REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique

BADJI MOKHTAR –ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR –ANNABA

جامعة باجي مختار- عنابة

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département de génie mécanique

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de **MAGISTER**

Etude d'un cycle frigorifique transcritique au CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur

OPTION

Mécanique énergétique

Par

SAADI ZINE

Directeur de mémoire : Dr. L. BOUMARAF U. Badji Mokhtar Annaba

Devant le jury:

K. CHAOUI	Pr.	Président	U. Badji Mokhtar Annaba
A. BEGHIDJA	Pr.	Examinateur	U. Mentouri Constantine
A. DJEMILI	MC.	Examinateur	U. Badji Mokhtar Annaba

ANNEE 2008

A ma mère
A ma famille
A mes amis

Remerciements

Je tiens à remercier vivement Melle L. Boumaraf pour avoir assuré la direction de ce mémoire de magister et pour avoir témoigné un intérêt constant tout au long du déroulement de ce travail.

Enfin, je remercie tout l'ensemble personnel du département de génie mécanique de l’université de Badji Mokhtar Annaba.

Résumé

En raison des changements climatiques et réchauffement de la planète et des futures législations sur l'utilisation des frigorigènes, de nouveaux fluides doivent être envisagés dans les systèmes de conditionnement d'air et de pompes à chaleur. En effet, la réfrigération au travers des fluides utilisés, est un acteur important de la pollution de l'atmosphère par les gaz fluorés. A cet égard, le CO_2 (R744) paraît être l'un des frigorigènes les plus prometteurs et suscite beaucoup d'intérêt dans les domaines industriel et scientifique. Sa pression de vapeur est bien plus élevée que celle d'autres frigorigènes classique et sa température critique est d'environ 31°C, ce qui implique un fonctionnement en régime supercritique où la condensation par refroidissement n'est plus possible. L'inconvénient majeur de ce type de cycle (cycle transcritique au CO_2) est la perte énergétique importante lors de la détente isenthalpique du CO_2 principalement due aux irréversibilités se produisant lors de cette transformation.

Cette étude présente une analyse théorique d'une machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur. Ce dernier remplace le détendeur d'une machine frigorifique transcritique à CO_2 classique pour améliorer les performances de la machine frigorifique en réduisant les pertes du processus de détente.

Les différentes études entreprises sur ce thème de recherche montrent que les performances du système sont liées aux paramètres thermodynamique et géométriques de l'éjecteur. De ce fait en utilisant un modèle mathématique monodimensionnel basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, l'éjecteur est dimensionné en régime optimal pour une puissance frigorifique de 10 kW.
Par ailleurs, le coefficient de performance *(COP*) du système ainsi que le gain énergétique (COP/COP_b) réalisé par rapport au cycle de base sont déterminés dans les mêmes conditions de fonctionnement que celles du dimensionnement de l'éjecteur.
Ainsi, pour une pression de refoulement du compresseur de 100 bar le (*COP*) de la machine est multiplié par environ 1,72.

Enfin, l'effet de la pression de refoulement du compresseur ainsi que celui de la surchauffe à l'évaporateur sur les performances de la machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur sont examinés.

Abstract

Because the heating of the planet and future legislations of the use of the refrigerants fluids, new fluids should be considered in the systems of the heat pump and air conditioner, the refrigeration through this fluid used, is a significant factor of the pollution of the atmosphere by fluorinated gases. In this case, the carbon dioxide (R744) appears to be one of the most promising refrigerants and causes much interest in the industrial and scientific applications. Its vapor pressure is much higher than that of other traditional refrigerants and its critical temperature is around 31°C, which implies an in supercritical mode operation where the condensation by cooling is not possible. The major disadvantage of this cycle type (transcritical carbon dioxide refrigeration cycle) is the isenthalpic expansion process losses due to the irreversibility at the time of this transformation.

This study presents a theoretical analysis of ejector expansion transcritical CO_2 refrigeration machine. The ejector replaces the expansion devices for the basic transcritical CO_2 refrigeration machine to improve the performances of the refrigeration machine by reducing expansion process losses.

The various studies on this research topic show that the performances of the system are related to the thermodynamic parameters and geometrical of the ejector. This fact by using a monodimensional mathematical model based on the principles of conservation of mass, the

momentum and energy, the ejector is dimensioned in optimal mode operation for a heat capacity of 10 kW.
However, the performance (*COP*) of the system and the relative performance (*COP/COPb*) realized compared to the basic transcritical CO_2 cycle are determined by the same conditions operation as those of the dimensioning of the ejector.
Thus, for a pressure compressor outlet of 100 bar the performance (*COP*) of the machine is multiplied by 1,72.

Finally, the effect of pressure compressor outlet and evaporator superheat on the performances of the ejector expansion transcritical CO_2 refrigeration machine are examined an analyzed.

ملخص

نظرا لتغير المناخ وإتفاع درجة حرارة الأرض في العشرية الأخيرة، والإتفاقيات الدولية حول حظرإستعمال موائع التبريد، فإنه وجب وضع هذه الموائع تحت الرقابة الدولية في أنظمة تكييف الهواء والمضخات الحرارية. فعلا فإن التبريد باستخدام هذه الموائع يلعب دورا فعالا في تلوث الهواء بسبب هذه الغازات المحتوية على غازالكلور.في هذا الصدد، فإن غاز ثاني أكسيد الكربون يعتبر من بين الموائع المستخدمة في التبريد الواعدة و يعود بالفائدة في المجالات الصناعية والعلمية. ضغط بخاره مرتفع بالنسبة للموائع المبردة الأخرى الكلاسيكية، ودرجة حرارته الحرجة المقدرة بـ 31 °م ، مما يؤدي باشتغاله في نظام يسمى فوق حرج فيمنع طرح الحرارة عن طريق التكثيف. العائق الأول في هذا النوع من الحلقات هو الضياع الطاقوي عند صمام التمدد الإيزونتالبي (تحت ثبوت الانثالبى) لغاز ثاني أكسيد الكربون وذلك لسبب رئيسي هو اللا إنعكاسية الناتجة خلال هذا التحول.
هذه الدراسة تقدم تحليلا نظريا لآلة التبريد ذات التحول الحرج لغاز ثاني أكسيد الكربون مجهزة بجهاز التفريغ (القاذف) الذي يلعب دور مخفض ضغط المائع القادم من مبرد الغاز لآلة التبريد ذات التحول الحرج لغاز ثاني أكسيد الكربون الكلاسيكية وذلك لغرض تحسين مردودية آلة التبريد والتقليل من الضياع الطاقوي بسبب تخفيض الضغط.
الدراسات العلمية حول هذا الموضوع تؤكد بأن مردودية النظام لها علاقة وطيدة مع ثوابت الديناميكا الحرارية والهندسية لجهاز التفريغ. لهذا الغرض سنستخدم نموذج رياضي أحادي البعد يعتمد على مبادئ إنحفاظ الكتلة وكمية الحركة والطاقة،ويتم تحديد أبعاد جهاز التفريغ عند الإشتغال الأقصى، مع إستطاعة التبريد معطاة بـ 10 كيلواط.
من جهة أخرى معامل مردودية النظام *(COP)* و الفائدة المحققة (COP/COP_b) بالمقارنة مع آلة التبريد ذات التحول الحرج الكلاسيكية أيضا محددة في نفس شروط الإشتغال بالنسبة لتلك المحددة لأبعاد جهاز التفريغ.هكذا ولضغط عند مخرج الضاغط مقدر بـ 100 بار فإن مردودية آلة التبريد مضاعفة بـ 1،72.
أخيرا تأثير الضغط عند مخرج الضاغط والتسخين عند المبخرة بمردودية الآلة مفصل ومحلل.

Sommaire

Nomenclature 8
Introduction 10
CHAPITRE I 12
Etude des machines frigorifiques 12
I.1. Rappels thermodynamiques 13
I.1.1. Premier principe –Principe équivalence 13
I.1.2. Enoncé simplifié du second principe- Machine de Carnot 13
I.2. Application des lois fondamentales de la thermodynamique au cycle ditherme 15
I.2.1. Rappel sur Les cycles (le cycles idéal de Carnot) 15
I.2.2. Relation entre les chaleurs et les températures dans une cycle de Carnot 17
I.2.3. Calcul du rendement (moteur) 18
I.2.4. Calcul du « COP» (cycle récepteur) 18
a) Machine frigorifique 18
b) Pompe à chaleur 19
I.3. Cycle de production de froid à deux sources de chaleur 19
I.3.1. Introduction 19
I.3.2. Systèmes évoluant entre deux sources de chaleur sans échange de travail mécanique 20
I.3.3. Cycles à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique 21
I.3.4. Principe des cycles à compression de vapeur 22
I.3.5. Quelques grandeurs caractéristiques du cycle idéal 24
I.3.6. Bilan des échanges de chaleur et de travail 25
I.3.7. Le Coefficient de performance théorique 25
I.5.8. Bilan global 25
I.4. Cycles frigorifiques polyétagés 25
1.5. Machine frigorifique à absorption 27
1.6. Machine frigorifique à adsorption 28
1.7. Machine frigorifique à éjection 28
1.8. Cycle de Stirling inverse (théorique) 29
1.9. Le fluide frigorigène 30
1.9.1. Rappels historiques 31
1.9.2. Les différentes fluides frigorigènes 31
1.9.3. L'eau 34
1.9.4. L'ammoniac 35
1.9.5. Le dioxyde de carbone 35

1.10. Les fluides frigorigènes et l'environnement 35
1.10.1. Le GWP 35
1.10.2. L'effet de serre 36
1.10.3. L'ammoniac 37
1.10.4. Le dioxyde de carbone 37
1.10.5. Le protocole de Montréal 37
1.10.6. Conséquences du protocole 37
CHAPITRE II 40
Etude du cycle frigorifique transcritique d'une machine frigorifique à CO_2 40
II.1. Intérêts du CO_2 dans la réfrigération 41
II.2. Cycle frigorifique transcritique à CO_2 44
II.2.1. Caractéristiques d'un fluide surcritique 44
II.2.2. Le cycle frigorifique transcritique à CO_2 47
II.2.3. Comparaison des performances du CO_2 en cycle transcritique et en cycle sous-critique 48
II.3. Utilisation du cycle transcritique à CO_2 dans la climatisation et le chauffage par pompe à chaleur 50
II.3.1. pompes à chaleur 50
II.3.2.Climatisation centrale 51
II.3.3. Amélioration du cycle frigorifique transcritique 51
II.4. Machine frigorifique à CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur 53
II.5. Conclusion 55
CHAPITRE III 56
Evaluation des performances d'une machine frigorifique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur 56
Introduction 57
III.1 Analyse du fonctionnement de la machine frigorifique à CO_2 munie d'un détenteur à éjecteur 57
III.1.1. Cycle transcritique de base 57
III.1.2. Le cycle transcritique muni d'un détendeur à éjecteur 59
III.2. dimensionnement d'un éjecteur pour une machine frigorifique d'une puissance de 10 KW 61
III.2.1. hypothèses de calcul 62
III.2.2. Equations du modèle d'écoulement du CO_2 à travers l'éjecteur 63
III.2.3. Résolution mathématique 67
III.3. Calcul des performances de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur 74
III.4. Evaluation de l'amélioration du *COP* de la machine munie d'un détendeur à éjecteur avec celui d'une machine de base 76
III.5. Conclusion 79

Conclusion générale 80
Bibliographique 81
Annexe 84

Notations utilisées:

Abréviations:

A	Aire de section de l'éjecteur *(m^2)*
a	Vitesse du son *(m/s)*
COP	Cœfficient de performance rendement
COP_b	Coefficient de performance du cycle de base.
E_C	Energie cinétique (*J*)
E_P	Energie potentielle (*J*)
h	Enthalpie *(J/kg)*
M	Nombre de Mach
$\dot{m}$	Débit massique *(kg/s)*
P	Pression *(N/m^2)*
$\dot{Q}$	Puissance thermique (W)
Q	Chaleur échangée (J)
R_C	Rapport de compression de l'éjecteur ($R_C = P_4 / P_E$)
S	Entropie *(J/kg.°K)*
SUE	Température de surchauffe à la sortie de l'évaporateur (°C)
T	Température (°C) ou (°K)
U	Facteur d'entraînement de l'éjecteur ($U = \dot{m}_S / \dot{m}_P$)
V	Vitesse du fluide (m/s)
w_{comp}	Travail massique du compresseur *(J/kg)*
$\dot{W}_{comp}$	Puissance mécanique du compresseur (W)
x	Titre de vapeur

Notation Grecques:

η_C	Rendement de Carnot
η	Efficacité isentropique
η_{ex}	Rendement exergétique
ρ	Densité *(Kg/m^3)*
ϕ	Rapport de section de l'éjecteur ($\phi = A_2 / A_P^*$)

Indices:

0	Etat de stagnation
1, 2, 3, 4	Emplacement dans l'éjecteur (voir figure III.5)
b	Cycle transcritique de base
comp:	Relatif au compresseur
d	Relatif au diffuseur
E	Relatif à l'évaporateur
e	Entrée de l'évaporateur
is	processus isentropique
P	Relatif au fluide primaire
S	Relatif au fluide secondaire
s	Sortie de l'évaporateur
F	Source froide
C	Source chaude ou relatif au cycle de Carnot
th	Théorique

Exposants:

*	Relatif au col de la tuyère primaire ou secondaire de l'éjecteur

Introduction:

La découverte du trou de la couche d'ozone et du réchauffement global de la planète ont poussé les responsables à s'intéresser à des solutions industrielles moins nocives pour l'environnement. Le Protocole de Montréal, par les règles qu'il impose aux gaz susceptibles de détruire la couche d'ozone et l'environnement, a conduit à imposer le remplacement des chlorofluorocarbures (CFC) dans les nouveaux systèmes frigorifiques, de conditionnement d'air et de pompes à chaleur. Les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) ne représentent qu'une solution provisoire jusqu'en 2020 à travers le monde. Dans ce cas là, la réfrigération à travers ces fluides utilisées est un acteur important de la pollution de l'atmosphère par les gaz chlorés, fluorés et ou à effet de serre.

Parmi les fluides frigorigènes susceptibles de remplacer dans le futur les HCFC dans les machines frigorifiques, dans les systèmes de conditionnement d'air et dans les pompes à chaleur, il y a le dioxyde de carbone (CO_2) qui a un potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP) nul et représente le gaz de référence pour mesurer le potentiel de l'effet de serre (GWP) d'après l'institut international du froid.

Cependant, du fait d'une température critique relativement basse (31°C), le CO_2 est mis en œuvre en cycle transcritique dans les machines frigorifiques. Ce cycle transcritique soufre de grandes pertes exergétiques (irréversibilités) qui sont liées au processus de détente isenthalpique et qui en résultent en une faible efficacité frigorifique relativement faible.

De ce fait plusieurs solutions ont été proposées pour améliorer cette efficacité, parmi lesquelles l'incorporation d'un éjecteur entre l'évaporateur et le compresseur afin d'augmenter la pression du frigorigène à l'aspiration de ce dernier.

L'objectif de ce travail est le dimensionnement d'un éjecteur en fonctionnement sonique optimal afin de servir de détendeur principal dans la machine frigorifique transcritique à CO_2, puis d'évaluer ses performances énergétiques et de les comparer à celle de la machine frigorifique transcritique de base.

Ce mémoire est organisé en trois principaux chapitres :

Après une introduction générale, le chapitre I est consacré au rappel des différentes lois fondamentales de la thermodynamique appliquées aux machines frigorifiques et aux différents fluides frigorigènes utilisés.

Dans le chapitre II, une étude bibliographique sur ce thème de recherche est présentée. Elle concerne l'utilisation du dioxyde de carbone comme frigorigène dans les systèmes de

réfrigération, de conditionnement d'air et dans les pompes à chaleur et l'usage de l'éjecteur comme détendeur dans la machine frigorifique transcritique à CO_2.

Dans le chapitre III est présenté le modèle de simulation de l'écoulement du CO_2 et du cycle de la machine frigorifique transcritique munie d'un détendeur à éjecteur ainsi que la méthode de résolution mathématique.

Les performances de la machine frigorifique obtenues à partir du modèle mathématique en régime de fonctionnement optimal de l'éjecteur sont comparées à celles de la machine de base afin de quantifier l'amélioration apportée à l'efficacité frigorifique par l'incorporation de l'éjecteur dans la machine.

Enfin le mémoire est clôturé par une conclusion et des recommandations.

CHAPITRE I

ETUDE DES MACHINES FRIGORIFIQUES

I.1. Rappels thermodynamiques:

I.1.1 Premier principe –Principe d'équivalence :

Principe établi par Joule/Helmholtz vers 1850 : énergie-travail ↔ energie-chaleur

"Travail et chaleur sont les deux seules façons possibles d'échanger de l'énergie entre systèmes fermes."

"Lorsqu'un système thermodynamique fermé quelconque subit un cycle de transformations qui le ramène à son ´état initial, la somme du travail *W* et de la chaleur *Q* échangés est nulle."

L'énergie interne est une fonction d'état, c'est à dire que sa variation est indépendante de la transformation et ne dépend que des états initial et final.

Formulation mathématique du premier principe pour un système fermé :

$$\Delta U = Q + W \quad \text{où} \quad dU = \delta Q + \delta W \qquad \text{(I.1)}$$

Pour un système ouvert (avec transvasement), on utilise l'enthalpie

$$H = U + PV \qquad \text{(I.2)}$$
$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = Q + W$$

où E_c est l'énergie cinétique du fluide et E_p l'énergie potentielle. [1]

I.1.2. Enoncé simplifié du second principe- Machine de Carnot :

L'étude du fonctionnement des machines thermiques au début de l'ère industrielle, entre 1810 et 1860, a abouti à la formulation de plusieurs énoncés du deuxième principe. Parmi ceux–ci, on peut par exemple citer celui de Rudolf Emmanuel Clausius qui, en 1850, écrivait :

« La chaleur ne passe pas d'elle-même d'un corps **froid** vers un corps **chaud** »

En effet, l'échange de chaleur entre un système et son environnement a un *sens*. Celui-ci est déterminé en analysant la variation d'une grandeur d'état extensive appelée *entropie* (signifiant « changer de direction » en grec).

➢ Lors d'un échange élémentaire <u>*réversible*</u> de chaleur (δQ_{rev}) entre un système fermé et le milieu extérieur, la relation entre la chaleur échangée et la température T du système est donnée par :

$$\delta Q_{rev} = T.dS \quad \text{où} \quad dS = \delta Q_{rev} / T \qquad \text{(I.3)}$$

La grandeur extensive *S* ainsi introduite est appelée « *entropie du système* » et *dS* représente la variation élémentaire d'entropie provoquée par l'échange thermique.

(Remarque : Pour un système échangeant de la chaleur avec plusieurs sources on a :

$$dS = \sum_i \left(\frac{\delta Q_{revi}}{T_i}\right) \qquad \text{(I.4)}$$

Pour calculer la variation d'entropie lors d'une transformation il suffit d'intégrer la relation de définition (I.3). Au préalable il est nécessaire d'expliciter δQ_{rev} en fonction des variables d'état du système en tenant compte des particularités de la transformation réversible étudiée.

- Lors d'une *transformation irréversible* (la grande majorité des transformations le sont) et s'il existe des échanges de chaleur avec plusieurs sources extérieures de chaleur alors le bilan entropique, pour le système fermé s'écrit :

$$dS = \sum_i \left(\frac{\delta Q_i}{T_i}\right) + d_i S \quad \text{avec} \quad d_i S \geq 0 \qquad \text{(I.5)}$$

Le terme d_iS introduit représente la *production d'entropie* (due aux changements internes du système). Ce terme est toujours positif ou nul.

Une autre formulation du second principe est par conséquent :

« La production d'entropie d'un système thermodynamique quelconque liée aux seules opérations internes ne peut être que positive ou nulle »

Ainsi donc, pour savoir si une transformation est réalisable spontanément (sans apport d'énergie extérieure supplémentaire au système) ou non, il suffit de calculer la production d'entropie *dSi* à

- Si $d_iS > 0$: la transformation peut se réaliser *spontanément* mais elle sera *irréversible*. Le système évoluera spontanément d'un état initial vers un état d'équilibre thermodynamique final

Exemple : si l'on met un corps chaud en contact avec un corps froid, le transfert de chaleur se fait spontanément du premier vers le second.

- Si $d_iS = 0$: la transformation est possible. Elle sera en plus réversible
- Si $d_iS < 0$: la transformation envisagée n'est pas réalisable spontanément dans les conditions imposées au système. Pour qu'elle se produise il sera nécessaire

d'apporter de l'énergie supplémentaire au système (par le truchement d'un opérateur extérieur)

➢ Pour une transformation isotherme:

$$Q_{1-2} = T \times (S_2 - S_1) \qquad \text{(I.6)}$$

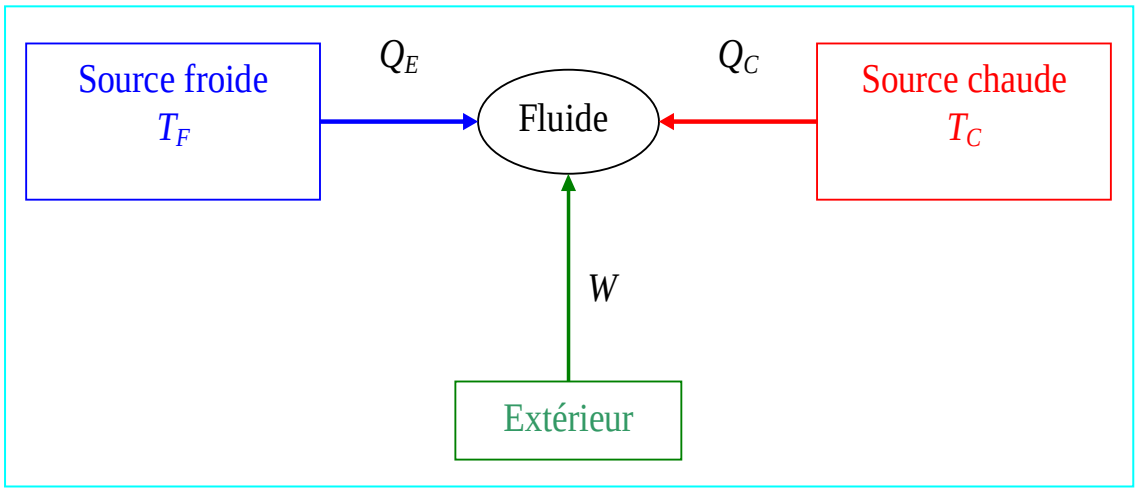
En conséquence du second principe (donc de la relation (I.6)) on montre :

« *Qu'un système fermé décrivant un cycle et qui n'échange de la chaleur qu'avec une* ***seule*** *source de chaleur ne peut pas fournir de travail au milieu extérieur; il ne peut fournir que de la chaleur et recevoir du travail du milieu extérieur* ». On retrouve l'énoncé du second principe de Lord Kelvin. [2]

I.2. Application des lois fondamentales de la thermodynamique au cycle ditherme:

I.2.1. Rappel sur les cycles (le cycle idéal de Carnot) :

Les chaleurs et les travaux sont reçus par le fluide qui décrit un cycle réversible constitué par deux isothermes et deux adiabatiques. Le fluide (c'est le système thermodynamique étudié) échange de la chaleur (de façon isotherme) et du travail selon le schéma de principe qui suit :



FigureI.1 : Schéma de principe de réfrigération

Q_C désigne la chaleur allant du système vers la source chaude, Q_E la chaleur allant de la source froide vers le système. Le système est une machine thermique qui a besoin d'une énergie noble W pour réaliser l'opération. Ces machines thermiques fonctionnent par cycle : Elles travaillent avec un fluide isolé matériellement de l'ambiance qui repasse par le même point de la machine.

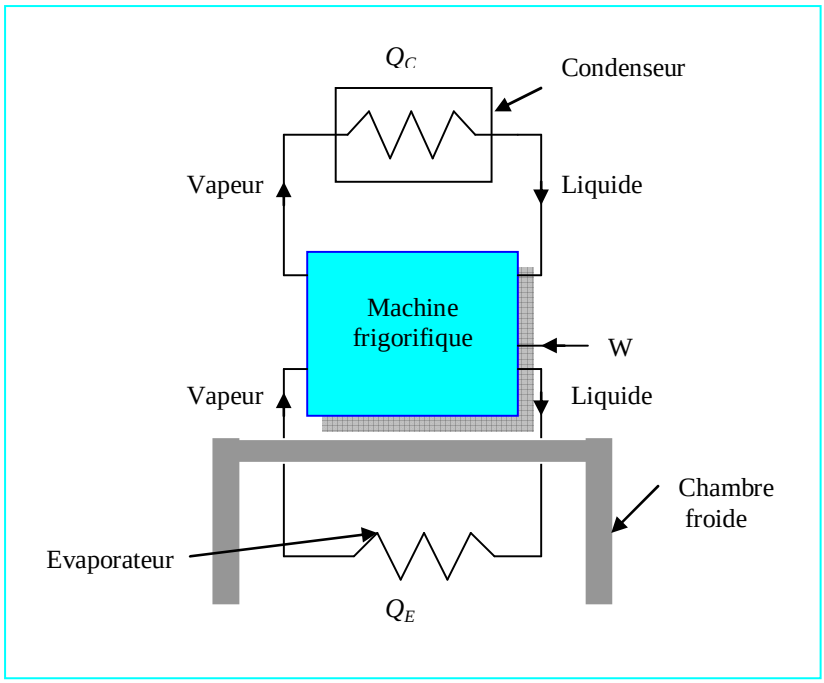


Figure I.2 : Description d'un système frigorifique fermé. [3]

$$\Delta(S)_{cycle} = 0$$

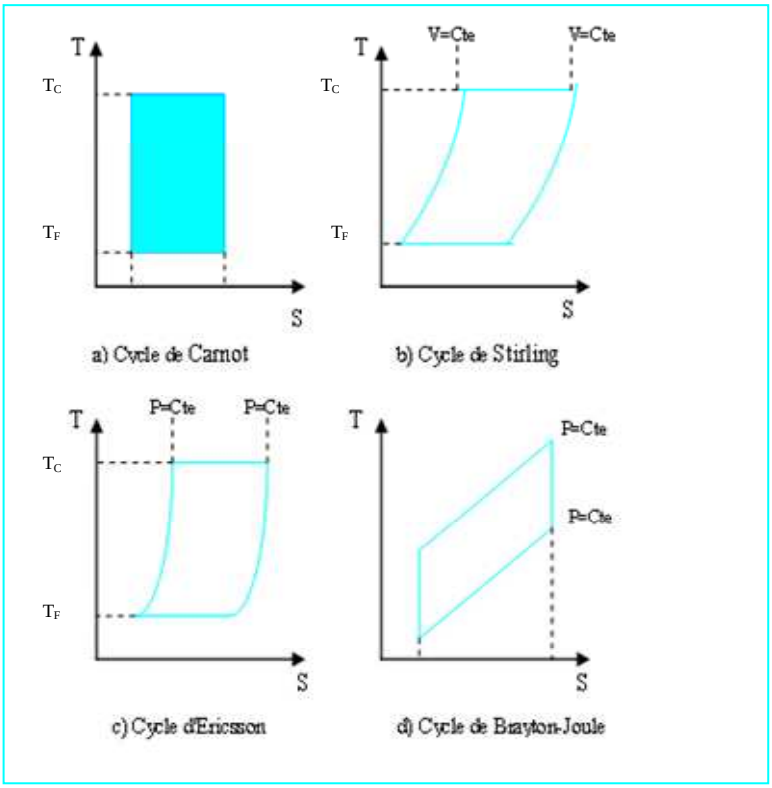
$$\Delta(U)_{cycle} = W + Q_E + Q_C$$

On en déduit : $$W + Q_E + Q_C = 0 \qquad \text{(I.7)}$$

L'étude des machines thermiques permet de tracer les cycles correspondants aux transformations du fluide dans des diagrammes thermodynamiques. Nous pouvons citer le cycle idéal de Carnot. Les évolutions au sein du cycle de Carnot sont les suivantes :

- une compression et une détente isentropes
- une compression et une détente isothermes

Ils existent trois autres cycles idéaux :



FigureI.3 : Exemples de cycles idéaux. [3]

I.2.2. Relation entre les chaleurs et les températures dans un cycle idéal de Carnot :

Les échanges de chaleur ont lieu de façon isotherme de sorte que les variations d'entropie du fluide lors de ces évolutions s'écrivent respectivement :

$$\Delta S_C = \frac{Q_C}{T_C} \text{ et } \Delta S_F = \frac{Q_E}{T_F}$$

Et d'autre part on a : $\Delta S_{Cycle} = 0$, donc on en déduit :

$$\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_E}{T_F} = 0 \qquad \text{(I.8)}$$

I.2.3. Calcul du rendement (moteur) :

Le moteur thermique reçoit effectivement de la chaleur de la source chaude (Q_C>0) et fournit de la chaleur à la source froide (Q_E<0).il fournit du travail à l'extérieur (W<0).

Le rendement η d'un tel moteur s'écrit :

$$\eta = \frac{-W}{Q_C} \qquad \text{soit} \quad \frac{Q_C + Q_E}{Q_C} = 1 + \frac{Q_E}{Q_C} \qquad \text{(I.9)}$$

Pour un cycle idéal de Carnot la relation (I.9), devient:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_F}{T_C} \qquad \text{(I.10)}$$

I.2.4. Calcul du « COP» (cycle récepteur) :

Pour évaluer les performances d'un cycle frigorifique (cycle récepteur), nous utilisons le **coefficient de performance (*COP*)**. Par définition, il est le rapport entre l'énergie thermique utile et la dépense énergétique (Eq.I.11).

$$COP = \frac{\textit{énergie themique utile}}{\textit{dépense énergétique}} \qquad \text{(I.11)}$$

a) **Machine frigorifique:**

Le fluide reçoit de la chaleur de la source froide ($Q_E>0$), fournit de la chaleur à la source chaude ($Q_C<0$) et reçoit du travail de la part de l'extérieur ($W>0$).

On définit le coefficient de performance pour une machine de froid (**COP**«froid»de la machine) :

$$COP = \frac{Q_E}{W}$$

$$\text{Soit :} \quad COP = \frac{Q_E}{W} = -\frac{Q_E}{Q_C + Q_E} \qquad \text{(I.12)}$$

Pour un cycle idéal de Carnot le *COP* frigorifique est donné par:

$$COP_C = \frac{T_F}{T_C - T_F} \qquad \text{(I.13)}$$

b) **Pompe à chaleur:**

Le fluide reçoit de la chaleur de la source froide (Q_E>0), fournit de la chaleur à la source chaude (Q_C<*0*) et reçoit du travail de la part de l'utilisateur (*W>0*).On définit le coefficient de performance *COP* (noté parfois *COP* « chaud ») de la pompe :

$$COP = \frac{-Q_C}{W}$$

Soit **:** $$COP = \frac{-Q_C}{W} = \frac{-Q_C}{Q_C + Q_E} \qquad \text{(I.14)}$$

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} \qquad \text{(I.15)}$$

I.3. Cycle de production de froid à deux sources de chaleur :

I.3.1. Introduction:

On peut définir la production du froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante. Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène) qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation.

Autrement dit, l'étude de la production du froid prend, à cause de l'existence du second principe, une dimension thermodynamique qui n'est pas nécessairement la thermique. Des considérations thermodynamiques existent, bien évidemment, également en thermique elles se situent dans l'aspect rendement énergétique et non pas dans l'aspect production. Par exemple, le problème de la meilleure utilisation d'une chaleur obtenue à haute température : combustion, nucléaire, résistance électrique, etc. pour un usage beaucoup plus basse température (applications industrielles ou pour l'habitat) requiert d'avoir recours au second

principe. Dans le cas du froid, c'est la production du froid elle-même qui requiert d'avoir recours à la thermodynamique. Cette différence est essentielle et c'est la raison pour laquelle nous débuterons ici par l'utilisation intensive de la thermodynamique. Il existe les systèmes cycliques réversibles et les systèmes cycliques réels qui sont irréversibles.

Les cycles les plus couramment utilisés sont les cycles à compression mécanique de vapeur, idéalisés par des cycles à deux températures (cycles dithermes).

Il existe aussi les cycles à compression thermique de vapeur, généralement des cycles à sorption (absorption liquide ou adsorption) idéalisés par des cycles à trois température (cycles trithermes).

I.3.2. Systèmes évoluant entre deux sources de chaleur sans échange de travail mécanique:

Pour bien illustrer la différence entre production du froid, d'abord en considérant le cas d'un système thermodynamique qui n'échange que de la chaleur, chaque source étant à une température constante.

Donc d'après le second principe, on obtient :

$$Q_C + Q_E = 0 \qquad \text{(I.16)}$$

$$\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_E}{T_F} = -\Delta S \leq 0 \qquad \text{(I.17)}$$

On élimine Q_E pour obtenir :

$$Q_C\left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_E}\right) = -\Delta S \leq 0 \qquad \text{(I.18)}$$

Dans la mesure où $T_C > T_F$, l'inégalité (I.16) conduit à $Q_C > 0$ et donc $Q_E < 0$.il y a donc rejet de chaleur à la source froide et non pas production de froid. On peut « sans compensation extérieure », effectuer le passage de chaleur (Q_C) d'un corps chaud vers un corps moins chaud mais on ne peut pas produire de froid à partir d'une machine cyclique fonctionnant entre deux sources de chaleur s'il n'y a pas de « compensation extérieur ».

Cette compensation extérieure peut prendre la forme d'un travail mécanique, ou d'une autre source d'énergie.

I.3.3. Cycles à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique:

Si l'on considère maintenant une machine cyclique échangeant non seulement de la chaleur avec deux sources extérieures de chaleur mais également du travail avec l'extérieur, on peut produire du froid. Les équations s'écrivent alors comme suit :

$$Q_C + Q_E + W = 0 \qquad \text{(I.19)}$$

$$\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_E}{T_F} = -\Delta_i S \leq 0 \qquad \text{(I.20)}$$

Eliminons $Q_C = -(Q_E + W)$ *dans* (I.19) *alors*

$$-\frac{(Q_E + W)}{T_C} + \frac{Q_E}{T_F} = -\Delta_i S \leq 0$$

$$Q_E\left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_C}\right) = \frac{W}{T_C} - \Delta_i S \qquad \text{(I.21)}$$

- $Q_E > 0$ car on peut produire du froid
- $(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_C}) \rangle 0$ car $T_c > T_F$
- $\triangle S > 0$ (l'inégalité de Clausius)

On voit qu'il faut que W soit positif pour pouvoir produire du froid. Cette condition nécessaire n'est pas suffisante, il faut de plus que :

$W - T_c \triangle_i S > 0$ où $\Delta_i S$: représente la création d'entropie au cours d'un cycle. [4]

I.3.4. Principe des cycles à compression de vapeur :

Le cycle idéal :

Quelles que soient la puissance et la nature du fluide frigorigène, une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur comprend essentiellement les machines et dispositifs suivants:

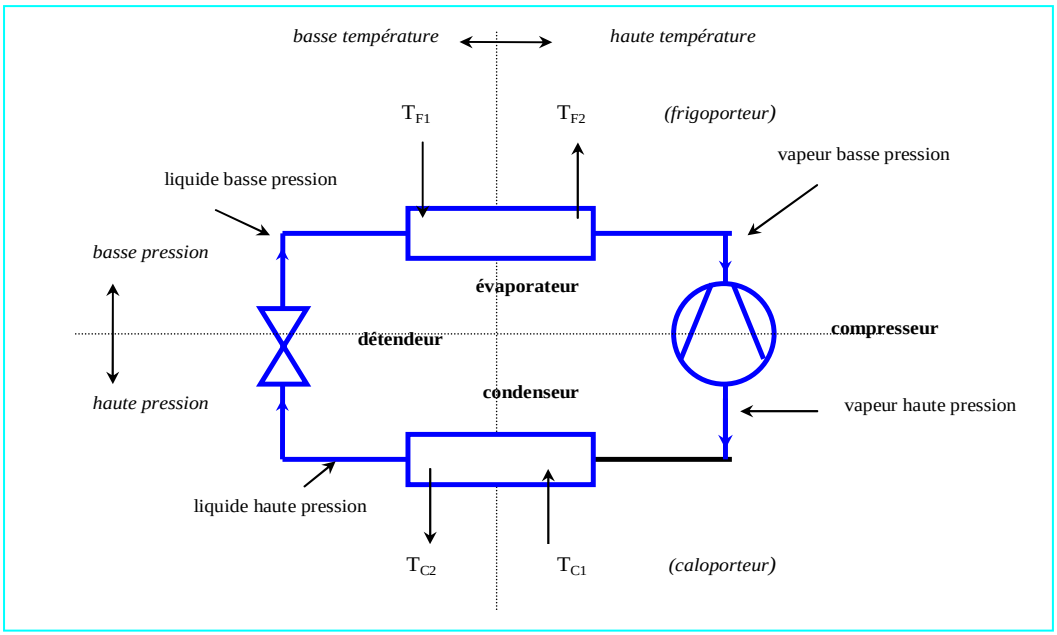
■ *Un évaporateur* : qui vaporise le frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur (air, eau etc…) qui se refroidit. La vapeur sortant de cet évaporateur est saturée. L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation T_E, correspondant à la pression d'évaporation P_E du fluide frigorigène. Le frigorigène prend au fluide frigoporteur la chaleur qu'il a absorbée dans son circuit d'utilisation.

■ *Un compresseur mécanique et son moteur* : le compresseur aspire, sous la pression P_E, la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression P_C pour la rejeter dans le condenseur. La pression P_C sera telle que la température de saturation correspondant à cette pression soit légèrement supérieure à la température du fluide de refroidissement dont on dispose.

■ *Un condenseur* : c'est un échangeur de chaleur à surface avec circulation d'un côté du fluide frigorigène à condenser et de l'autre côté le fluide de refroidissement (air, eau, etc.…) appelé aussi fluide caloporteur. Il condense le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de T_{C1} à T_{C2}. Le fluide frigorigène quittant cet échangeur est sous forme de liquide saturé. La condensation s'effectue à la température de condensation T_C correspondant à la pression de condensation P_C. On a : $T_C > T_{C2} > T_{C1}$.

■ *Un détendeur* : qui alimente en frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le frigorigène y subit la détente de P_C à P_E.

Ces divers éléments sont reliés par des tuyauteries équipées des armatures de service et de sécurité usuelles.



FigureI.4 : Eléments constitutifs d'un cycle à compression mécanique de vapeur

Le cycle fondamental d'une telle machine (à *compression mono-étagée* ou à *un seul compresseur*) peut être décomposé en quatre étapes illustrées dans un diagramme entropique *(T= f(S))* ou bien dans un diagramme enthalpique (*Log P= g(h)*) plus traditionnellement utilisé par les frigoristes.

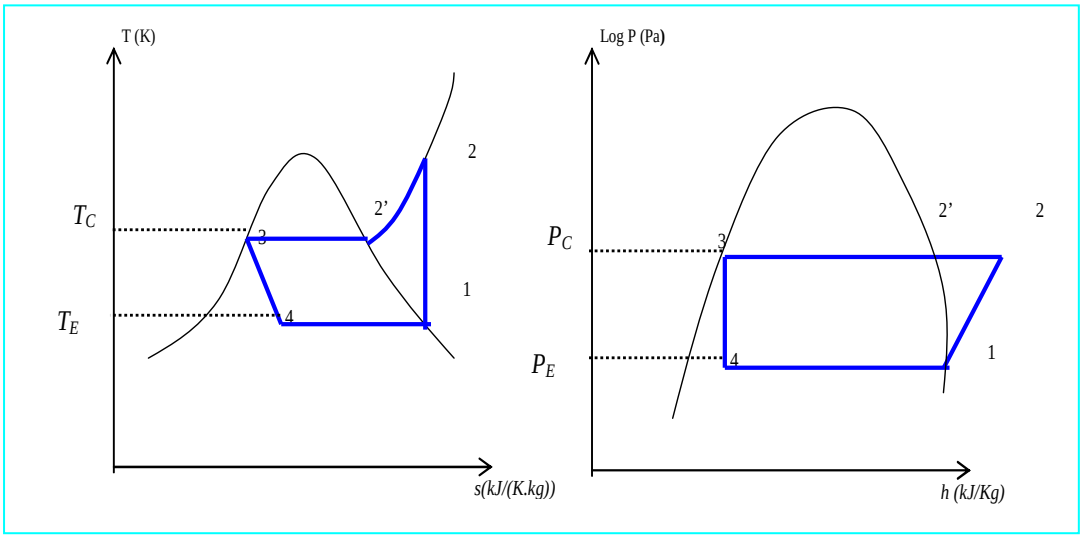


Figure I.5*:* Cycles thermodynamiques théoriques d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

Les étapes de transformation sont ainsi:

■1-2: **compression adiabatique réversible** (isentropique) : au point 1, le liquide est entièrement vaporisé.

■ 2'-3: **condensation isotherme et isobare** : il y a liquéfaction. La différence d'enthalpie entre 2' et 3 représente la quantité de chaleur laissée au condenseur (donc fournie au caloporteur).

■ 3- 4 : **détente isenthalpique** du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage. L'enthalpie ne varie pas car le froid produit sert pratiquement à refroidir le fluide.

■ 4-1 : **évaporation isotherme et isobare** ….et le cycle recommence.

Ce cycle fondamental s'accompagne des hypothèses suivantes d'une machine supposée idéale

■ Le **compresseur est parfait** (pas d'espace mort, parois imperméables, pas de frottements ni de résistance passive)

■ Les **échanges de chaleur** dans l'évaporateur et dans le condenseur se font d'une manière **réversible**

■ Les parois des **tuyauteries** sont **imperméables** à la chaleur et l'écoulement du fluide s'y effectue sans frottement ni résistance passive (sauf au détendeur évidemment).

Cette famille de cycles, extrêmement répandus, est utilisée pour la plupart des machines frigorifiques (il sert de base à la plupart des applications industrielles).

Cependant un tel cycle n'est pas réalisable techniquement pour plusieurs raisons : d'abord les compression et détente « humides » entraînent des usures voire des accidents brutaux pour les matériels (« coups de liquide »); ensuite la régulation pour obtenir le bon titre en vapeur serait trop délicate.

I.3.5. Quelques grandeurs caractéristiques du cycle idéal :

En se rapportant toujours au diagramme enthalpique *(Log P, h)* de la figure (I.5) il est possible d'établir les valeurs théoriques des paramètres caractérisant le cycle idéal.

Ce diagramme (appelé aussi « diagramme de Mollier ») est rapporté à une masse de fluide frigorigène $m = 1$ kg.

Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie h en kJ/kg) est très pratique pour l'exploitation quantitative du cycle, car il permet de lire directement les énergies h_i aux différents points (1, 2, 3,4) du cycle de la machine.

I.3.6. Bilan des échanges de chaleur et de travail

- Chaleur extraite à l'évaporateur : $Q_E = h_1 - h_4 > 0$
- Travail de compression : $W = h_2 - h_1 > 0$
- Chaleur dégagée au condenseur : $Q_C = h_3 - h_2 < 0$
- Détente : $h_4 = h_3$ *d'où* $\Delta h = 0$ (isenthalpique)

I.3.7. Le Coefficient de performance théorique :

Par définition le coefficient de performance d'une machine frigorifique théorique décrivant le cycle idéal est :

COP_{th} = chaleur fournie/ travail reçu
$= Q_E / W$ (car ce terme ne saurait être négatif)

D'où $COP_{th} = (h_1 - h_4)\,(h_2 - h_1)$ (I.20)

- **Remarque :** Pour apprécier l'efficacité de cette machine thermique par rapport à la machine idéale de Carnot, on introduit « *le rendement exergétique* » η_{ex} défini par :

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{th}}{COP_C} \qquad \text{(I.21)}$$

$$\eta_{ex} = ((h_1 - h_4) / ((h_2 - h_1)).((T_C/T_F)-1) < 1 \qquad (1.22)$$

I.3.8. Bilan global :

A partir des relations établies ci-dessus, il est possible de dresser le bilan global:

- Chaleur reçue par le système : $Q_E = h_1 - h_4$
- Chaleur cédée par le système : $Q_C = h_3 - h_2$

En vertu de la relation générale du cycle ditherme inverse on a :
$W = -(Q_C + Q_E)$ (1er principe)
$W = -(h_3 - h_2 + h_1 - h_4)$
$W = h_2 - h_1$ car on a vu ci-haut que $h_3 = h_4$

- On retrouve ainsi l'expression de W (trouvée ci – haut) pour le travail de compression. [2]

I.4. Cycles frigorifiques polyétagés:

On peut également rencontrer des cycles frigorifiques comportant plusieurs de deux étages de compression mécanique. Les cycles frigorifiques (ou de pompes à chaleur) polyétagés peuvent être utilisés lorsqu'on doit refroidir un fluide dans un très grand domaine de température voir Figure I.6 il est alors souvent avantageux d'avoir recours à un cycle

frigorifique comportant de nombreux étages de compression (turbocompresseur) pour disposer de nombreux niveaux de températures et obtenir ainsi un refroidissement du fluide qui se rapproche de la réversibilité:

■ Pour produire des basses températures ;

■ Pour accroître l'efficacité thermodynamique du système frigorifique ;

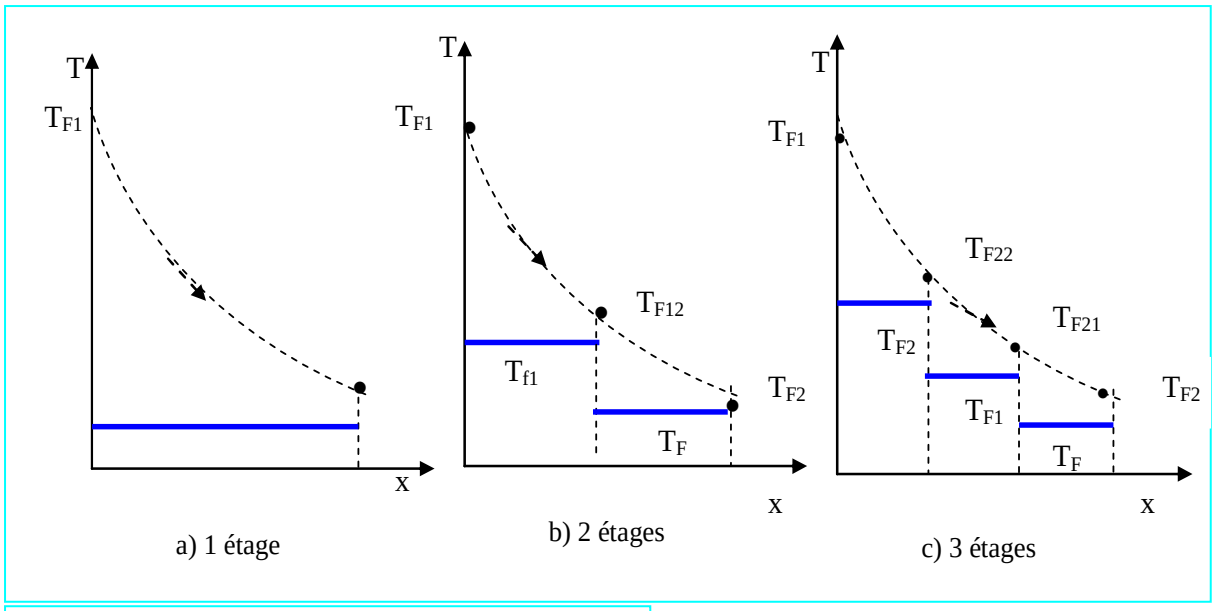
■ Pour mieux gérer les absorptions et rejets de chaleur qui peuvent se présenter à différents niveaux de température dans un processus industriel.

La production de basses températures : – 60 ^{o}C, – 70 ^{o}C, – 80 ^{o}C, etc. (par exemple pour les besoins de l'industrie chimique, la lyophilisation, etc.) par des systèmes frigorifiques à compression peut se faire :

■ En utilisant un seul frigorigène évoluant selon un cycle unique à plusieurs étages de compression ;

■ en utilisant plusieurs frigorigènes séparés que l'on met en œuvre dans les étages successifs d'un système frigorifique en cascade ;

■ En utilisant des cycles, monoétagés ou polyétagés, où évoluent des mélanges de plusieurs frigorigènes. [3]



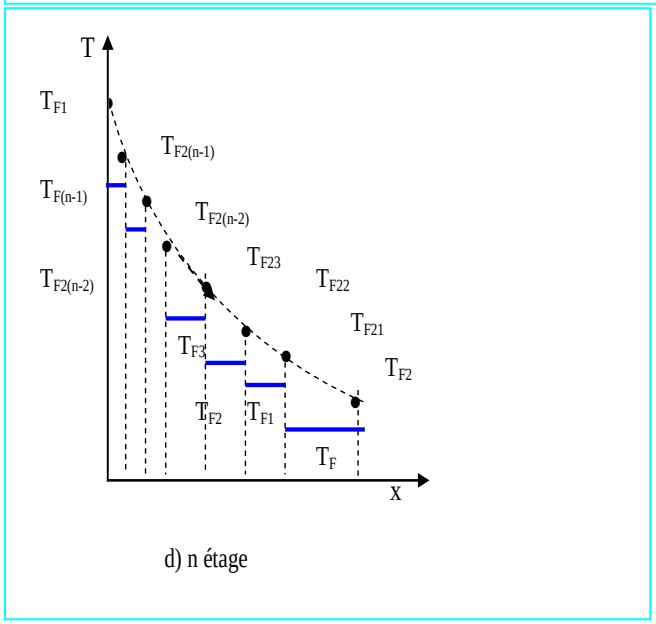


Figure I.6: Compression polyétagée (a, b, c et d)

I.5. Machine frigorifique à absorption:

Ici l'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une forte affinité pour ce frigorigène. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant. La figure 1.7.a montre comment s'effectue cette aspiration. L'évaporateur est relié à une capacité, l'absorbeur, à l'intérieur de laquelle on pulvérise en permanence la solution absorbante pauvre en frigorigène. La pulvérisation permet d'accroître la surface de contact avec la vapeur de frigorigène. Le liquide absorbe le frigorigène, provoquant ainsi la raréfaction de la vapeur et l'aspiration d'une nouvelle masse de frigorigène issue de l'évaporateur. La solution enrichie en frigorigène (solution riche) quitte l'absorbeur et est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à

l'extraction du frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins **trithermes**. L'absorption du frigorigène par la solution absorbante est exothermique ce qui impose l'usage d'un échangeur de refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption furent les premiers systèmes frigorifiques industriellement opérationnels. L'énorme développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications spéciales.

I.6. Machine frigorifique à adsorption:

La fixation de la vapeur de frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide Figure 1.7.b l'adsorbant, présentant une grande affinité pour le frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, surtout dans le cas de la formation d'un composé chimique, l'adsorbeur, relié à l'évaporateur du système frigorifique, comporte donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de frigorigène adsorbé est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant. Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, **les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent**. L'extraction du frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des **systèmes au moins trithermes**. Il n'y a encore que très peu d'utilisations pratiques de ces systèmes.

On rencontre aussi, très rarement il faut bien le dire, des machines hybrides qui combinent deux, ou plus, de ces systèmes de base.

I.7. Machine frigorifique à éjection:

Les vapeurs du cycle frigorifique sont aspirées mécaniquement par un éjecteur Figure 1.7.c Celui-ci fonctionne grâce à l'énergie cinétique de la *vapeur motrice* (généralement de même nature que la *vapeur de frigorigène*) qui, par l'injecteur I, pénètre dans la partie convergente, II, de l'éjecteur. La compression du mélange des *vapeurs motrice et de frigorigène* s'effectue dans la partie divergente, III, de l'éjecteur où l'énergie cinétique du flux de vapeur se transforme en énergie de pression. La vapeur motrice doit évidemment provenir d'une *chaudière*. Ce type de système consomme donc de l'énergie thermique et fait partie de la catégorie des systèmes au moins **trithermes**. Ce cycle sera détaillé au chapitre suivant. [3]

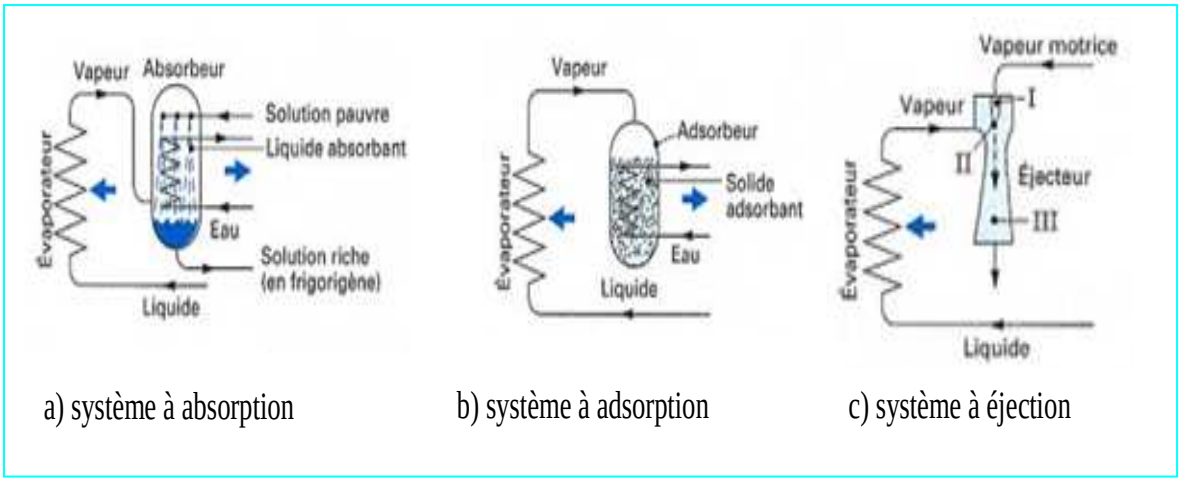


Figure I.7: Machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène et modes d'aspiration des vapeurs formées dans l'évaporateur [3]

I.8. Cycle de Stirling inverse (théorique) :

Le cycle de Stirling a été découvert avant que les lois de la thermodynamique n'aient été formulées. En effet, en 1816, Robert Stirling, ministre de l'Eglise d'Ecosse, faisait breveter un moteur à air chaud qui convertissait en travail l'énergie libérée par un feu (Figure I.8). Le moteur de Stirling a été utilisé mais le développement des machines à vapeur et des moteurs à explosion l'a fait quelque peu négliger.

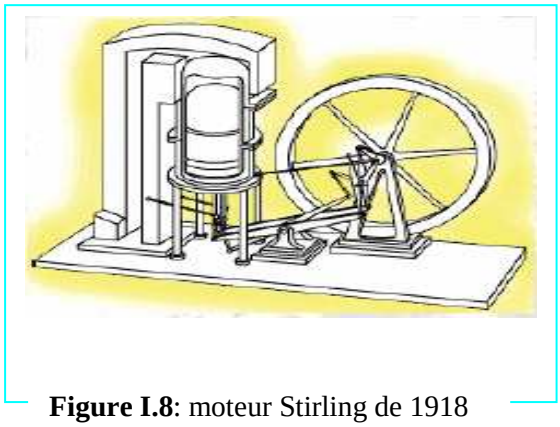


Figure I.8: moteur Stirling de 1918

Herschel proposa d'utiliser ce même cycle pour la réfrigération en 1934 et Kirk décrivit un réfrigérateur utilisant le cycle inverse de Stirling en 1874. Ce cycle a ensuite été largement utilisé par la société Philips pour la liquéfaction de l'air à partir de 1954.

Le système Stirling est similaire au cycle de Carnot et n'en diffère que par les chemins thermodynamiques reliant les deux plateaux isothermes durant lesquels ont lieu les échanges à la température chaude et à la température froide. Dans le cycle de Carnot, qui est un cycle idéal, ces deux chemins sont des isentropes, dans le cycle Stirling ces chemins sont des

isochores (transformation à volume constant), techniquement plus facilement réalisables. (figure1.9).

Pour réaliser ce cycle, largement le plus couramment utilisé : un cylindre avec un piston à déplacement alternatif plus un régénérateur (milieux poreux à capacité thermique élevée) annulaire et un déplaceur. Le rôle du piston est de permettre la compression ou la détente du gaz pendant les phases de variation de volume.1-2 et 3-4. [5]

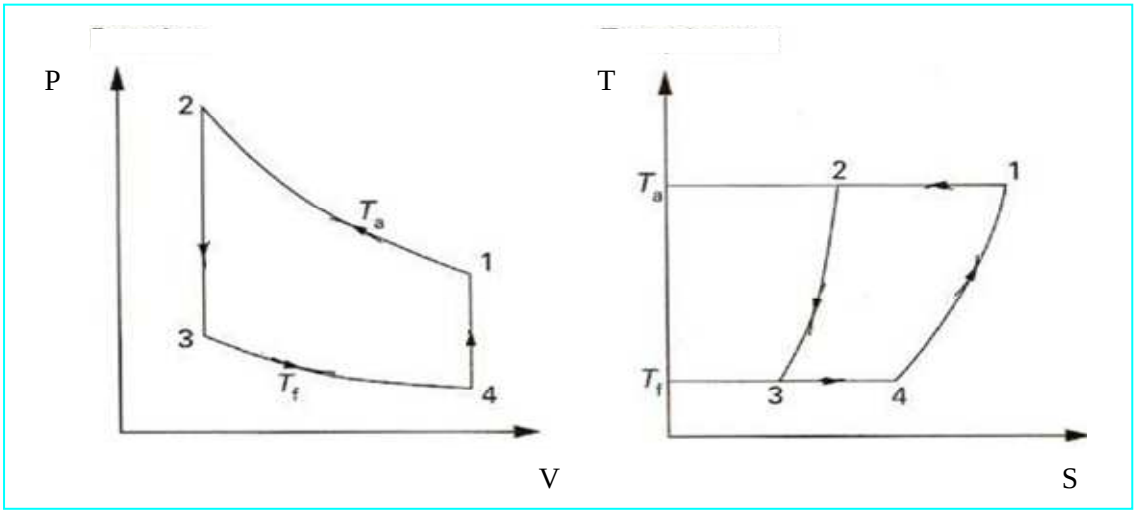


Figure I.9: Représentation d'un cycle de Stirling inverse dans les diagrammes *(P, V)* et *(T, S).*

I.9. Le fluide frigorigène:

Le système de réfrigération par cycle de compression de vapeur est constitué par l'évaporateur, le détendeur, le compresseur et le condenseur. Ces organes ont pour rôle de faciliter les changements d'état du fluide frigorigène et de le mettre en mouvement. L'eau peut être utilisée comme fluide frigorigène mais ses propriétés physiques ne sont pas toujours satisfaisantes en particulier son point de fusion (273.16 *K* sous 1 atm).

Le fluide frigorigène « parfait » doit présenter les qualités suivantes:

1. Chaleur latente de vaporisation élevée.
2. Point d'ébullition, sous pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (température d'évaporation).
3. Faible rapport de compression, c'est-à-dire faible rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration.
4. Faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries de dimension réduites.

5. Température critique très élevée.
6. pas d'action sur le lubrifiant employé conjointement avec le fluide.
7. composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.
8. pas d'action sur les métaux composant le circuit (ainsi par exemple l'ammoniac attaque le cuivre). Pas d'action sur les joints.

En plus en cas de fuite il devra présenter les qualités suivantes:

9. Non inflammables et non explosif en mélange avec l'air.
10. Sans l'effet sur la santé des personnes.
11. Sans action sur les denrées à conserver.
12. Sans odeur ou n'ayant qu'une faible odeur non désagréable.
13. Fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle.
14. Pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère.
15. Etre d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile.

Aucun des fluides employés ne possède l'ensemble de ces qualités.

I.9.1 Rappels historiques:

L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité. En 1876, Linde a introduit l'ammoniac. Au début du XX^{ème} siècle les hydrocarbures, le dioxyde de carbone (dans la marine) ainsi que le dioxyde de soufre sont utilisés. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables. C'est pourquoi dés 1930, nous utilisons les dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane.

I.9.2 Les différentes fluides frigorigènes:

On appelle fluides frigorigènes des composés facilement liquéfiables et dont on utilise la vaporisation comme source de production de froid. Ces fluides sont classés par groupe:

• G1 : fluide non inflammable, d'effet toxique nul ou minime

• G2 : fluide toxique dont certains sont inflammables et explosifs dans des domaines limités de concentration

• G3 : fluide inflammable et explosif en faibles concentrations mais non toxique

Fluides frigorigènes	Nomenclature d'après le système standard international	Formule chimique	Fluides frigorigènes	Nomenclature d'après le système standard international	Formule chimique
Air	R729	-	Argon	R740	Ar
Eau	R718	H_2O	Hexafluorure sulfuré	R846	SF_6
Dioxyde de carbone	R744	CO_2	Méthane	R50	CH_4
Ammoniac	R717	NH_3	Ethane	R170	C_2H_6
Dioxyde de soufre	R764	SO_2	Propane	R290	C_3H_8
Hydrogène	R702	H_2	Butane	R600	C_4H_{10}
Hélium	R704	He	Isobutane	R600a	$CH(CH_3)_3$
Néon	R720	Ne	Ethylène	R1150	C_2H_4
Azote	R728	N_2	Propylène	R1270	C_3H_6
oxygène	R732	O_2			

Tableau I.1: Nom, nomenclature et formule chimique de réfrigérants naturels.

Nomenclature des réfrigérants [6] :

Les réfrigérants ont une nomenclature générale **Rxyz**

X: nombre d'atomes de carbone-1 (X= (nC-1), si x=0 (nC=1); non indiqué).

Y: nombre d'atomes d'hydrogène +1 (Y= (nH+1)).

Z: nombre d'atomes de fluore (Z= (nF)).

Le nombre d'atomes de chlore (nCl)= (2*nC+2)-(nH+nF).

RC_{XYZ} désigne les hydrocarbures cycliques halogénés (les perfluorocarbures R-14, R-116).

$R1_{XYZ}$ désigne les alcènes.

La première lettre caractérise les groupements d'atomes sur le carbone central.

La série 600 est attribuée aux composés organiques divers. Exemple: R600: butane.

La série 700 est attribuée aux composés inorganiques. Pour obtenir le numéro d'identification, on ajoute la masse molaire à 700. Exemple: NH_3, masse molaire 17g/mol donne R717.

La série 400 est attribuée aux mélanges *non azéotropiques* et la série 500 est attribuée aux mélanges *azéotropiques*.

On remarque quatre types de fluide frigorigène :

- ✓ les **CFC** pour "chlorofluorocarbone" (ex : le R12), totalement prohibé en raison de nocivité envers la couche d'ozone.
- ✓ les **HCFC** pour "hydrochlorofluorocarbone" (ex : R22), dont les niveaux sont réduits depuis 1989 de 35% d'ici 2004; 90% d'ici 2019; 100% d'ici 2029. Il sera prohibé à la fabrication d'appareil neuf étés 2010, sa fabrication sera interdite après 2020 et sera totalement prohibé après 2030. Ce type de fluide possède une molécule avec un atome de chlore en moins, celui-ci remplacé par un atome d'hydrogène, ce qui le rend moins nocif envers la couche d'ozone.
- ✓ les **HFC** pour "hydrofluorocarbone" (ex : R134a, R404A, R407c, R410a), fluides actuellement les plus utilisés dans toute les nouvelles installations, le chlore n'est plus présent.
- ✓ les fluides organiques, fluides d'origine naturelle, comme par exemple le butane, l'acétylène, le dioxyde de carbone ou encore l'ammoniac. Le dioxyde de carbone représente l'avenir de la climatisation, par contre l'ammoniac n'a plus d'avenir que dans le froid industriel en raison de sa haute toxicité; quand au butane il est très rarement utilisé en raison du risque d'explosion trop élevé.

Groupe	Type	Nom	Commentaires	T°évaporation à 1bar
1	CFC	R11, R12, R13, R502, R115	Interdits d'utilisation et de vente	N/A
	HCFC	R22 R408a R409a R403b R123	Le plus utilisé des HCFC est le R22, ils doivent disparaître de la circulation dans quelques années	-41 °C -44 °C

	HFC	R134a R413a R417a R404a R507 R407c R410a R23 R508b FX 80	Substitut du R12 Substitut du R22 Remplaçant du R22 en neuf	-26.2 °C -46.5 °C -47.1 °C -43.4 °C -51.5 °C -82.1 °C -88.3 °C
2	NH3	R717	Le plus dangereux de tous, mais le plus performant. Toxique à 0.2% Explosif à 15%	-33.3 °C
3	Hydrocarbonés	R290 R600a R1270	Propane, explosif à 1.2% Isobutène, explosif à 0.9% Propylène	-42.1 °C -11.7 °C -47.7 °C

Tableau I.2 : Les différents types de fluides frigorigènes. [7]

I.9.3 L'eau :

C'est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme. Malheureusement, il ne permet pas de produire de basses températures (point triple de l'eau aux environs de 273.16 K). Il est préférable de l'utiliser pour le froid climatique ou pour les pompes à chaleur à haute température (100 à 300°C) à cause de son point critique qui est très élevé. Cependant, la pression de vapeur de ce fluide est très faible et elle nécessite des compresseurs pouvant aspirer des grandes quantités d'eau. L'eau est plus adaptée pour la production de froid par absorption.

I.9.4 L’ammoniac :

L’ammoniac est l’un des premiers fluides utilisés et a toujours donné satisfaction. Sa toxicité et son inflammabilité impliquent une utilisation en système indirect pour les applications dans les domaines résidentiel et commercial. L’ammoniac ne peut être utilisé que pour des installations frigorifiques de grandes envergures (entrepôt, brasserie etc.).
Pour des raisons de sécurité, des fluides de remplacement ont été élaborés au début du 21^{éme} siècle.

I.9.5 Le dioxyde de carbone:

Le CO_2 (R744) a été utilisé comme un fluide frigorigène malgré sa température critique relativement basse. Les points de fonctionnement de ce fluide sont proches du point critique. Son coût est très faible. Le R744 a été utilisé pour des installations de réfrigération de la marine et dans l’industrie car il est ininflammable (il est utilisé comme agent d’extinction des feux). Les excellentes propriétés de transferts thermiques du CO_2 constituent un avantage mais son utilisation est réduite à l’étage basse pression des systèmes en cascade, d’où le nombre limité d’applications industrielles.

1.10 Les fluides frigorigènes et l'environnement:

1.10.1 Le GWP:

Le GWP est le potentiel de réchauffement climatique global **(global warming potential)** exprime le réchauffement d'un gaz à effet de serre comparé à celui du dioxyde de carbone. Le GWP que nous pourrions traduire par PAES (**potentiel d’action sur l’effet de serre**) est fonction de deux paramètres: la durée de présence atmosphérique (DPA) de la substance concernée et de ses caractéristiques radiatives. Le GWP absolu s'exprime en Watt/An par m^2 par ppm. En général les industriels utilisent un GWP relatif par rapport au GWP du dioxyde de carbone fixé à 1.
Le tableau I.3 montre quelques valeurs de GWP relatifs.

Dioxyde de carbone (CO_2)	1
Méthane	21
Oxyde nitreux (N_2O)	310
ODS	De 100 à 8000
HFC	De 140 à 11700
PFC	De 6500 à 9200
Hexafluorure de soufre (SF_6)	23900

Tableau I.3: Valeurs du GWP relatif d'après l'european partnership for Energy and Environment (EPEE). ODS: Ozone Depleting substances contrôlées par le protocole de Montréal. PFC: Perfluorcarbons. [7]

Ainsi, les **ODS** et **HFC** ont un fort pouvoir à effet de serre par rapport au CO_2.

1.10.2. L'effet de serre:

L'effet de serre est le réchauffement de l'atmosphère sous l'effet des rayons solaires en présences de certains gaz. C'est le GWP qui permet de mesurer le potentiel d'un gaz à effet de serre. Cependant, il est important de prendre en considération la durée de vie du gaz dans l'atmosphère (DPA) et ses quantités produites. Par exemple, le CO_2 qui a un GWP très faible a une durée de vie de 5 siècles dans l'atmosphère alors qu'un réfrigérant n'a qu'une durée de vie de 20 ans maximum. C'est-à-dire que le réfrigérant va être détruit dans l'atmosphère.

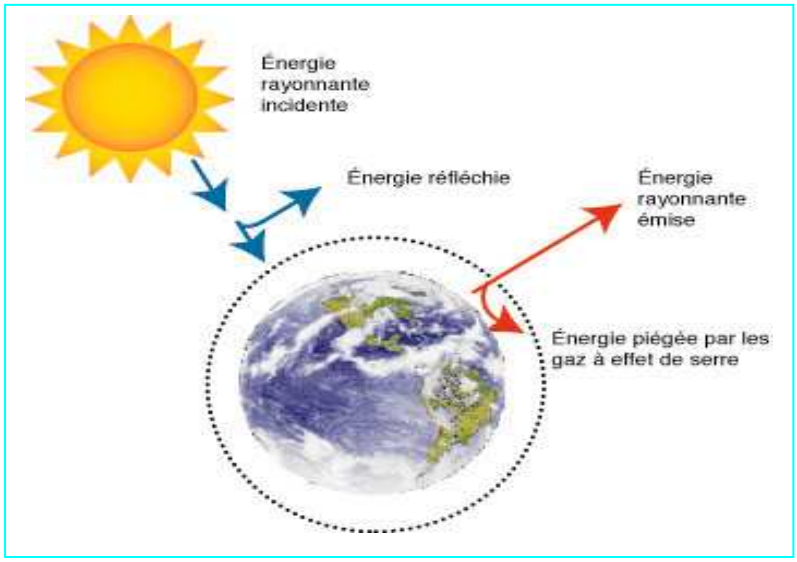


Figure I.10 : Réchauffement de l'atmosphère par effet de serre

1.10.3. L’ammoniac:

L'ammoniac est très dangereux et toxique (forte odeur). Son impact sur l'environnement est très mauvais. Il est très soluble dans l'eau (33.1% en poids à 20°C). La dissolution s'accompagne d'un dégagement de chaleur. De plus il attaque le cuivre. C'est un gaz relativement inflammable et il forme des mélanges explosifs avec l'air. Il est très toxique pour l'homme (fonction respiratoire), et il attaque les différents types de matériaux (plastiques, caoutchoucs). C'est pourquoi il ne peut être utilisé que pour des applications industrielles ou un contrôle rigoureux est exigé. L'utilisation élargie de l'ammoniac en tant que réfrigérant nécessiterait une révision complète de la technique industrielle de réfrigération.

1.10.4. Le dioxyde de carbone:

Le **dioxyde de carbone** (CO_2) présente l'avantage d'être un fluide avec un GWP 3260 fois inférieur à celui du R404a. Le CO_2 peut être utilisé en mélange avec des HFC comme agent d'extinction et comme fluide frigorigène.

1.10.5. Le protocole de Montréal:

En 1987, le protocole de Montréal relative à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone a finalement été arrête après une série de réunions et de négociations. Son objectif final est l'élimination des substances qui appauvrissent la couche d'ozone.

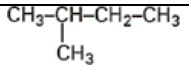
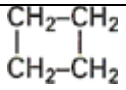
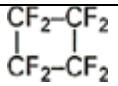
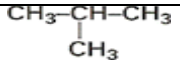
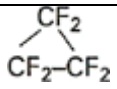
Les signataires ont décrété l'arrêt des productions des CFC, HCFC et autres bromofluorocarbures avant le 31/12/1995 (pour l'union européen, l'arrêt de la production a été fixé pour le 31/12/1994). De nos jours, seuls les HFC sont habilités: On les appelle les substituts des CFC et HCFC.

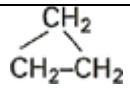
Le règlement (CE) n° 2037/2000 du parlement européen et du conseil du 29 juin 2000 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone interdit désormais totalement l'utilisation des CFC et restreint sensiblement celle des HCFC. Concernant les CFC, depuis le 1er Octobre 2000 la production et l'utilisation sont interdites. Pour les HCFC, la production sera interdite à partir du 1er janvier 2015 et depuis 1997, leur production est limitée.

1.10.6. Conséquences du protocole:

Les conséquences pour l'industrie de la réfrigération sont assez importantes. Les problèmes vont concerner l'efficacité des installations et d'adaptation aux nouveaux fluides.

Cela peut entraîner une diminution du domaine de la température de fonctionnement, des problèmes de lubrifications et de compatibilité entre réfrigérants et lubrifiants. Tous les fluides de substitution ne peuvent remplacer les CFC et HCFC. [7]

Dénomination	Formule chimique	T_{eb}(°C)	T_{cr}(°C)	PAOS (ODP)/*R11*	PAES (GWP)/ CO_2	CI	Inflammabilité
Eau (*R 718*)	H_2O	100	374			Non	Oui
R 113	$CCl_2F—CClF_2$	47.6	214.1	0.8	5000	Oui	Non
R 141b	$CFCl_2—CH_3$	32.2		0.11	630	Oui	Oui
R121	$CHCl_2—CF_3$	27.9	183.8	0.020	93	Oui	Non
Isopentane		27.8	187.2	0	<10	Non	Oui
R 245ca	$CF_2H—CF_2—CFH_2$	25.0	178.4	0	560	Non	Oui
R 11	**$CFCl_3$**	23.7	180.2	1	4000	Oui	Non
Cyclobutane		12.6	186.8	0	<10	Non	Oui
R 114	$CClF_2—CClF_2$	3.6	145.7	1	9 300	Oui	Non
n –butane (*R 600*)	C_4H_{10}	-0.5	152.1	0	<10	Non	oui
RC 318		-5.8	115.3	0	9 100	Non	Non
R 142b	$CF_2Cl—CH_3$	-9.1	137.1	0.065	2 000	Oui	Oui
Isobutane (*R 600a*)		-11.8	135	0	<10	Non	Oui
R 124	$CHFCl—CF_3$	-13.2	145.7	0.022	480	Oui	Non
R 152a	$CHF_2—CH_3$	-24.7	113.5	0	140	Non	Oui
Dénomination	Formule chimique	T_{eb}(°C)	T_{cr}(°C)	PAOS (ODP)/*R11*	PAES (GWP)/CO_2	CI	Inflammabilité
R 134a	$CH_2F—CF_3$	-26.5	101.1	0	1 300	Non	Non
R 12	**CF_2Cl_2**	-29.8	112.0	0.9 à 1	8 500	Oui	Non
RC 216		-31.5		0		Non	Non

Cyclopropane (*RC 270*)		-32.8	124.6	0	<10	Non	Oui
Ammoniac (*R 717*)	**NH_3**	**-33.35**	**132.4**	**0**	**0**	**Non**	**Oui**
R 500 *	azéotrope de *R 12* et de *R 152a*	-33.5	105.5	0.74	6 310	Oui	Non
R 218	$C_3 F_8$	-39	72	0		Non	Non
R 115	$CF_2 CI—CF_3$	-39.1	80.0	0.6	9 300	Oui	Non
R 22	$CHF_2 CI$	-40.8	96.0	0.055	1 700	Oui	Non
Propane (*R 290*)	$C_3 H_8$	-42.1	96.7	0	<10	Non	Oui
R 502	azéotrope de *R 22* et de *R 115*	-45.5	82.2	0.33	5 600	Oui	Non
R 143a	$CH_3 —CF_3$	-47.4	73.1	0	3 800	Non	Oui
R 125	$CHF_2 —CF_3$	-48.6	68	0	2 800	Non	Non
R 32	$CH_2 F_2$	-51.7	78.4	0	650	Non	Oui
R 13 B 1	$CF_3 Br$	-57.8	67.0	7.8 à 13.2	5 600	Non	Non
R 13	$CF_3 CI$	-81.5	28.8		11 700	Oui	Non
R 23	CHF_3	-82.1	25.6	0	12 100	Non	Non
Éthane (*R 170*)	$C_2 H_6$	-88.6	32.3	0	<10	Non	Oui
R 503	azéotrope de *R 13* et de *R 23*	-88.7	19.5		11 860	Oui	Non
Éthène (*R 1150*)	$C_2 H_4$	-103.7	9.3	0	<10	Non	Oui
R 14	CF_4	-128	-45.5	0		Non	Non
Méthane (*R 50*)	CH_4	-161.5	-82.6	0	<10	Non	Oui

ODP: (Ozone Depletion Potential-Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone).

Tableau 1.4: Principales caractéristiques des frigorigènes utilisés ou utilisables [3]

CHAPITRE III

EVALUATION DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A CO_2 MUNIE D'UN DETENDEUR À EJECTEUR

II.1. Intérêts du CO_2 dans la réfrigération:

Généralités:

Le **dioxyde de carbone** (appelé parfois, de façon impropre « **gaz carbonique** ») est un corps chimique composé d'un atome de carbone et de deux atomes d'oxygène et dont la formule brute est : **CO_2**. Cette molécule linéaire a pour formule développée de Lewis : **O=C=O**. Dans les conditions normales de température et de pression le dioxyde de carbone est un gaz incolore, inodore et à la saveur piquante communément appelée gaz carbonique ou encore anhydride carbonique.

Il est présent dans l'atmosphère dans une proportion approximativement égale à 0,0375 % en volume, dans cette décennie (années 2000), soit 375 ppmv (parties par million en volume). Mais elle augmente rapidement, d'environ 2 ppmv/an, de par les activités humaines de consommation des combustibles fossiles : charbon, pétrole, gaz naturel etc. C'est un gaz à effet de serre.

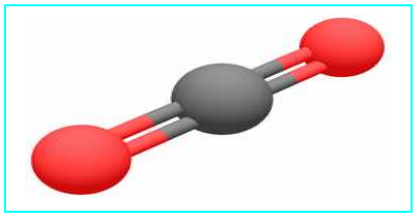


Figure II.1 : Représentation en 3D du dioxyde de carbone

Il est produit notamment lors de la fermentation (une réaction biochimique) aérobie (désigne la capacité d'un organisme ou micro-organisme de se développer dans l'air ambiant et plus particulièrement dans un milieu saturé en oxygène) ou de la combustion de composés organiques, et lors de la respiration des êtres vivants et des végétaux. Pour ces derniers, la photosynthèse piège beaucoup plus de CO_2 que sa respiration n'en produit.

Caractéristiques physiques

- Formule chimique : CO_2
- Masse moléculaire : 44.01 g/mole
- Température critique : 31,1°C
- Pression critique : 7,4 MPa
- Point triple : -56,6°C à 416 KPa

- Chaleur latente de vaporisation (0°C): 234,5 kJ/kg
- Chaleur latente de vaporisation (-16.7° C): 276,8 kJ/kg
- Chaleur latente de vaporisation (-28.9°C): 301.7 kJ/kg
- Chaleur latente de fusion (à -56,6°C) : 199 kJ/kg

Le CO_2 dissous dans l'eau forme avec elle de l'acide carbonique (H_2CO_3). Il est plus soluble dans l'eau chaude que froide. L'acide carbonique n'est que modérément stable et il se décompose facilement en H_2O et CO_2.

En 1987, les responsables politiques et le public s'attaquaient au problème urgent de protection de la couche d'ozone; cependant, peu de personnes avaient prévu la possibilité d'élimination des frigorigènes de remplacement eux-mêmes dans le futur. L'intérêt que suscite aujourd'hui le dioxyde de carbone provient de la préoccupation vis-à-vis des émissions de gaz à effet de serre et du réchauffement planétaire, ainsi que de l'engagement de certains organismes internationaux tel que le parlement européen en faveur du Protocole de Kyoto.

La nouvelle génération de frigorigènes de la famille des hydrofluorocarbures (HFC) a un important potentiel de réchauffement de la planète – moins que leurs prédécesseurs qui étaient en plus des substances appauvrissant la couche d'ozone (ODP élevé), mais tout de même plus de 1000 fois le potentiel (GWP) du dioxyde de carbone pour la plupart d'entre eux. L'accent mis d'abord sur le conditionnement d'air automobile est lié à la réputation célèbre de ce secteur, perçu comme responsable de fuites importantes lorsqu'on le compare à d'autres applications. Le dioxyde de carbone est réapparu comme un éventuel substitut des frigorigènes de la famille des hydrofluorocarbures en 1989, et les premiers résultats majeurs ont été publiés par Lorentzen et Pettersen à un symposium de l'IIF (Institut International du Froid) en Norvège en 1992. Ultérieurement, des recherches importantes ont été lancées dans des universités aux Etats-Unis et en Asie.

Du fait, de ses propriétés thermodynamiques notamment sa température critique relativement basse (31°C), le dioxyde de carbone est utilisé en réfrigération selon un cycle transcritique (ce cycle sera détaillé ci-après), s'évaporant dans la région sous-critique et rejetant la chaleur à des températures au-dessus du point critique dans un refroidisseur de gaz au lieu d'un condenseur. C'est ce cycle qui est utilisé pour le conditionnement d'air automobile, le chauffage résidentiel, le chauffage d'eau, et dans d'autres applications. Les

recherches sur les applications conventionnelles sous critiques du CO_2 sont aussi en cours dans le secteur du froid industriel.

Dans une installation avec CO_2 comme fluide frigoporteur, celui-ci circule par pompe et alimente les utilisateurs consommateurs de froid. Cette technologie offre de nombreux avantages :

- **Hygiène et sécurité garanties** : le CO_2 est un fluide non toxique, non inflammable, et de qualité alimentaire; ainsi, son contact avec les produits alimentaires ne les rend pas impropres à la consommation. Le CO_2 est aussi un fluide naturel qui ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone c'est un réfrigérant convenable.

■ **Diminution des coûts d'installation** du réseau de distribution du fluide frigoporteur comparé à un système traditionnel: du fait de ses propriétés thermo physiques et thermodynamiques, le débit requis véhiculé est plus faible, et le diamètre des tuyauteries est inférieur. (de -50 à -300% en fonction des conduites).

■ **Réduction des coûts d'exploitation** : la viscosité du CO_2 est plus faible que d'autres fluides frigoporteurs, tels que l'eau glycolée, ainsi la pompe de circulation est de taille moindre et la consommation énergétique réduite.

■ **Stabilité de la température du produit ou local à refroidir et réduction de la consommation énergétique** : le CO_2 s'évapore à température constante et permet d'obtenir une stabilité dans la température atteinte aux différents points utilisateurs. De plus le groupe frigorifique qui liquéfie le CO_2 va fonctionner avec un taux de compression plus faible permettant de réduire de manière significative la puissance électrique installée et consommée.

■ **Sécurité et protection de l'environnement** : Que le fluide frigorigène assurant la liquéfaction du CO_2 qui revient des échangeurs utilisateurs de froid, soit un HFC ou du NH3, sa quantité sera largement amoindrie comparée à une installation classique où le fluide frigorigène alimente directement les utilisateurs. Un autre bénéfice direct est le nombre de points de fuites potentielles qui est limité car la charge en fluide est confinée.

Le tableau II.1 présente une comparaison entre le CO_2 (R744) et d'autres fluides frigorigènes:

Frigorigène	R12	R22	R134a	R290	NH_3	CO_2
Fluide naturel	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
ODP*	0.82	0.055	0	0	0	0
GWP (100ans) valeurs IPCC[1]	8100	1500	1300	20	<1	1
GWP (100ans) valeurs WMO[2]	10600	1900	1600	20	<1	1
Temp. critique (°C)	112.0	96.2	101.2	96.7	132.3	31.1
Pression critique (MPa)	4.14	4.99	4.06	4.25	11.27	7.38
Inflammabilité	Non	Non	Non	Oui	Oui	Non
Toxicité	Non	Non	Non	Non	Oui	Non
Coût relatif	-	1,0	4,0	0,3	0,2	0,1
Puissance volumétrique	1,0	1,6	1,0	1,4	1,6	8,4

Tableau II.1 : Comparaison des propriétés du CO_2 avec celles d'autres frigorigènes [8]

***ODP**: (Ozone Depletion Potential-Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone).
1) IPCC: Intergovernmental Panel on Climate Change (Le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat) « a pour mission d'évaluer, sans parti-pris et de façon méthodique, claire et objective, les informations d'ordre scientifique, technique et socio-économique qui nous sont nécessaires pour mieux comprendre les fondements scientifiques des risques liés au changement climatique d'origine humaine, cerner plus précisément les conséquences possibles de ce changement et envisager d'éventuelles stratégies d'adaptation et d'atténuation.
2) WMO: World Meteorological Organizatio (L'Organisation météorologique mondiale OMM) est une institution spécialisée des Nations unies. Son rôle est de participer à l'élaboration des normes qui permettent la standardisation des mesures météorologiques, leur échange international pour la veille et la prévision météorologique, leur archivage pour les études climatiques ainsi qu'une application pertinente de cette information. L'OMM traite également de l'hydrologie opérationnelle ».

Toutefois, le CO_2 présente aussi certains inconvénients :

■ Le système d'air conditionné au CO_2 travaille à des pressions beaucoup plus importantes qu'au R134a, obligeant à re-concevoir les principaux composants.

■ Les outillages de services ne sont pas étudiés pour fonctionner au CO_2 et les procédures de sécurité dans les ateliers devront être renforcées.

■ Les fuites au niveau de l'évaporateur étant potentiellement plus élevées, la concentration de CO_2 dans la cabine ne doit pas engendrer d'accident respiratoire.

II.2. Cycle frigorifique transcritique à CO_2:

II.2.1. Caractéristiques d'un fluide surcritique :

En physique chimie, l'état surcritique est l'état de la matière lorsqu'elle est soumise à une forte pression ou température. On parle de fluide supercritique lorsqu'un fluide est

chauffé au-delà de sa température critique et lorsqu'il est comprimé au-dessus de sa pression critique. Cet état de la matière a été découvert en 1822 par Charles Cagniard de la Tour. Les propriétés physiques d'un fluide surcritique (densité, viscosité, diffusivité) sont intermédiaires entre celles des liquides et celles des gaz.

Le dioxyde de carbone en état surcritique est assez courant en raison de sa facilité d'obtention (température critique : 31°C, pression critique : 73 atm) et de ses propriétés économiques et écologiques intéressantes (non inflammable, non toxique, relativement peu cher et sans coût d'élimination comparativement aux solvants organiques).

Les changements d'état gaz/fluide surcritique et liquide/fluide surcritique se font de manière continue. Les fluides surcritiques ont des propriétés différentes de celles des gaz et des liquides mais elles sont comprises entre les deux. Ils ont une viscosité proche de celle d'un gaz, une densité proche de celle du liquide avec un pouvoir de diffusivité très élevé par rapport aux liquides. Ce qui facilite leur pénétration dans des milieux poreux.

La figure II.2 montre les évolutions d'un fluide surcritique du point (1) jusqu'au point (6) où il passe par son point critique:

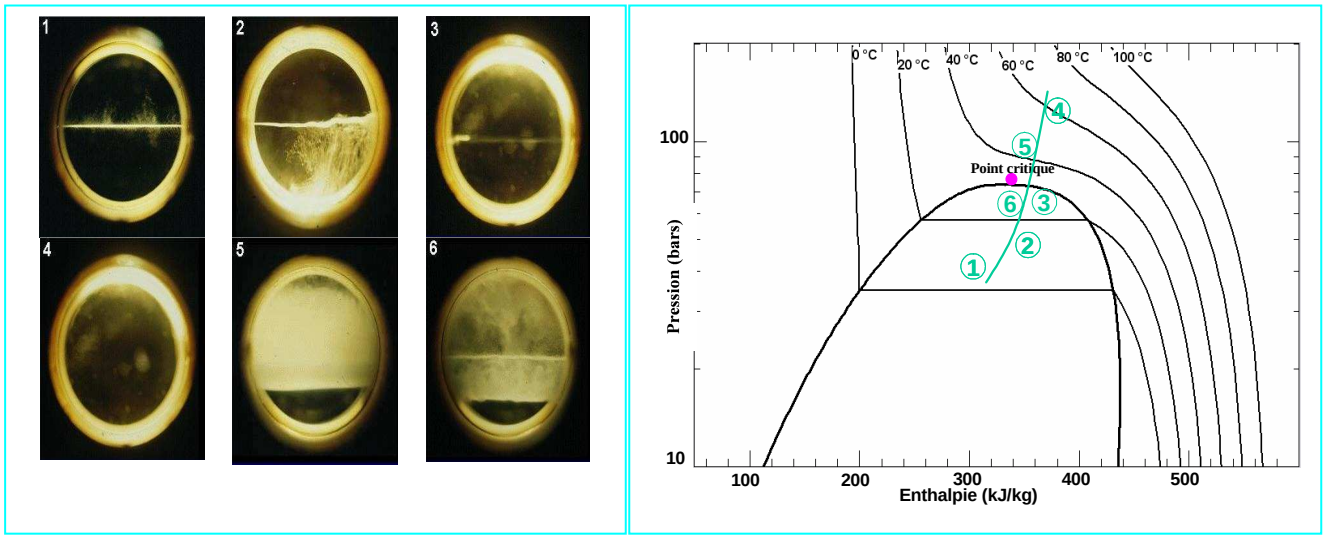


Figure II.2 : Diagramme pression-enthalpie d'un fluide surcritique. [9]

1 → 2: Équilibre liquide/vapeur.

3: Approche du point critique: disparition de l'interface L-V.

4 → 5: Phase surcritique.

6: Réapparition de l'interface liquide/vapeur.

	Densité $\rho(g.cm^{-3})$	Viscosité ($\mu Pa.s$)	Diffusivité ($cm^2.s^{-1}$)
GAZ	$0,6.10^{-3}$ à 2.10^{-3}	10 à 30	1.10^{-1} à 4.10^{-1}
Fluide surcritique	0,2 à 0,5	10 à 30	$0,1.10^{-3}$ à 1.10^{-3}
Liquide	0,6 à 1,6	200 à 3000	$0,2.10^{-5}$ à 2.10^{-5}

Tableau II.2 : Comparaison des propriétés d'un gaz, d'un fluide surcritique et d'un liquide [10]

Le fluide surcritique possède plusieurs avantages par rapport au fluide liquide :

- Un grand coefficient de diffusivité et un petit coefficient de viscosité ;
- Absence de tension de surface, ce qui augmente le pouvoir de pénétration du fluide supercritique**.**

Un fluide surcritique présente un autre avantage par rapport aux autres solvants : sa solubilité change selon que l'on fait varier sa température ou sa pression. On peut ainsi faire en sorte qu'il soit un solvant pour certaines substances à un moment donné, et plus du tout l'instant d'après. Cela facilite la récupération de la substance qui a été dissoute. Prenons l'exemple de la caféine qui a été dissoute dans le CO_2 surcritique. Pour la récupérer (afin par exemple de la réintroduire dans une boisson gazeuse), il suffit d'abaisser la pression du CO_2 et la caféine précipite.

Le tableau II.3 donne les températures et les pressions critiques de certains fluides naturels.

Solvant	Masse moléculaire ($g.mol^{-1}$)	Température critique (°C)	Pression Critique (Bar)
Dioxyde de carbone (CO_2)	44,1	31,1	73,8
Eau (H_2O)	18	374	220
Méthane (CH4)	16,04	-82,7	45,96
Ethane (C2H6)	30,07	32,2	48,8
Propane (C3H8)	44,1	96,6	42,5
Ethylène (C2H4)	28,05	9,5	50,76
Propylène (C3H6)	42,08	91	46,1

Tableau II.3: Température et pression critiques de quelques fluides naturels [11]

II.2.2. Le cycle frigorifique transcritique à CO_2:

Compte tenu des espoirs fondés sur les fluides frigorigènes à très faible GWP, le CO_2 bien que sa température critique soit particulièrement basse (31° C) et bien qu'il ait été abandonné historiquement dès que les CFC ont été développés, est l'occasion d'une réévaluation dans plusieurs domaines d'application.

Le cycle "transcritique" a été proposé par Gustav Lorentzen et ses collaborateurs pour le conditionnement d'air automobile et les pompes à chaleur. [12]

Le dioxyde de carbone selon Gustav, auteur en 1994 de « Revival of carbon dioxide as a réfrigérant » [13], le dioxyde de carbone est le réfrigérant le plus apte à remplacer durablement les HFCs. Le CO_2, comme fluide de travail, a un impact négligeable sur l'environnement et est non toxique et non inflammable comme il a été précisé précédemment. Ses performances sont intéressantes en cycle transcritique (figure II.3). Dans ce type de cycle, les pressions de fonctionnement sont très élevées. La basse pression se situe à environ 40 bars et la haute pression évolue autour de 100 bars. Lors du transfert de chaleur du fluide vers la source froide, la pression se trouve au-dessus de sa valeur critique (73.8 bars). Il n'y a pas donc de changement de phase. Quand la température diminue, le fluide passe progressivement de gaz surcritique à « liquide surcritique ». Contrairement au cycle thermodynamique classique le transfert de chaleur dans la partie haute pression n'est plus une condensation mais un refroidissement de gaz. Le « condenseur » d'une machine frigorifique utilisant un cycle transcritique à CO_2 est alors appelé « refroidisseur de gaz » ou «gaz cooler ».

Ce cycle transcritique n'est pas nouveau, il est connu depuis le siècle dernier sous le nom de cycle de Linde-Hampson [8] pour la liquéfaction de l'air basé sur l'effet Joule-Thomson. Cependant, son efficacité est dans ce cas assez faible. Dans les machines frigorifiques classiques destinées au conditionnement d'air et dans les pompes à chaleur, cet inconvénient doit être pris en compte. De ce fait, le cycle transcritique à CO_2 ne peut être utilisé que lorsque les avantages liés à l'environnement et/ou à la sécurité compensent cet inconvénient.

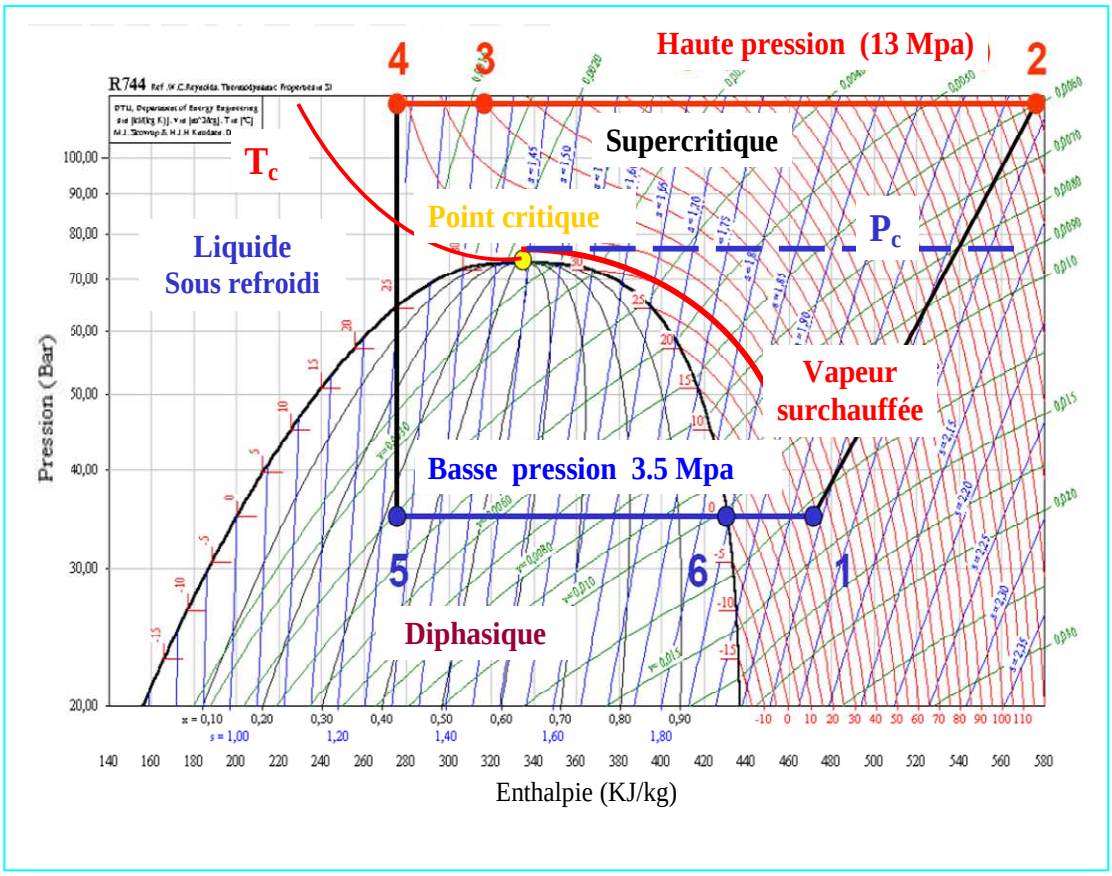


Figure II.3 : Diagramme pression-enthalpie du CO_2 en cycle transcritique.

II.2.3. Comparaison des performances du CO_2 en cycle transcritique et en cycle sous-critique:

La figure II.4 montre une comparaison entre un cycle transcritique et le cycle classique où les pressions de fonctionnement et les températures du cycle transcritique sont élevées par rapport à celles du cycle classique. Le cycle classique est un cycle sous-critique mais dans un cycle sous critique les pressions dépassent celle du point critique.

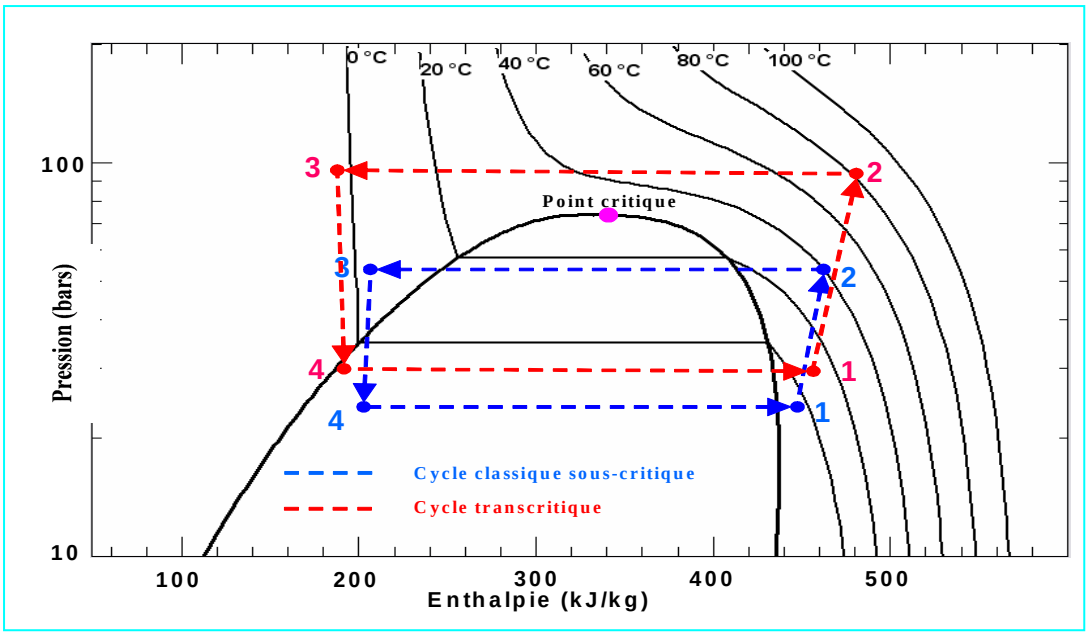


Figure II.4 : Comparaison entre un cycle transcritaque et le cycle classique.

a) Particularités du cycle transcritique:

Gaz cooler ⟹ Domaine surcritique ⟹ Température et pression sont indépendantes

Existence d'une pression optimale donnant un COP maximal.

b) Point critique du CO_2:

P_{cr}=74.8 bar

T_{cr}=31 °C

Cycle classique	Cycle transcritique
-T_C (source chaude) < 31°C -Cycle intéressant si T_F (source froide) basse (0→-20 °C)	-T_C (source chaude) > 31°C -T_F(source froide) = T ambiante -Refroidissement en phase surcritique

Tableau II.4 : Comparaison entre les conditions de fonctionnement d'un cycle transcritique et d'un cycle classique.

II.3. Utilisation du cycle transcritique à CO_2 dans la climatisation et le chauffage par pompe à chaleur:

La renaissance du CO_2 comme frigorigène doit ses débuts à un brevet déposé en 1990 [14] par le professeur Gustav Lorentzen. Dans ce brevet, le professeur Lorentzen décrit le processus transcritique ainsi qu'un mécanisme de régulation de sa puissance. Lorentzen et Pettersen [15] ont fait état ensuite de leurs études théoriques et expérimentales sur un système de conditionnement d'air automobile utilisant le CO_2. Ils concluaient que le CO_2, grâce à son effet de serre négligeable, était le fluide actif idéal pour de tels systèmes, n'ayant pratiquement pas d'impact négatif sur l'environnement. Des études expérimentales [16] ont montré que le coefficient de performance (COP) d'un prototype de conditionnement d'air automobile utilisant le CO_2 se compare favorablement à un système traditionnel utilisant le R12, et permettrait d'obtenir un effet de serre équivalent total (Total Equivalent Warming Impact [TEWI]) moindre.

Paul Byrne et Jacques Miriel (2006) [17] ont fait une étude comparative sur les performances d'une thermofrigopompe au R-134a et à CO_2; les résultats de simulation montrent que le CO_2 donne de meilleures performances que le R-134a et que les caractéristiques de ce fluide sont bien adaptées à la logique de fonctionnement de la thermofrigopompe.

II.3.1. Pompes à chaleur:

La demande pour l'eau chaude domestique se produit autant pendant les saisons de chauffage que pendant les saisons de refroidissement, et les températures d'approvisionnement désirées (60 à 90°C, selon le coût du volume d'accumulation) dépendent directement du glissement de température surcritique dans le refroidisseur de gaz à CO_2. Pendant la saison de chauffage, le compresseur peut assurer selon les besoins, soit le chauffage des locaux, soit le chauffage d'eau sanitaire, toujours à l'aide d'un détendeur pour assurer le chauffage dans chacun des cas à la température appropriée. En toute saison, on peut donc chauffer de l'eau sanitaire avec une efficacité dépassant de loin celle du chauffage à l'aide d'une résistance électrique.

Luca Cecchinato, Marco Corradi (2005) [18] ont fait une comparaison entre les deux fluides (CO_2 et R-134a) en utilisant des pompes à chaleur air/eau utilisées en application chauffage de l'eau chaude sanitaire, cette comparaison a été effectuée à l'aide d'un modèle de

simulation d'un système frigorifique de pompe à chaleur caractérisé par une représentation précise des échangeurs de chaleur. Les résultats montrent que le CO_2 peut remplacer les frigorigènes synthétiques pourvu que le système soit conçu afin de profiter de ses avantages.

II.3.2. Climatisation centrale:

Suite aux travaux de Lorentzen and Pettersen (1993) [19] sur l'utilisation du CO_2 comme un frigorigène dans les systèmes de conditionnement d'air automobiles qui montraient que de tels systèmes peuvent être favorablement comparés aux systèmes traditionnels utilisant du R12 ou du R134a en termes de puissance, d'énergie, de coût d'installation, de poids et de dimensions, d'autres communications émanant de l'industrie automobile ont été présentées à des conférences ultérieures. Faisant suite à sa communication de 1995, Kohler [16] en a présenté une autre en 1996 dans une conférence sur le conditionnement d'air utilisant le dioxyde de carbone comme frigorigène dans un autobus. En 1995, il a présenté un prototype avec compresseur et échangeurs de chaleur, puis en 1996 les résultats obtenus avec ce système dans un autobus. Ses travaux montrent que le dioxyde de carbone conduit à un rendement inférieur d'approximativement 25 %. Par rapport au R134a.

Dans le conditionnement d'air automobile, on a besoin de systèmes légers et ultra-compacts. L'utilisation du dioxyde de carbone (CO_2) dans le conditionnement d'air automobile est actuellement en plein essor, poussée par le désir d'utiliser une technologie respectueuse de l'environnement. Son utilisation dans les véhicules de livraison à basse température est très récente et des avantages significatifs sont notés.

Aldo Micheletto et Giovanni Rosso [20] présentent une étude sur les carrosseries basse température qui utilisent un cycle transcritique bi-étagé fonctionnant au R-744. Les différentes étapes qui ont permis d'atteindre des performances beaucoup plus élevées que celles atteintes avec des systèmes courants fonctionnant au R-507A, représentant une augmentation de 31,5 % du *COP* du système y sont détaillées.

II.3.3. Amélioration du cycle frigorifique transcritique:

Beaucoup de chercheurs ont analysé les performances du cycle frigorifique transcritique à CO_2 et ont proposé des améliorations à ce dernier.

En effet, en appliquant la seconde loi de la thermodynamique au cycle frigorifique transcritique, Robinson et Groll (1998) [21] (D.M) ont constaté que le processus

isenthalpique contribue d'une façon importante à l'irréversibilité du processus du fait que la détente commence dans la zone surcritique et aboutit dans la zone diphasique. D'autres chercheurs ont présenté des études sur le dioxyde de carbone parmi lesquels Quack et Kraus (1998) [22] sur son usage comme frigorigène dans les wagons frigorifiques et le conditionnement d'air ferroviaire. Ils ont montré qu'avec un système à expansion combiné avec un cycle adapté, on obtient une amélioration remarquable du COP là où le refroidisseur de gaz ne peut être refroidi qu'à des températures ambiantes supérieures à 45°C.

Robinson et Groll (1998) (D.M) [21] ont étudié le rendement d'un cycle avec ou sans turbine de détente. Ils estiment qu'il faut éviter d'utiliser un tel système avec un échangeur de chaleur interne dans un cycle à CO_2, car l'énergie de la détente à des températures basses est assez faible.

Pour réduire les pertes liées au rejet de chaleur du refroidisseur de gaz ayant un grand ΔT, la température de refoulement du compresseur peut être réduite par une compression multi-étagée avec refroidissement intermédiaire. Montré de façon schématique sur la figure II.5, le refroidissement intermédiaire réduit le volume du gaz au deuxième étage du compresseur et par suite le travail requis. En réduisant les différentiels de pression interne, la compression multi-étagée permet également l'utilisation de compresseurs rotatifs, la compression bi-étagée pourrait augmenter le COP du cycle par rapport au cycle classique. [23]

Brown et al (2002) [24] ont présenté une évaluation des performances du dioxyde de carbone comme un fluide de réfrigération en remplacement du R22 dans des applications de conditionnement d'air. En utilisant la compression de vapeur semi- théorique et les modèles transcritiques du cycle, les performances du CO_2 et du R22 dans des systèmes de conditionnement d'air ont été comparées. Ils ont constaté que le système fonctionnant au R22 a un *COP* sensiblement meilleur que le système utilisant le CO_2. Des échangeurs de chaleur équivalents ont été utilisés dans les deux cas.

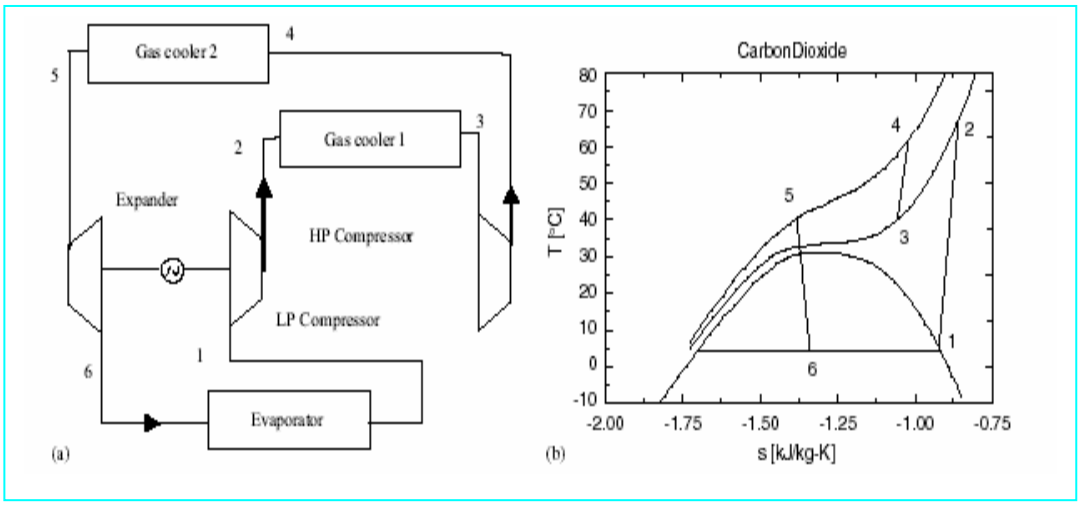


Figure II.5: Compression bi-étagée avec refroidissement intermédiaire [23]

Heyl et al (1998) [25] ont effectué une analyse de génération d'entropie qui a montré que le de plus haut niveau de l'irréversibilité s'est produit dans le dispositif de détente du CO_2 et dans le refroidisseur de gaz, considérés comme responsables de la diminution du *COP* du système à CO_2. Par conséquent, la réduction des pertes dans le processus de détente est l'une des solutions proposées par les chercheurs pour améliorer l'efficacité du cycle transcritique de réfrigération à CO_2. C'est ainsi, qu'ils ont proposé une unité composée d'un détendeur–compresseur à pistons libres pour récupérer les pertes du processus de détente. Li et al (2000) [26] ont proposé un dispositif de détente à tube Vortex. L'augmentation maximum de l'efficacité frigorifique à l'aide de ce dispositif est de 37% comparée a celle utilisant un processus de détente isenthalpique.

En se basant sur une idée de Kornhauser [27], Daqing. Li et E.A. Groll (2004) [28] ont proposé un système d'éjecteur (figure II.6) pour récupérer une partie de l'énergie de détente isenthalpique sous forme d'énergie de pression. C'est ce dispositif qui a été retenu dans cette étude en raison de sa simplicité et de sa facilité de mise en œuvre ainsi que de son coût.

II.4. Machine frigorifique à CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur:

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. L'abaissement de température
de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère convergente l'accroissement de la vitesse du jet diminue

la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente-l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte.

Relativement peu d'informations sont disponibles sur l'utilisation des éjecteurs comme dispositifs de détente dans un cycle de réfrigération à compression de vapeur. Le cycle d'une machine frigorifique utilisant un éjecteur comme détendeur (voir figure II-6) a été proposé pour la première fois par Kornhauser (1990) [27] pour réduire les pertes du processus isenthalpique de détente dans un cycle de base. Kornhauser fait une analyse théorique des performances d'un cycle de réfrigération utilisant un éjecteur comme détendeur et fonctionnant au R-12, il constate une amélioration du COP de plus de 21% par rapport à celui d'un cycle conventionnel et ce pour une température de l'évaporateur de 15°C et une température du refroidisseur de 30°C.

Le cycle transcritique de fonctionnement d'une machine frigorifique à CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur, est représenté dans un diagramme P–h (figure II.7). Dans ce cycle, l'éjecteur est employé pour récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente pour augmenter la pression d'aspiration au niveau du compresseur.

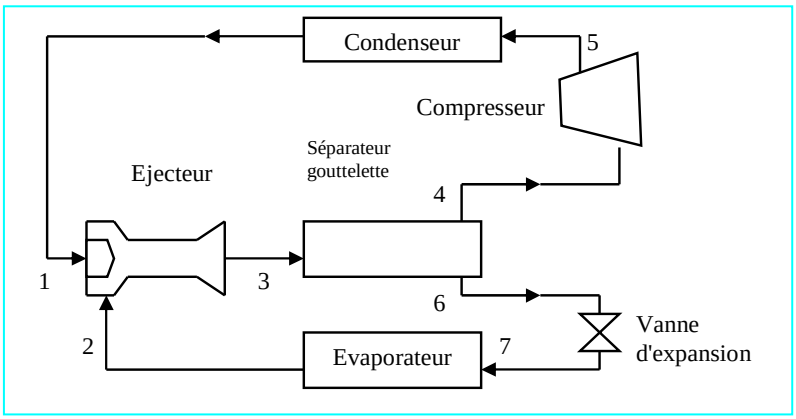


Figure II.6 : schéma de principe d'une machine frigorifique à CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur

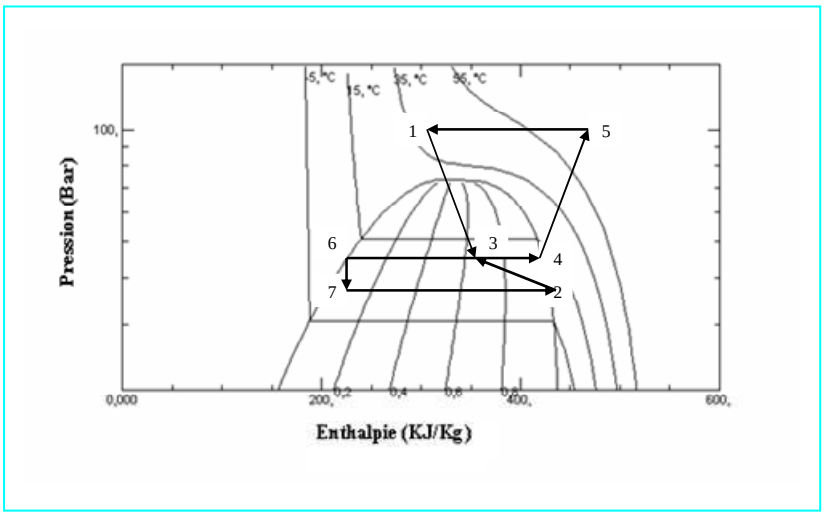


Figure II.7 : cycle de fonctionnement d'une machine frigorifique à CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur

Daqing Li et E.A. Groll (2004) [28] ont constaté que l'utilisation d'un éjecteur comme détendeur améliore le coefficient de performance (COP) de plus de 16 % comparé à celui du cycle de base.

Jian-qiang Deng et Pei-xue Jiang (2006) [29] ont fait une comparaisons des *COP* de trois cycles de réfrigération qui sont respectivement: le cycle de réfrigération transcritique au CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur, le cycle de réfrigération conventionnel à compression mécanique de vapeur et le cycle de réfrigération à un échangeur de chaleur interne, ils ont constaté que celui du système de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur, le *COP* est supérieur à ceux des deux autres cycles, et que l'éjecteur améliore le *COP* de plus de 18.6 % par rapport au système avec échangeur de chaleur interne, et de plus de 22.0 % par rapport au système conventionnel.

II.5. Conclusion:

Depuis que Lorentzen a déclenché la renaissance du CO_2 comme frigorigène, les techniques utilisant le CO_2 en tant que frigorigène sont très attractives du fait de l'innocuité de celui-ci vis-à-vis de l'environnement et de la sécurité d'utilisation qu'il engendre. Cependant, un pas décisif reste à faire pour permettre la production en masse des composants qu'il requiert afin que ces techniques soient compétitives en termes de coûts avec celles utilisées traditionnellement dans le froid, le conditionnement d'air et les pompes à chaleur.
Beaucoup d'études de développement ont été effectué dans ce domaine, pour améliorer les performances du cycle transcritique à CO_2 dans les systèmes de conditionnement d'air et pompe à chaleur.

CHAPITRE III

EVALUATION DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A CO_2 MUNIE D'UN DETENDEUR À EJECTEUR

Introduction:

Le dioxyde de carbone constitue une excellente alternative aux substances fluorées (HCFC et HFC) qui sont traditionnellement utilisées dans les machines frigorifiques et dans les pompes à chaleur. En raison de sa température critique relativement basse (31°C), le CO_2 doit être mis en œuvre dans un cycle transcritique, exigeant des pressions de fonctionnement allant jusqu'à 120 bar au refoulement du compresseur et 30 bar en aspiration. Ce grand différentiel de pression résulte en un cycle dont l'efficacité nécessite d'être améliorée afin de le rendre compétitif.

Parmi les solutions proposées, l'utilisation d'un éjecteur en tant qu'organe de détente constitue une solution prometteuse. Cet élément permet d'augmenter la pression du frigorigène aspiré par le compresseur à l'aide de la récupération d'une partie de l'énergie de détente du CO_2.

Pour un rapport de compression de l'éjecteur donné (1,5), une température du frigorigène en sortie du condenseur égale à 35 °C, une température et une surchauffe à l'évaporateur fixées respectivement à 5 et 0°C, les caractéristiques de la machine en fonctionnement optimal de l'éjecteur [30] (le facteur d'entraînement U, le titre de la vapeur au refoulement x_4, ainsi les sections des cols des tuyères primaire A_P^* et secondaire A_2 de l'éjecteur), le coefficient de performance *(COP)* du système et le gain énergétique réalisé par rapport au cycle de base COP/COP_b sont déterminées pour une puissance frigorifique de 10 kW.

Par ailleurs, l'effet de la pression de refoulement du compresseur et celui de la surchauffe à l'évaporateur sur les performances de la machine sont examinés.

III.1. Analyse du fonctionnement de la machine frigorifique à CO_2 munie d'un détenteur à éjecteur:

III.1.1. Cycle transcritique de base:

Le cycle transcritique de base qui a été proposé pour la première fois est simple, décrit dans la figure (III.1) et représenté dans un diagramme (P, h) (voir figure III.2). Il se compose de quatre éléments importants qui sont respectivement un évaporateur, un compresseur, un refroidisseur de gaz qui remplace le condenseur et un détendeur thermostatique.

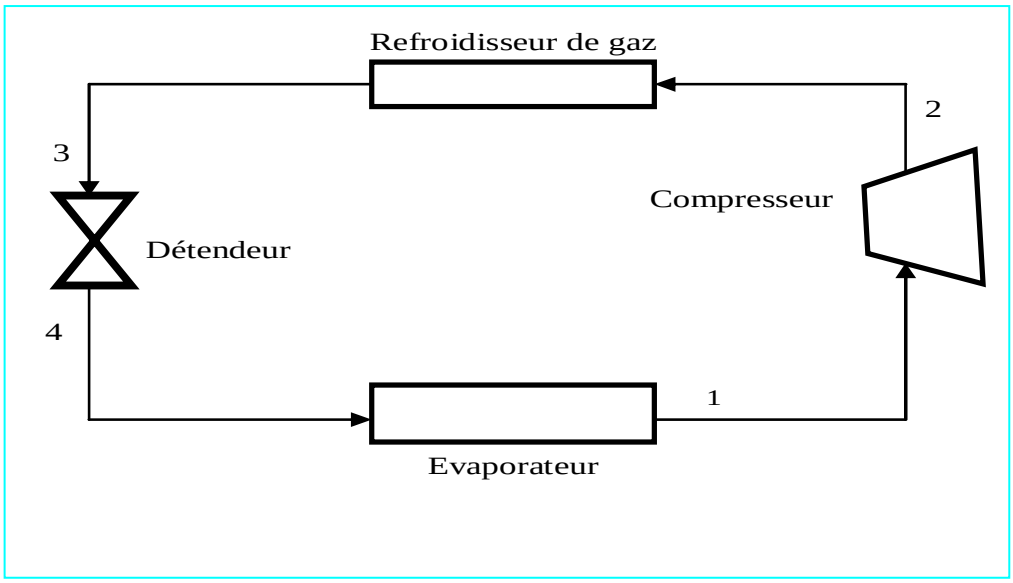


Figure III.1 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à CO_2

Le principe de fonctionnement du cycle transcritique de base est simple; le cycle utilisé avec le gaz carbonique n'a pas d'étape de condensation (il est dit transcritique). En effet, le rejet de chaleur ne s'effectue pas par condensation, mais par refroidissement en phase supercritique, comme le montre la figure ci-dessous, le CO_2 est comprimé (en phase gazeuse) jusqu'à l'état 2, puis refroidi dans un échangeur de chaleur (refroidisseur de gaz) (l'état 3), passe ensuite à travers un détendeur pour l'amener à un état de basse pression (état 4), le CO_2 traverse par la suite l'évaporateur où il produit le froid escompté Q_E.

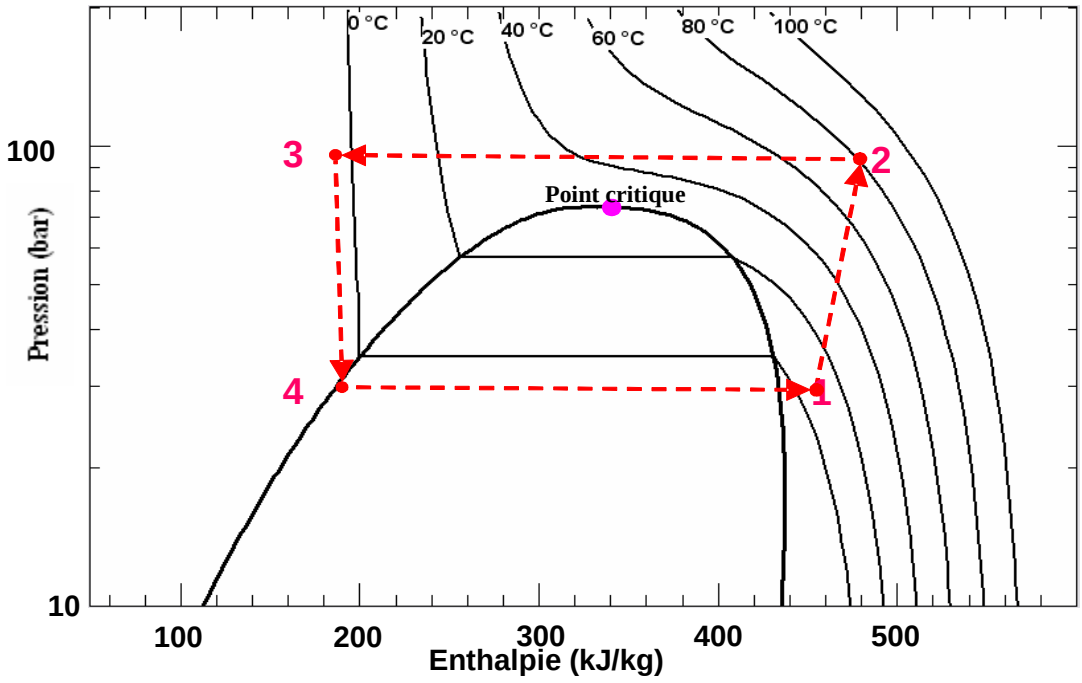


Figure III.2 : Représentation du cycle frigorifique transcritique basique dans un diagramme *(P,h)*

Dans le cas de ce type de cycles, les pertes exergétiques supplémentaires sont liées au processus de détente et à la température de rejet de chaleur élevée. Il apparaît donc clairement d'après les recherches expérimentales que le cycle transcritique à CO_2 soufre de larges pertes exergétiques supplémentaires, comparé à un cycle qui n'est pas transcritique (comme dans le cas du cycle au R134a).

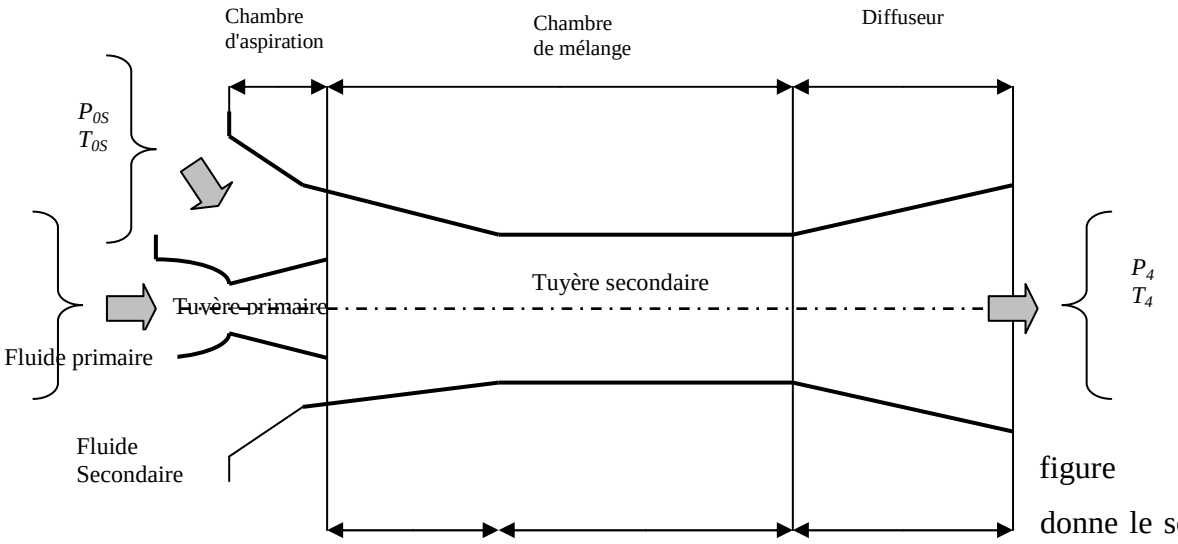
Pour réduire les pertes thermodynamiques liées à la détente et de refroidir le frigorigène en amont du détendeur, et à cause d'une faible variation d'enthalpie d'évaporation dans le cycle transcritique au CO_2 de base, un éjecteur a été incorporé à ce dernier pour la première fois par Kornhauser (1990) [27] (comme déjà mentionné précédemment au chapitre II) pour remplacer le détendeur afin d'améliorer le *COP* de la machine frigorifique.

L'intérêt d'introduire un éjecteur dans un cycle frigorifique est principalement de diminuer les pertes thermodynamiques par la conversion de l'énergie cinétique du mélange des jets primaire et secondaire en énergie de pression dans le diffuseur de l'éjecteur (voir figure III.3) ce qui entraîne une augmentation de la pression en aspiration du compresseur (figure III.4).

Le paragraphe suivant va détailler le principe de l'éjecteur et son importance dans un cycle transcritique.

III.1.2. Le cycle transcritique muni d'un détendeur à éjecteur:

L'éjecteur a été proposé dans les systèmes frigorifiques à compression [27-29] pour réduire les pertes du processus de détente.



La figure (III.3) donne le schéma d'un éjecteur constitué de

Figure III.3 : Schéma d'un éjecteur composé de deux tuyères : une motrice ou primaire et une secondaire.

deux tuyères : la première formée d'un convergent et d'un divergent appelée « tuyère motrice »; la deuxième, dite tuyère secondaire, est formée d'une partie convergente, d'une partie cylindrique appelée col de la tuyère secondaire et d'un diffuseur.

L'éjecteur a pour but d'augmenter la pression d'aspiration au niveau du compresseur, ce qui entraîne une diminution du travail dépensé par le compresseur et par conséquent une augmentation du *COP* du cycle de la machine frigorifique à CO_2 par rapport à celui de base.

Les figures (III.4) et (III.5) présentent respectivement le schéma de principe de la machine frigorifique à CO_2 de réfrigération muni d'un détendeur à éjecteur et celui de son diagramme en coordonnées *(P,h)*.

Le système inclut principalement un compresseur, un refroidisseur de gaz, un éjecteur, un séparateur (liquide-vapeur), un évaporateur et une vanne de détente.

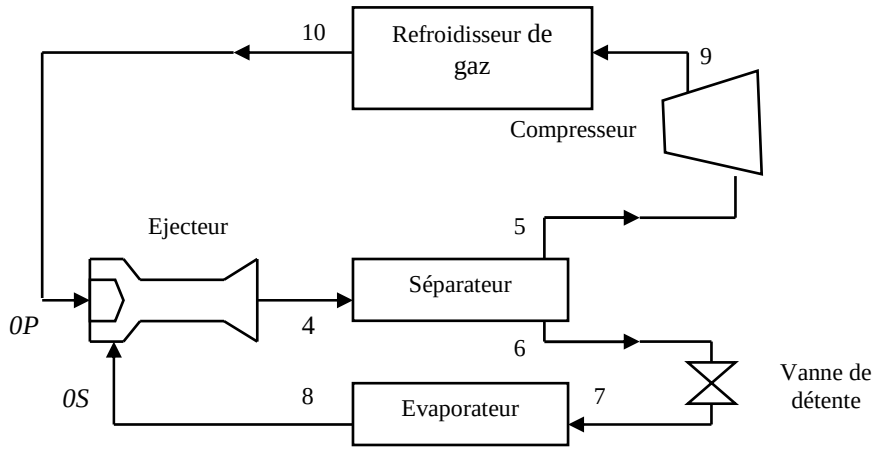


Figure III.4: schéma de principe d'une machine frigorifique à CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur

Le CO_2 sous critique entre dans le compresseur à la pression P_5 (état 5) de la sortie du séparateur L-V et est comprimé à la pression P_9 de l'état (9) (voir figures III.4 et III.5). Le processus de compression du CO_2 s'effectue avec une efficacité isentropique η_{comp}. Le CO_2 supercritique est alors refroidi à pression constante dans le refroidisseur de gaz à la température T_{10} de l'état (10). Il constitue le fluide primaire ou moteur de l'éjecteur. Ce dernier pénètre dans la tuyère primaire ou motrice (voir figure III.3) à la pression $P_{0P}=P_9$, se détend en transformant son enthalpie en énergie cinétique. Le fluide secondaire arrive dans l'éjecteur à une pression P_E correspondant à la pression du palier d'évaporation.

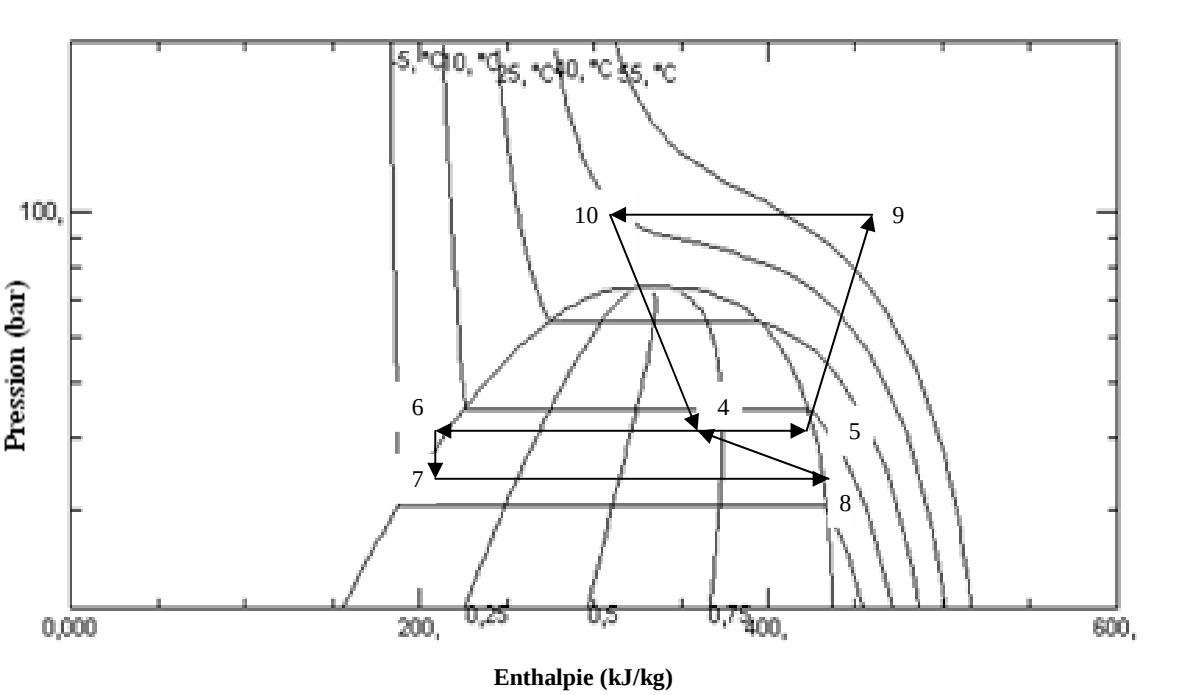


Figure III.5: Représentation du cycle transcritique d'une machine frigorifique à CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur dans un diagramme *(P,h)*

A la sortie de la tuyère motrice la vitesse du jet est très élevée (Nombre de Mach supérieur à 1) ce qui implique une dépression autour de la section de sortie (plan1), cette dépression provoque l'aspiration et l'accélération du fluide secondaire : c'est le phénomène d'entraînement. Ensuite, les deux jets primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Le jet supersonique ainsi obtenu est comprimé une première fois par l'onde de choc qui est supposée avoir lieu dans le tube cylindrique puis une seconde fois lorsque le jet subsonique traverse le diffuseur.

A la sortie de l'éjecteur (état 4), le fluide diphasique traverse un séparateur liquide-vapeur, la vapeur saturée de l'état 5 est aspiré par le compresseur alors que le liquide saturé dans l'état 6 se détend dans une vanne de détente jusqu'à la pression P_7 de l'état 7, ensuite le fluide pénètre dans l'évaporateur où son évaporation produit l'effet frigorifique escompté.

III.2. dimensionnement d'un éjecteur pour une machine frigorifique d'une puissance de 10 kW:

Le but de cette étude est de dimensionner un éjecteur afin de l'incorporer dans une machine frigorifique surcritique à CO_2 d'une puissance de 10 kW, ce dernier va servir de détendeur principal. Pour cela un modèle de fonctionnement monodimensionnel de type « mélange à pression constante », basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie mis au point auparavant [31] est utilisé.

Par ailleurs, les caractéristiques thermodynamiques tels que l'enthalpie, l'entropie, la masse volumique ou le volume massique du fluide frigorigène en phase liquide et en phase vapeur sont déterminées par l'intermédiaire du logiciel commerciale REFPROP 7.0 [32].

Ainsi, pour un rapport de compression de l'éjecteur donné (1,5), une température du frigorigène en sortie du condenseur égale à 35 °C, une température et une surchauffe à l'évaporateur fixées respectivement à 5 et 0°C, les caractéristiques de la machine en fonctionnement sonique de l'éjecteur (le facteur d'entraînement *U*, le titre de la vapeur au refoulement x_4, ainsi les sections des cols des tuyères primaire A_P^* et secondaire A_2 de l'éjecteur), le coefficient de performance *(COP)* du système et le gain énergétique réalisé par rapport au cycle de base COP/COP_b sont déterminées pour une puissance frigorifique de 10 kW.

Par ailleurs, l'effet de la pression de refoulement du compresseur et celui de la surchauffe à l'évaporateur sur les performances de la machine sont étudiés.

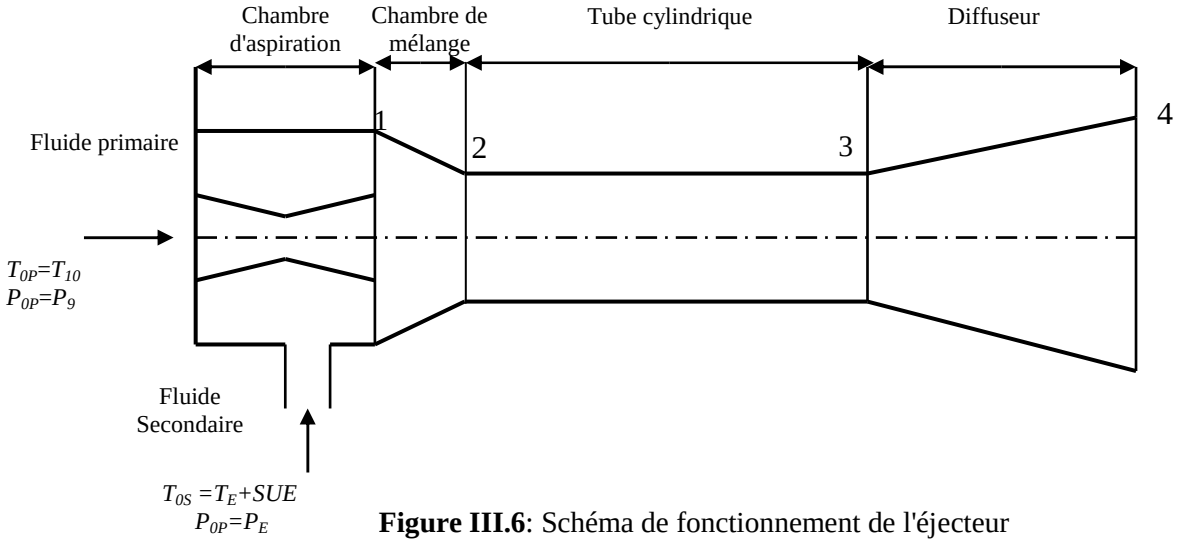


Figure III.6: Schéma de fonctionnement de l'éjecteur selon le modèle à pression constante

III.2.1. hypothèses de calcul:

Pour simplifier le modèle théorique du cycle de la machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur, on suppose:

- Les chutes des pressions dans le refroidisseur de gaz, dans l'évaporateur et dans les différentes canalisations sont négligées.

- Pas de perte de chaleur à l'environnement du système, excepté le rejet de la chaleur dans le refroidisseur de gaz.
- La vapeur et le liquide dans le séparateur liquide-vapeur sont saturés.
- Le flux à travers la vanne de détente isenthalpique.
- Le compresseur a une efficacité isentropique donnée égale à 0,75 [28].
- La température à la sortie de L'évaporateur et celle à la sortie de refroidisseur de gaz sont données.
- L'écoulement dans l'éjecteur est considéré comme homogène et unidimensionnel.
- Le mélange des jets primaire et secondaire a lieu à pression constante entre les plans 1 et 2 (voir figure III.6). En régime sonique (optimal) cette pression est égale à celle atteinte au col du fluide secondaire (nombre de Mach égale 1) avant son mélangeage avec le fluide primaire.
- Les efficacités de détente du fluide moteur dans la tuyère primaire et celle du fluide secondaire ainsi que celle de la compression du mélange dans le diffuseur sont égales respectivement à 0,95, 0,98 et 0,85 [31].
- Une onde de choc droite est supposée avoir lieu dans le tube cylindrique entre les plans 2 et 3 (voir figure III.6).
- Le fluide est considéré comme réel homogène.

III.2.2. Equations du modèle d'écoulement du CO_2 à travers l'éjecteur:

Le fluide primaire se détend dans le convergent de la tuyère primaire jusqu'à atteindre une vitesse sonique. Les caractéristiques de l'écoulement au col de la tuyère primaire sont déterminées à partir des équations suivantes moyennant le logiciel REFPROP:

$$S^*_{P,is} = S_{0P} \qquad \text{(III.1)}$$

avec $S_{0P} = f(T_{0P}, P_{0P})$

$$h^*_{P,is} = f(P^*_P, S^*_{P,is}) \qquad \text{(III.2)}$$

En utilisant la définition de l'efficacité isentropique de la détente du fluide primaire à travers le convergent de la tuyère primaire $\eta_P^* = \eta_S = 0{,}98$, l'enthalpie réelle du fluide moteur au col de cette dernière est donnée par :

$$\eta_P^* = \frac{h_{0P} - h_{0P}^*}{h_{0P} - h_{P,is}^*} \qquad \text{(III.3)}$$

On peut ainsi calculer la masse volumique à partir de la relation suivante:

$$\rho_P^* = f(h_{0P}, P_P^*) \qquad \text{(III.4)}$$

En appliquant l'équation de conservation de l'énergie, on peut calculer la vitesse de l'écoulement au col de la tuyère primaire:

$$V_P^* = \sqrt{2*(h_{0P} - h_{0P}^*)} \qquad \text{(III.5)}$$

où $h_{0P} = f(T_{0P}, P_{0P})$

La vitesse du son au col est calculée à l'aide de la relation suivante:

$$a_P^* = \sqrt{(\Delta P^* / \Delta \rho^*)_{P,is}} \qquad \text{(III.6)}$$

On en déduit alors, la section du col de la tuyère primaire:

$$A_P^* = \frac{\dot{m}_P}{\rho_P^* * a_P^*} \qquad \text{(III.7)}$$

Les caractéristiques du flux entraîné en fin de détente (formation d'un col sonique) dans la tuyère secondaire sont déterminées de la même manière que pour le fluide primaire :

$$S_{S,is}^* = S_{0S} \qquad \text{(III.8)}$$

avec $S_{0S} = f(T_{0S}, P_{0S})$

où $T_{0S} = T_{SE} = (T_E + SUE)$

$$h_{S,is}^* = f(P_S^*, S_{S,is}^*) \qquad \text{(III.9)}$$

$$\eta_S = \frac{h_{0S} - h_S^*}{h_{0S} - h_{S,is}^*} \qquad \text{(III.10)}$$

$$\rho_S^* = f(h_S^*, P_S^*) \qquad \text{(III.11)}$$

$$V_S^* = \sqrt{2*(h_{0S} - h_S^*)} \qquad \text{(III.12)}$$

avec $h_{0S} = f(T_{0S}, P_{0S})$

$$a_S^* = \sqrt{(\Delta P^* / \Delta \rho^*)_{S,is}} \qquad \text{(III.13)}$$

$$A_S^* = \frac{\dot{m}_S}{\rho_S^* * a_S^*} \qquad \text{(III.14)}$$

où le débit du flux secondaire $\dot{m}_S$ est déterminé pour une puissance frigorifique fixe de 10 kW :

$$\dot{m}_S = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{SE} - h_6)} \qquad \text{(III.15)}$$

Le fluide moteur poursuit sa détente dans le divergent de la tuyère primaire jusqu'au plan 1 où ses caractéristiques sont déterminé par les équations suivantes :

$$S_{P1,is} = S_{0P} \qquad \text{(III.16)}$$

$$h_{P1,is} = f(P_{P1}, S_{P1,is}) \qquad \text{(III.17)}$$

$$\eta_P = \frac{h_{0P} - h_{P1}}{h_{0P} - h_{P1,is}} \qquad \text{(III.18)}$$

$$V_{P1} = \sqrt{2 * (h_{0P} - h_{P1})} \qquad \text{(III.19)}$$

$$a_{P1} = \sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{P1,is}} \qquad \text{(III.20)}$$

Le nombre de Mach du flux primaire en fin de détente (plan 1) est :

$$M_{P1} = \left(\frac{V_{P1}}{a_{P1}} \right) \qquad \text{(III.21)}$$

L'aire de la section occupée par le flux primaire au plan 1 est donnée par :

$$A_{P1} = \frac{\dot{m}_P}{\rho_{P1} * V_{P1}} \qquad \text{(III.22)}$$

où $\rho_{P1} = f(P_{P1}, h_{P1})$ et le débit massique du fluide primaire est déterminé à partir du facteur d'entraînement de l'éjecteur :

$$\dot{m}_P = \frac{\dot{m}_S}{U} \qquad \text{(III.23)}$$

En adoptant le modèle de mélange à pression constante [31] et en appliquant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie entre les plans 1 et 2, on peut déterminer la vitesse V_2, l'enthalpie h_2, la masse volumique ρ_2 et l'aire de la section du tube cylindrique A_2 à partir des équations suivantes :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_S + \dot{m}_P \qquad \text{(III.24)}$$

$$V_2 * \dot{m}_2 = V_{P1} * \dot{m}_P + \dot{m}_S * V_S^* \qquad \text{(III.25)}$$

$$h_2 * \dot{m}_2 + 1/2 * \dot{m}_2 * V_2^2 = h_{P1} * \dot{m}_P + 1/2 * \dot{m}_P * V_{P1}^2 + h_S^* * \dot{m}_S + 1/2 * \dot{m}_S * V_S^{*2} \qquad \text{(III.26)}$$

$$\rho_2 = f(P_2, h_2) \qquad \text{(III.27)}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 * V_2} \qquad \text{(III.28)}$$

La vitesse du son a_2 et le nombre de Mach M_2 au plan 2 sont donnés par :

$$a_2 = \sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{2,is}} \qquad \text{(III.29)}$$

$$M_2 = \left(\frac{V_2}{a_2} \right) \qquad \text{(III.30)}$$

Le mélange au plan 2 étant supersonique, une onde de choc droite est supposée avoir lieu entre les plans 2 et 3. La vitesse V_3, l'enthalpie h_3, la masse volumique ρ_3 et la pression P_3 au plan 3 sont calculées à l'aide des équations suivantes :

$$\dot{m}_2 * V_3 + P_3 * A_2 = \dot{m}_2 * V_2 + P_2 * A_2 \qquad \text{(III.31)}$$

$$h_3 + 1/2 * V_3^2 = h_2 + 1/2 * V_2^2 \qquad \text{(III.32)}$$

$$\rho_3 = f(P_3, h_3) \qquad \text{(III.33)}$$

$$\dot{m}_2 = \rho_3 * V_3 * A_2 \qquad \text{(III.34)}$$

Les caractéristiques du mélange à la sortie du diffuseur (plan 4) sont calculées à partir des équations suivantes :

$$h_4 = \frac{h_{0P} + U * h_{0S}}{1 + U} \qquad \text{(III.35)}$$

$$\eta_d = \frac{h_{4,is} - h_3}{h_4 - h_3} \qquad \text{(III.36)}$$

$$S_{4,is} = S_3 \qquad \text{(III.37)}$$

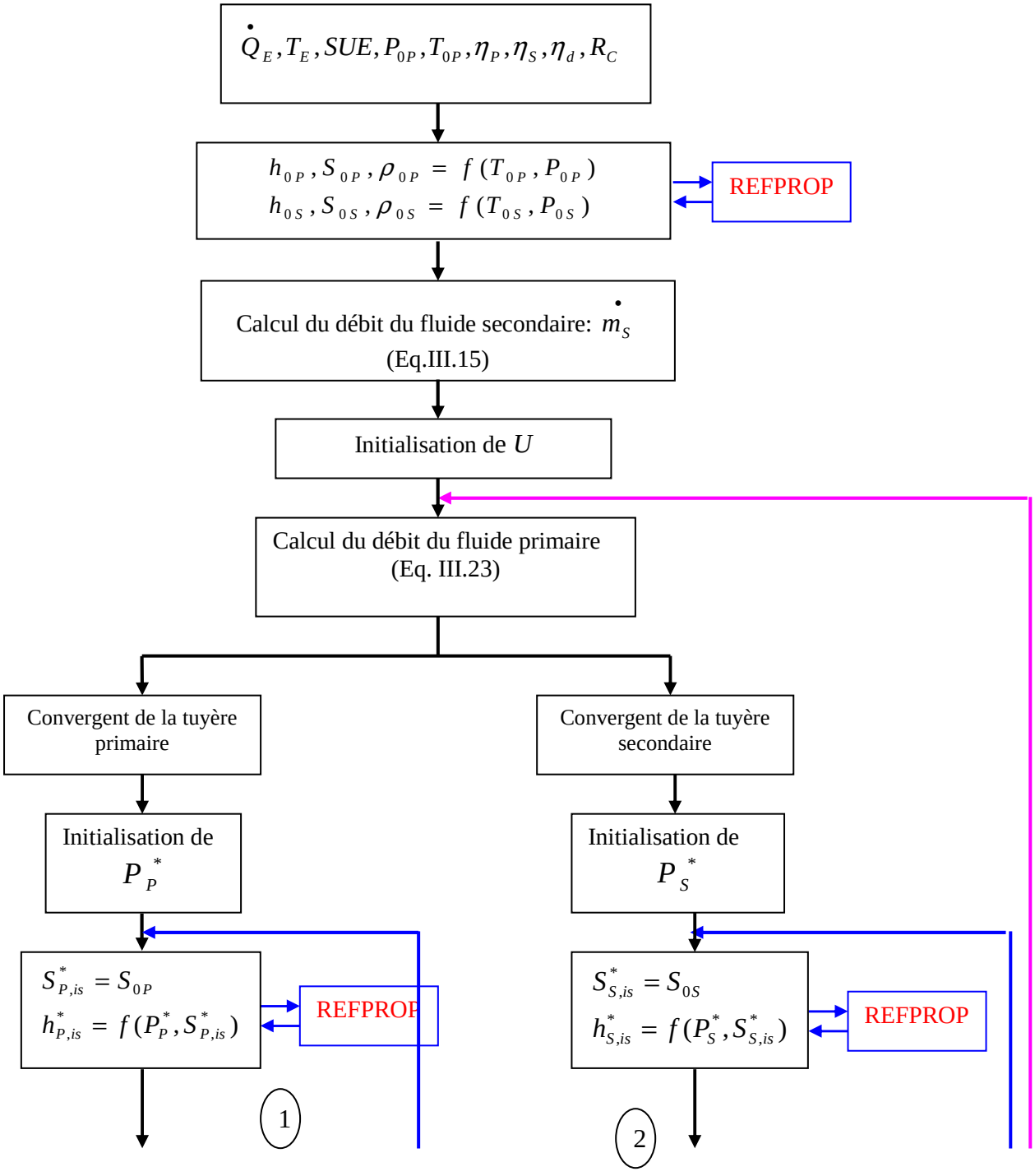
avec $S_3 = f(P_3, h_3)$

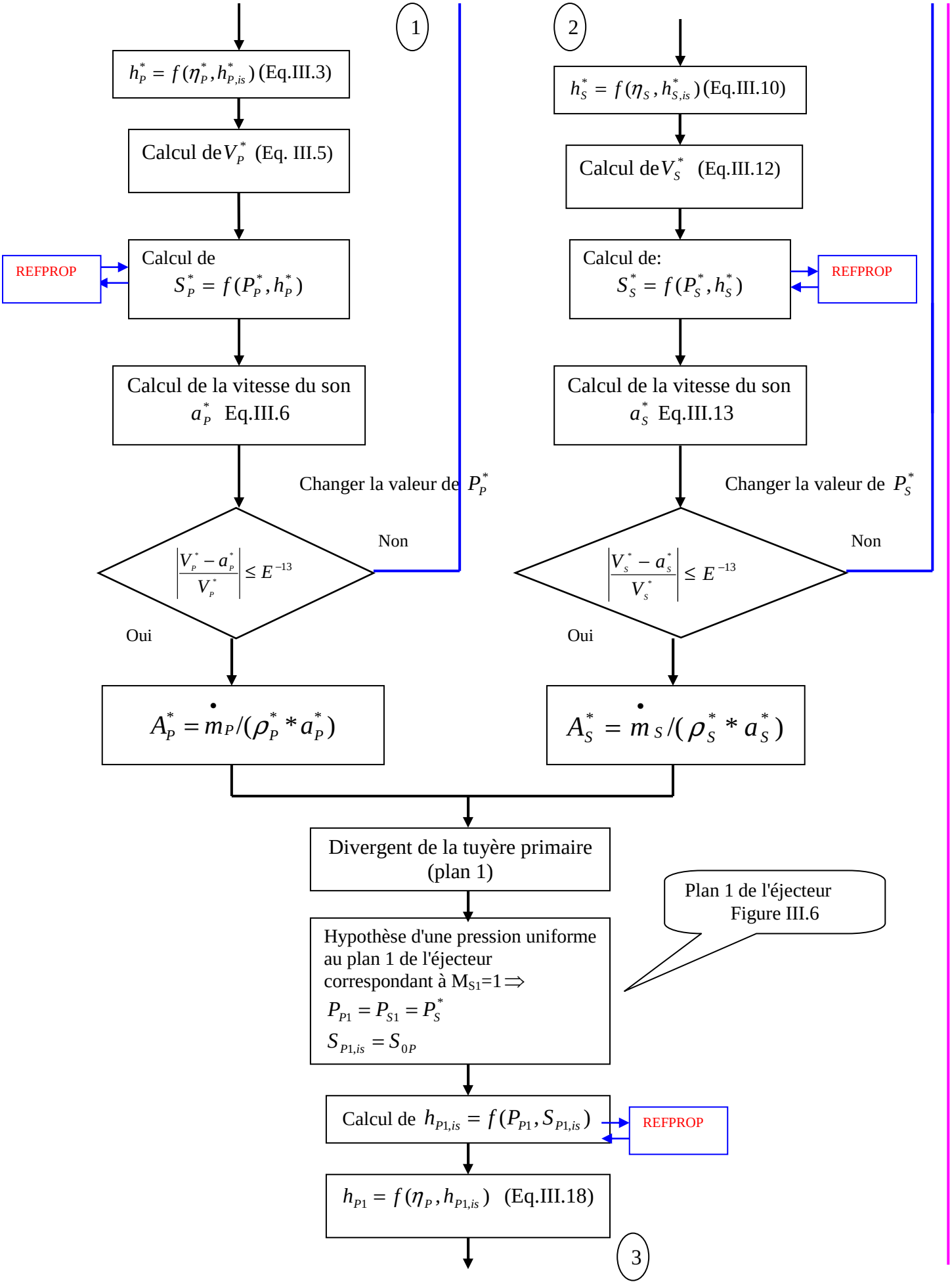
$$P_4 = f(S_{4,is}, h_{4,is}) \qquad \text{(III.38)}$$

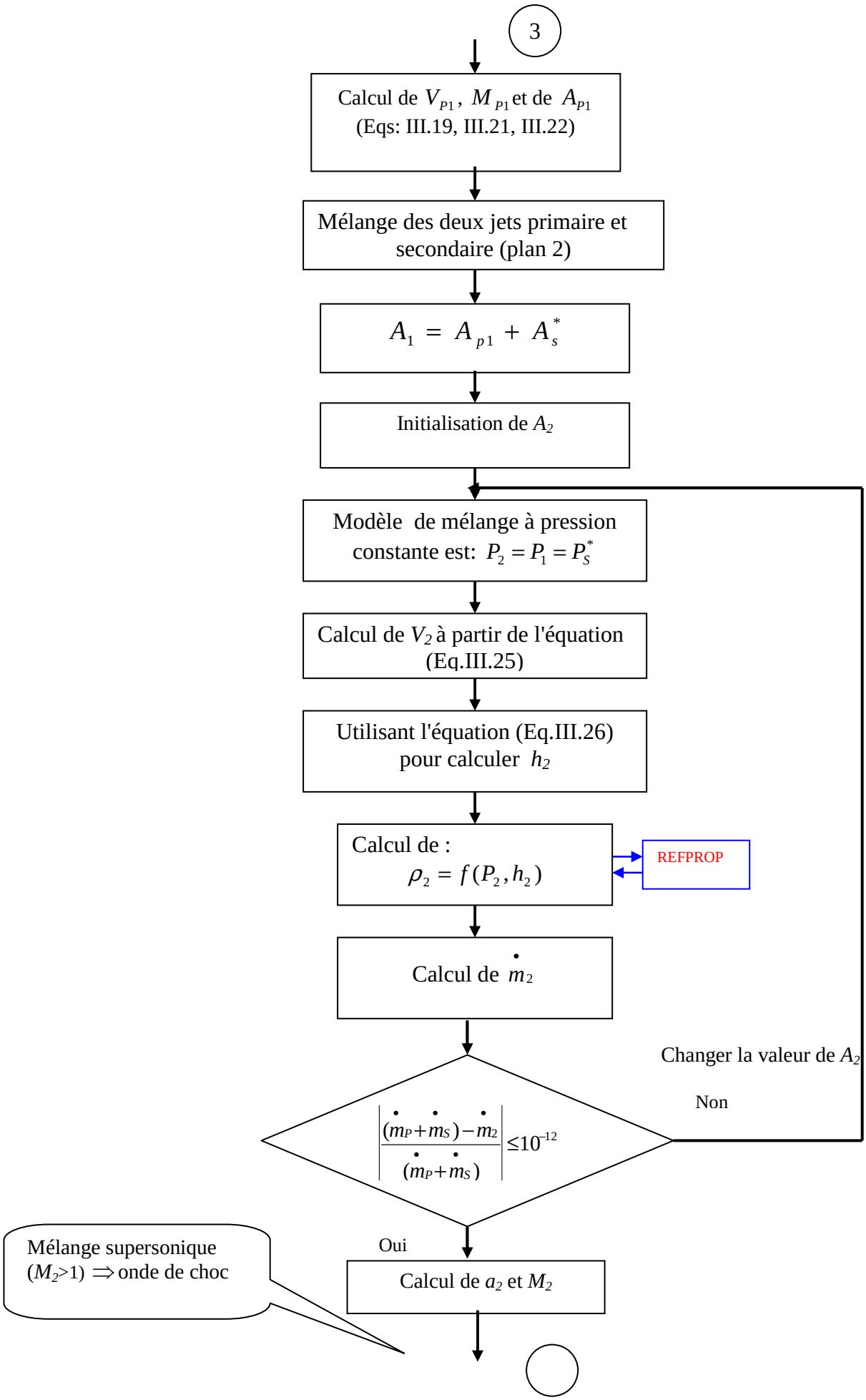
$$x_4 = f(h_4, P_4) \qquad \text{(III.39)}$$

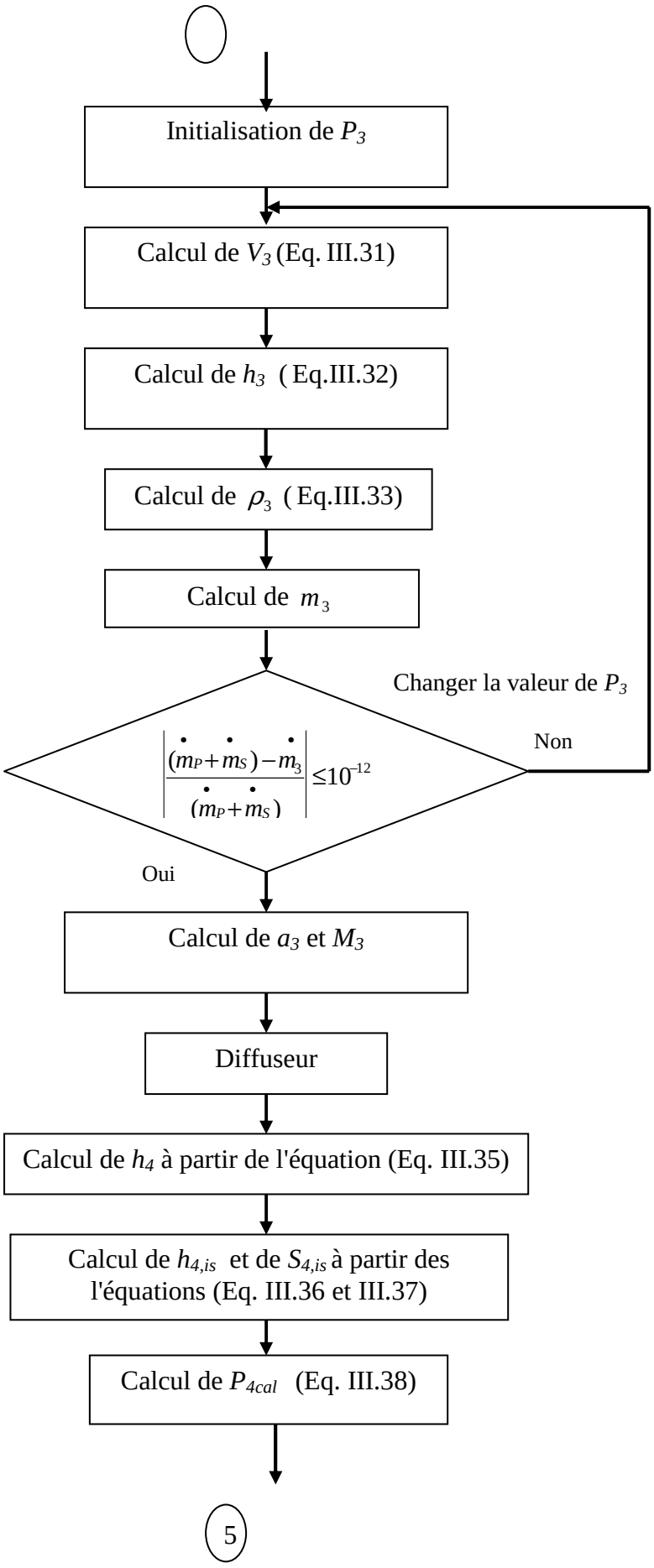
III.2.3. Résolution mathématique:

L'organigramme de la figure III.7 résume les différentes étapes de résolution du système d'équations donné ci-dessus. Pour cela, un programme en langage FORTRAN incluant le logiciel commercial REFPROP de calcul des caractéristiques thermodynamiques du CO_2 a été développé.




1
2
$h_P^* = f(\eta_P^*, h_{P,is}^*)$ (Eq.III.3)
Calcul de V_P^* (Eq. III.5)
REFPROP
Calcul de $S_P^* = f(P_P^*, h_P^*)$
Calcul de la vitesse du son a_P^* Eq.III.6
Changer la valeur de P_P^*
$\left|\frac{V_P^* - a_P^*}{V_P^*}\right| \le E^{-13}$
Non
Oui
$A_P^* = \dot{m}_P/(\rho_P^* * a_P^*)$
$h_S^* = f(\eta_S, h_{S,is}^*)$ (Eq.III.10)
Calcul de V_S^* (Eq.III.12)
Calcul de: $S_S^* = f(P_S^*, h_S^*)$
REFPROP
Calcul de la vitesse du son a_S^* Eq.III.13
Changer la valeur de P_S^*
$\left|\frac{V_S^* - a_S^*}{V_S^*}\right| \le E^{-13}$
Non
Oui
$A_S^* = \dot{m}_S/(\rho_S^* * a_S^*)$
Divergent de la tuyère primaire (plan 1)
Hypothèse d'une pression uniforme au plan 1 de l'éjecteur correspondant à $M_{S1}=1 \Rightarrow$
$P_{P1} = P_{S1} = P_S^*$
$S_{P1,is} = S_{0P}$
Plan 1 de l'éjecteur
Figure III.6
Calcul de $h_{P1,is} = f(P_{P1}, S_{P1,is})$
REFPROP
$h_{P1} = f(\eta_P, h_{P1,is})$ (Eq.III.18)
3


3
Calcul de V_{P1}, M_{P1} et de A_{P1} (Eqs: III.19, III.21, III.22)
Mélange des deux jets primaire et secondaire (plan 2)
$A_1 = A_{p1} + A_s^*$
Initialisation de A_2
Modèle de mélange à pression constante est: $P_2 = P_1 = P_S^*$
Calcul de V_2 à partir de l'équation (Eq.III.25)
Utilisant l'équation (Eq.III.26) pour calculer h_2
Calcul de : $\rho_2 = f(P_2, h_2)$
REFPROP
Calcul de $\dot{m}_2$
Changer la valeur de A_2
Non
$\left|\frac{(\dot{m}_P+\dot{m}_S)-\dot{m}_2}{(\dot{m}_P+\dot{m}_S)}\right| \leq 10^{-12}$
Oui
Calcul de a_2 et M_2
Mélange supersonique (M_2>1) ⇒ onde de choc


Initialisation de P_3
Calcul de V_3 (Eq. III.31)
Calcul de h_3 (Eq.III.32)
Calcul de ρ_3 (Eq.III.33)
Calcul de m_3
Changer la valeur de P_3
Non
$\left|\frac{(\dot{m}_P+\dot{m}_S)-\dot{m}_3}{(\dot{m}_P+\dot{m}_S)}\right| \leq 10^{-12}$
Oui
Calcul de a_3 et M_3
Diffuseur
Calcul de h_4 à partir de l'équation (Eq. III.35)
Calcul de $h_{4,is}$ et de $S_{4,is}$ à partir des l'équations (Eq. III.36 et III.37)
Calcul de P_{4cal} (Eq. III.38)
5

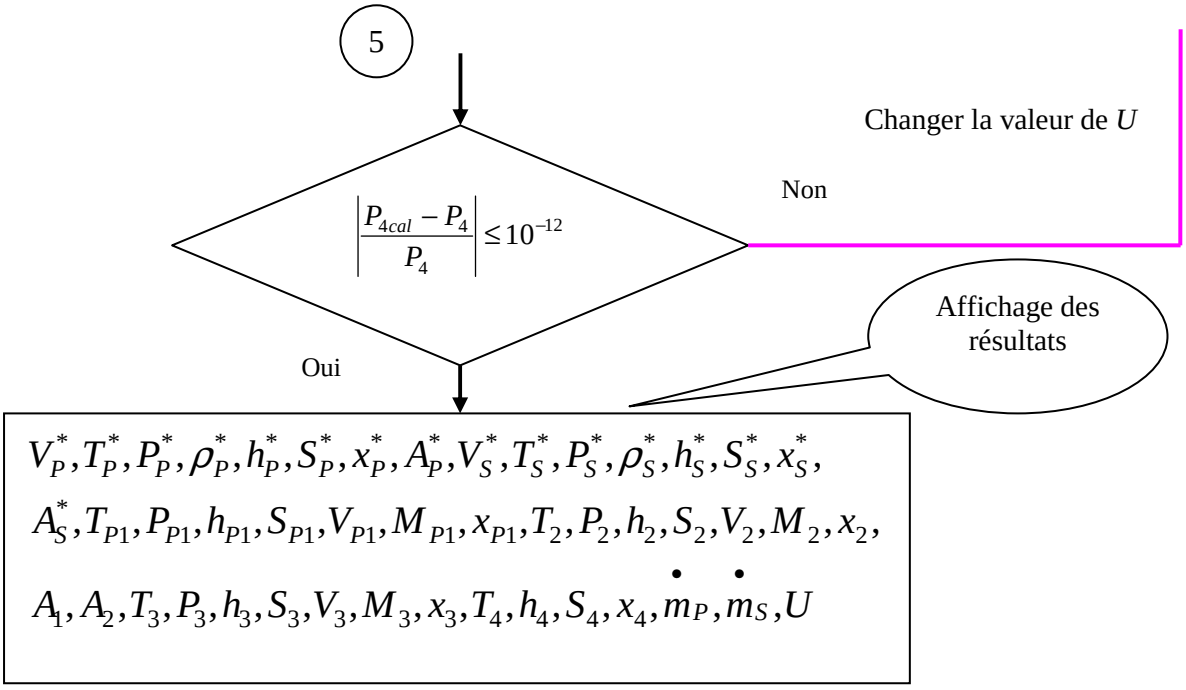


Figure III.7: Schéma de l'organigramme de calcul.

Afin de dimensionner un éjecteur fonctionnant en régime sonique optimal servant de détendeur d'une machine frigorifique d'une puissance de 10 kW, l'organigramme de la figure III.7 est utilisé pour un rapport de compression R_C=1,5, une température et une surchauffe à l'évaporateur fixées respectivement à 5 et 0°C et une température en sortie du « condenseur » égale à 35 °C et ce pour différentes valeurs de la pression de refoulement du compresseur. Les résultats sont représentés sous forme de courbes. Les figures III.8 à III.10 montrent respectivement les variations du facteur d'entraînement U, l'aire de la section de mélange A_2 et celle du col de la tuyère primaire A_p* ainsi que leur rapport Φ.

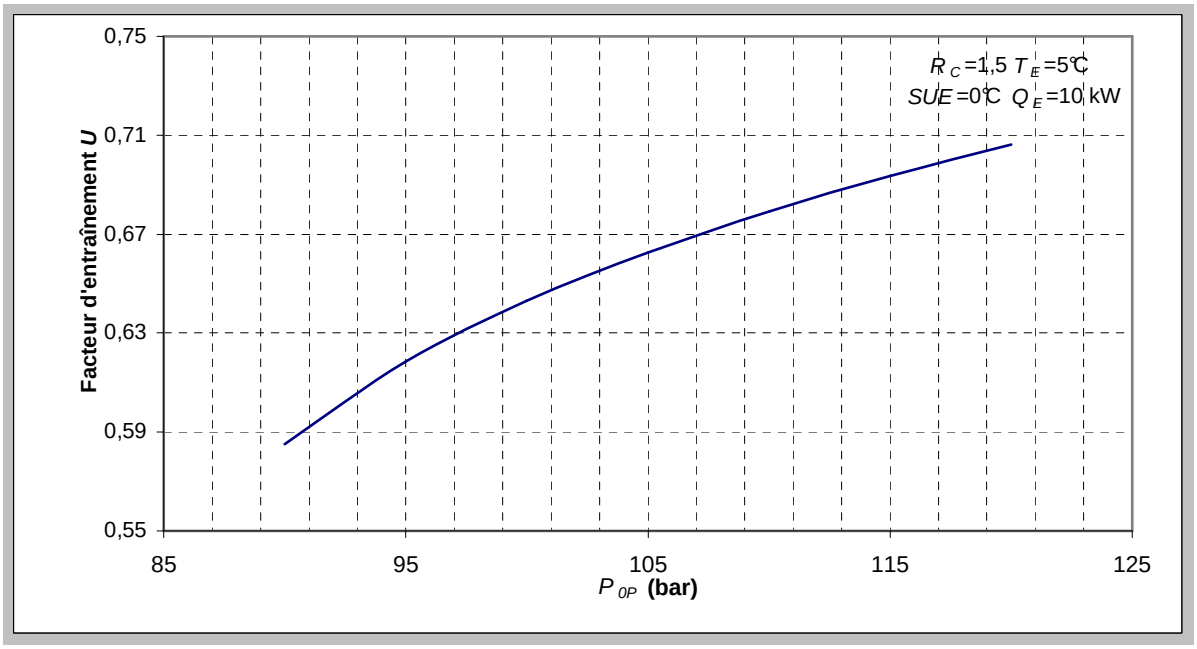


Figure III.8: Variation du facteur d'entraînement *U* en fonction de la pression de refoulement du compresseur

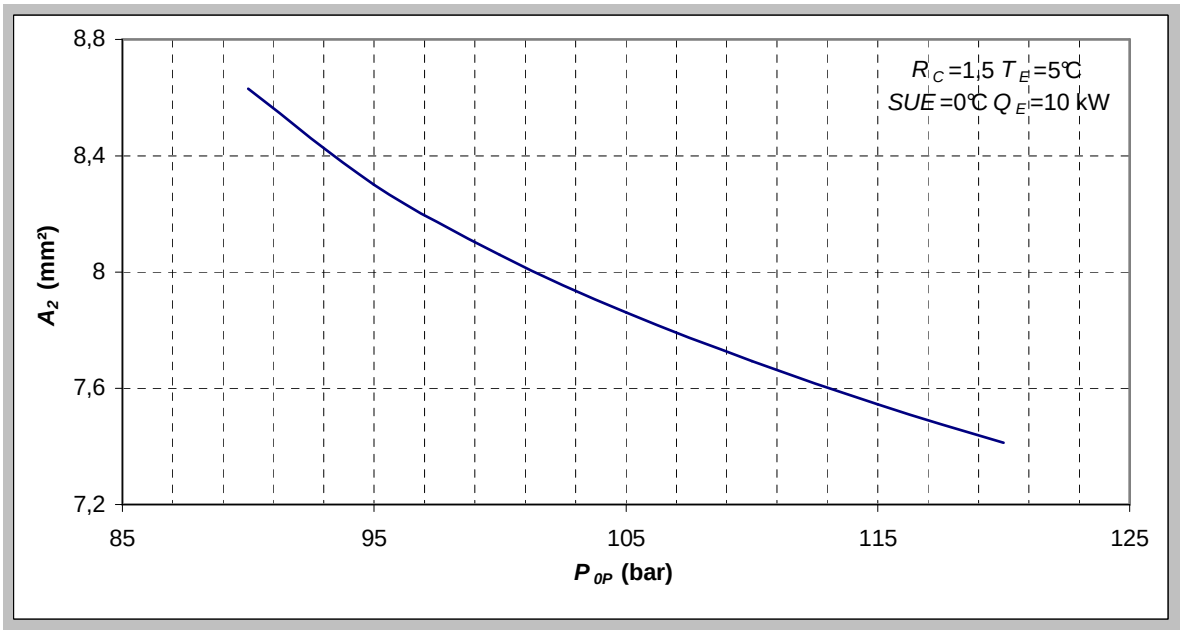


Figure III.9: Variation de la section de mélange en fonction de la pression du refroidisseur de gaz

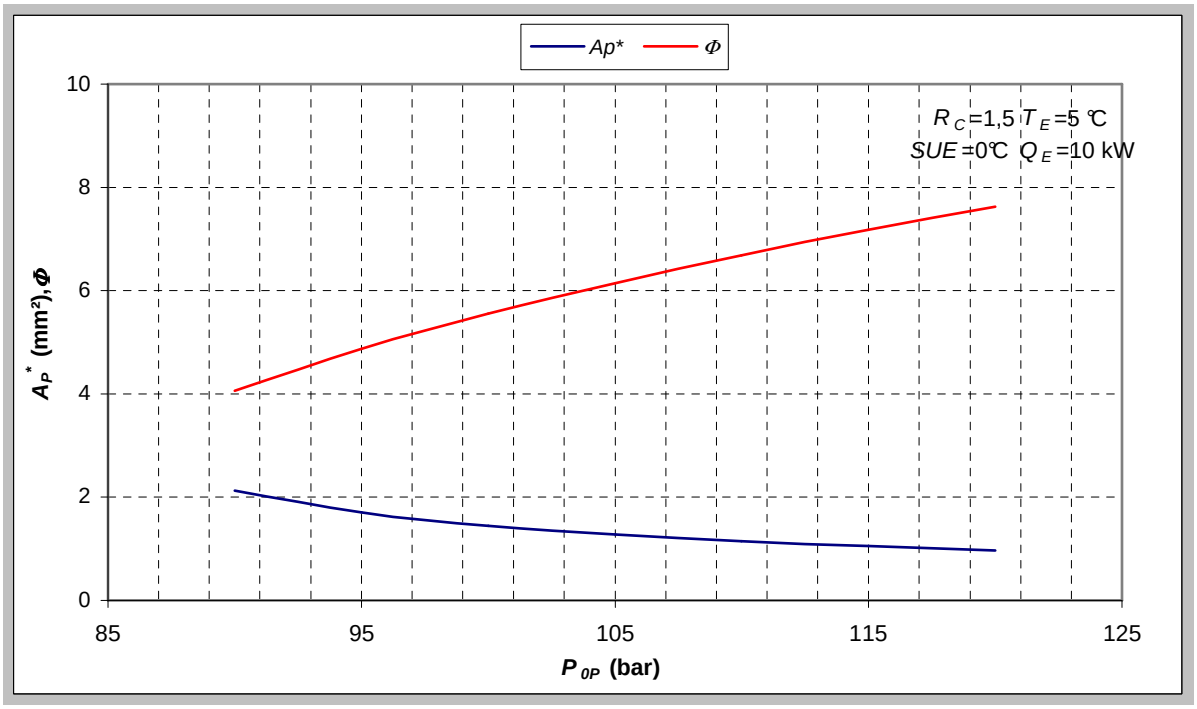


Figure III.10: Variation de la section du col de la tuyère primaire et du rapport de sections Φ de l'éjecteur en fonction de la pression de refoulement du compresseur.

On constate une augmentation du facteur d'entraînement *U* avec la pression du fluide primaire à l'entrée de la tuyère motrice (pression de refoulement du compresseur), ceci implique une diminution du débit primaire (débit secondaire constant) et par conséquent une diminution des sections de passage de la tuyère primaire et celle de mélange de la tuyère secondaire.

Par ailleurs, l'effet de la surchauffe à l'évaporateur *SUE* sur la performance de l'éjecteur (facteur d'entraînement *U*) est étudié. La figure III.11 montre la variation de *U* en fonction de *SUE*, on constate une diminution de *U* de l'ordre de 6% lorsque la surchauffe *SUE* passe de 0 à 6°C.

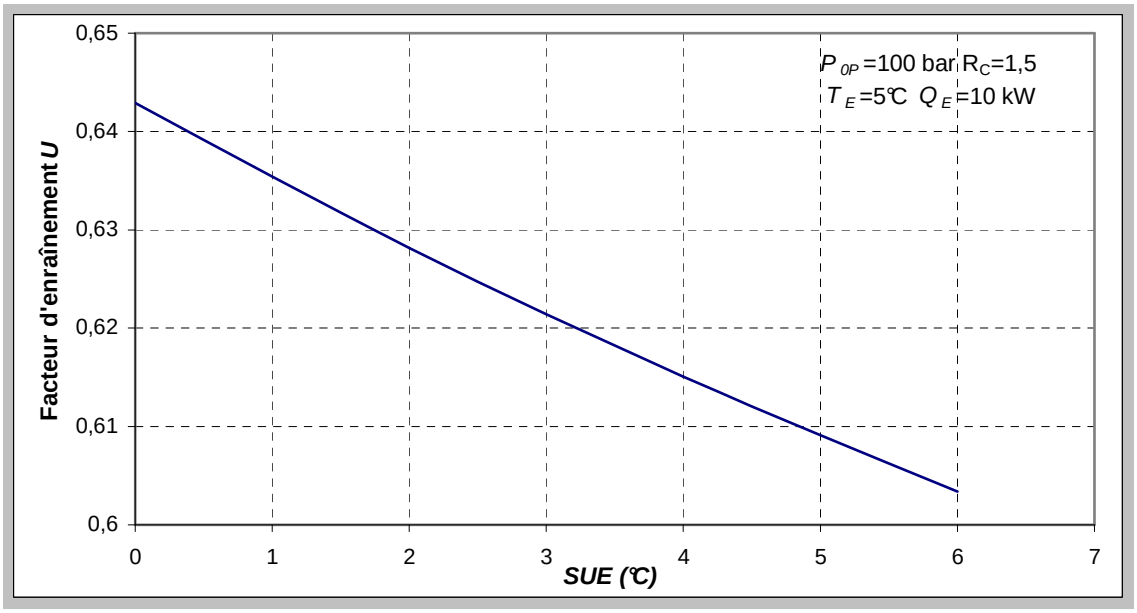


Figure III.11: Variation du facteur d'entraînement *U* en fonction de la surchauffe à l'évaporateur.

III.3. Calcul des performances de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur :

Les performances de la machine frigorifique transcritique à CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur sont évaluées à l'aide de son coefficient de performance *COP* défini comme suit :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} \qquad \text{(III.40)}$$

La puissance frigorifique $\dot{Q}_E$ étant fixée à 10 kW dans ce cas, il suffit d'évaluer la puissance mécanique $\dot{W}_{comp}$ correspondante pour évaluer le *COP* de la machine :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_P * (h_9 - h_5) \qquad \text{(III.41)}$$

$$h_5 = h''(P_4, x = 1) \qquad \text{(III.42)}$$

h_9 est calculée à l'aide des équations (III.43 à III.45) suivantes :

$$S_{9,is} = S''(P_4, x = 1) \qquad \text{(III.43)}$$

$$h_{9,is} = f(S_{9,is}, P_4) \qquad \text{(III.44)}$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{9,is} - h_5}{h_9 - h_5} \qquad \text{(III.45)}$$

Le débit du fluide primaire est déduit de l'équation III.23 moyennant la valeur du facteur d'entraînement de l'éjecteur.

Les figures III.12 et III.13 représentent respectivement les variations du *COP* de la machine en fonction de la pression du refroidisseur de gaz et de la surchauffe à l'évaporateur dans les mêmes conditions de fonctionnement que l'éjecteur citées précédemment.

On constate que le *COP* de la machine diminue avec P_{0P} ceci s'explique par le fait que la puissance frigorifique étant fixée à 10 kW, la puissance du compresseur augmente avec P_{0P} ce qui entraîne une diminution du *COP*.

Par ailleurs, on remarque une légère augmentation du *COP* avec la surchauffe à l'évaporateur *SUE*.

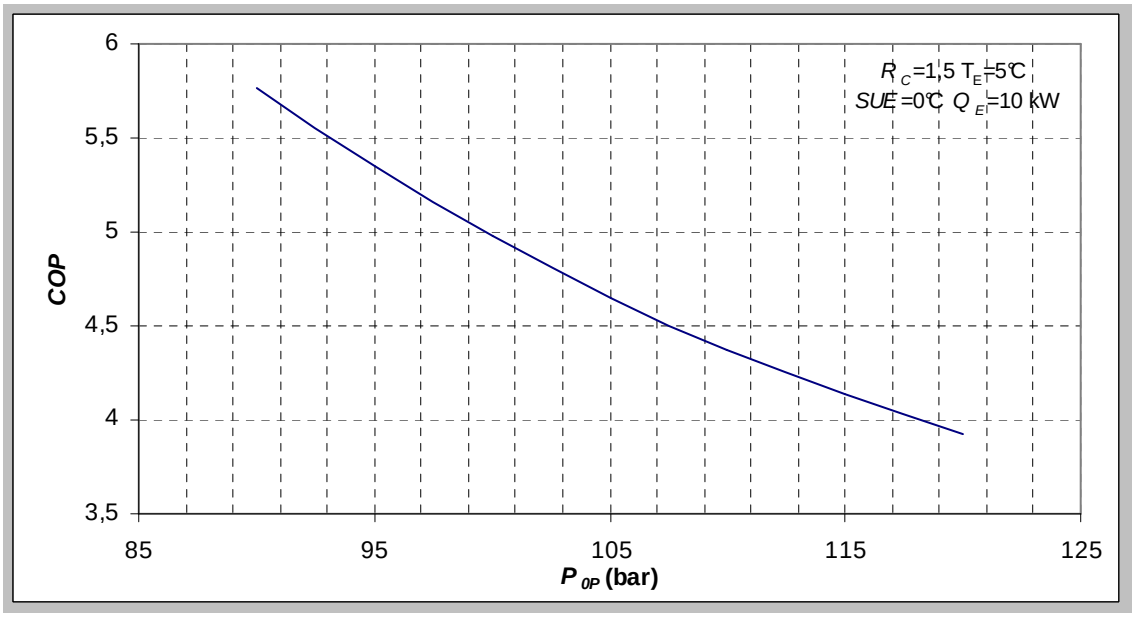


Figure III.12: Variation du coefficient de performance *COP* de la machine transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur en fonction de la pression de refoulement du compresseur.

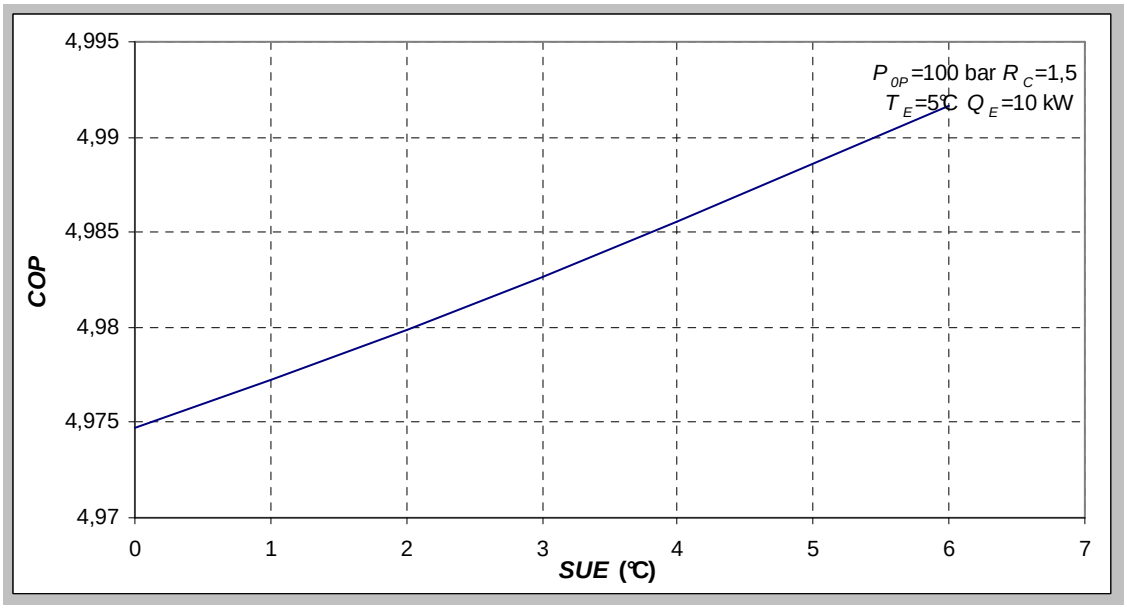


Figure III.13: Variation de coefficient de performance *COP* de la machine transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur en fonction de la surchauffe à l'évaporateur.

III.4. Evaluation de l'amélioration du *COP* de la machine munie d'un détendeur à éjecteur avec celui de la machine de base:

Afin d'évaluer l'amélioration apportée à la machine frigorifique transcritique à CO_2 dans laquelle l'éjecteur dimensionné précédemment est incorporé, le *COP* de cette dernière est comparé à celui de la machine frigorifique transcritique de base COP_b pour la même puissance frigorifique de 10 kW.

Le coefficient de performance de la machine de base est défini par :

$$COP_b = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp,b}} \qquad \text{(III.46)}$$

où $\dot{W}_{comp,b}$ est la puissance du compresseur de la machine de base définie par :

$$\dot{W}_{comp,b} = \dot{m}_b * (h_{9,b} - h_8) \qquad \text{(III.47)}$$

avec :

$\dot{m}_b$ est le débit massique du frigorigène CO_2 qui circule dans la machine de base.

$$h_8 = h_{SE} = f(T_E + SUE, P_E) \qquad \text{(III.48)}$$

$h_{9,b}$ est l'enthalpie à la sortie du compresseur dans la machine frigorifique de base calculée à l'aide des équations suivantes :

$$S_{9,b,is} = S_{SE} \qquad \text{(III.49)}$$

où $S_{SE} = f(T_E + SUE, P_E)$

$$h_{9,b,is} = f(S_{9,b,is}, P_{0P}) \qquad \text{(III.50)}$$

L'enthalpie réelle à la sortie du compresseur dans le cycle transcritique de base est calculée comme suit :

$$\eta_{comp} = \frac{h_{9,b,is} - h_{SE}}{h_{9,b} - h_{SE}} \qquad \text{(III.51)}$$

Les figures III.14 et III.15 représentent respectivement les variations du COP_b de la machine de base et celle de l'amélioration du *COP* de la machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur par rapport à ce dernier en fonction de la pression de refoulement du compresseur dans les conditions de fonctionnement optimal de l'éjecteur (conditions de dimensionnement) et ce pour la même puissance frigorifique de 10 kW.

On constate que le COP_b comme le *COP* de la machine transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur diminue avec P_{0P} (voir figure III.12). De même l'amélioration COP/COP_b décroit avec la pression de refoulement du compresseur. En effet elle de l'ordre de 1,87 pour 90 bar, 1,72 pour 100 bar et elle chute jusqu'à 1,56 pour 120 bar.

Les figures III.16 et III.17 montrent l'effet de la surchauffe à l'évaporateur sur le COP_b et le COP/COP_b respectivement.

On remarque que ces derniers augmentent avec la surchauffe *SUE*, de l'ordre de 1,72 pour 0°C et de 1,70 pour 6°C.

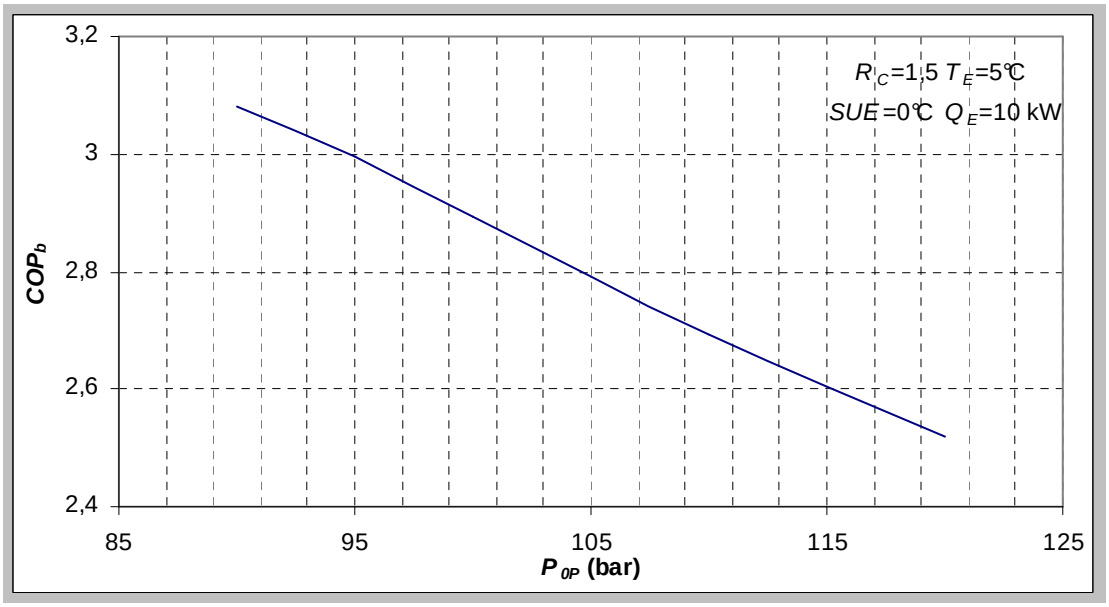


Figure III.14: Variation du coefficient de performance du cycle transcritique de base en fonction la pression de refoulement du compresseur.

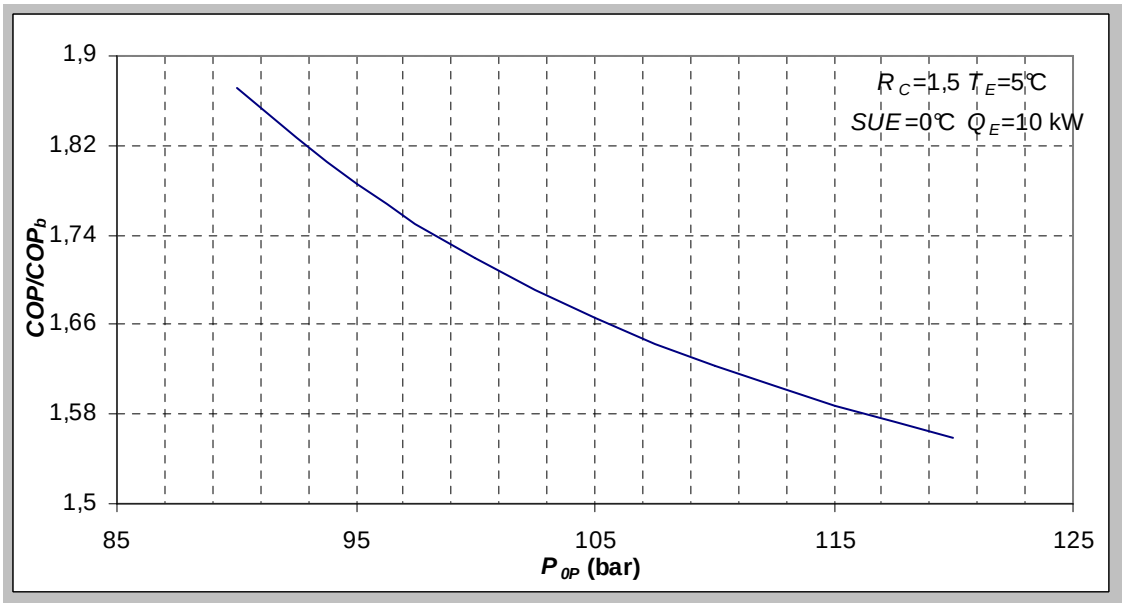


Figure III.15: Variation de l'amélioration du *COP* de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur par rapport à celui de la machine de base.

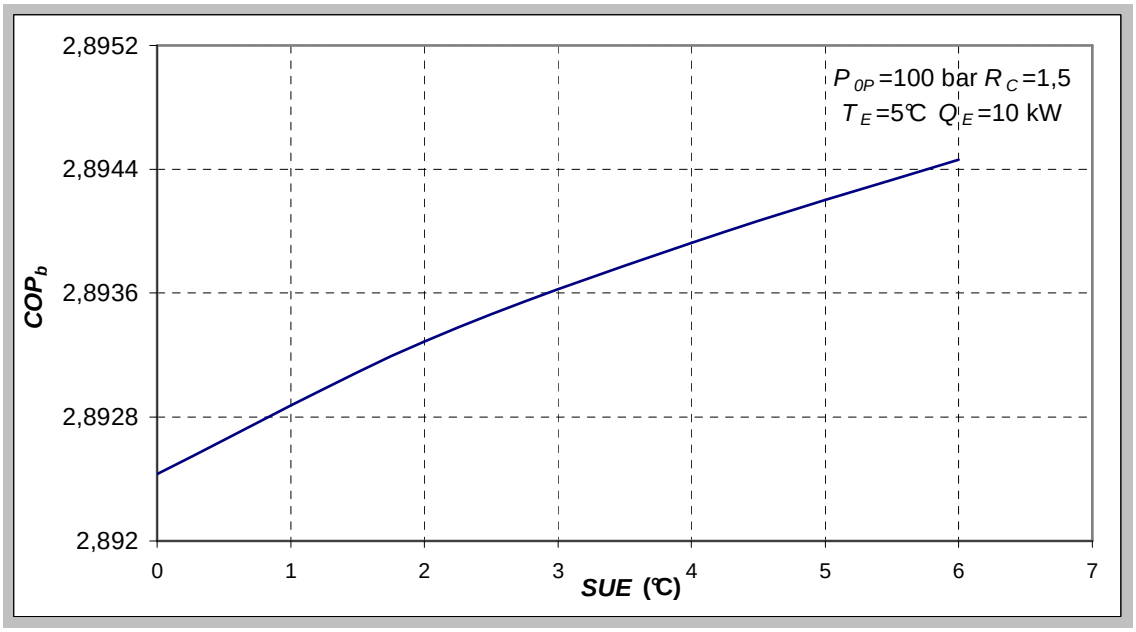


Figure III.16: Variation de coefficient de performance du cycle de base en fonction de la surchauffe à l'évaporateur.

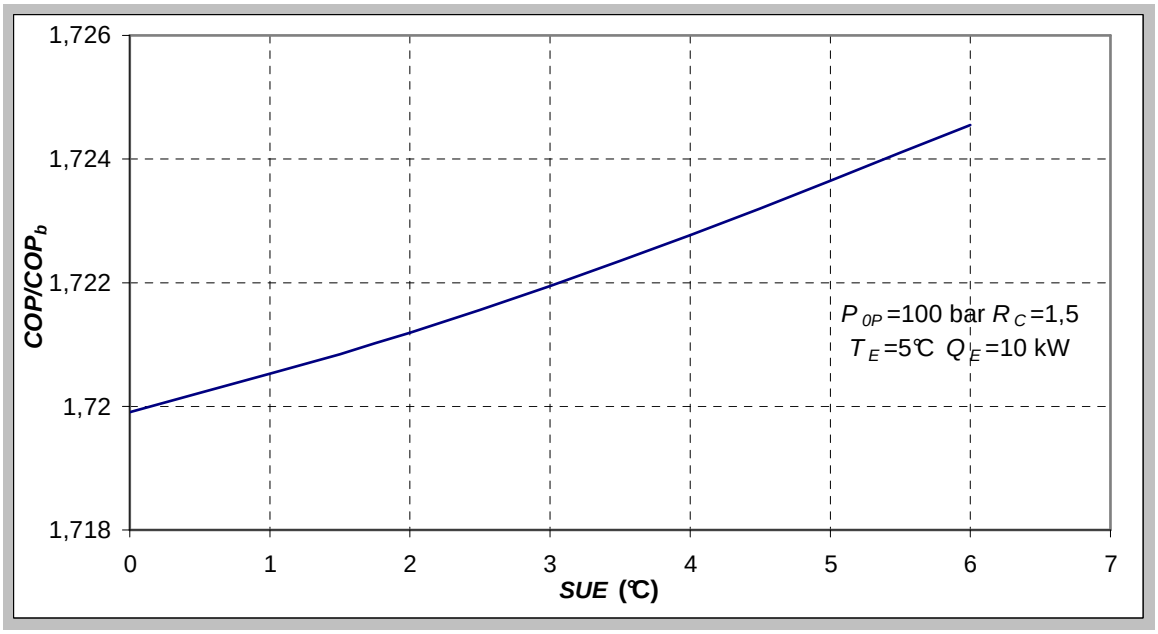


Figure III.17: Variation de l'amélioration du *COP* de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur par rapport à celui de la machine de base en fonction de la surchauffe à l'évaporateur.

III.5. Conclusion :

Un modèle de calcul basé sur les principes de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ainsi que sur les lois fondamentales de la thermodynamique est proposé pour le dimensionnement de l'éjecteur en régime optimal en vue de son incorporation dans une machine frigorifique transcritique à CO_2 dans le but de récupérer une partie de l'énergie de la détente isenthalpique source d'importantes pertes énergétique dans la machine de base.

Ce modèle permet ainsi d'évaluer les paramètres géométriques importants de l'éjecteur et d'évaluer les performances de la machine frigorifique transcritique à CO_2 utilisant l'éjecteur comme détendeur principal ainsi que l'amélioration de ces dernières par rapport à celles de la machine de base.

Conclusion générale

Techniquement et environnementalement, le CO_2 est un fluide acceptable pour les applications de conditionnement d'air et de climatisation comparé aux fluides classiques (CFC et HCFC). Cependant en raison de sa température critique relativement basse (31°C), il ne peut fonctionner qu'en cycle transcritique dans les machines frigorifiques. Ceci entraîne de grandes pertes énergétiques liées notamment à la détente isenthalpique entre les zones surcritique de la source chaude et subcritique de la source froide. Afin d'améliorer l'efficacité frigorifique de la machine transcritique à CO_2, un dispositif statique constitué de deux tuyères appelé éjecteur est incorporé entre le refroidisseur de gaz, l'évaporateur et le compresseur et qui va servir de détendeur principal de la machine.

Dans ce mémoire, est présenté un modèle mathématique monodimensionnel basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de type « mélange à pression constante » qui permet de dimensionner en régime optimal l'éjecteur et d'évaluer les performances correspondantes de la machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur et de quantifier l'amélioration apportée à son efficacité par rapport à celle de la machine de base.

En effet, pour une puissance frigorifique et un rapport de compression de l'éjecteur fixés respectivement à 10 kW et 1,5, une température du frigorigène en sortie du condenseur égale à 35 °C, une température et une surchauffe à l'évaporateur fixées respectivement à 5 et 0°C, le *COP* de la machine frigorifique transcritique à CO_2 munie d'un détendeur à éjecteur est multiplié par environ 1,72 par rapport à celui de la machine de base et ce pour une pression de refoulement du compresseur de 100 bar.

Par ailleurs, l'effet de la pression de refoulement du compresseur et celui de la surchauffe à l'évaporateur sur les performances de la machine ont été examinés.

On constate que les performances de la machine chutent d'une façon importante avec la pression de refoulement du compresseur, cependant l'effet de la surchauffe à l'évaporateur reste négligeable.

Bibliographique

[1] Site « www.ipst.u-strasbg.fr/cours/thermodynamique » cours thermodynamique par Jean Louis Université Louis Pasteur - Strasbourg 1- France.

[2] Jourdon B., La pompe à chaleur. Théorie simplifiée, constitution, classification et Application, au Lycée Paul LANGEVIN de MARTIGUES (Bouches du Rhône) France.

[3] M. Duminil., Théorie des machine à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, B9730, 1-60.

[4] F. Meunier, P.Rivet., Froid industriel, ISBN 210-0053019 Dunod, Paris, 2005.

[5] Site « www.palais-decouverte.fr/discip/physique/ phsitir/html ».

[6] C. Coquelet., Etude des fluides frigorigènes mesures et modélisations, Thèse de doctorat, ECOLES DES MINES DE PARIS collège doctorale, France 2003.

[7] D.Clodic, Palandre., inventaires des émissions des fluides frigorigènes pour l'années 2002, MAD l'outil froid ISSN n° 1287-4574, 44, 2002, 38-46.

[8] 15^{e} Note d'information sur les frigorigènes, L'utilisation du CO_2 comme frigorigène, Institut international du froid, France Février 2000.

[9] A. Bruch, A. Bontemps, S. Colasson, JF Fourmigue., Optimisation des composants échangeurs dans les machines frigorifiques fonctionnant au CO_2, condensation Application des fluides supercritique, journée SFT 2006.

[10] Site «People.ccmr.comell.edu/~cober/MiniPrestations/ERC_Tconf99.PDF».

[11] Site«http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=26&CountryID =19&LanguageID=2».

[12] Lorentzen G., Transcritical vapour compression cycle device, Patent WO0/07683, 1990.

[13] Lorentzen G., Revival of Carbon Dioxide as a refrigerant, International Journal of Refrigeration Vol 17 No 5, (1994) pp. 292-301.

[14] Lorentzen G., Transcritical vapor compression cycle device , Patent WO 90/07683, 1990.

[15] Pettersen J., An efficient new automobile air-conditioning system based on CO_2 vapor compression, ASHRAE Transactions: Symposia,OR-94-5-3, 1994.

[16] Horst Kruse, Rudolf Heidelck, Jurgen Siiss., analyses et informations, L'utilisation du CO_2 comme frigorigène, bulletin de l'institut international du froid 99-1.

[17] Paul Byrne, Jacques Miriel, Yves Lénat., Etude comparative des performances simulées d'une thermofrigopompe au R-134a et au CO_2, IBPSA France 2006 à La Réunion.

[18] Luca Cecchinato, Marco Corradi, Ezio Fornasieri, Lorenzo Zambon., Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution, International Journal of Refrigeration 28 (2005) 1250–1258.

[19] Pettersen J, Lorentzen G., A new efficient and environmentally benign system for automobile air conditioning, International Journal of Refrigeration 16(1) (1993) pp 4-12.

[20] Aldo Micheletto, Giovanni Rosso., Caisses à basse température des véhicules de livraison utilisant un cycle transcritique bi-étagé au CO_2 : développements récents et applications, Article de synthèse, 2005.

[21] D.M. Robinson, E.A. Groll., Efficiencies of transcritical CO_2 cycles with and without an expansion turbine, International Journal of Refrigeration 21 (7) (1998) pp 577–589.

[22] P.Heyl, W.E Kraus, H. Quack., Expender-compressor for a more efficient use of CO_2 as refrigerant, Natural working fluids; IIR- Gustav Lorentzen conference, Oslo, Norway (1998) p.240–248.

[23] Jun Lan Yang, Yi Tai Ma, Sheng Chun Liu., Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander, Energy 32 (2007) 237–245.

[24] J.S.Brown, Y.Kim, P.A.Domanski., Evaluation of carbon Dioxide as R-22 substitute for residential air-conditioning, ASHRAE Trans108 (Part2) (2002) p954–964.

[25] P.Heyl, H.Quack., Free piston expander–compressor for CO_2–design, applications and results, in: 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, 1999.

[26] D.Li, J.S.Baek, E.A.Groll, P.B.Lawless., Thermodynamic analysis of vortex tube and work output expansion devices for the transcritical carbon dioxide cycle, FourthIIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue, Purdue University, USA (2000) pp433–440.

[27] A.A. Kornhauser., The use of an ejector as a refrigerant expander » Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA (1990) p10–19.

[28] Daqing Li, Eckhard A. Groll., Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration 28 (2005) p766–773.

[29] Jian-qiang Deng, Pei-xue Jiang, Tao Lu, Wei Lum., Particular characteristics of transcritical CO_2 refrigeration cycle with an ejector, Applied Thermal Engineering 27 (2007) p381–388.

[30] Boumaraf L., Lallemand A., Comportement d'un éjecteur dans des conditions de fonctionnement nominales et non nominales, 12èmes journées internationales de thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre (2005) pp 279-282.

[31] Boumaraf L., Lallemand A., Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèle à pressions constante et à section constante. Actes des 13ème journées internationales de thermique, Albi 2007 Vol 1 pp. 371-375.
[32] NIST Standard Reference Database 23. NIST Thermodynamics and transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, REFPROP, Version 7.0.

Annexe

I. Propriétés de dioxyde de carbone de saturation (R744) (Table de température):

Temp	Pressure	Specific vol	(m^3/kg)	Enthalpy	(kJ/kg)		Entropy	(kJ/kg K)	
Deg. C	MPa	vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
-20	1.9696	0.000969	0.019343	154.45	282.44	436.89	0.8328	1.1157	1.9485
-19	2.0310	0.000974	0.018726	156.61	280.20	436.81	0.8411	1.1025	1.9436
-18	2.0938	0.000978	0.018131	158.77	277.93	436.70	0.8494	1.0892	1.9386
-17	2.1581	0.000983	0.017557	160.95	275.63	436.58	0.8577	1.0761	1.9337
-16	2.2237	0.000987	0.017002	163.14	273.30	436.44	0.8659	1.0628	1.9287
-15	2.2908	0.000992	0.016467	165.34	270.93	436.27	0.8742	1.0495	1.9237
-14	2.3593	0.000997	0.015950	167.55	268.54	436.09	0.8825	1.0362	1.9187
-13	2.4294	0.001002	0.015450	169.78	266.11	435.89	0.8908	1.0229	1.9137
-12	2.5010	0.001007	0.014967	172.01	263.65	435.66	0.8991	1.0095	1.9086
-11	2.5740	0.001012	0.014500	174.26	261.15	435.41	0.9074	0.9962	1.9036
-10	2.6487	0.001017	0.014048	176.52	258.62	435.14	0.9157	0.9828	1.8985
-9	2.7249	0.001023	0.013611	178.80	256.04	434.84	0.9241	0.9694	1.8934
-8	2.8027	0.001028	0.013188	181.09	253.42	434.51	0.9324	0.9558	1.8882
-7	2.8821	0.001034	0.012778	183.39	250.78	434.17	0.9408	0.9422	1.8830
-6	2.9632	0.001040	0.012381	185.71	248.08	433.79	0.9492	0.9287	1.8778
-5	3.0459	0.001046	0.011996	188.05	245.33	433.38	0.9576	0.9149	1.8725
-4	3.1303	0.001052	0.011624	190.40	242.55	432.95	0.9660	0.9012	1.8672
-3	3.2164	0.001058	0.011262	192.77	239.71	432.48	0.9744	0.8874	1.8618
-2	3.3042	0.001065	0.010911	195.16	236.83	431.99	0.9829	0.8734	1.8563
-1	3.3938	0.001071	0.010571	197.57	233.89	431.46	0.9915	0.8595	1.8509
0	3.4851	0.001078	0.010241	200.00	230.89	430.89	1.0000	0.8453	1.8453
1	3.5783	0.001085	0.009920	202.45	227.84	430.29	1.0086	0.8311	1.8397
2	3.6733	0.001093	0.009609	204.93	224.72	429.65	1.0172	0.8168	1.8340
3	3.7701	0.001100	0.009306	207.43	221.54	428.97	1.0259	0.8023	1.8282
4	3.8688	0.001108	0.009011	209.95	218.3	428.25	1.0346	0.7877	1.8223
5	3.9695	0.001116	0.008724	212.50	214.98	427.48	1.0434	0.7729	1.8163
6	4.0720	0.001124	0.008445	215.08	211.59	426.67	1.0523	0.7579	1.8102
7	4.1765	0.001133	0.008174	217.69	208.12	425.81	1.0612	0.7429	1.8041
8	4.2831	0.001142	0.007909	220.34	204.55	424.89	1.0702	0.7275	1.7977
9	4.3916	0.001152	0.007651	223.01	200.91	423.92	1.0792	0.7121	1.7913
10	4.5022	0.001161	0.007399	225.73	197.15	422.88	1.0884	0.6963	1.7847
11	4.6149	0.001172	0.007153	228.49	193.30	421.79	1.0976	0.6803	1.7779
12	4.7297	0.001182	0.006913	231.29	189.33	420.62	1.1070	0.6640	1.7710
13	4.8466	0.001193	0.006677	234.13	185.24	419.37	1.1165	0.6473	1.7638
14	4.9658	0.001205	0.006447	237.03	181.02	418.05	1.1261	0.6304	1.7565
15	5.0871	0.001218	0.006222	239.99	176.65	416.64	1.1359	0.6130	1.7489
16	5.2108	0.001231	0.006000	243.01	172.11	415.12	1.1458	0.5953	1.7411
17	5.3368	0.001245	0.005783	246.10	167.40	413.50	1.1559	0.5770	1.7329

18	5.4651	0.001260	0.005569	249.26	162.50	411.76	1.1663	0.5581	1.7244
19	5.5958	0.001276	0.005358	252.52	157.37	409.89	1.1769	0.5386	1.7155
20	5.7291	0.001293	0.005149	255.87	152.00	407.87	1.1877	0.5185	1.7062
21	5.8648	0.001312	0.004943	259.33	146.34	405.67	1.1989	0.4975	1.6964
22	6.0031	0.001332	0.004738	262.93	140.33	403.26	1.2105	0.4755	1.6860
23	6.1440	0.001354	0.004533	266.68	133.95	400.63	1.2225	0.4524	1.6749
24	6.2877	0.001379	0.004327	270.61	127.09	397.70	1.2352	0.4277	1.6629
25	6.4342	0.001408	0.004120	274.78	119.65	394.43	1.2485	0.4013	1.6498
26	6.5837	0.001440	0.003908	279.26	111.45	390.71	1.2627	0.3726	1.6353
27	6.7361	0.001479	0.003690	284.14	102.25	386.39	1.2783	0.3406	1.6189
28	6.8918	0.001526	0.003459	289.62	91.58	381.20	1.2958	0.3041	1.5999
29	7.0509	0.001589	0.003205	296.07	78.54	374.61	1.3163	0.2600	1.5763
30	7.2137	0.001686	0.002898	304.55	60.58	365.13	1.3435	0.1998	1.5433
30.978	7.3773	0.002139	0.002139	332.25	0.00	332.25	1.4336	0.0000	1.4336

II. Propriétés de dioxyde de carbone de saturation (R744) (Table de pression)

Pres.	Temp	Specific Vol	(m^3/kg)	Enthalpy	(kJ/kg)		Entropy	(kJ/kg K)	
MPa	Deg. C	vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
2.0	-9.50	0.000971	0.019033	155.52	281.33	436.85	0.8369	1.1092	1.9461
2.1	-7.90	0.000979	0.018074	158.99	277.70	436.69	0.8502	1.0880	1.9382
2.2	-6.36	0.000986	0.017199	162.36	274.13	436.49	0.8630	1.0675	1.9305
2.3	-4.86	0.000993	0.016396	165.64	270.61	436.25	0.8753	1.0477	1.9230
2.4	-3.42	0.001000	0.015656	168.85	267.12	435.97	0.8873	1.0285	1.9158
2.5	-2.01	0.001007	0.014973	171.98	263.68	435.66	0.8990	1.0097	1.9087
2.6	-0.65	0.001014	0.014340	175.05	260.27	435.32	0.9103	0.9915	1.9018
2.7	-9.32	0.001021	0.013751	178.06	256.88	434.94	0.9213	0.9737	1.8950
2.8	-8.03	0.001028	0.013202	181.01	253.52	434.53	0.9321	0.9563	1.8884
2.9	-6.78	0.001035	0.012688	183.90	250.18	434.08	0.9426	0.9392	1.8818
3.0	-5.55	0.001043	0.012207	186.75	246.86	433.61	0.9529	0.9225	1.8754
3.1	-4.36	0.001050	0.011755	189.56	243.55	433.11	0.9630	0.9061	1.8691
3.2	-3.19	0.001057	0.011329	192.32	240.25	432.57	0.9729	0.8900	1.8628
3.3	-2.05	0.001064	0.010928	195.05	236.96	432.01	0.9825	0.8741	1.8566
3.4	-0.93	0.001072	0.010548	197.74	233.68	431.42	0.9920	0.8585	1.8505
3.5	0.16	0.001079	0.010189	200.39	230.41	430.80	1.0014	0.8430	1.8444
3.6	1.23	0.001087	0.009848	203.02	227.13	430.15	1.0106	0.8278	1.8384
3.7	2.28	0.001095	0.009524	205.62	223.85	429.47	1.0196	0.8128	1.8324
3.8	3.30	0.001103	0.009215	208.19	220.57	428.76	1.0286	0.7978	1.8264
3.9	4.31	0.001111	0.008921	210.74	217.28	428.02	1.0374	0.7830	1.8204
4.0	5.30	0.001119	0.008640	213.27	213.98	427.25	1.0461	0.7684	1.8145
4.1	6.27	0.001127	0.008372	215.78	210.66	426.44	1.0547	0.7539	1.8086
4.2	7.22	0.001135	0.008114	218.28	207.33	425.61	1.0632	0.7395	1.8027

4.3	8.16	0.001144	0.007868	220.75	203.99	424.74	1.0716	0.7251	1.7967
4.4	9.08	0.001152	0.007631	223.22	200.62	423.84	1.0799	0.7109	1.7908
4.5	9.98	0.001161	0.007404	225.68	197.22	422.90	1.0882	0.6966	1.7848
4.6	10.87	0.001170	0.007185	228.12	193.81	421.93	1.0964	0.6824	1.7788
4.7	11.74	0.001179	0.006974	230.56	190.36	420.92	1.1046	0.6682	1.7728
4.8	12.60	0.001189	0.006770	233.00	186.88	419.88	1.1127	0.6540	1.7667
4.9	13.45	0.001199	0.006573	235.43	183.36	418.79	1.1208	0.6398	1.7606
5.0	14.28	0.001209	0.006383	237.87	179.79	417.66	1.1289	0.6255	1.7544
5.1	15.12	0.001219	0.006198	240.30	176.18	416.48	1.1369	0.6112	1.7481
5.2	15.91	0.001230	0.006019	242.74	172.52	415.26	1.1449	0.5968	1.7417
5.3	16.71	0.001241	0.005846	245.19	168.80	413.99	1.1530	0.5823	1.7353
5.4	17.50	0.001252	0.005677	247.65	165.01	412.66	1.1610	0.5677	1.7287
5.5	18.27	0.001264	0.005512	250.13	161.15	411.28	1.1691	0.5530	1.7221
5.6	19.03	0.001276	0.005351	252.62	157.21	409.83	1.1772	0.5381	1.7153
5.7	19.78	0.001289	0.005194	255.13	153.19	408.32	1.1854	0.5229	1.7083
5.8	20.53	0.001303	0.005041	257.67	149.06	406.73	1.1936	0.5075	1.7011
5.9	21.26	0.001317	0.004890	260.24	144.83	405.07	1.2019	0.4919	1.6938
6.0	21.98	0.001332	0.004742	262.85	140.47	403.32	1.2102	0.4760	1.6862
6.1	22.69	0.001347	0.004596	265.49	135.98	401.47	1.2188	0.4596	1.6784
6.2	23.39	0.001364	0.004452	268.19	131.33	399.52	1.2274	0.4429	1.6703
6.3	24.08	0.001382	0.004310	270.96	126.48	397.44	1.2363	0.4255	1.6618
6.4	24.77	0.001401	0.004168	273.79	121.43	395.22	1.2453	0.4076	1.6529
6.5	25.44	0.001421	0.004027	276.72	116.12	392.84	1.2547	0.3889	1.6436
6.6	26.11	0.001444	0.003885	279.76	110.51	390.27	1.2644	0.3692	1.6336
6.7	26.77	0.001469	0.003742	282.95	104.52	387.47	1.2745	0.3485	1.6230
6.8	27.41	0.001497	0.003597	286.32	98.05	384.37	1.2852	0.3263	1.6115
6.9	28.05	0.001529	0.003446	289.93	90.97	380.90	1.2967	0.3021	1.5988
7.0	28.68	0.001567	0.003289	293.88	83.03	376.91	1.3093	0.2751	1.5844
7.1	29.30	0.001613	0.003120	298.35	73.81	372.16	1.3236	0.2440	1.5676
7.2	29.92	0.001675	0.002927	303.71	62.41	366.12	1.3407	0.2060	1.5467
7.3	30.52	0.001774	0.002680	311.12	46.06	357.18	1.3646	0.1517	1.5163
7.377	30.98	0.002139	0.002139	332.25	00.00	332.25	1.4336	0.0000	1.4336

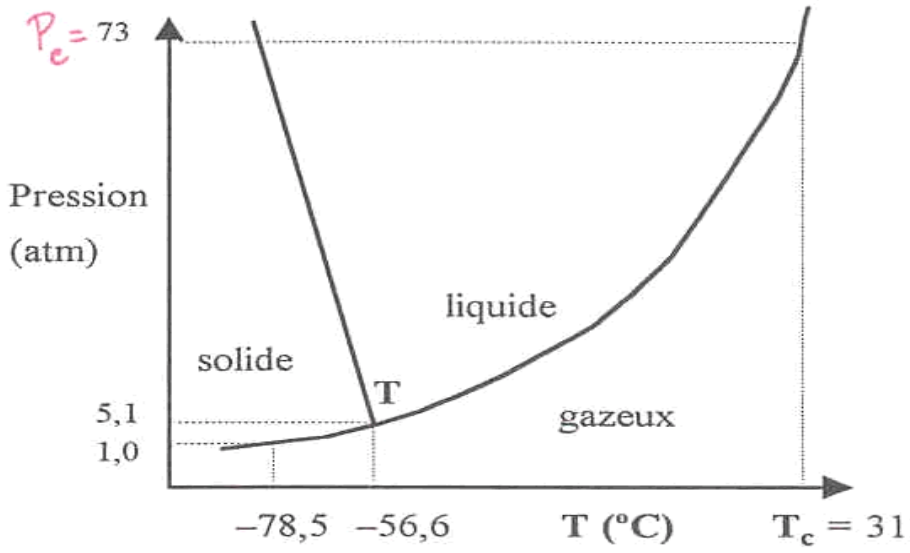


Figure I: diagramme de phase présente le point triple du CO_2

T = point triple. Pour le CO_2 on trouve –56,6ºC à une pression de 5,1 atm.

T_c = température critique. Il s'agit de la température au-dessus de laquelle il n'est pas possible de liquéfier un gaz. Pour le CO_2, on trouve 31ºC.

P_c = pression critique. Il s'agit de la pression minimum requise, à la température critique, pour liquéfier un gaz. Pour le CO_2, on trouve 73 atm.

La température d'ébullition normale est la température nécessaire pour obtenir une pression d'1 atmosphère. Pour le CO_2, la température d'ébullition normale est-78,5ºC.

III. Composants dédiés pour le cycle transcritique à CO_2:

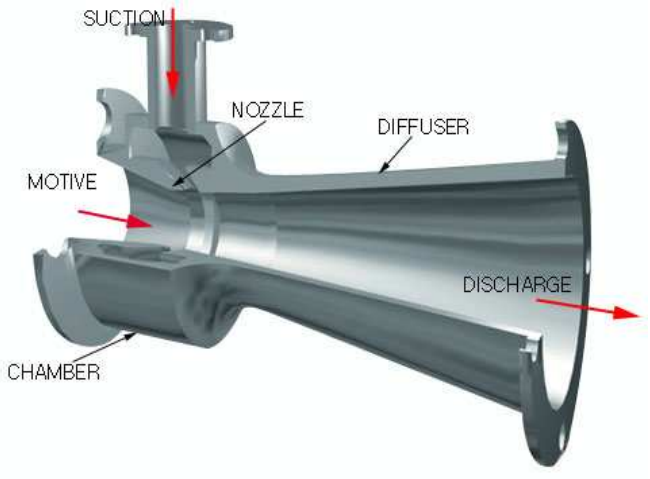


Figure I: présente un éjecteur en 3 dimensions

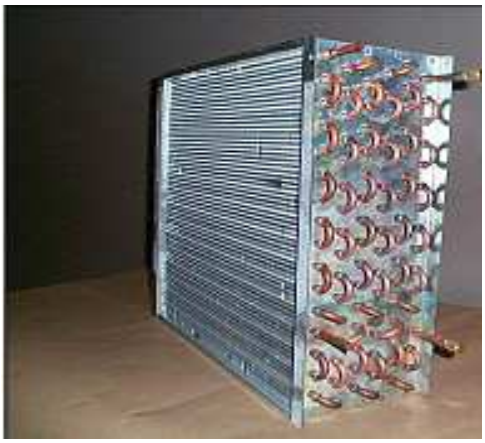


Figure II: présente un refroidisseur de gaz