$\text{COP} = \frac{\text{chaleur prélevée à la source froide}}{\text{travail fourni}} = \frac{Q_f}{W} \quad (\text{I-1})$$

• Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire pour une machine frigorifique fonctionnant selon un cycle réversible et dont les températures des deux sources sont constantes :

$$\Delta U = Q_f - Q_c + W = 0 \quad (\text{I-2})$$

D'où:

$$W = Q_c - Q_f \quad (\text{I-3})$$

Ce qui conduit à :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f} \quad (\text{I-4})$$

• Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire pour ce même système :

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = 0 \quad (\text{I-5})$$

Avec :

$T_c$  : La température de la source chaude.

$T_f$  : La température de la source froide.

A partir des relations (I-4) et (I-5) l'expression de COP devient :

$$\text{COP} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{I-6})$$

En raison des écarts de température nécessaires aux transferts de chaleur dans les échangeurs, des pertes de charges dans tout le circuit, de la compression qui n'est pas isentropique ainsi que la détente isenthalpique, le coefficient de performance réel reste inférieur à la valeur théorique.

## 6. Les fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans les circuits des systèmes frigorifiques à compression en produisant du froid, grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur par retrait de chaleur, celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant en un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide dans un condenseur[2].

### 6.1. Critères de choix d'un frigorigène

Aujourd'hui, il existe un grand nombre de fluides frigorigènes. Différents critères sont définis pour leurs classifications [2] :

#### ➤ *Critères thermodynamiques*

Parmi ces critères, on peut retenir entre autres :

- Température critique qui doit être largement supérieure à celle de condensation.
- Rapport de compression réduit.

-La chaleur latente de vaporisation très élevée dans le domaine des températures de fonctionnement.

-La production frigorifique volumique, elle est définie par la quantité de froid produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur. L'augmentation de cette quantité entraîne la réduction du débit de volume aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorifique donnée, ceci permet de réduire la taille des différents éléments de l'installation, notamment le compresseur.

➤ **Critères techniques**

Les critères techniques influent sur la fiabilité du système frigorifique.

Les aspects pris en compte sont :

-Action du fluide sur les matériaux

-Action sur l'huile de lubrification (la compatibilité et la miscibilité totale, miscibilité dépendant de la température et de la concentration, ou miscibilité nulle).

-Facilité de détection puis localisation des fuites.

-Efficacité des échangeurs thermique, qui dépend de la conductivité thermique et la viscosité du frigorigène.

➤ **Critères économiques**

Les aspects considérés sont :

-Prix du frigorigène, un faible prix de revient.

-La nature du fluide impose un prix sur les composants de l'installation.

➤ **Critères de sécurité**

Ces critères sont choisis en fonction de l'action du fluide frigorigène sur l'homme, son impact sur l'environnement, il devra être :

-Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.

-Pas d'impact sur l'environnement, la contribution du fluide à la destruction de la couche d'ozone ou à l'effet de serre.

-Son action sur les denrées à conserver.

## 6.2. Classification des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide [6].

On distingue essentiellement deux grandes familles :

- Les composés inorganiques.
- Les composés organiques.

### 6.2.1. Composés inorganiques

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700, et les plus courants sont :

- ✓ L'eau ( $\text{H}_2\text{O}$ ) : R718
- ✓ Le dioxyde de carbone : R744
- ✓ L'ammoniac : R717

### 6.2.2. Composés organiques

Les composées organiques sont des dérivés halogénés du méthane ( $\text{CH}_4$ ) et de l'éthane ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ). Ils se divisent en 3 sous familles :

- ✓ Les corps purs
- ✓ Les mélanges
- ✓ Les hydrocarbures

#### a. Corps purs

Ce sont des substances qui se caractérisent par leur condensation et vaporisation à des températures et pression constantes, ils se regroupent en trois sous groupes suivant leur composition chimique :

- ❖ Les chlorofluorocarbones (CFC), exemple le R12

Les molécules des ces substances sont complètement halogénées, elles ont une action dangereuse pour la couche d'ozone.

- ❖ Les hydrochlorofluorocarbones (HCFC), exemple le R22

Ce sont des composés chimique qui contiennent du chlore non complètement halogéné c'est-à-dire que certains atomes de chlore ont été remplacés par des atomes d'hydrogène, ils sont voués à disparaître du fait de leur toxicités environnementale.

- ❖ Les hydrofluorocarbones (HFC), exemple le R134a

Les HFC ne contiennent aucun atome de chlore, ils ne présentent pas de dangers pour la couche d'ozone, mais ils participent à l'effet de serre.

## b. Les mélanges

Les mélanges des corps purs se regroupent en 2 sous groupes :

### ❖ Mélanges azéotropiques

Ce sont des fluides frigorigènes de la série 500, constitués par des mélanges de corps purs. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré.

Exemple : R507 (mélange de 50% de R125 et de 50% de R134a)

### ❖ Mélanges zéotropiques

Ce sont des fluides frigorigènes de la série 400. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré. Ils ne sont pas des corps purs.

Ces mélanges sont caractérisés par la variation de la température au cours d'un changement d'état (vaporisation ou condensation) à une pression constante, à cause de la composition des phases liquide ou vapeur en équilibre thermodynamique qui sont différentes.

Exemple : R407A (mélange de 20% de R32, 40% de R125 et 20% de R134a)

## c. Les hydrocarbures

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent du raffinage du pétrole mais égalent du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel. Ce sont essentiellement le R600 (butane), R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé.

Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables.

Dans certaines classifications, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec les fluides de la série 700 comme R717 (ammoniac), le R718 (eau) ou le R744 (dioxyde de carbone) sous la famille des fluides dits « naturel ». Les autres fluides étant regroupés dans la famille des fluides dits de « synthèse ».

## 6.3. Désignation des fluides frigorigènes

La désignation des fluides frigorigènes est régie par des règles précises et permet dans la plupart des cas de déduire la nature et même la formule chimique du fluide, ils sont désignés, par la lettre **R** suivie de trois chiffres [17], noté **R<sub>xyz</sub>** où :

:

**x** : Représente le nombre d'atomes de carbone moins 1

**y** : Représente le nombre d'atomes d'hydrogène plus 1

**z** : Représente le nombre d'atomes de fluor

Le nombre d'atomes de chlore peut être obtenu en soustrayant le nombre d'atomes pouvant être connectés à l'atome de carbone :

- 4 pour les dérivés du méthane ( $\text{CH}_4$ )
- 6 pour les dérivés de l'éthane ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )

–Lorsqu'il y a présence de brome, on fait suivre le numéro du fluide frigorigène de la lettre B et si il ya une asymétrie d'importance croissante il est repéré par l'adjonction des lettres a, puis b, puis c au numéro, c'est le cas par exemple du R134a.

## 6.4. Impact des fluides frigorigène sur l'environnement

A partir de l'année 1930, et avec le développement des fluides de synthèses, on a commencé à utiliser de plus en plus de fluides de types CFC, mais à partir de 1980, des chercheurs ont commencé à se préoccuper de leur impact sur l'environnement.

Les impacts environnementaux liés à ces fluides reposent sur deux phénomènes [17, 18] :

- La destruction de la couche d'ozone.
- Le réchauffement de la planète.

### 6.4.1. Destruction de la couche d'ozone

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorées contenue dans certains fluides frigorigènes (principalement les CFC et dans une moindre mesure les HCFC. En effet, ces molécules vont réagir avec l'ozone pour former de l'oxyde de chlore ( $\text{ClO}$ ), et de l'oxygène moléculaire, et détruisent de cette manière la couche d'ozone suivant une réaction en chaîne, ce qui amène à une augmentation des rayons ultra-violets B du soleil arrivant à la surface de la terre, qui ont des répercussions sur la santé de l'homme et l'environnement .

Suite au protocole de Montréal, signé en 1987 qui a défini une réduction puis suppression de certains fluides frigorigènes selon leur potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique qui est mesuré par sa valeur de ODP « Ozone Depletion Potential ou Potentiel d'Action sur l'Ozone Stratosphérique » ,dont la valeur est égale à 1 pour le R11, pris comme valeur de référence pour la raison qu'il a l'effet le plus destructeur sur la couche d'ozone.

Parmi ces fluide, les CFC comme le R11, R12, R512, leur manipulation dans l'industrie est interdite depuis 1995, aussi les frigorigène de catégorie HCFC particulièrement le R22 (ODP 0.05) utilisé en climatisation, a été interdit en Europe dans les nouveaux équipements déduit 2004, puis interdit fin 2009 en produit neuf.

### 6.4.2. Réchauffement de la planète

L'atmosphère retient en partie la chaleur que lui apporte le soleil. Sans cet effet, la température au sol serait en moyenne de  $-15^{\circ}\text{C}$ . Ceci est dû à un certain nombre de gaz présents dans l'atmosphère dits « à effet de serre ». Parmi ces gaz, le plus important en quantité est le  $\text{CO}_2$ .

Le réchauffement climatique est la conséquence de l'augmentation de la teneur en  $\text{CO}_2$ , produit généralement par les processus d'incinération ou oxydation de produits organiques fossiles.

Il existe d'autres gaz à effet de serre, il s'agit de méthane ( $\text{CH}_4$ ), l'oxyde d'azote ( $\text{N}_2\text{O}$ ) et les rejets des fluides frigorigènes (CFC, HCFC, HFC) dans l'atmosphère, et qui sont caractérisés par leurs GWP « Global Warming Potential ou Potentiel de Réchauffement Global ». C'est un index qui compare l'effet de réchauffement induit par différents gaz au fil du temps par rapport à des émissions équivalentes de  $\text{CO}_2$  (exprimé en masse). En pratique le GWP est adopté pour une durée de vie de cent ans, par conséquent le GWP du  $\text{CO}_2$  est de 1.

Afin d'éviter le réchauffement climatique, un protocole a été signé en 1997 « protocole de Kyoto » dont il est entré en vigueur effective en 2005, où la plupart des pays industrialisés s'engagent à réduire de 5% le rejet des gaz à effet de serre pour la période 2008 et 2012 par rapport à 1990.

| Frigorigènes   | ODP<br>(Base 1 pour R11) | GWP<br>(Base 1 pour $\text{CO}_2$ ) |
|----------------|--------------------------|-------------------------------------|
| CFC            |                          |                                     |
| R11            | 1                        | 4600                                |
| R12            | 1                        | 10600                               |
| R502           | 0.244                    | 6200                                |
| HCFC           |                          |                                     |
| R22            | 0.055                    | 1700(1810)                          |
| R124           | 0.022                    | 620                                 |
| HFC            |                          |                                     |
| R134a          | 0                        | 1300(1430)                          |
| R404a          | 0                        | 3780                                |
| Fluide naturel |                          |                                     |
| R717           | 0                        | 0                                   |
| R744           | 0                        | 1                                   |
| R600a          | 0                        | 3                                   |

**Tableau I.1 [18] :** valeurs d'ODP et GWP de quelques fluides frigorigènes.

## 7. Dioxyde de Carbone

Le Dioxyde de Carbone ( $\text{CO}_2$ ) ou R744 fut l'un des premiers fluides frigorigènes à remplacer les systèmes sur cycle d'air, au début de XXème siècle, il a été utilisé dans des systèmes de réfrigération à bord des navires. Par ailleurs, le  $\text{CO}_2$  répond aux divers critères de réfrigération, non toxique, non inflammable, chimiquement inactif, un effet de serre négligeable ( $\text{GWP}=1$ ) et il n'appauvrit pas la couche d'ozone ( $\text{ODP}=0$ ). Cependant, il présente une pression critique relativement élevée (73,8 bar) et une faible température critique  $31,1^\circ\text{C}$ , peut exiger des systèmes fonctionnant suivant un cycle transcritique (le rejet de chaleur à la source chaude se fait au dessus du point critique).

### 7.1. Propriétés thermophysiques du $\text{CO}_2$ à basse température

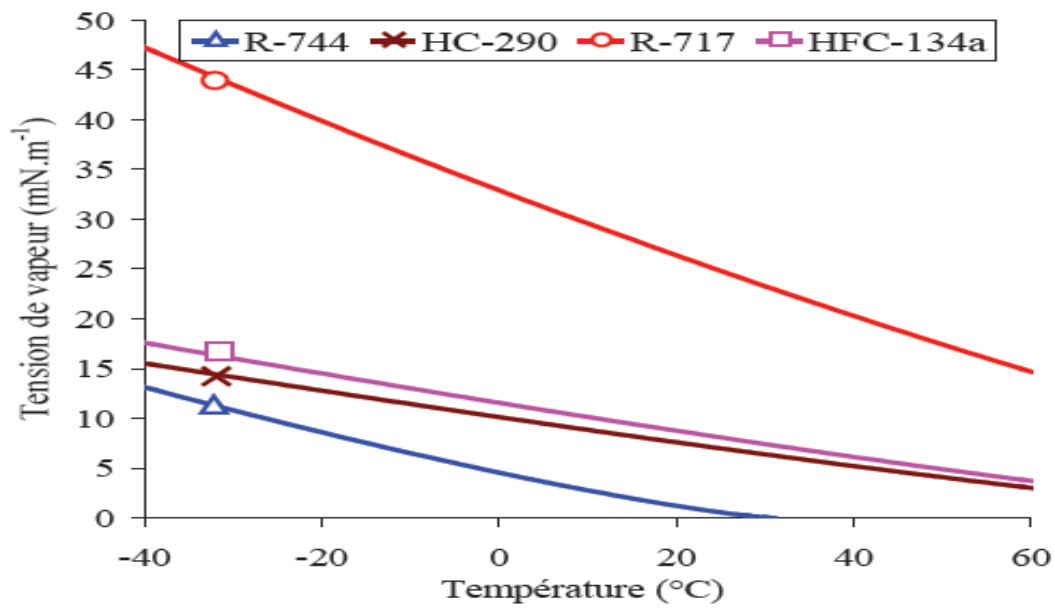
L'étude comparative entre propriétés thermophysiques du  $\text{CO}_2$  et les fluides frigorigènes classiques définit le  $\text{CO}_2$  comme gaz approprié de substitution dans les machines frigorifiques [14].

A travers les figures (I-4), (I-5) et (I-6), on remarque que pour une température et à une pression de saturation données, la tension superficielle, la viscosité du liquide et le rapport de la densité de liquide sur la densité de vapeur ( $\rho_l/\rho_v$ ) du  $\text{CO}_2$  sont les plus faibles par rapport aux autres fluides frigorigènes.

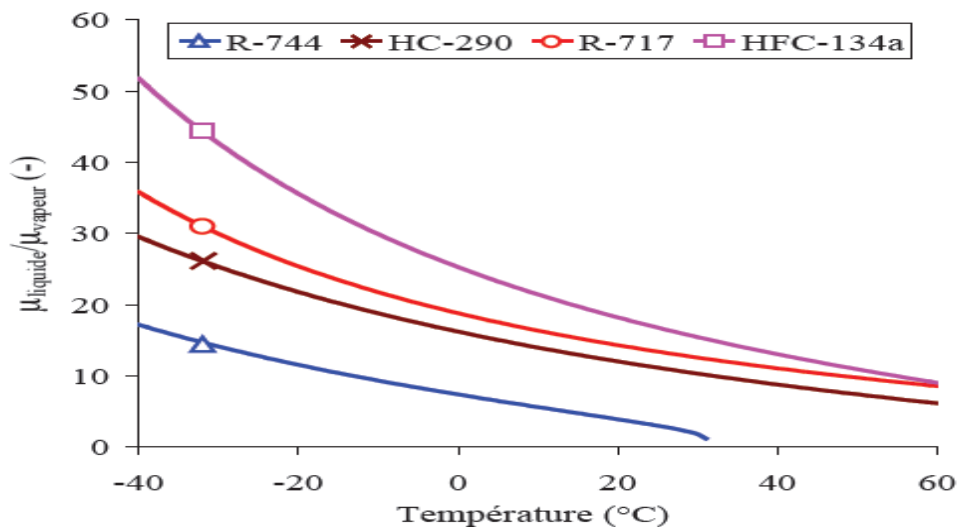
-La faible valeur de la tension superficielle favorise l'ébullition nucléée, du fait que la chaleur nécessaire à la nucléation est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le  $\text{CO}_2$ .

-Pour le rapport de la densité le plus petit, cela a comme conséquence, une influence sur l'écoulement dans l'évaporateur car les vitesses varient peu tout au long de l'échangeur et le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure homogénéité.

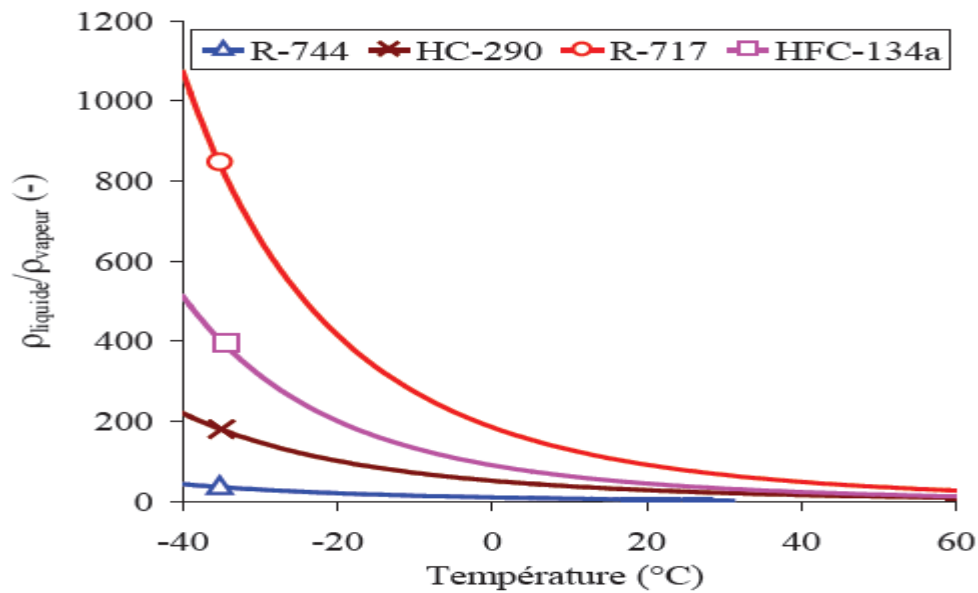
-Concernant la faible viscosité du  $\text{CO}_2$ , elle favorise la rupture du film liquide et détériore l'échange thermique en fin d'évaporation.



**Figure I.4 :** Tension superficielle du CO<sub>2</sub> et d'autres réfrigérants aux températures de saturation

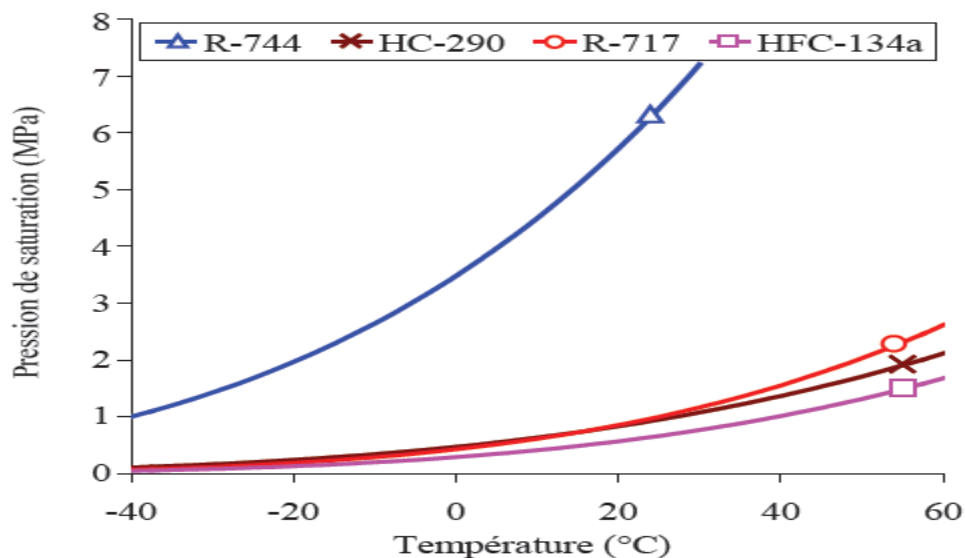


**Figure I.5 :** Comparaison de rapport de viscosité de liquide et de vapeur du CO<sub>2</sub> à la température de la saturation



**Figure I.6 :** Comparaison de rapport de densité de liquide et de vapeur du CO<sub>2</sub> à la température de la saturation

Sur la figure (I-7), on remarque pour une température donnée, la pression de saturation de CO<sub>2</sub> est beaucoup plus élevée que celles des autres fluides, ce qui a comme conséquence des vitesses d'écoulement plus élevées d'où une bonne distribution diphasique à l'intérieur de l'échangeur de chaleur



**Figure I.7 :** La pression de vapeur saturante pour différents fluide frigorigènes

## 7.2. La condensation du CO<sub>2</sub> au voisinage du point critique

Dans la littérature, les travaux qui traitent de la condensation du CO<sub>2</sub> sont rares, Jang et Hrnjak (2002) ont été les premiers à présenter des résultats expérimentaux de condensation du CO<sub>2</sub> dans un tube horizontal lisse à basse température. La plupart des installations fonctionnant avec ce fluide en mode subcritique sont des installations en cascade où le CO<sub>2</sub> est à l'étage basse pression et un autre réfrigérant à l'étage haute pression généralement le R717 ou le R 404.

## 7.3. Les cycles thermodynamique du CO<sub>2</sub>

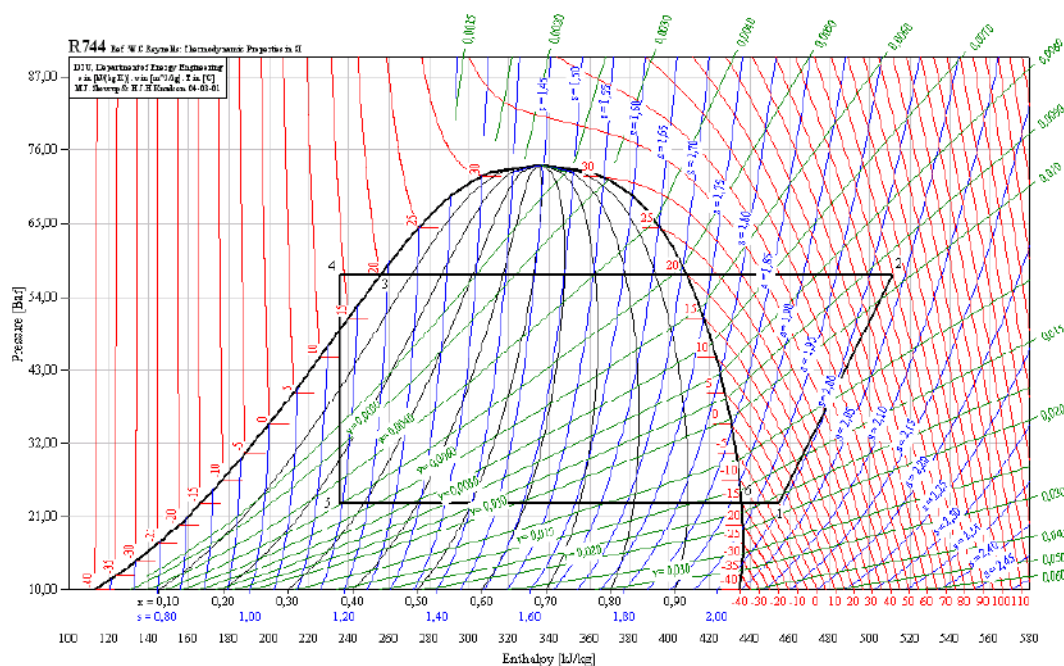
### 7.3.1. Cycle subcritique

Dans les machines qui fonctionnent avec le CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène, le CO<sub>2</sub> subit une compression avant de se condenser dans un échangeur haute pression puis le fluide se détend avant de se vaporiser à travers un évaporateur.

Pour ce mode de fonctionnement, la régulation de la pression de refoulement ne pose pas de problème; celle-ci est imposée par la température de la source chaude, en effet, pour une température donnée de la source chaude, correspond une pression de fonctionnement qui est la pression de saturation à une température voisine de celle de la source chaude.

Ce cycle de réfrigération classique est connu sous le nom de cycle subcritique.

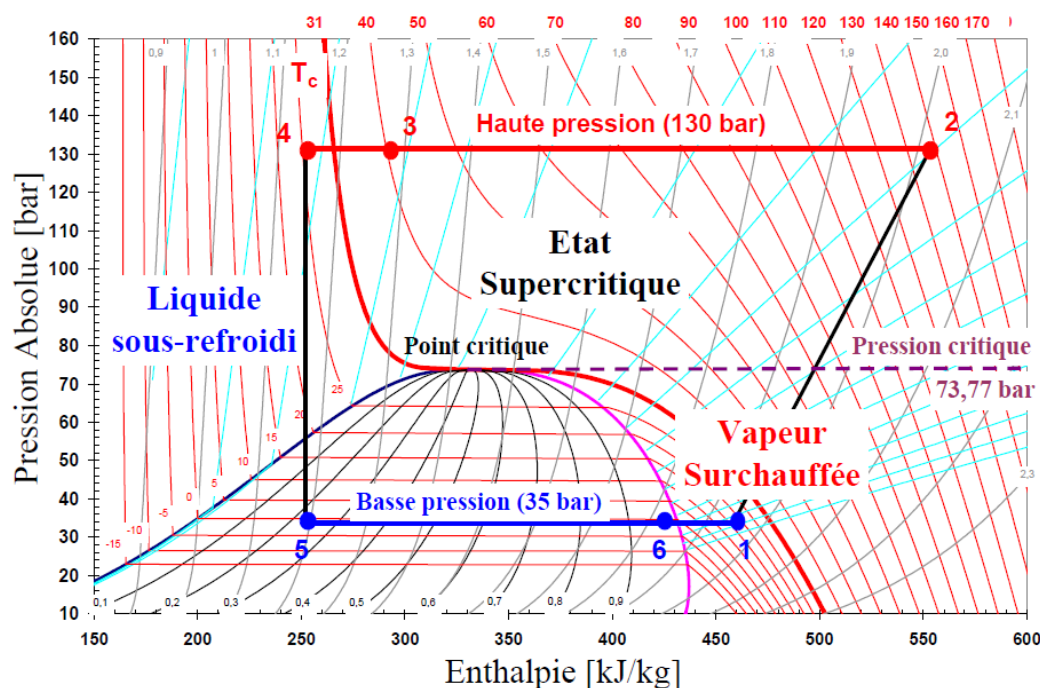
La figure (I-8) représente l'allure de ce cycle dans le diagramme enthalpique P-h.



**Figure I.8 :** Représentation du cycle subcritique de CO<sub>2</sub> dans un diagramme pression-enthalpie

### 7.3.2. Cycle transcritique

En raison de la pression critique du  $\text{CO}_2$  relativement élevée 73,8 bar, et sa faible température critique 31,1°C, la plupart des conditions de fonctionnement des installations au  $\text{CO}_2$  fonctionnent à des températures plus élevées que la température critique donc à des pressions supercritiques, ainsi l'échange de chaleur avec la source chaude ne se fait plus par condensation mais par refroidissement du  $\text{CO}_2$  dans un refroidisseur de gaz à des pressions supercritiques comprises entre 80-140 bar selon les niveaux de température extérieure et selon le réglage choisi. En effet, le COP est éminemment lié au bon choix de la pression de refoulement du compresseur. Une pression optimale assure un COP optimum.



**Figure I.9 :** cycle transcritique du  $\text{CO}_2$  dans un diagramme pression-enthalpie

## 7.4. Les avantages et les inconvénients du dioxyde de carbone

Le dioxyde de carbone possède des caractéristiques intéressantes, mais il est également soumis à des contraintes. [15, 16]

### A. Les inconvénients du $\text{CO}_2$ :

- ✓ Le principal inconvénient du  $\text{CO}_2$  en tant que fluide frigorigène c'est sa pression de fonctionnement très élevée que celle des autres frigorigènes. Cette caractéristique induit une puissance volumétrique beaucoup plus élevée, nécessitant des composants plus petits et plus résistants, tout particulièrement des compresseurs spéciaux qui sont plus chers.

- ✓ Les cycles frigorigènes mono étagés avec ce fluide sont moins efficaces qu'avec d'autres frigorigènes, en raison de ce bas point critique. En effet, on constate une diminution de la puissance et du COP de la machine avec l'augmentation de la température du puits de chaleur (source chaude).
- ✓ La faible température critique 31°C, permet difficilement l'obtention des cycles de réfrigération habituel, car au dessus de cette température, le fluide ne se condense pas, donc il faut le refroidir ce qui engendre à un rendement faible.

### **B. Les avantages du CO<sub>2</sub> :**

- ✓ Du fait des pressions de fonctionnement élevées, le CO<sub>2</sub> engendre une forte puissance volumétrique, permettant aussi l'usage de composants de petite taille (faible cylindrée pour le compresseur).et de faibles diamètres des conduites.
- ✓ Taux de compression faible dû à la pression élevée de vapeur conduit à une augmentation de rendement volumétrique du compresseur.
- ✓ Perte de charge limitée à cause de la faible valeur de la viscosité du CO<sub>2</sub>.
- ✓ Ininflammable, non explosif et non toxique en faible concentration.
- ✓ Il est compatible avec les lubrifiants courants.
- ✓ Effet de serre faible (GWP=1) et pas d'action sur l'ozone.

## **8. Conclusion**

Ce chapitre est un aperçu descriptif sur les machines frigorifiques au CO<sub>2</sub>, en effet nous avons donné une définition, le principe de fonctionnement ainsi que les composants relatifs à ces appareils, aussi en vu les bonnes propriétés de transfert, et de transport de CO<sub>2</sub>.

## 1. Introduction

Un système de réfrigération se compose essentiellement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un évaporateur et d'un détendeur. Pour un fonctionnement efficace de ce système, il est essentiel d'avoir un assemblage approprié entre ces divers composants qui tient compte des caractéristiques de fonctionnement des différents composants.

Dans ce chapitre nous faisons une description générale des compresseurs, les éléments fondamentaux des machines frigorifiques, en portant une attention spéciale à un modèle de comportement de CO<sub>2</sub> subcritique en écoulement dans un compresseur au CO<sub>2</sub>. un programme de calcul sera développé en vue de montrer l'influence des variables d'entrées du modèle sur les variables de sorties.

## 2. Définition

Le compresseur est un organe mécanique destiné à accroître la pression d'un fluide compressible moyennant un moteur d'entraînement (électrique ou thermique). Il joue un rôle très important dans les installations frigorifiques, Il assure la circulation du fluide frigorigène dans les circuits de la machine. En effet, il aspire les vapeurs à basse pression provenant de l'évaporateur pour les comprimer avant de les refouler vers le condenseur [1].

## 3. Classification des compresseurs

Les compresseurs se divisent en deux grandes catégories selon leur procédé de réalisation de la compression [1].

- ✓ Les compresseurs centrifuges.
- ✓ Les compresseurs volumétriques.

### 3.1. Les compresseurs centrifuges

Appelés aussi turbocompresseurs, assurent la compression grâce à une force centrifuge obtenue par entraînement dynamique au moyen d'une roue à aubes. En effet, l'énergie cinétique du fluide résultant de la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique avec laquelle le fluide quitte les aubes de la roue est transformée en énergie de pression par la chute de la vitesse dans un diffuseur, ce qui comprime le gaz frigorigène [1].

Ce type de compresseurs est destiné à des applications spécifiques et il est utilisé pour de grandes puissances à titre d'exemple on cite les groupes frigorifiques de grande puissance en génie climatique.

### 3.2. Les compresseurs volumétriques

Ce sont des machines dans lesquelles la compression des vapeurs est obtenue par le déplacement d'un élément mobile, qui engendre une augmentation de la pression par la réduction de la chambre de compression, ce type de compresseur est le plus utilisé dans les installations frigorifiques [2].

Il existe deux familles principales de compresseurs volumétriques [2] :

- ✓ Les compresseurs rotatifs qui englobent les compresseurs à palettes, spirales (scroll), à vis....
- ✓ Les compresseurs alternatifs qui englobent tous les compresseurs à piston

#### 3.2.1. Les compresseurs rotatifs

##### a. Les compresseurs à palettes

Les compresseurs à palettes (Figure II.1), sont composés d'un élément mobile constitué d'un ou plusieurs rotors excentrés tournant dans un stator cylindrique, le déplacement étant effectué par des palettes sous l'effet de la force centrifuge qui leur est imprimé par la rotation du rotor [2]. En effet, la compression des vapeurs aspirées est obtenue dans un espace de volume variable [1].

##### b. Les compresseurs à spirales

Appelés compresseurs scroll (Figure II.2), assurent la compression des gaz par la rotation d'une spirale mobile autour d'une autre spirale fixe identique à la première. Le déplacement du point de contact de la spirale mobile sur la spirale fixe assure le transfert de fluide [5].

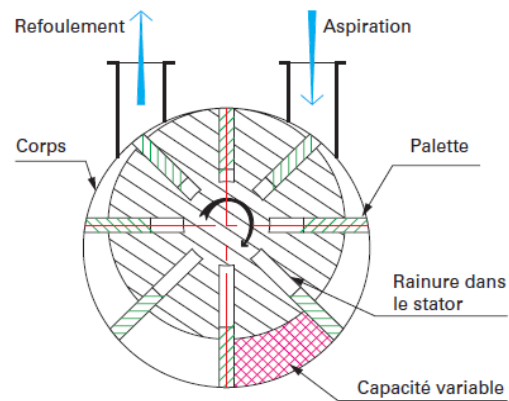
##### c. les compresseurs à vis

On distingue deux types de compresseurs à vis (Figure II. 3), les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (birotors) [1] :

##### ✓ Compresseur à vis birotor :

Ce type de compresseur est le plus courant, il comporte deux rotors à dentures hélicoïdales (un rotor mâle est un rotor femelle) usiné en hélice, tournant à grande vitesse. Le rotor mâle formant les lobes est entraîné par le moteur et entraîne à son tour le rotor femelle qui forme des alvéoles.

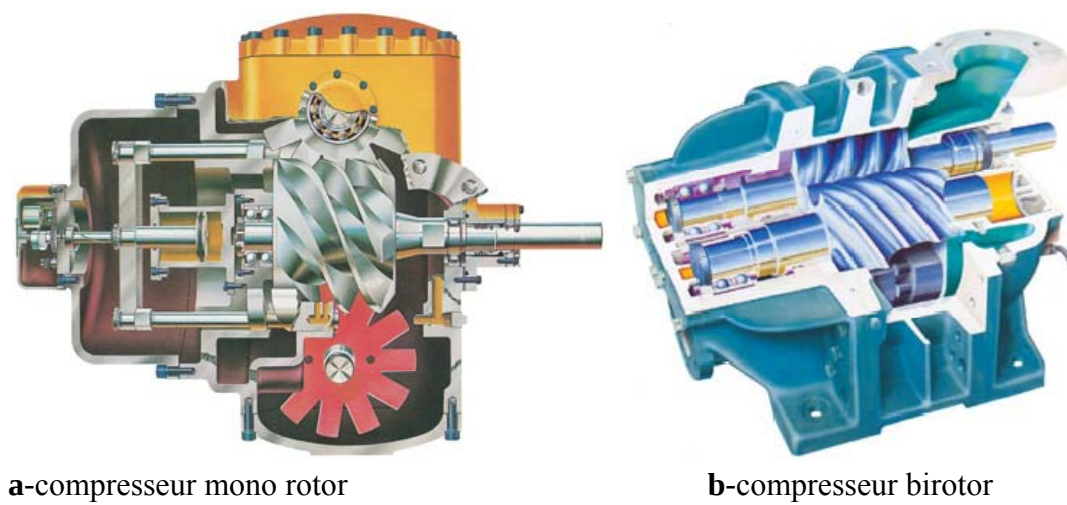
Pendant la rotation, les alvéoles jouent le rôle d'un cylindre dont le volume du gaz frigorifique se réduit progressivement alors que les lobes jouent le rôle du piston [1,2]



**Figure II.1 :** Compresseur à palettes



**Figure II.2 :** Compresseur scroll



**Figure II.3 :** Compresseurs à vis

### 3.2.2. Les compresseurs alternatifs à piston

C'est un compresseur volumétrique dont la compression de la vapeur est produite par la réduction du volume occupé par celle-ci dans la chambre de compression.

Dans ces compresseurs le mouvement rotatif du vilebrequin produit par le moteur d'entraînement est transformé en mouvement alternatif du piston qui permet l'aspiration puis la compression et le refoulement des vapeurs.

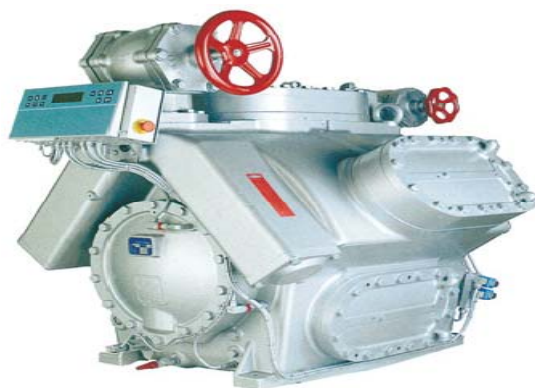
- **Association Moteur-compresseur**

Suivant le type d'association entre le moteur d'entraînement et le compresseur, on distingue :

#### 3.2.2.1. Les compresseurs ouverts à pistons

Le moteur d'entraînement (électrique ou thermique) et le compresseur sont séparés, la liaison entre les deux est assurée soit par poulies et courroies, soit par accouplement direct, permettant l'entraînement de l'arbre du compresseur par le moteur. La vitesse de rotation du compresseur est modifiable mais provoque des défauts d'étanchéité dans le cas des vitesses élevées [1].

Dans ce type de compresseur (Figure II.4), l'accès aux divers éléments du mécanisme par les opérations de maintenance est possible. Il est utilisé pour de larges plages de puissances [1].



**Figure II.4 :** Configuration d'un compresseur à piston de type ouvert

#### 3.2.2.2 Les compresseurs hermétiques à pistons

Les compresseurs hermétiques sont des compresseurs dont le moteur électrique et le compresseur sont à l'intérieur d'un carter en acier, soudé et étanche [6].

La lubrification et le refroidissement des pièces en mouvement est assuré par une huile située dans la partie basse du carter à partir duquel les gaz sont aspirés. Ce type

de compresseur est utilisé pour des petites et moyennes puissances : réfrigérateur, climatiseurs, pompe à chaleur..... , en cas d'incident aucune intervention ne peut être faite [6].

### 3. 2.2.3. Le compresseur semi-hermétique

Le compresseur et le moteur électrique sont enveloppés dans un carter en fonte, usiné et assemblé par des boulons.

Contrairement au compresseur hermétique ce type de compresseur permet l'accès aux différents organes du mécanisme pour la réparation des pannes et la vérification éventuelle. Il est utilisé dans la réfrigération commerciale, industrielle. Sa gamme de puissance n'est pas limitée [6].



(a)



(b)

**Figure II.5:** Configuration des compresseurs alternatifs à piston : a- compresseur hermétique, b- compresseur semi-hermétique

## 4. La compresseur à piston

Il est constitué d'un cylindre dans lequel coulisse un piston entraîné par un système bille-manivelle. Les organes qui commande l'admission et le refoulement sont généralement des clapets actionnés automatiquement par la différence de pression qui règne entre l'intérieur et l'extérieur.

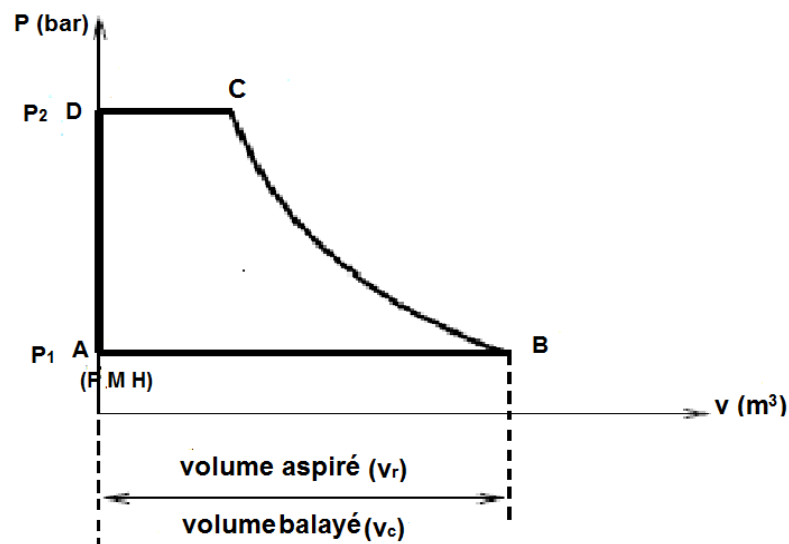
-Les vapeurs formées dans l'évaporateur pénètre dans le cylindre à travers le clapet d'aspiration grâce à la dépression créée par le mouvement descend du piston vers le point mort bas « PMB ». La phase de compression a lieu lors du mouvement ascendant de ce même piston durant lequel les clapets d'aspiration et de refoulement sont maintenus fermés.

## 5. Représentation de cycle du compresseur dans le diagramme de Clapeyron

### 5.1 Cycle théorique

La représentation de ce cycle nécessite de distinguer deux cas :

#### 5.1.1. Cycle théorique d'un compresseur ou le volume mort est nul



**Figure II.6 :** Représentation de l'évolution de fluide dans un compresseur alternatif sans espace mort

Le cycle illustré sur le diagramme de Clapeyron Figure(II.6) traduit le fonctionnement théorique d'un compresseur idéal. Il comprend les quatre phases suivantes :

A → B : aspiration à pression constante  $P_1$

B → C : compression isentropique de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$

C → D : refoulement isobarique, à la pression  $P_1$

D → A : détente de la pression  $P_2$  à la pression  $P_1$

## 5.1.2 Cycle théorique d'un compresseur contenant un espace mort

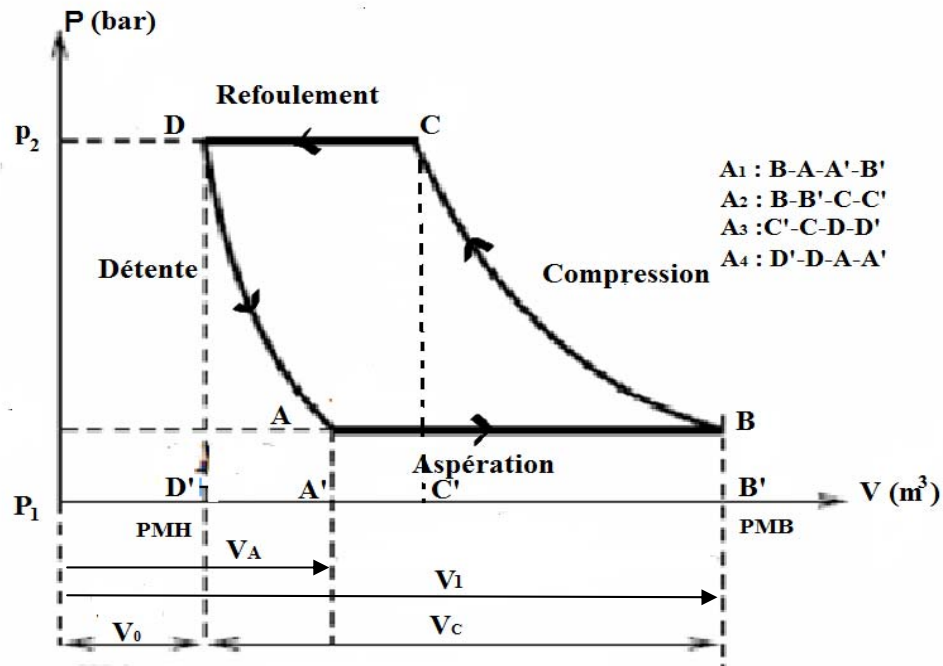


Figure II.7 : diagramme théorique avec espace mort

Le cycle illustré sur le diagramme de Clapeyron Figure (II.7) traduit le fonctionnement théorique d'un compresseur volumétrique muni d'un volume mort qui cumule les gaz résiduels. Ces derniers subissent d'abord une détente avant d'amorcer l'aspiration des gaz frais. Il en résulte une diminution du volume réel aspiré, noté  $V_r$ , donné par :

$$V_r = V_1 - V_A \quad (\text{II.1})$$

Avec

$$V_1 = V_c + V_0 \quad (\text{II.2})$$

On définit le rendement volumétrique comme étant le rapport du volume réel aspiré sur le volume balayé.

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_A}{V_c} = \frac{V_r}{V_c} \quad (\text{II.3})$$

Où  $V_c$  est la cylindrée, c'est le volume balayé par le piston au cours de la course d'aspiration entre le PMH et le PMB, il est égal à :

$$V_c = \frac{\pi D^2}{4} C \quad (\text{II.4})$$

En introduisant la relation (II.2) dans l'expression (II.3), le rendement volumétrique en fonction du volume occupé par les gaz résiduels lors de la détente est défini par :

$$\eta_v = 1 - \frac{V_A - V_0}{V_C} \quad (\text{II.5})$$

-Pour une transformation polytropique au cours de la détente, on peut écrire :

$$P_2 V_0^k = P_1 V_A^k \quad (\text{II.6})$$

Ce qui conduit à :

$$V_A = V_0 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{II.7})$$

-Le rapport  $\frac{P_2}{P_1}$  est défini comme étant le taux de compression, noté :

$$\delta = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{II.8})$$

En introduisant la relation (II.6) dans l'expression (II.4), le rendement volumétrique devient

$$\eta_v = 1 + \frac{V_0}{V_C} \left( 1 - \delta^{\frac{1}{k}} \right) \quad (\text{II.9})$$

Le travail massique développé au cours de la détente des gaz résiduels s'exprime par :

$$W_{det} = - \int_{V_0}^{V_A} P dv, \text{ correspondant à l'aire } A_4 BAA' B' \text{ (Figure II.7)} \quad (\text{II.10})$$

Durant l'admission, les vapeurs pénètrent dans le cylindre avec une pression constante égale à  $P_1$ . Le travail d'aspiration s'écrit alors :

$$W_a = - P_1 V_r = - P_1 \eta_v V_C \quad (\text{II.11})$$

Ce travail correspond à l'aire  $A_1 BB'CC'$  (Figure II.7)

Durant la compression, les vapeurs comprimées par réduction du volume suivant une évolution polytropique nécessite un travail :

$$W_C = - \int_{V_B}^{V_C} P dv, \text{ correspond à l'aire } A_2 CC'DD' \text{ (Figure II.7)} \quad (\text{II.12})$$

De même l'évacuation des gaz étant à pression constante :

$$W_{\text{ref}} = P_2 V_D, \text{ correspond à l'aire } A_3 \text{ Figure(II.7)} \quad (\text{II.13})$$

Le travail mécanique total du compresseur correspond alors à :

$$W = W_a + W_{\text{det}} + W_C + W_{\text{ref}} \quad (\text{II.14})$$

$$W = - \int_{V_0}^{V_A} P dv - P_1 V_r - \int_{V_B}^{V_C} P dv + P_2 V_D \quad (\text{II.15})$$

## 6. Divers types de compression

### ✓ La compression isentropique

C'est une compression adiabatique réversible où il n'y a pas d'échange de chaleur entre le fluide à l'intérieur de compresseur et le milieu extérieur, ni de perte interne par frottement.

Cette compression est régie par la loi de Laplace:

$$P. V^\gamma = C^{\text{te}} \quad (\text{II.16})$$

Où :

$\gamma$  : Exposant isentropique défini par

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (\text{II.17})$$

Pour un gaz parfait, ce dernier s'exprime par :

$$T. P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = C^{\text{te}} \quad \text{Avec} \quad PV = nRT \quad (\text{II.18})$$

Ou encore :

$$T. v^{\gamma-1} = C^{\text{te}} \quad (\text{II.19})$$

Le travail de compression isentropique, noté  $W_{is}$  est donné par :

$$W_{is} = - \int p dv \quad (\text{II.20})$$

On intègre l'équation (II.20), et tenant compte de l'équation (II.16)

Le travail de compression isentropique  $w_{is}$  par cycle est égal à :

$$W_{is} = \int_{P_1}^{P_2} V dp \quad (\text{II.21})$$

$$W_{is} = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad (\text{II.22})$$

$$W_{is} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 V_1 \left[ \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{II.23})$$

✓ **La compression isotherme réversible:**

Dans cette condition, la quantité de chaleur évacuée du cylindre correspond au travail de compression

En effet, d'après le premier principe de la thermodynamique on a :

$$W = -Q \quad (\text{II.24})$$

Cette transformation est caractérisée par l'équation de MARIOTTE :

$$PV = C^{\text{te}} \quad (\text{II.25})$$

Pour une évolution isotherme réversible faisant passer le fluide d'un état 1 à un état 2, l'expression du travail de transvasement est donnée par :

$$W_T = - \int_{v_1}^{v_2} p \, dv \quad (\text{II.26})$$

Pour un gaz parfait, l'équation (II.26), peut s'écrire :

$$W_T = -rT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}, \text{ pour } n=1 \text{ mol} \quad (\text{II.27})$$

D'après l'équation (II.25)

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (\text{II.28})$$

Après l'intégration de l'équation (II.27), le travail de compression isotherme s'exprime par l'une des deux relations suivante :

$$W_T = -rT \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (\text{II.29})$$

$$W_T = -rT \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{II.30})$$

$$\text{Avec : } \frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1}$$

Le travail de compression isotherme s'écrit en fonction de (P, v) comme suit :

$$W_{CT} = P_1 V_1 \ln \frac{V_1}{V_2} = P_2 V_2 \ln \frac{V_1}{V_2} \quad (\text{II.31})$$

$$W_{CT} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = P_2 V_2 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{II.32})$$

**-Compression polytropique :**

L'évolution polytropique c'est un cas intermédiaire entre l'évolution isotherme et l'évolution adiabatique

C'est une transformation réversible qui se produit entre deux états d'équilibre. Elle est définie par la relation :

$$pV^k = C^{te} \quad (\text{II.33})$$

Où :

k : exposant polytropique, empirique  $1 < k < \gamma$

-Pour une évolution finie, le travail de compression est évalué par analogie à l'évolution isentropique comme suit :

$$W_P = \int_{P_1}^{P_2} V dp \quad (\text{II.34})$$

$$W_P = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[ \delta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{II.35})$$

## 7. Les rendements

### ✓ Le rendement indiqué

Le rendement indiqué, noté  $\eta_i$ , est défini comme étant le rapport du travail absorbé pour comprimer l'unité de masse du fluide frigorigène dans un compresseur parfait (compression isentropique) au travail absorbé pour comprimer la même masse dans un compresseur réel (compression polytropique).

$$\eta_i = \frac{W_{is}}{W_i} \quad (\text{II.36})$$

Ou bien :

$$\eta_i = \frac{P_{th}}{P_i} \quad (\text{II.37})$$

### ✓ le rendement mécanique

À cause des frottements intervenant dans les pièces en mouvement, on définit le rendement mécanique, noté  $\eta_m$ , comme étant le rapport du travail indiqué au travail effectif par unité de masse de fluide frigorigène.

$$\eta_m = \frac{W_i}{W_{eff}} \quad (\text{II.38})$$

Ou bien

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{eff}} \quad (\text{II.39})$$

### ✓ le rendement global (effectif)

Le rendement global d'un compresseur, noté  $\eta$ , est défini comme étant le rapport entre le travail de transvasement correspond à une évolution isentropique réversible ( $W_{\text{rév}}$ ) et le travail de transvasement pour une évolution irréversible ( $W_{\text{réel}}$ ).

$$\eta = \frac{W_{\text{rév}}}{W_{\text{réel}}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_{\text{eff}}} \quad (\text{II.40})$$

Ou bien

$$\eta = \eta_i \eta_m \quad (\text{II.41})$$

## 8. Calcul des puissances du compresseur

La puissance de compression est définie comme étant le produit du travail nécessaire à la compression par unité de masse, par le débit massique

$$= W \dot{m} \quad (\text{II.42})$$

-Pour une compression isentropique :

$$_{\text{th}} = W_{\text{is}} \dot{m} \quad (\text{II.43})$$

-Pour une compression polytropique indiquée

$$_i = W_i \dot{m} \quad (\text{II.44})$$

-Pour une compression isotherme réversible

$$= W_{c(T)} \dot{m} \quad (\text{II.45})$$

-La puissance effective sur l'arbre du compresseur

$$_{\text{eff}} = \frac{_{\text{th}}}{\eta} = \frac{W_{\text{is}}}{\eta} \dot{m} \quad (\text{II.46})$$

## 9. Limites de fonctionnement des compresseurs

Les compresseurs possèdent des contraintes technologiques propres à chaque constructeur qui entraînent des limites de fonctionnement variable d'un fluide à l'autre, d'un type de machine à l'autre en fonction de ses caractéristiques thermodynamiques. Les limites d'utilisation sont dictées par [5] :

- ❖ La température maximale d'évaporation et de surchauffe ;
- ❖ La température minimale d'évaporation ;

- ❖ La température maximale de refoulement du compresseur.

## 10. Compresseur au CO<sub>2</sub>

Les besoins d'avoir des compresseurs capables de fonctionner à des niveaux de pression élevée a poussé les fabricants à développer de nouveaux compresseurs spécifiques.

Compte tenu du faible volume massique de CO<sub>2</sub> en phase vapeur et du faible taux de compression plus faible, à cause des pressions de fonctionnement élevées, confère aux compresseurs au CO<sub>2</sub> des dimensions réduites, une cylindrée plus petite et des tubes de plus faible diamètre (Figure II.8) .



**Compresseur au R134a**



**compresseur au CO<sub>2</sub>**

**Figure II.8 :** Comparaison entre un compresseur au CO<sub>2</sub> et un compresseur au R134a

## 11. Modèle numérique du compresseur

Pour le compresseur à piston, on exploite le modèle développé par Haberschill et validé expérimentalement I.Guitari [3]. Ce modèle a été validé expérimentalement.

Ce compresseur a une cylindrée de 29,5 cm<sup>3</sup>, tourne à une vitesse  $N=1500$  tr /min.

### 11.1. Hypothèses de calcul

Le modèle théorique du cycle subcritique au CO<sub>2</sub> suppose :

- ❖ La vitesse de rotation du compresseur est supposée constante ;
- ❖ Les pertes de charge dans les clapets sont négligées ;

- ❖ le dioxyde de carbone entre dans le compresseur à l'état de vapeur saturée sèche.
- ❖ les pertes thermiques des canalisations sont négligées ;
- ❖ Le régime est permanent.

## 11.2. Données d'entrée – sortie du modèle

Les variables d'entrées de compresseur sont :

- $h_1$  : l'enthalpie massique de  $\text{CO}_2$  à l'entrée du compresseur
- $P_1$  : la pression de  $\text{CO}_2$  à l'aspiration du compresseur
- $P_2$  : la pression de  $\text{CO}_2$  au refoulement du compresseur

Les variables de sortie de compresseur sont :

- $h_2$  : l'enthalpie massique à la sortie du compresseur
- $\dot{m}_{\text{CO}_2}$  : le débit massique de dioxyde de carbone
- $\dot{W}_{cp}$  : la puissance électrique d'entraînement du compresseur

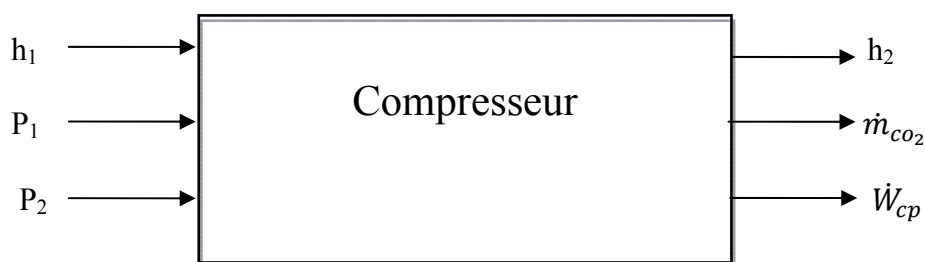
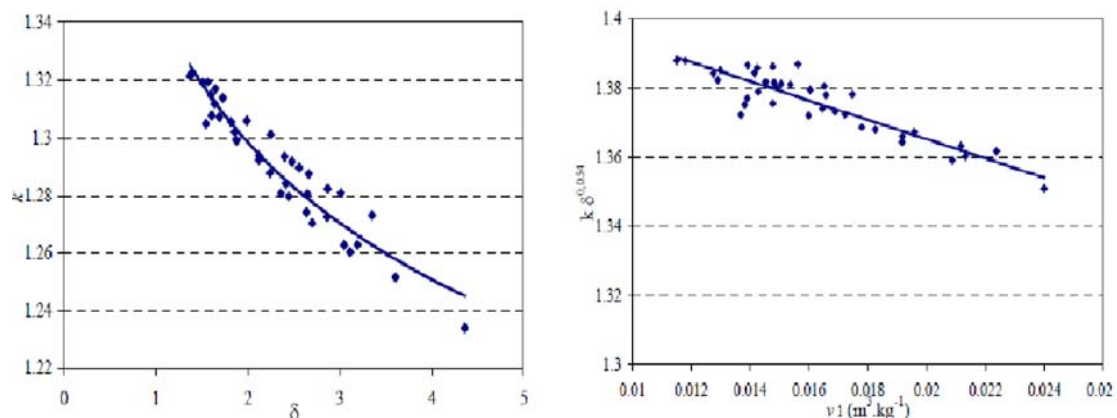


Figure II.9 : variable d'entrée et sortie du modèle du compresseur

## 11.3. Nature de la compression

On ne considère que le passage du fluide frigorigène au compresseur comme une évolution polytropique avec un coefficient variant selon une loi déduite des essais [3]. Son évolution est illustrée dans les figures ci-dessous.



**Figure II.10** : Evolution du coefficient sur k polytropique en fonction de  $\delta$

**Figure II.11** : Evolution du résidu en fonction volume massique  $v_1$

-Ce coefficient polytropique k est donné par

$$k = a \delta^n \quad (\text{II.47})$$

Où : a, n sont des coefficients du fonctionnement du compresseur, leurs valeurs sont déduite suivant l'étude expérimentale [3], ils valent :

$$a = 1,3472, \quad n = -0,054$$

#### 11.4. Algorithme de calcul

Les propriétés thermodynamique du gaz carbonique ( $\text{CO}_2$ ) sont déterminées à l'aide du logiciel **REFPROF 7**, ce logiciel utilise des sous-routines (sous programme) programmés avec le langage évolué FORTRAN qui nous permet d'évaluer :

- La densité à partir de la température et la pression.
- L'enthalpie massique à partir de la température et la densité.

##### ❖ Les équations utilisées

-Le volume massique  $v_2$  du  $\text{CO}_2$  au refoulement du compresseur est donné par :

$$pV^k = C^{te}$$

$$p_2 V_2^k = p_1 V_1^k$$

D'où

$$V_2 = V_1 \delta^{-1/k} \quad \text{Avec } \delta = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{II.48})$$

-Le débit de dioxyde de carbone circulant peut être déterminé par les paramètres du compresseur, car c'est lui qui fournit de débit nécessaire à l'installation. Aussi le modèle de compresseur doit alimenter l'évaporateur, car la puissance frigorifique échangée à l'évaporateur dépend du fonctionnement du compresseur.

Pour calculer le débit du  $\text{CO}_2$ , il est nécessaire de connaître les caractéristiques géométriques du compresseur ainsi la vitesse de la rotation :

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \eta_v \frac{N V_c}{60 v_1} \quad (\text{II.49})$$

Avec :

$\eta_v$  : Rendement volumique.

$N$  : Vitesse de rotation de compresseur (tr/min).

$V_c$  : Cylindrée du compresseur ( $m^3$ ).

$v_1$  : Volume massique du  $CO_2$  à l'aspiration du compresseur.

-Le rendement volumétrique est essentiellement fonction du volume mort, et du taux de compression. Selon l'équation (II.8), le rendement volumique s'écrit :

$$\eta_V = 1 + \tau \left( 1 - \delta^{\frac{1}{k}} \right) \quad (II.50)$$

Où  $\tau$  définit le taux de volume mort. Il est en fonction du taux de compression. Les essais [3] donne une loi de variation en puissance de type :

$$\tau = c \delta^m \quad (II.51)$$

Avec :

$c, m$  sont des coefficient déduites expérimentalement [3], leurs valeur sont :

$$c = 0,3861, m = -0,471$$

Par ailleurs, la puissance dissipée par le compresseur vers le milieu extérieur n'est pas négligeable car ce compresseur est doté d'une grande surface d'échange ventilée en permanence. Les pertes calorifiques par la pompe de lubrification, et les échanges thermique entre le fluide et la machine sont corrélés la relation suivante [3] :

$$Q_{amb} = d + e \left( \frac{T_2 + T_1}{2} - T_{amb} \right) \quad (II.52)$$

Avec:

$T_1$ : La température d'aspiration de  $CO_2$

$T_2$ : La température de refoulement de  $CO_2$

$T_{amb}$ : La température ambiante

$d, e$ , sont des coefficient empirique déduites de l'études expérimentale [4], ils vaut :

$$d = 533 \text{ W}, e = 15,25 \text{ W/k}.$$

Ce qui donne une puissance électrique d'entraînement du compresseur égale à :

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{co_2} (h_2 - h_1) + Q_{amb} \quad (II.53)$$

Avec :

$h_1$ : L'enthalpie massique de  $CO_2$  à l'entrée du compresseur

$h_2$ : L'enthalpie massique de  $\text{CO}_2$  à la sortie du compresseur

❖ **Organigramme du modèle :**

L'organigramme de la figure (II-12) résume les différentes étapes de la résolution du système d'équations donné ci-dessus. Un programme en langage FORTRAN incluant le logiciel REFPROP7 de calcul des caractéristiques thermodynamiques du  $\text{CO}_2$  a été développé pour simuler le fonctionnement d'un compresseur au  $\text{CO}_2$  d'une machine frigorifique en régime permanent.

## 12. Conclusion

Ce chapitre a porté sur une description des compresseurs, effet nous avons représentés une définition ainsi que le principe de fonctionnement et divers type de ces appareils.

Nous avons entre autre mis l'accent sur la simulation des échanges énergétiques occasionnés par un réfrigérant qui est le dioxyde de carbone dans les conditions subcritique, à travers un compresseur d'une machine frigorifique.

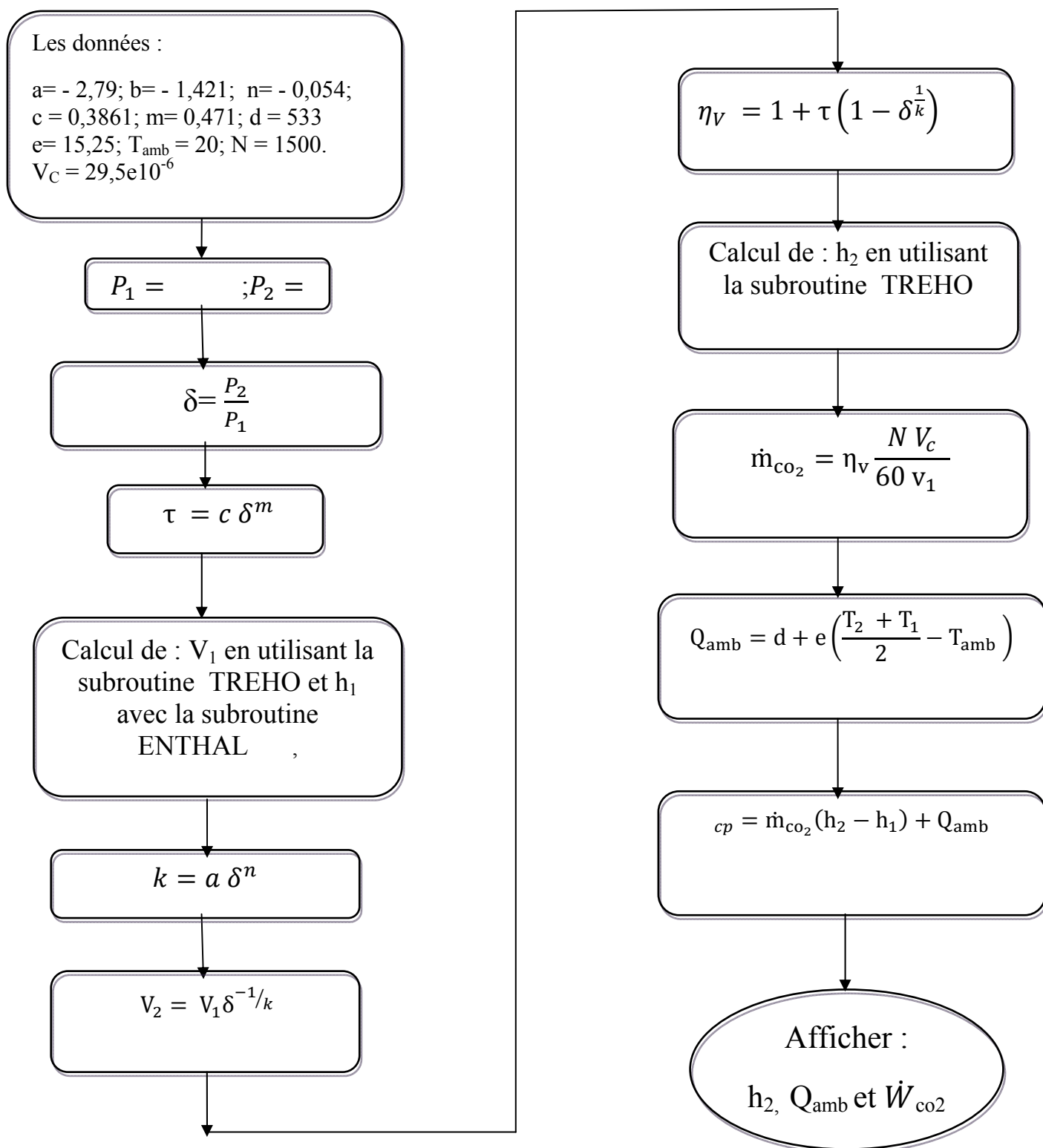


Figure II .12 : Organigramme du modèle

## 1. Introduction

Les évaporateurs sont des échangeurs de chaleur dans lesquels le réfrigérant subit un changement de phase. Leur bonne conception associée à un choix approprié améliore les performances de tout système de réfrigération [2].

La quantité de chaleur transmise par unité de temps pour un échangeur de chaleur est donnée par [2] :

$$Q = K S \Delta T_m$$

Où :

K : le coefficient de transmission thermique.

S : la surface d'échange.

$\Delta T_m$  : représente l'écart moyen logarithmique

Ce chapitre est consacré à simuler le fonctionnement d'un évaporateur utilise le CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène, en régie permanent, ainsi, on représente la structure et l'organigramme du modèle de simulation, en vue de montrer l'influence des variables d'entrées du modèle sur les variables de sorties.

## 2. Classification des évaporateurs

Il existe différentes classifications, on rapporte dans ce présent travail celles qui concernent le mode de fonctionnement et selon le type de l'évaporateur.

### 2.1 Classification selon le mode e fonctionnement

#### 2.1.1 Evaporateur a détente sèche

Il est alimenté par un détendeur thermostatique qui ne laisse passer que la quantité de fluide frigorigène liquide nécessaire à une vaporisation complète pour une charge thermique bien déterminée. En sortie de ces évaporateurs les vapeurs de fluide frigorigène sont surchauffées ; cette surchauffe est suffisamment importante pour protéger le compresseur des coups de liquide [2, 13].

#### 2.1.2 Evaporateur en régime noyé

Le fonctionnement de ces évaporateurs résident sur le principe que les surfaces d'échanges doivent toujours être en contact avec du fluide frigorigène liquide.

Par ailleurs, on obtient des coefficients d'échanges thermiques plus élevés qui permettent de meilleurs rendements. Cependant, à cause de l'absence de la surchauffe on accentue les risques d'exposer le compresseur par les coups de liquide

et de piéger l'huile dans l'évaporateur lorsque celui-ci est miscible avec le fluide frigorigène [2, 13].

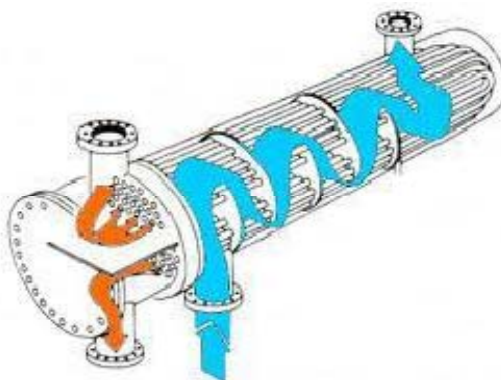
## 2.2 Classification selon le type de l'évaporateur :

On distingue les évaporateurs tubulaires, à plaques et à air.

### 2.2.1 Les évaporateurs tubulaires

Ce type des évaporateurs (Figure III.1) sont constitués d'un faisceau de tubes dans lequel circule l'un des fluides, sont disposés en parallèle dans un corps cylindrique (calandre), pour former des passes.

. Le fluide de refroidissement (fluide frigorigène, l'eau, saumure...) peut circuler, soit à l'intérieur des tubes (cas d'évaporateurs multitubulaires), soit à l'extérieur des tubes, donc entre les tubes et la calandre [2].



**Figure III.1 :** Exemple d'évaporateur tubes et calandre

### 2.2.2 Evaporateur à plaques

Les évaporateurs à plaques sont des échangeurs qui sont en concurrence avec les échangeurs tubulaire. On distingue principalement trois types [13] :

#### ➤ *l'évaporateur à plaques à joints démontables*

Il est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties maintenues serrées entre deux plateaux au moyen de tirants de serrage. Chaque plaque est équipée d'un joint qui assure à la fois l'étanchéité de l'ensemble et la répartition des fluides dans les canaux constitués par les plaques, le transfert de chaleur s'effectue à travers ces plaques.

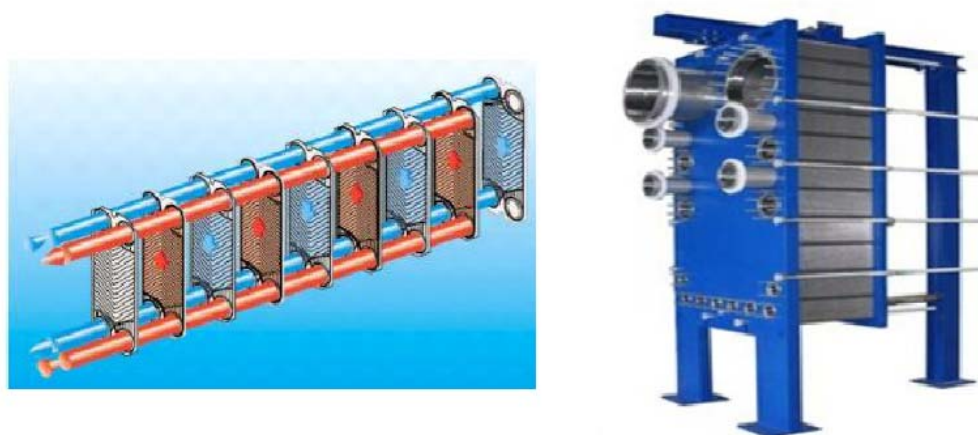
➤ ***L'évaporateur à plaques brasées***

Il est constitué d'une série de plaques métalliques embouties, mais sans joint, ni tirant, ni barre, ni bâti, il se compose en fait de plaques intermédiaires en acier inoxydable et de deux plaques extérieures.

Les plaques sont brasées sur le pourtour et aux points de contact entre deux plaques successives avec du cuivre dans un four sous vide, formant aussi un appareil compact qui assure une étanchéité convenable aux fluide frigorigène [2, 13].

➤ ***L'évaporateur à plaques spiralées brasées***

Ce sont des échangeurs où les plaques sont enroulées et brasées. Ils sont plus résistants aux fortes pressions [13].



**Figure II.2 :** Exemple d'un évaporateur à plaque

### 2.2.3 Evaporateur à tubes et ailettes

Dans ce type d'évaporateur (Figure III.3) le fluide frigorigène circule dans les tubes alors que l'air passe autour des tubes et entres les ailettes, généralement ces évaporateur sont utilisés pour le refroidissement de l'air. On distingue :

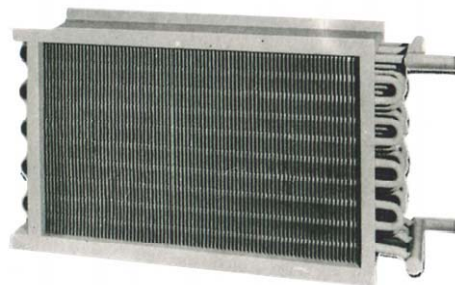
➤ ***L'évaporateur à convection naturelle***

Ils sont utilisés pour des puissances frigorifiques relativement faibles à titre d'exemple : dans les réfrigérateurs, congélateurs. Leur coefficients globaux d'échanges thermiques sont généralement faible (inferieur à  $15 \text{ W/m}^2.\text{C}$ )

➤ **L'évaporateur à convection forcée**

La circulation de l'air à travers les surfaces d'échanges est assurée par un ou plusieurs ventilateurs, ce type d'évaporateur est utilisé dans les installations destinées pour la conservation de denrées ou en climatisation.

Par ailleurs, selon le degré d'humidité de l'air un phénomène de condensation de vapeur d'eau contenue dans l'air peut apparaître sur les parois de l'évaporateur. Ce qui peut même conduire à la formation de givre pour des températures suffisamment basses qui à pour conséquence de diminuer les performances de l'évaporateur (réduction importante de la section de passage de l'air dans les échangeurs thermiques).



**Figure III.3 :** Exemple d'évaporateur à ailettes

### **3. Phases d'ébullition du fluide frigorigène**

#### **3.1 Configuration d'écoulement**

En écoulement diphasique les deux phases en présence peuvent adopter différentes configuration d'écoulement en ébullition, il est nécessaire de connaître ces configurations pour analyser les mécanismes de transfert thermique dépendant de plusieurs paramètres tels que la densité, le flux thermique, tension superficielle, gravité, la géométrie et le sens d'écoulement [9]. Les figures (III-4) et (III-5) représentent les configurations d'écoulements verticaux ascendants et horizontaux dans des tubes chauffés par un flux imposé.

#### **3.2 Régime d'écoulement pour un tube vertical**

**Zone A :** le liquide pénètre au bas de la conduite à l'état sous-refroidi avec un débit constant et une température inférieure à la température de saturation sous une pression donnée. L'échange de chaleur entre la paroi et le fluide se fait par convection forcée monophasique liquide et éventuellement en présence de bulles de dégazage. Durant cette phase le coefficient d'échange ( $h_f$ ) reste quasi constant.

**Zone B :** cette région représente l'ébullition sous-saturée où la température de paroi est inférieure à celle de saturation, les bulles de vapeur se forment sur la paroi

chauffante "la nucléation de la paroi apparait". Ainsi les bulles créées vont se condenser au sein du liquide tant que le fluide n'a pas atteint sa température de saturation. La température du fluide augmente progressivement et le coefficient d'échange augmente d'une manière sensible.

**Zone C :** dès que la température du fluide liquide atteint la température de saturation, tout les sites de nucléation sont activés, l'ébullition nucléée est dite saturée. Les bulles de vapeur se dispersent dans toute la section droite de canal. Ce régime est indépendant du débit et du titre et seul le flux de chaleur a une influence sur le coefficient de transfert qui est meilleur grâce à l'effet d'arrachement des bulles par la vitesse.

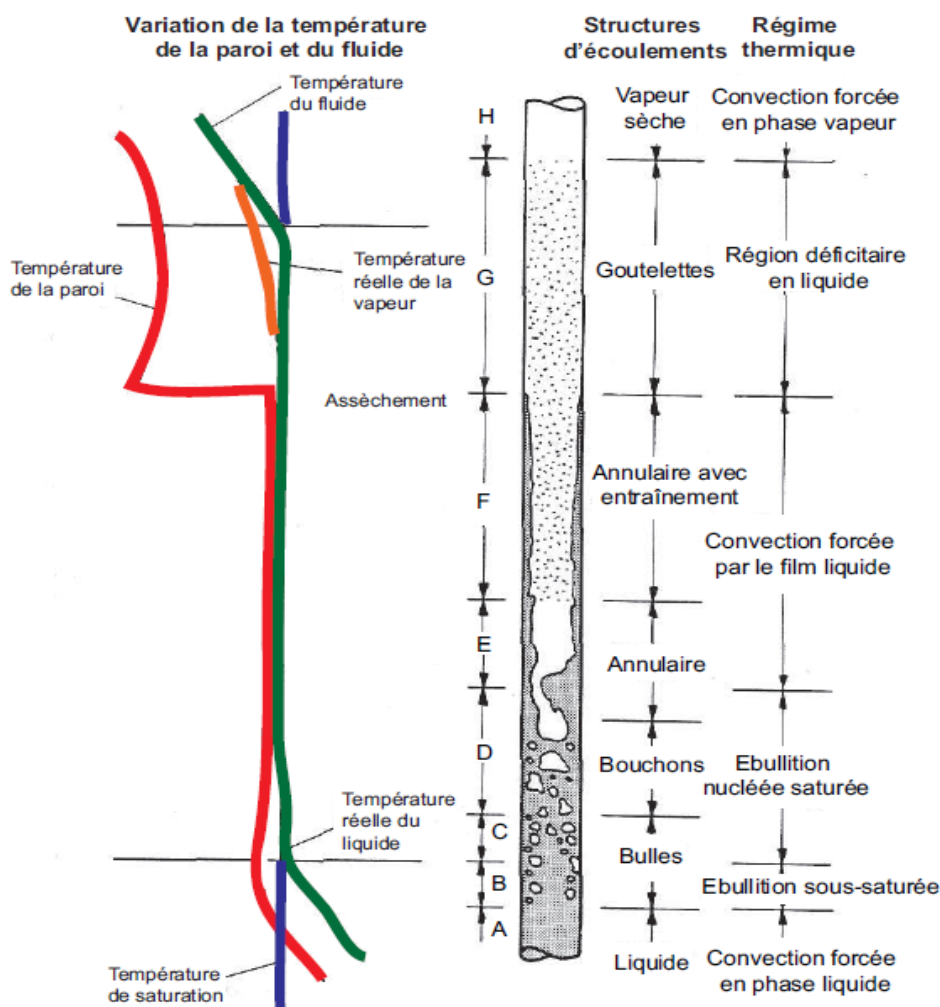
**Zone D :** dans cette zone la formation des bulles est très importante elles coalescent formant ainsi des poches de vapeur et des bouchons au centre du canal et leurs diamètres tend vers le diamètre des tube, cette région est appelé « écoulement à bouchons ».

**Zone E :** l'écoulement à bouchons se transforme en écoulement annulaire, un film liquide se forme sur la paroi alors que la vapeur s'écoule au centre du canal. La quantité de vapeur augmente le long du canal et des vagues apparaissent avec l'augmentation de la vitesse de la vapeur à l'interface liquide-vapeur ce qui favorise l'évaporation en film.

**Zone F :** dans cette région on constate une diminution de l'épaisseur de film liquide provoquant ainsi une diminution de la résistance thermique d'où un meilleur transfert de chaleur. C'est le régime de convection forcé par film liquide.

**Zone G :** le film liquide a complètement disparu. Des gouttelettes de liquide, en suspension dans une phase vapeur continue, se vaporise en contact avec la paroi. Le mouillage du tube n'étant plus assuré de manière permanente, l'écoulement est dit déficitaire en liquide.

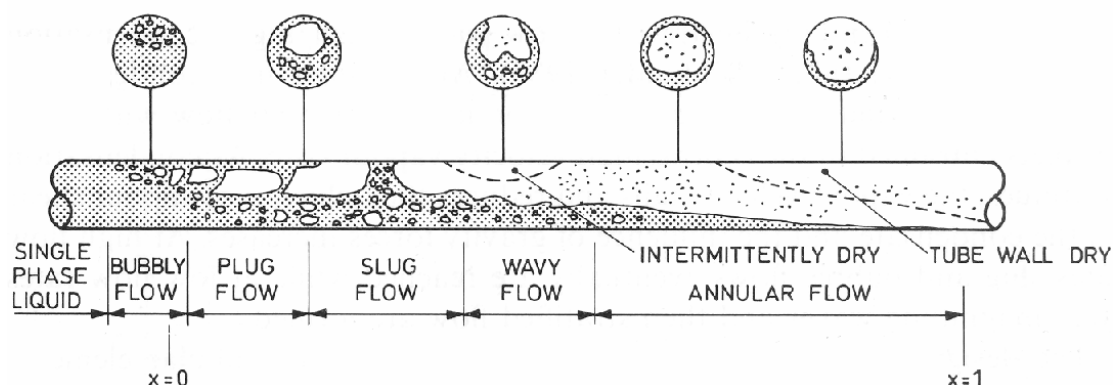
**Zone H :** toutes les gouttelettes ont disparu, le fluide est totalement vaporisé, le transfert de chaleur s'effectue par convection forcée en monophasique vapeur où s'appliquent les lois de la convection forcée en gaz. le coefficient d'échange redevient constant mais plus faible qu'en phase liquide car la conductivité thermique de la vapeur est moins bonne que celle du liquide [7, 8].



**Figure III.4 :** Représentation du processus d'ébullition forcé dans un tube évaporateur vertical, établi par Collier et Thom(1994)

### 3.3 Régimes d'écoulement pour un tube horizontal

On considère le cas d'un écoulement avec vaporisation dans un tube horizontal et dont le flux de chaleur uniforme est relativement faible. En ébullition nucléée, les bulles dispersées sur toute la périphérie du tube montent jusqu'au sommet du tube du fait de l'action de la gravité où elles se rassemblent pour former des poches de vapeur séparées par des bouchons de liquides, et pour des faibles débits des phases liquide et vapeur un écoulement stratifié apparaît où le liquide s'écoule dans la partie inférieure du tube et la vapeur dans la partie supérieure. Lorsque le titre augmente, un écoulement annulaire apparaît. La gravité tend à rendre le film de liquide plus épais dans la partie inférieure du tube et fin dans la partie supérieure où il disparaît [7, 12].



**Figure III.5 :** Configuration d'écoulement dans un tube évaporateur horizontal

#### 4. Processus de l'ébullition du CO<sub>2</sub>

Nous avons vu dans les chapitre I et II que le dioxyde de carbone à un point critique bas et des pressions élevées. Ces particularités font que les propriétés thermophysiques du CO<sub>2</sub> sont différentes de celle des fluides frigorigènes conventionnelles sous de mêmes conditions de température de saturation. Le CO<sub>2</sub> s'évapore à une pression beaucoup plus élevée que d'autres réfrigérants ce qui lui confère de faibles rapports des masses volumiques des deux phases liquide et vapeur associées à d'importantes tensions superficielles. Ce qui favorise le transfert de chaleur en ébullition. Durant l'écoulement du CO<sub>2</sub> les vitesses varient peu, le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure homogénéité et la chaleur nécessaire à la nucléation et à la croissance des bulles est plus faible C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le dioxyde de carbone [10].

Dans la pratique, les installations au CO<sub>2</sub> ont une grande puissance volumique (5 à 8 plus grande que celle des installations classique), cette caractéristique permet de réaliser des évaporateurs à des diamètres réduite afin obtenir une conception optimal pour le CO<sub>2</sub>.

#### 5. Méthodes d'évolution du coefficient d'échange locale lors de l'ébullition

Le coefficient d'échange de chaleur local « h » pour une vaporisation dans un tube est défini par :

$$h = \frac{\Phi}{T_P - T_{sat}} \quad (\text{III-1})$$

Avec:

Φ: Le flux thermique

$T_p$  : La température locale de la paroi interne du tube

$T_{sat}$  : La température de saturation du liquide

Le processus de la vaporisation dans les tubes, peut se produire sous deux formes : l'ébullition nucléée ( $h_n$ ), qui est caractérisée par la formation de bulle de vapeur à paroi chauffé, ainsi elle dépend du flux de chaleur, et l'ébullition convective ( $h_c$ ), qui correspond à la vaporisation du liquide à l'interface liquide-vapeur pour un fluide en écoulement.

Il existe dans la littérature plusieurs modèles pour les transferts thermiques lors de l'ébullition parmi ces modèles : modèle de superposition, modèle asymptotique et modèle d'intensification [9].

✓ *modèle de superposition*

$$h = h_n + h_c \quad (III-2)$$

✓ *modèle asymptotique d'ordre n*

$$h^n = h_n^n + h_c^n \quad (III-3)$$

✓ *modèle d'intensification*

$$h = \psi h_L \quad (III-4)$$

## 6. Corrélation de transfert thermique de vaporisation d'écoulement de CO<sub>2</sub>

### 6.1 Evolution du coefficient d'échange convectif local $h_f$ coté CO<sub>2</sub>

Dans la littérature, plusieurs corrélations empiriques sont utilisées pour déterminer le coefficient d'échange diphasique du CO<sub>2</sub> lors sa vaporisation, dans cette section, nous intéressons à la corrélation de Bennett-Chen modifiée. Cette corrélation est le résultat d'une modification qui a été effectuée par des auteurs sur la corrélation de Bennett-Chen pour réduire l'écart entre les valeurs expérimentales et celle calculées, elle est basée sur la superposition de deux modes de transfert lors de l'ébullition, un lié à l'ébullition nucléée ( $h_n$ ), l'autre lié à l'ébullition convective et basé sur la corrélation de Dittus-Boelter ( $h_c$ ).

#### - *Corrélation de Bennett-Chen modifiée*

-Les coefficients de transferts thermiques lors de l'évaporation sont calculés à partir de la corrélation de Bennett-Chen modifiée [3] :

$$h_f = Sh_n + Eh_c \quad (III-5)$$

$h_n$  le coefficient d'échange thermique par ébullition nucléée défini par :

$$h_n = 0,00122 \left( \frac{\lambda_l^{0,79} C_{p,l}^{0,50,49}}{\mu_l^{0,29} L_V^{0,24} \sigma^{0,24} \nu^{0,6}} \right) (T_t - T_{sat}(P))^{0,4} (P_{sat}(T_t) - P)^{0,75} \quad (III-6)$$

Avec:

$\sigma$  : La tension superficielle.

$T_{\text{sat}}(P)$  : La température de saturation à la pression P.

$P_{\text{sat}}(T_t)$  : est la pression de saturation à la température de la paroi du tube  $T_t$ .

$L_v$  : La chaleur latente massique d'évaporation.

$h_c$  est le coefficient de transfert convectif de la phase liquide proposé par Dittus-Boelter

$$h_c = 0,023 Re_{dp}^{0,8} Pr_l^{0,4} \left( \frac{\lambda_l}{D_h} \right) \quad (\text{III-7})$$

$$\text{Avec } Pr_l = \frac{\mu_l C_{p_l}}{\lambda_l} \quad \text{et } Re_{dp} = \frac{G (1-x) D_h}{\mu_l} F(X_{tt})^{1,25}$$

$D_h$  : Le diamètre hydraulique du tube

$Pr_l$  : Le nombre de Prandtl

$Re_{dp}$  : Le nombre de Reynolds diphasique

$G$  : La vitesse massique de fluide

$X_{tt}$  : Le paramètre de Lockhart-Martinelli donner par :

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\nu}{\nu_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1} \quad (\text{III-8})$$

$x$  : le titre en vapeur du mélange diphasique

Le coefficient  $F(X_{tt})$  est calculé selon :

$$F(X_{tt}) = \begin{cases} 1,0 & \text{si } X_{tt} \geq 10 \\ 2 (0,213 + X_{tt})^{0,736} & \text{si } X_{tt} < 10 \end{cases} \quad (\text{III-9})$$

$E$  : Le coefficient de correction lié à l'ébullition convective est donner par :

$$E = F(X_{tt}) Pr_l^{0,6} \quad (\text{III-10})$$

$S$ : facteur de suppression de l'ébullition nucléée

$$S = \frac{1 - \exp(-B)}{B} \quad \text{avec } B = \frac{F(X_{tt}) h_f X_0}{\lambda_l} \quad \text{et } X_0 = 0,05 \left( \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \quad (\text{III-11})$$

## 7. Efficacité de l'évaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur son efficacité est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réellement transféré dans l'évaporateur, au flux de chaleur maximal qui serait possible de transférer dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides.

$$E = \frac{\text{puissance thermique réellement échangé}}{\text{puissance maximale échangeable}} = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} \quad (\text{III-12})$$

Où le flux maximal est donnée par :

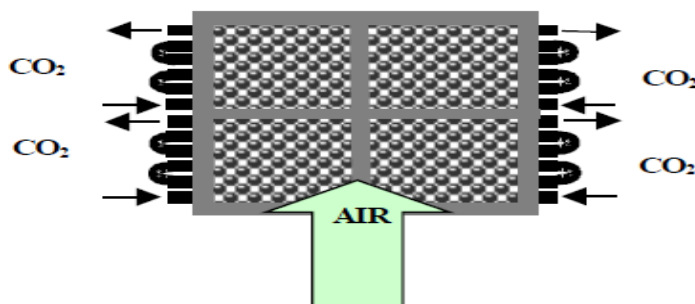
$$\Phi_{\text{max}} = C_{\text{min}}(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}}) \quad (\text{III-13})$$

Avec:

$(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})$  représente l'écart maximale de la température d'entrée de deux fluides

## 8. Modèle numérique de l'évaporateur

Le but du travail est de calculer la température d'évaporation, le titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur et la puissance frigorifique de l'évaporateur illustré par la figure ci-dessous, qui utilise le CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène.



**Figure III.6 :** Modèle de l'évaporateur (évaporateur tube et ailette)

| Désignation                                | Grandeur     | Unité  |
|--------------------------------------------|--------------|--------|
| Diamètre extérieur des tubes( $D_e$ )      | $16.10^{-3}$ | m      |
| Diamètre intérieur des tubes( $D_i$ )      | $5.10^{-3}$  | m      |
| Nombre des tubes                           | 1            | -      |
| Nombre de circuit                          | 6            | -      |
| Longueur d'ailette                         | $35.10^{-2}$ | m      |
| Conductivité thermique du tube (aluminium) | 204          | W /K.m |

**Tableau III.1 :** Caractéristiques géométriques et thermique de l'évaporateur

### 8.1 Hypothèses de calcul

Le modèle théorique du cycle subcritique au  $\text{CO}_2$  suppose :

- ❖ Les pertes de charge dans l'évaporateur et les pertes thermique vers l'extérieur sont négligées ;
- ❖ les pertes thermiques des canalisations sont négligées ;
- ❖ Le régime est permanent.
- ❖ Le  $\text{CO}_2$  est supposé à l'état de vapeur saturée a la sortie de l'évaporateur
- ❖ Les caractéristiques de l'air ambiant sont constantes pression atmosphérique, température et humidité prise à une valeur moyenne.

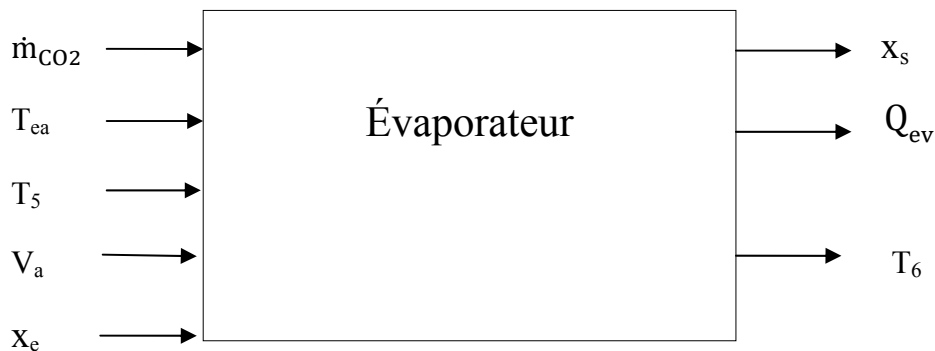
### 8.2 Données d'entrée – sortie du modèle

Les variables d'entrées de l'évaporateur sont :

- $\dot{m}_{\text{CO}_2}$  : Le débit massique de dioxyde de carbone.
- $T_{\text{ea}}$  : La température d'entrée d'air.
- $V_a$  : La vitesse de l'air.
- $T_5$  : La température de changement de phase du fluide frigorigène.
- $x_e$  : Titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur.

Les variables de sortie de compresseur sont :

- $x_s$  : Le titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur
- $T_{\text{sa}}$  : La température de l'air à l'aval de l'évaporateur
- $Q_{\text{ev}}$  : La puissance échangée avec la source froide



**Figure III.7:** variable d'entrée et sortie du modèle du l'évaporateur

### 8.3 Evolution des propriétés thermophysiques du fluide frigorigène et de l'air

#### A. Fluide frigorigène

##### - Extrait du logiciel REFPROP

Comme le modèle de compresseur, Les propriétés thermodynamique du gaz carbonique ( $\text{CO}_2$ ) sont évoluées à l'aide du logiciel **REFPROP 7**

- ✓ La densité à partir de la température et la pression.
- ✓ La capacité calorifique à partir de la température et la densité.
- ✓ La tension superficielle à partir de la température et la densité.

### B. L'air :

L'air est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau, leurs propriétés thermophysiques sont évaluées à partir de la température du film  $T_{\text{film}}$  :

-La masse volumique

$$\rho_a(T) = 8.10^{-6} T^2 - 0,0085 T + 3,0215 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

-La chaleur massique a pression constante

$$C_{p_a}(T) = 0,0004 T^2 - 0,2117 T + 1033 \text{ [J/Kg K]}$$

-La conductivité thermique

$$\lambda_a(T) = -2.10^{-8} T^2 + 8.10^{-5} T + 0,0033 \text{ [W/m K]}$$

-La viscosité dynamique

$$\mu_a(T) = -3.10^{-11} T^2 + 6E-08 T + 2.10^{-6} \text{ [kg/m s]}$$

Avec :

$$T_{\text{film}} = \frac{T_p + T_m}{2}, \quad T \text{ [K]}$$

$T_p$  : La température de la paroi

$T_m$  : la température moyenne de fluide,  $T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$

### 8.4 Bilan thermique

Les bilans thermiques s'expriment en régime permanent,

#### ➤ Côté d'air :

-Equation de bilan enthalpique pour l'air

$$\Phi = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ea} - T_{sa}) \quad (\text{III-14})$$

-Equation d'échange convectif entre l'air et la paroi externe du tube

$$\Phi = h_a S_l (T_{ma} - T_{pa}) \quad (\text{III-15})$$

Avec :

$$T_{ma} = \frac{T_{ea} + T_{sa}}{2}$$

$$S_l = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$S_l$  : La surface d'échange latérale de l'évaporateur

$L$  : La longueur des tubes de l'évaporateur

#### ➤ Côté fluide frigorigène

-Equation d'échange convectif entre la paroi interne du tube et le CO<sub>2</sub>

$$\Phi = h_f S_i (T_{Pf1} - T_5) \quad (III-17)$$

Où:

$$S_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$S_i$  : La surface d'échange interne de l'évaporateur

$h_f$ : Le coefficient d'échange moyenne à l'ébullition calculée par l'intégration du coefficient de transfert local donné par la relation (III-5) en prenant des pas de titre de la vapeur de 0,08.

#### ➤ Evolution du coefficient d'échange convectif coté air

Le coefficient d'échange entre l'air et la paroi en aluminium de l'évaporateur  $h_a$  est supposé constant sur toute la surface d'échange, il a été déterminé expérimentalement [3]. La valeur moyenne du coefficient d'échange du coté de l'air rapporté à la surface interne des tubes de l'évaporateur est de l'ordre 4 KW/m<sup>2</sup>K [3]

### 8.5 Méthodes de calcul

On va faire l'analyse des transferts thermiques dans l'évaporateur avec la méthode du nombre d'unité de transfert.

Le fluide frigorigène pénètre dans l'évaporateur avec un titre de vapeur de 0.2.

On initialisant la température d'entrée du CO<sub>2</sub> ( $T_5$ ), et la température et de la sortie l'air ( $T_{sa1}$ ), pour permettre le calcul de la température de la paroi coté air :

$$T_{pa1} = T_{ma} - \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{sa1} - T_{ea})}{h_a S_l} \quad (III-18)$$

La température de la paroi coté fluide frigorigène est alors donnée par la relation

(III-19) :

$$T_{pf1} = T_5 + \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{sa1} - T_{ea})}{h_f S_i} \quad (\text{III-19})$$

L'évaporateur est considéré comme un échangeur à courants croisés, son efficacité est calculée suivant l'équation :

$$E = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{III-20})$$

Où NUT " nombre d'unité de transfert" est calculé comme suit :

$$NUT = \frac{K S_i}{C_{\min}} \quad (\text{III-21})$$

K le coefficient d'échange global est calculé selon l'équation :

$$K = \left( \frac{1}{h_a} + \frac{D_i}{2 \lambda_{al}} \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right) + \frac{1}{h_f} \right) \quad (\text{III-22})$$

Puisque le débit capacitif du CO<sub>2</sub> à l'évaporation étant infini alors :

$$C_{\min} = \dot{m}_a C_{pa} \quad (\text{III-23})$$

Calcul de la puissance échangée avec la source froide

$$Q_{ev} = E C_{\min} (T_{ea} - T_{ev}) \quad (\text{III-24})$$

Selon la relation (III-14) et (III-24) la nouvelle valeur de la température de sortie d'air T<sub>sa</sub> est donner par :

$$T_{sa} = T_{ea} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{m}_a C_{pa}} \quad (\text{III-25})$$

La convergence est obtenue lorsque l'écart relatif entre la valeur initialisée de T<sub>sa1</sub> et la valeur calculé T<sub>sa</sub>,  $\left( \frac{T_{sa} - T_{sa1}}{T_{sa}} \right)$  reste inferieur à une erreur  $\square$  fixé à 10<sup>-2</sup>.

A partir du bilan énergétique sur l'évaporateur du côté CO<sub>2</sub>, L'enthalpie massique de CO<sub>2</sub> à la sortie de l'évaporateur h<sub>6</sub> est calculée comme suit :

$$h_6 = \frac{Q_{ev}}{\dot{m}_{co2}} + h_5 \quad (\text{III-26})$$

La température du fluide à la sortie de l'évaporateur est évaluée a partir de REFPROP7.

Le titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur est calculé à partir de l'équation (III-27)

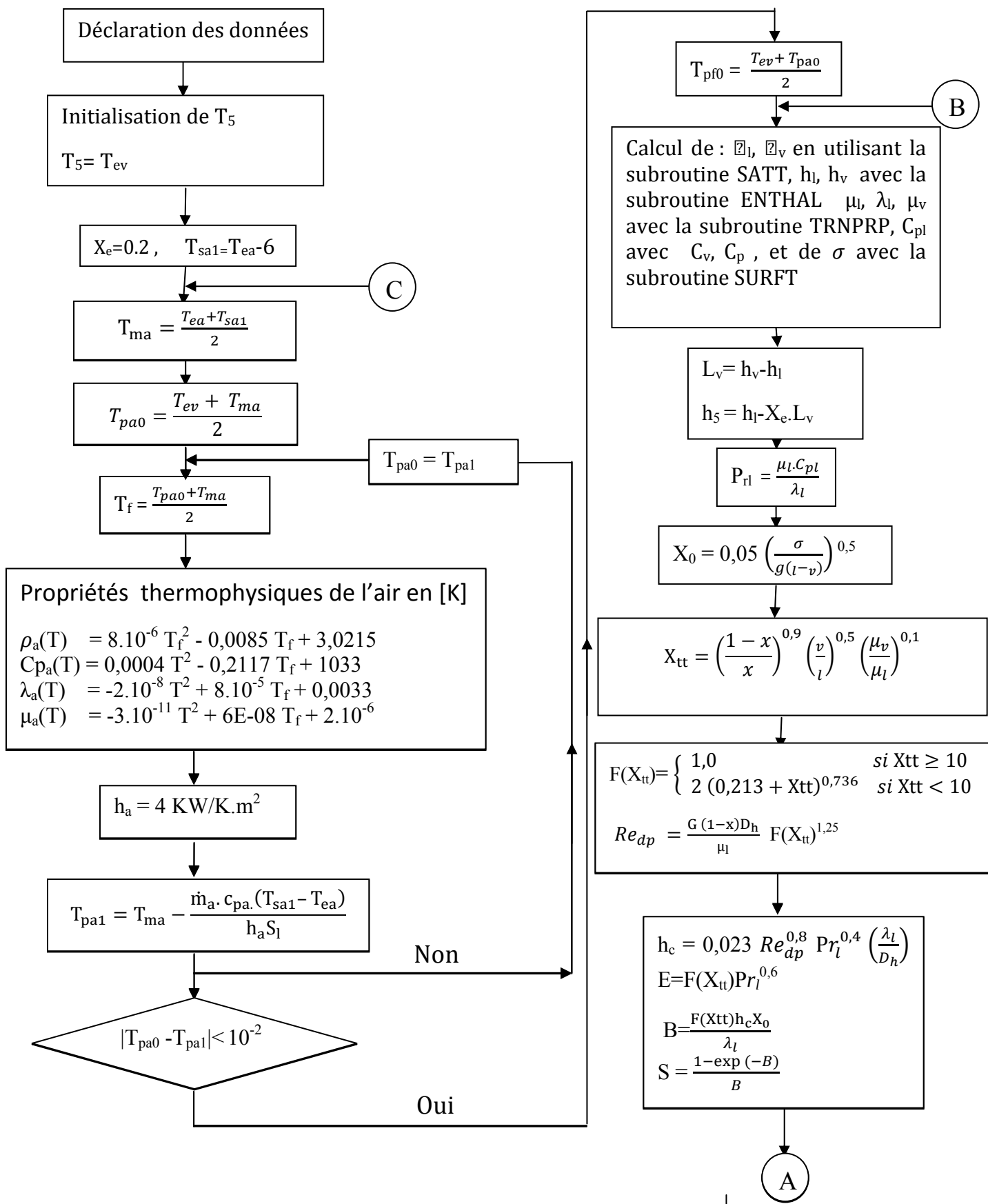
$$x_s = \frac{(h_6 - h_l)}{L_v} \quad (\text{III-27})$$

## 9. Organigramme du modèle :

L'organigramme de la figure (III.8) correspond au modèle d'évaporateur résume les différentes étapes de résolution du système d'équations donné ci-dessus, et qui à permis l'écriture du programme de calcul en langage évolué Fortran.

## 10. Conclusion

Dans ce chapitre on a effectué des calculs sur un élément d'une machine frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub> qui est l'évaporateur. L'analyse des transferts thermique dans cet élément est faite par la méthode de NUT. On a pu développer un programme de calcul qui nous a permis d'évaluer la puissance frigorifique, la température d'évaporation et le titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur.



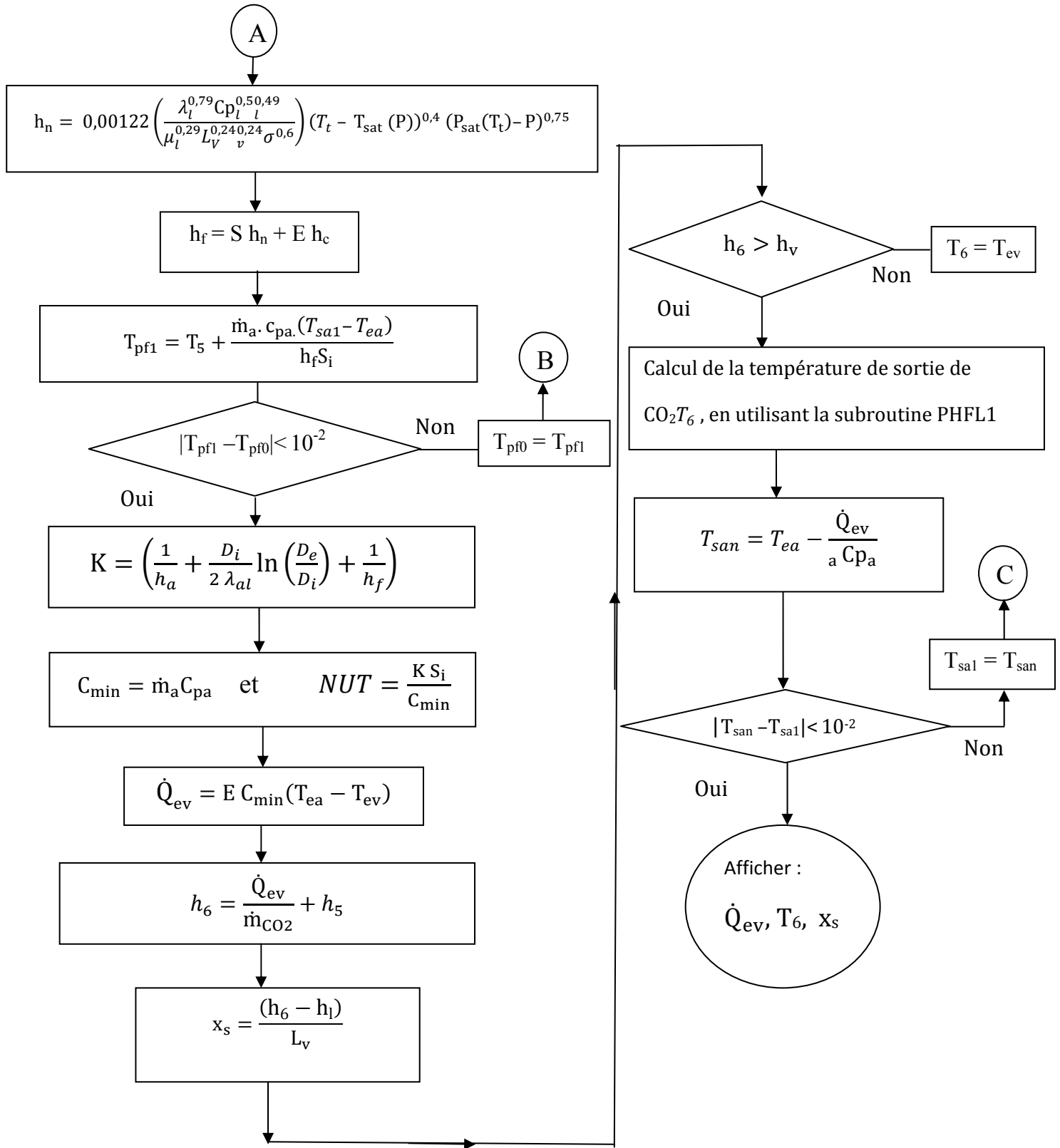
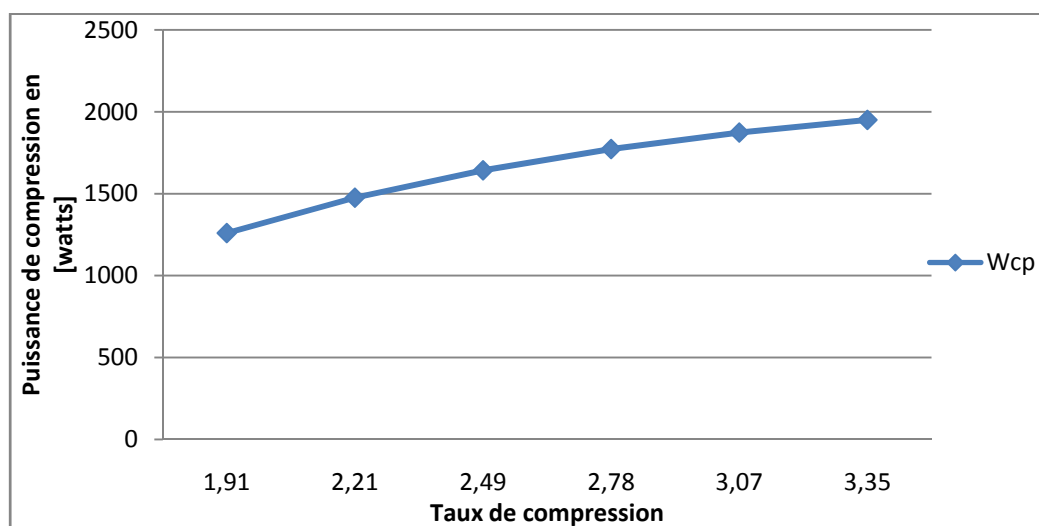


Figure III .8 : Organigramme du modèle

## 1. Introduction

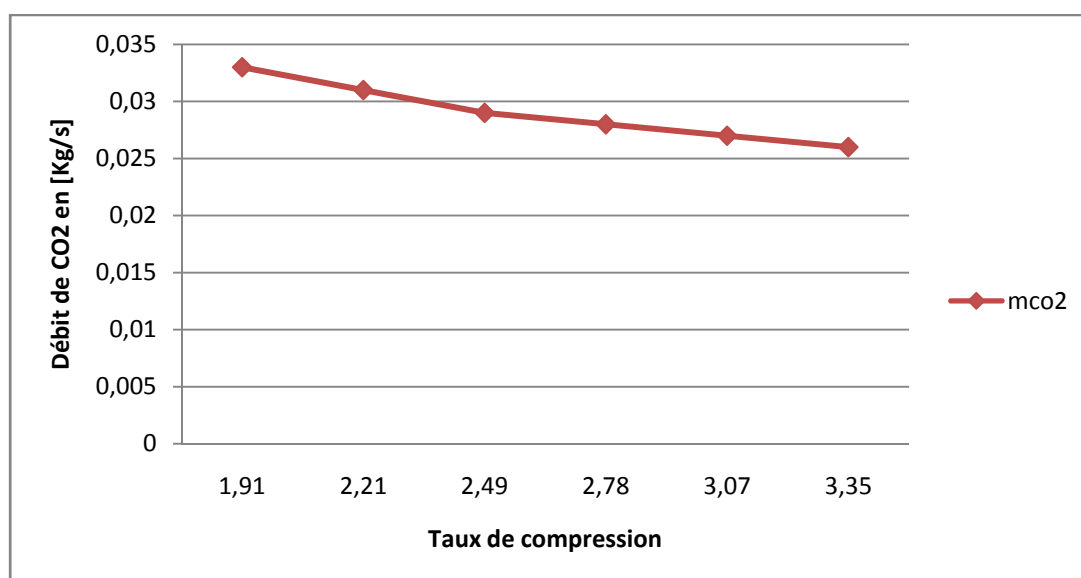
Dans ce chapitre nous présentons les résultats du programme de calcul sous forme graphique ainsi que les commentaires et les analyses nécessaires.

### 1.1. Résultats du programme de calcul du compresseur



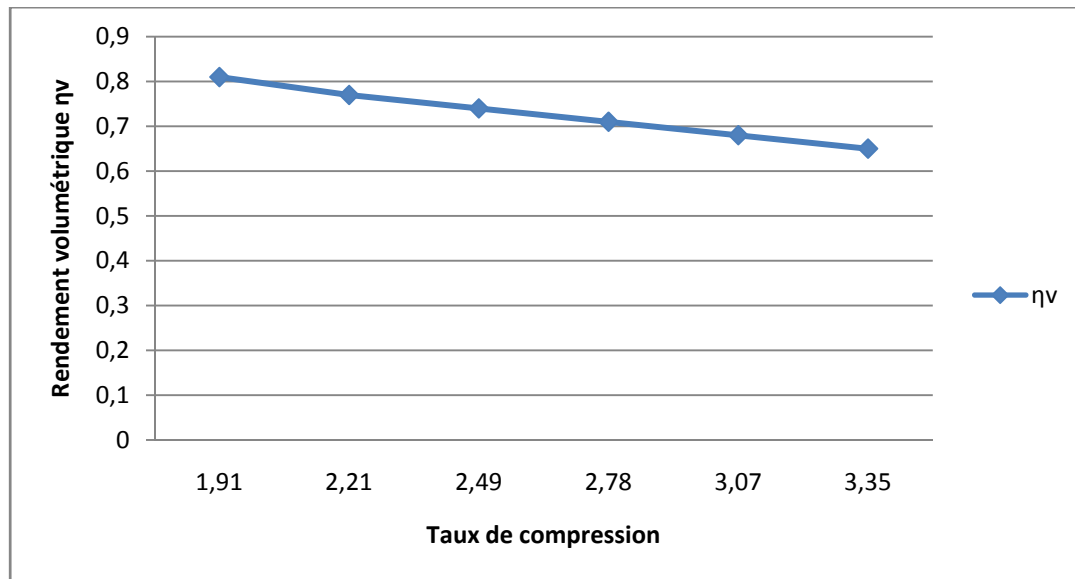
**Figure IV-1 :** L'influence du taux de compression sur la puissance de compression.

$P_1 = 20,84$  bar.  $T_1 = 255$  K.  $N = 1500$  tr/min



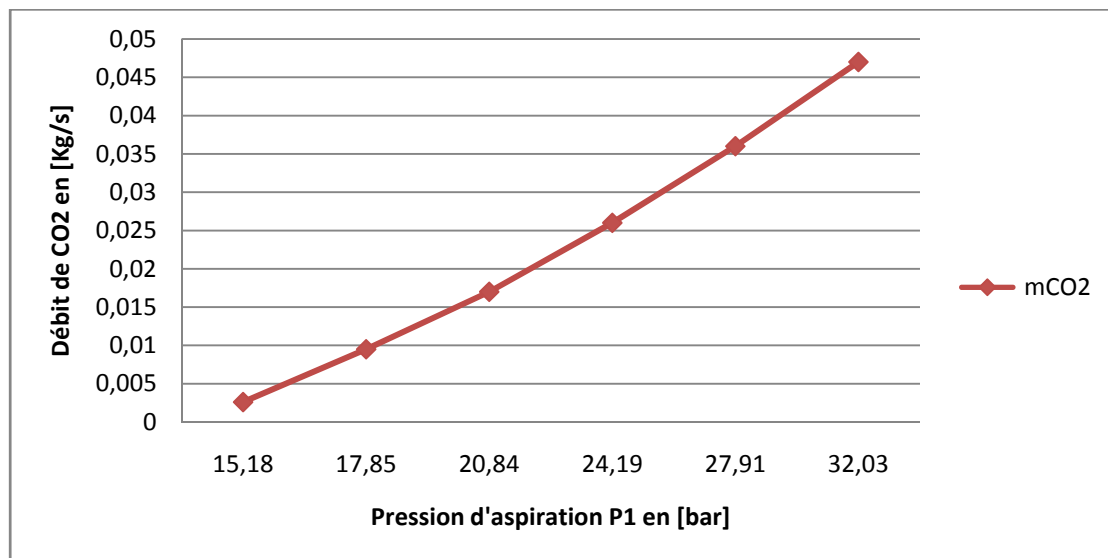
**Figure IV-2 :** L'influence du taux de compression sur le débit de  $\text{CO}_2$

$P_1 = 20,84$  bar.  $T_1 = 255$  K.  $N = 1500$  tr/min



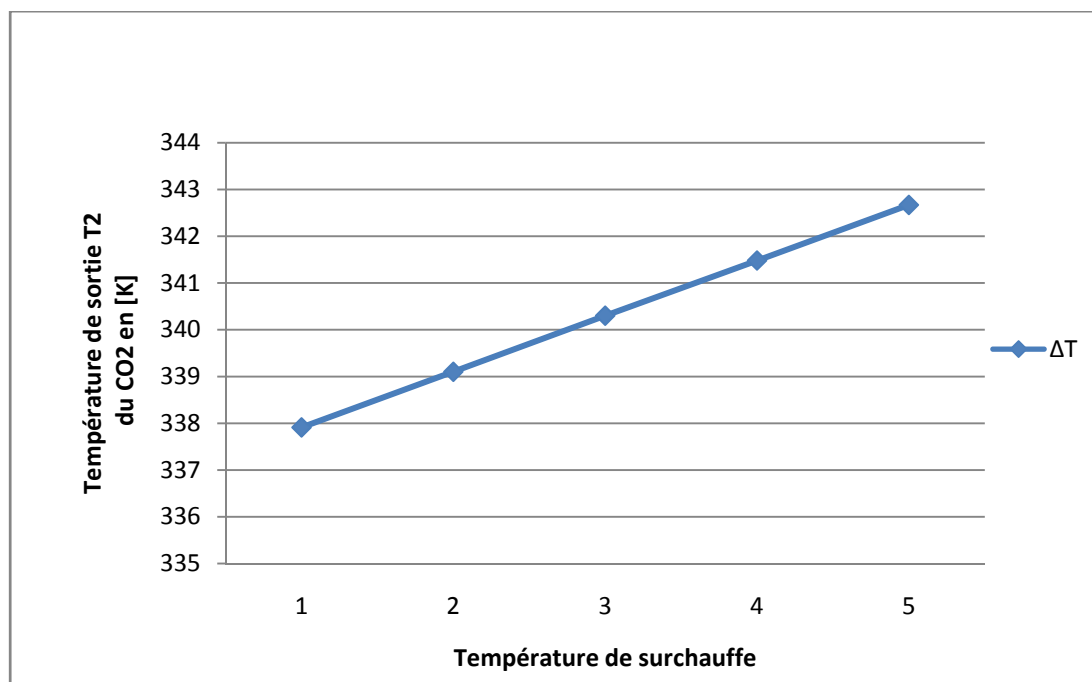
**Figure IV-3 :** L'influence du taux de compression sur le rendement volumétrique

$P_1 = 20,84$  bar.  $T_1 = 255$  K.  $N = 1500$  tr/min



**Figure IV-4 :** L'influence de la pression d'aspiration sur le débit massique

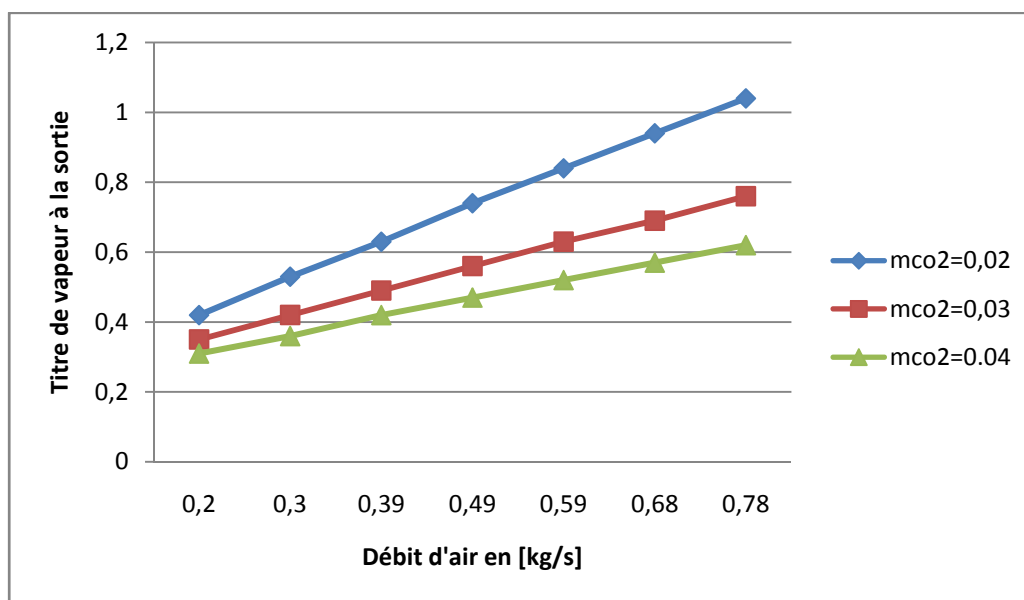
$P_2 = 64,12$  bar.  $N = 1500$  tr/min



**Figure IV-5 :** L'influence de la température de surchauffe sur la température du sortie du fluide

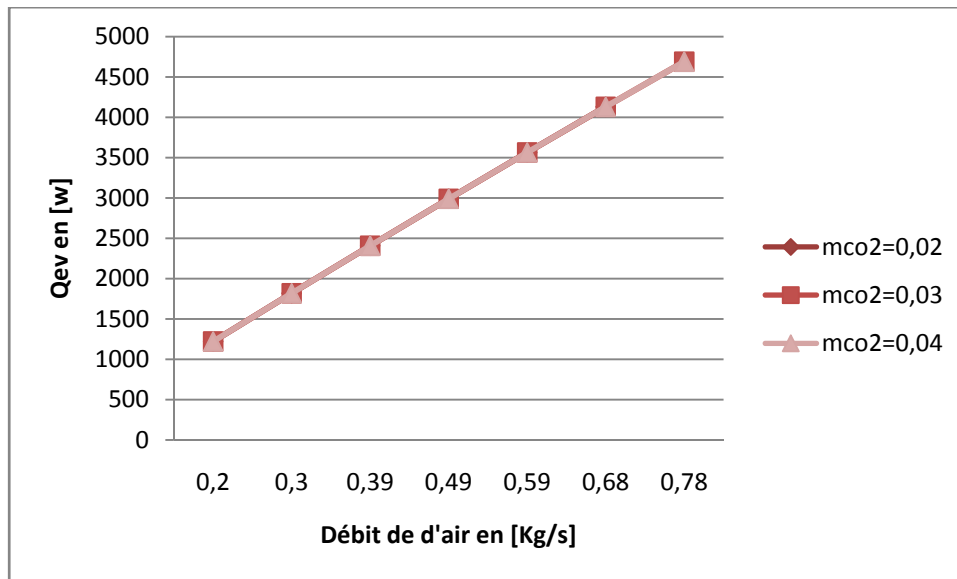
$T_1=255 \text{ K}$  .  $N= 1500 \text{ tr/min}$ ;  $P_2=64,12 \text{ bar}$

## 1.2 Résultats du programme de calcul du l'évaporateur



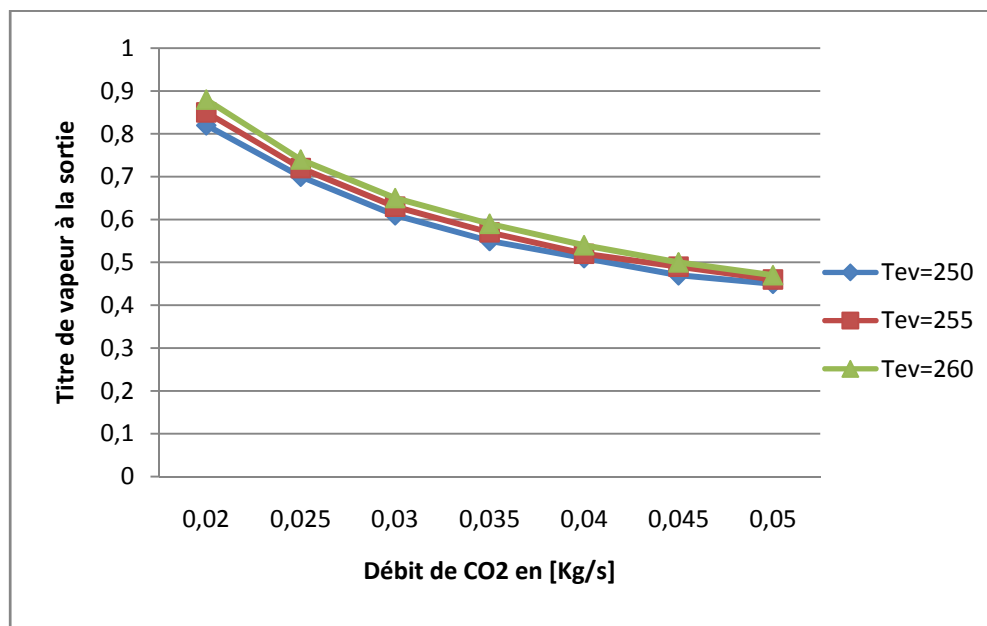
**Figure IV-6 :** Evolution de titre de vapeur de CO2 en fonction de débit d'air pour divers débit de CO2

$P_{ev}=20,84 \text{ bar}$ .  $T_{ev}= 255 \text{ k}$



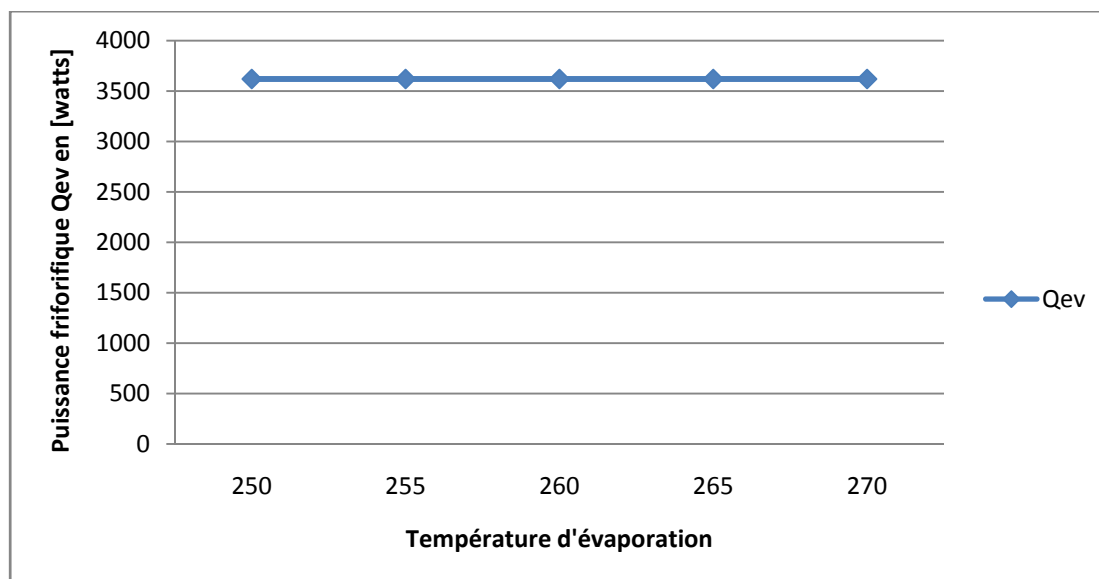
**Figure IV-7 :** Evolution de la puissance frigorifique en fonction de débit d'air pour divers débit de CO2

$$P_{ev} = 20,84 \text{ bar. } T_{ev} = 255 \text{ K}$$



**Figure IV-8 :** Evolution de titre de vapeur de CO2 en fonction de débit de CO2 pour divers température d'évaporation

$$m_a = 0,60 \text{ Kg/s}$$



**Figure IV-9** Evolution de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation  
 $ma=0,6$ ,  $xe=0,2$

## 2. Interprétations des résultats

### 2.1. Interprétations des résultats du compresseur

L'influence du taux de compression sur la puissance de compression est décrite par la figure (IV-1). L'augmentation du taux de compression engendre une croissance de la puissance de compression ainsi une diminution de débit de  $CO_2$  figure (IV-2) en raison de l'augmentation du volume massique du fluide.

La figure (IV-3) montre l'incidence de la variation du taux de compression sur le rendement volumétrique. le rendement varie de 0,81 pour un taux de compression de 1,91 à 0,65 pour un taux de compression de 3,35

L'influence de la pression d'aspiration sur le débit de  $CO_2$  pour une pression de refoulement égale à 64,12 bar est caractérisée par la figure (IV-4) on remarque une augmentation de débit de  $CO_2$  avec l'augmentation de la pression d'aspiration

La figure (IV-5) permet de déterminer influence de la température de surchauffe sur la température de sortie du  $CO_2$ . Il apparait que la température de sortie du  $CO_2$  augmente avec l'augmentation de la température de surchauffe

## 2.2 Interprétations des résultats de l'évaporateur

Les figures (IV-9) montre l'évolution de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation de  $\text{CO}_2$

Il apparait que quelque soit la valeur de la température d'évaporation  $\text{CO}_2$  a la sortie et la puissance frigorifique ne varie pas elle reste constante

Evolution de titre de vapeur de  $\text{CO}_2$  en fonction de débit d'air pour divers débit de  $\text{CO}_2$  est décrite par la (IV-6).En remarque que pour une valeur donné de débit de  $\text{CO}_2$ , Le titre a la sortie de l'évaporateur augmente avec l'accroissement de débit d'air et plus que le débit de  $\text{CO}_2$  est petit le titre tend vers 1 (état de saturation) pour des débits d'air important

La figure (IV-7) montre évolution de la puissance frigorifique en fonction de débit d'air pour divers débit de  $\text{CO}_2$ .en remarque que cette puissance augmente avec l'augmentation de débit d'air.

Evolution de titre de vapeur de  $\text{CO}_2$  en fonction de débit de  $\text{CO}_2$  pour divers température d'évaporation est représentée sur la figure (IV-8).l'augmentation de débit de  $\text{CO}_2$  dans l'évaporateur engendre une diminution de titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur

Pour un débit de 0,02 kg/s et  $T_{ev} = 260 \text{ K}$  en a un titre de 0,88 et pour un débit de 0,05 en à un titre de 0,47 pour un débit d'air égal 0,6

## 3. Conclusion

Dans ce chapitre on a pu mettre en évidence d'une part l'évolution du débit de fluide frigorigène et la puissance de compression à partir des variables d'entrée du modèle du compresseur et d'autre part l'évolution du titre de vapeur du  $\text{CO}_2$  et la puissance frigorifique ainsi que l'évolution du titre de vapeur en fonction de débit d'air dans le modèle de l'évaporateur à partir de ces variables d'entée.

## **Conclusion générale**

En se basant sur les différentes études qui ont été menées sur l'utilisation de dioxyde de Carbone comme réfrigérant, ce fluide naturel représente une alternative intéressante aux fluides classique du fait de ses bonnes propriétés de transfert, de transport et pour son énergie volumique élevée aussi que son faible impacte environnemental (ODP nul et GWP faible).

Ce travail a permis la caractérisation de deux éléments d'une machine d'une machine frigorifique fonctionnant au  $\text{CO}_2$  en mode subcritique à savoir : l'évaporateur et le compresseur.

Pour ces deux composants on a effectué les calculs à l'aide des corrélations théoriques et des bilans énergétiques. Un programme de calcul élaboré à l'aide du langage informatique FORTRAN, a permis d'évaluer les conditions de sortie pour chaque élément, notamment le débit de fluide et la puissance de compression pour le compresseur ainsi que la température d'évaporation et la puissance frigorifique pour l'évaporateur en cycle subcritique.

Les résultats obtenus pour le compresseur mettent en évidence l'influence du taux de compression sur la puissance de compression et sur le débit de  $\text{CO}_2$  ainsi que le rendement volumétrique.

Les résultats obtenus pour l'évaporateur mettent en évidence d'une part l'influence de débit d'air sur le titre de vapeur du  $\text{CO}_2$  à la sortie de l'évaporateur ainsi que sur la puissance frigorifique d'autre part l'influence de débit du  $\text{CO}_2$  sur le titre de vapeur du fluide à la sortie de l'évaporateur.

D'après cette analyse théorique, on constate que le  $\text{CO}_2$  à basse température possède des propriétés thermodynamiques favorable, il est possible d'utiliser des composants standards déjà utilisés avec les fluides classiques

## **Références bibliographiques**

- [1] : Pierre RAPIN- Patrick JACQUARD  
Technologie des installations frigorifiques, 8 éditions, Dunod, Paris, 2004.
- [2]: W.MAAKK, H-J .ECKERT, Jean-Louis CAUCHEPIN  
LE POLMANN : Manuel technique de froid,Tome 1(2 édition), octobre 1993.
- [3] : Imed GUITARI  
Etude expérimentale et modélisation d'une pompe a chaleur fonctionne au CO<sub>2</sub>.  
Thèse de doctorat, institut national des sciences appliquées de LYON, 2005.
- [4] : Marc SOLER  
Suralimentation par compresseur Volumétrique,Technique de l'Ingénieur, bm2632.
- [5] : Georges VRINAT  
Machines frigorifiques industrielle Compresseurs, Technique de l'Ingénieur,  
be9741.
- [6] : F.MEUNIER-P .RIVET-M.F.TERRIER  
Froid industriel, Dunod, 2005 .
- [7] : J.F SACADURA  
Initiation aux transferts thermique, édition : TEC& DOC, 6<sup>e</sup> tirage 2000.
- [8] : M<sup>r</sup> HAMDAD  
Cour de Master I transfert thermique (2010-2011).
- [9] : LALLEMAND Monique  
Transfert en changement de phase, ébullition convective, Technique de l'ingénieur,  
BE8 236, paris, 2007..
- [10]: J.Pettersen- A.Hafner-G.Skanugen  
Development of compact heat exchangers for CO<sub>2</sub> air-conditioning systems,  
ElsevierScience Ltd and IIR, 1998
- [11] : WALTER Reulens,  
Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, October 2009.
- [12] : Fadil AYAD  
Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de  
climatisation automobile fonctionnant au CO<sub>2</sub>. Thèse de doctorat, Université

Henri Poincaré, Nancy 1, 2007.

- [13] : Jacques BOUTELOUP-Michel LE GUAY-Jean LIGEN  
Production de chaud et de froid, les éditions parisiennes, 1997.
- [14]: Pradeep BANSAL  
A review- status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant fundamentals R&D opportunities. Applied thermal Engineering, 2011.
- [15] : L'utilisation du CO<sub>2</sub> comme frigorigène.  
Institut international du froid, organisation intergouvernementale pour le développement du froid, Février 2000.
- [16] : Jean DESMONS  
Aide- mémoire, froid industriel, Dunod, 2006
- [17] : Denis LEDUCQ  
Froid et environnement, Cemagref 2009
- [18] : Paul RIVET  
Impact environnemental du froid et efficacité énergétique, Techniques de l'Ingénieur, be9720

# Introduction Générale

# Chapitre I

## Généralités sur les machines frigorifiques

# Chapitre II

## Etude d'un compresseur

# Chapitre III

## Etude d'un évaporateur

# Chapitre IV

## Résultats et discussions

# Conclusion Générale

# Bibliographie