République Algérienne Démocratique Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de Recherche Scientifique
Université Dr YAHIA fares de Médéa
Faculté des Sciences et de la technologie
Département de Génie de la Matière

Mémoire de fin d'études proposé pour l'obtention du diplôme de Master en Génie Climatique (Option : Energie et Froid Industriel)

Thème

ÉTUDE DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A EJECTO-COMPRESSEUR COUPLÉE A UN CAPTEUR SOLAIRE SOUS-VIDE

Préparé par :

Mr. BOUZAR DILMI Noor

Encadré et dirigé par :

Dr. TRIKI Zakaria

2013/2015

Remerciement

Je formule mon profonde gratitude a ALLAH le tout puissant qui me a donné le pousse nécessaires pour la réalisation de ce projet

Avant de présentation cette étude je tiens beaucoup a présenté mon remerciement et respects a mon promoteur - Mr. TARIK zakaria - pour son aide précieux et se conseils

Et à tous ceux qui ont contribué de loin ou de prés à la réalisation de ce projet

Dédicace

Grâce à ALLAH

Je dédie ce modeste travail à ceux qui sont les plus chères pour moi :

A mes chaires parents qui ont toujours villes sur nous et sur notre avenir

A mon promoteur le Dr TRIKI ZAKARIA pour leur guidé et l'encouragement

A mon grand frère 'SOHAIB' et mes petit frères et tout ma famille

Et je n'oublie pas bien sur ma chère « BIBA »

A tous mes amies de prés ou loin et tous ceux qui connaissant « « NOOR » »

Résumé

Le but de ce travail est l'étude d'une machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur dont le générateur de vapeur est couplé à un capteur solaire sous-vide, ce qui permet d'assurer une puissance thermique d'appoint nécessaire pour un fonctionnement continu et des économies d'énergie. Les performances énergétiques sont déterminées en fonction des températures des sources chaude (générateur de vapeur), intermédiaire (condenseur) et froide (évaporateur) ainsi que l'intensité du rayonnement solaire global du site considéré.

Mots-clés : Machine frigorifique tritherme, éjecto-compression, capteur solaire sous-vide, Coefficient de performance.

Abstract

The aim of this work is to study a trithermal refrigeration machine with ejector-compressor; the steam generator is coupled to a vacuum solar collector, which ensures extra thermal power needed for continuous operation and energy savings. The energy performances are determined by temperatures of hot (steam generator), intermediate (condenser) and cold sources (evaporator) and the intensity of the global solar radiation of the considered site.

Keywords: trithermal refrigeration machine, ejector-compressor, vacuum solar collector coefficient of performance.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة الة تبريد ثلاثية القاذف ضاغط حيث يتكون مولد البخار بمجمع شمسي ذو فراغ كي يضمن الطاقة الحرارية الإضافية اللازمة لتشغيل مستمر و اقتصادي للطاقة يتم تحديد الأداء الطاقوي من خلال درجات الحرارة المصادر الساخنة مولد البخار المتوسط المكثف و الباردة المبخرة وكذا شدة الإشعاع الشمسي الكلي للموقع المعني

كلمات البحث : الة تبريد ثلاثية الحرارة .القاذف الضاغط. معامل الأداء

Table des matières

LISTE des figure

Liste des tableau

Chapitre I : Machine frigorifique à ejecto-compresseur…….……..1

IIntroduction…….……1

II.I.2. Eléments d'une machine tritherme à ejecto-compresseur……..1

II.3. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique :…….. …..3

II.4. Revue bibliographique sur les machines frigorifiques solaires à ejecto-compresseur ……. …..4

Chapitre II : CAPTEUR VIDE SOUS-SOLAIRE…….....10

I.Introduction..... 10

II.2. Principe des capteurs solaires …….……..……10

II.3. Types de capteurs solaires (panneaux solaires thermiques)……..….10
II.3.1. Capteurs thermiques « à air »……..……11

II.3.2. Capteurs thermiques « à eau »…… ……..11

a) **Les capteurs à tubes sous vide…….……..11**
b) **Tubes sous vide parcourus par le liquide, avec absorbeur métallique……..……12**
c) **Doubles tubes sous vide (tubes Dewar, Sidney ou China)……...……13**

II.3.3. Capteur à Tubes sous vide à caloduc, avec absorbeur métallique…….….14

a) **Les tubes sous vide……..……14**
b) **Le caloduc……...…….15**
c) **Fonctionnement a l'intérieur de tube……...…….15**
d) **Avantages d'un capteur solaire caloduc ……..……15**

chapitre III : Calcul énergétique du système ……...…...15

III.1. Introduction ……..….15

III.2. Description du cycle ……...15

III.3. Analyse énergétique……..….16

III.4. Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire……18

III.5. Modélisation de l'écoulement du fluide primair…….19

III.5.1 Modélisation de l'écoulement dans la section du mélange……..…….19

III.5.2 Modélisation des autres composants……..……....20

III.5.3 Coefficient de performance……..……..20

III.6 Résultats et discussions :……..……...……..23

III.7.*Conclusion* ……..……*26*

NOMENCLATURE

Les Variables :

A	Section, cm2
DB	Volume balayé, m3
Ej	Éjecteur
E	Exergie spécifique, kJ/kg
F	Fonction objective
h	Enthalpie spécifique, kJ/kg
m	Débit massique total, kg/s
mP	Débit massique primaire, kg/s
ms	Débit massique secondaire, kg/s
P	Pression, kPa
Q	Quantité de chaleur transférée, kW
s	Entropie spécifique, kJ/kg-K
T	Température, °C
UA	Conductance thermique, kW/K
V	Volume spécifique, m3/kg
V	Vitesse, m/s
W	Travail du compresseur, kW
X	Titre de vapeur

Indices :

c	Col de la tuyère primaire
C	Condenseur
Comp	Compresseur
exit	Sortie de l'éjecteur
E	Évaporateur
G	Générateur
I	État thermodynamique
in	Entrée
Mél	Mélange
Out	Sortie
p	Primaire

s Secondaire

Sép Séparateur

Symboles grecques:

COP	Coefficient de performance
COPs	Coefficient de performance solaire
Qc	quantiti de chleur de condenseur
Qg	quantiti de chleur de générateur
$\boldsymbol{\omega_{opt}}$	facteur d'entrainement optimal
ω	performance de l'éjecteur
Wp	la puissance fournie à la pompe



Introduction générale



Introduction générale

La génération du froid est devenue une technologie importante dans notre société. Elle est utilisée dans un grand nombre de secteurs (le secteur résidentiel, l'industrie agro-alimentaire et l'industrie chimique) et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels, etc.). Elle n'est cependant pas sans effet sur notre milieu naturel.

La plupart des systèmes de réfrigération utilisent un fluide réfrigérant et ses changements de phase entre les états liquides et gazeux. Les principaux composants d'un tel système de réfrigération conventionnel sont le compresseur, le condenseur et l'évaporateur. Suivant les applications et les besoins, le système peut également comporter des éjecteurs, des condenseurs, des compresseurs et des évaporateurs multiples.

L'optimisation d'un système de réfrigération à éjecteur est intimement liée à celle de son organe principal, l'éjecteur. Afin d'en améliorer le rendement, on doit étudier les performances des éjecteurs ainsi que les divers types de réfrigérants utilisés pour améliorer le rendement. Dans une perspective de développement durable et d'une utilisation de l'énergie plus rationnelle, trouver des technologies innovantes qui permettent de concilier les exigences d'une chaîne du froid et de climatisation efficace et la minimisation des impacts environnementaux constituent un enjeu important pour la recherche.

Les fluides frigorigènes CFC et HCFC sont des produits de consommation courante, tant au niveau domestique qu'industriel, qui participent grandement au réchauffement climatique. Aujourd'hui donc, ces gaz réfrigérants sont en majorité remplacés par les gaz HFC (hydro fluor carbone), sans chlore, qui sont souvent présentés comme " écologiques " car ils ne nuisent pas à la couche d'ozone. Cependant, le fluor qu'ils contiennent contribue grandement au réchauffement climatique, jusqu'à représenter 2% des émissions de gaz à effet de serre. Les émissions de HFC sont aujourd'hui contrôlées et jugées indésirables pour l'environnement, mais ces gaz, à défaut d'alternative aussi intéressante du point de vue économique, seront sans doute encore utilisés dans l'industrie du froid.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude d'un système frigorifique tritherme employant le principe de l'éjecto-compression et couplé à un capteur solaire sous-vide, il s'inscrit donc dans le cadre de la recherche des systèmes améliorés pour la production du froid à partir d'énergie thermique gratuite. On s'intéresse plus spécialement à l'influence des températures des trois sources, et à la nature des fluides utilisés dans ce système.

Ce travail est structuré autour de trois chapitres. Dans le premier chapitre, on présente les machines frigorifiques trithermes et plus particulièrement les systèmes à éjecto-compresseur. Le deuxième chapitre est consacré aux technologies des capteurs solaires en général et les capteurs à tubes sous-vide en particulier. Le troisième chapitre concerne le calcul énergétique du système à éjection et la discussion des principaux résultats du modèle présenté. Enfin, ce travail est clôturé par une conclusion générale et quelques perspectives.



Chapitre 1

MACHINE FRIGORIFIQUE À ÉJECTO-COMPRESSEUR

I.1. Introduction

Une machine frigorifique tritherme est une machine qui dispose de trois sources de chaleur avec une source chaude correspondant à la chaleur motrice fournie au système, une source froide correspondant à celle de la production du froid et une source tiède qui fait une liaison entre les deux sources. On distingue deux familles des machines tri thermes : les machines à absorption et les machines à ejecto-compresseur (MEC).

Généralement, la machine d'absorption est un système de réfrigération non mécanique. Cependant, l'investissement initial dans un tel équipement est trop élevé, son entretien est une tâche plutôt spécialisée et ses possibilités économiques sont limitées. Un système de réfrigération à éjecto-compresseur a une construction simple, peu de pièces mobiles et aucune corrosion chimique. D'ailleurs, l'eau, la substance la plus favorable à l'environnement peut être employée comme fluide de fonctionnement. Pour avoir un fonctionnement optimal De ce type de machine, il faut effectuer un bon choix du fluide frigorigène et de la géométrie de l'éjecteur enfoncions des conditions opératoires.

Les coefficients de Performance (COP) de telles machines sont faibles si on les compare à ceux obtenus par des machines dithermes à compression mécanique. Néanmoins, ces COP sont comparables à celles obtenu avec d'autres machines trithermes telles que les machines à absorption. Toute fois, on peut augmenter l'efficacité énergétique des machines trithermes en utilisant une source thermique solaire pour alimenter la source chaude .Ces machines deviennent alors intéressantes au niveau du coût de l'énergie par rapport à la machine frigorifique à compression électrique.

Le but de ce chapitre est de présenter le principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur.

I.2. Éléments d'une machine tritherme à ejecto-compresseur

La machine frigorifique à ejecto-compresseur est une machine tritherme qui comporte deux boucles [1]:

- Une boucle motrice et une boucle génératrice Figure (I.1). La boucle motrice comporte un générateur (source chaude), un éjecteur (jouant le rôle d'un organe de détente), un condenseur (source tiède) et une pompe d'alimentation.
- La boucle génératrice (ou frigorifique) est constituée de l'éjecteur (jouant le rôle d'un organe de compression), d'un condenseur (source tiède), d'un détendeur et d'un évaporateur (source froide). L'éjecteur et le condenseur sont deux éléments communs aux deux boucles.

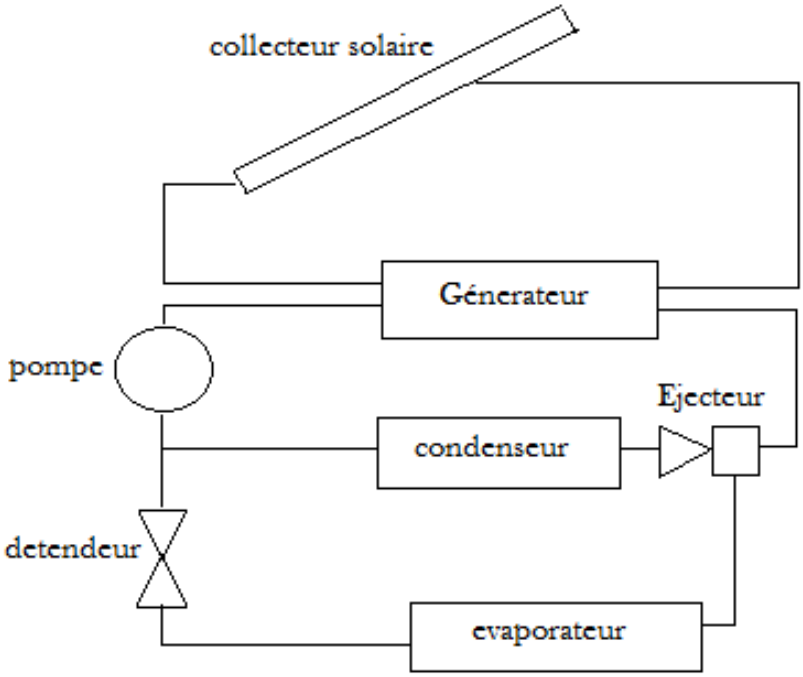


Figure I.1. Système frigorifique avec un capteur solaire

Un récupérateur de chaleur peut être rajouté entre la source tiède et la source froide de la boucle réceptrice afin d'augmenter le rendement de la machine.

Dans ce système, la vapeur à haute pression (fluide primaire) venant de générateur de vapeur traverse la tuyère motrice de l'éjecteur (convergent-divergent) et entraine la vapeur à basse pression (fluide secondaire) venant de l'évaporateur. Le fluide primaire et le fluide secondaire sont alors mélangés dans la chambre de mélange de la tuyère secondaire de l'éjecteur. A la sortie de la tuyère secondaire, dans le diffuseur, le flux des fluides combinés entre au condenseur er se condense. A la sortie du condenseur, une partie du condensat s'écoule vers le détendeur avant d'entrer dans l'évaporateur, et l'autre partie est pompée vers le générateur de vapeur.

Dans l'éjecteur (figure I.2), le fluide d'entraînement est accéléré dans un convergent-divergent, créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui permet d'aspirer le fluide à entraîner. Ce phénomène provoque le mélange des deux fluides à une vitesse supersonique et la création d'une onde de choc au niveau de la tuyère où il résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en pression.

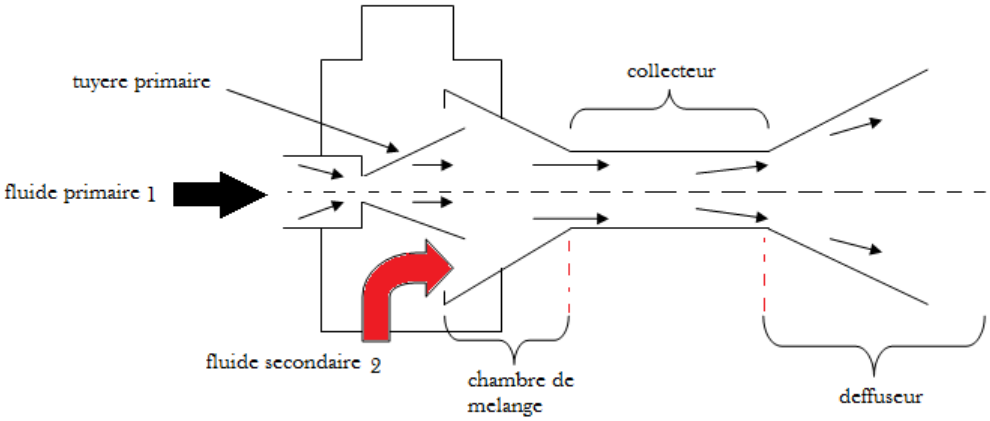


Figure I.2. Schéma de principe de fonctionnement de l'éjecteur

II.3. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à éjection:

- La vapeur motrice provenant d'une buse d'alimentation pénètre dans la tuyère de détente d'un éjecteur et aspire la vapeur en provenance de l'évaporateur. La première partie de l'éjecteur étant de forme convergente, la vitesse de la vapeur s'accroît tandis que simultanément sa pression diminue.
- La vapeur de fluide frigorigène se trouve donc aspirée par la vapeur du fluide primaire, le mélange pénétrant ensuite dans la partie divergente de l'éjecteur ; la vitesse du mélange diminue tandis que la pression augmente jusqu'à atteindre la pression de condensation. Dans cette installation, le moto-compresseur est remplacé par l'éjecteur qui va réaliser le processus de compression en utilisant l'énergie cinétique du fluide moteur pour aspirer, entraîner et comprimer le fluide secondaire.
- Le fonctionnement de toute l'installation commence par la partie liquide du fluide qui, comprimé par une pompe, est envoyé au bouilleur ou il prendra la chaleur pour être vaporisé. Cette vapeur se détend à haute pression et température, dans la tuyère primaire, avant d'aspirer et entraîner la vapeur issue de l'évaporateur.
- Le mélange des fluides comprimés sera envoyé au condenseur, pour la liquéfaction, avec le dégagement de chaleur pour former le cycle moteur. L'autre partie commence par la détente dans le détendeur puis traverse l'évaporateur pour s'évaporer en créant l'effet frigorifique. Ce fluide sera aspiré par le fluide primaire pour être entraîné vers le condenseur, pour clôturer le cycle secondaire ou frigorifique. Donc les condensas qui se sont formés dans le condenseur sont renvoyés pour partie à la chaudière de production de vapeur vive par l'intermédiaire d'une pompe et pour partie vers l'évaporateur.

Remarque :

Dans ce système, la pompe est le seul appareil qui a des parties en mouvement. Dans l'appareil à jet de vapeur (ou éjecteur de vapeur), il y a compression mécanique et l'on peut donc classer ce type de machine dans la catégorie de celles fonctionnant sur le principe du cycle frigorifique à compression ; mais comme l'énergie utilisée est la chaleur, le cycle idéal de référence est un cycle double de CARNOT.

I.4. Revue bibliographique sur les machines frigorifiques solaires à ejecto-compresseur

Dans cette revue bibliographique, on se focalise sur les études expérimentales réalisées sur des machines frigorifiques solaires à éjecto-compresseur (SEC) couplées à des panneaux solaires de différentes technologies. La majorité des travaux de recherche sur les machines SEC concerne principalement les machines mono-étagées.

Murthy et al. [2] ont testé une machine SEC pour laquelle ils ont testé plusieurs dimensions d'éjecteurs .La machine fonctionne au R12 et possède une puissance frigorifique de 0,5 kW. Le COP de la machine varie entre 0,08 et 0,33.

Bejan et al. [3] ont conçu, réalisé et testé une machine SEC fonctionnant au R114 et ayant une puissance frigorifique de 3,5 kW (T_E= 4°C, T_G= 90°C-105°C). Le COP de la machine varie entre 0,126 et 0,26.

Sun [4] a étudié une machine SEC fonctionnant avec deux fluides en cycle combiné. L'eau est utilisée pour le cycle de Rankine et le R134a pour le cycle de compression de vapeur. L'étude montre que le cycle combiné permet une augmentation du COP de la machine de 50% par rapport à celui obtenu avec des cycles conventionnels.

Alkhalidy [5,6] a mené une étude expérimentale sur les performances énergétiques d'une machine SEC utilisant le R113. Le générateur de la machine (source chaude) est couplé à un panneau solaire à concentration. Les essais expérimentaux montrent que le COP de la machine atteint 0,256 dans les meilleures conditions (T_G=87°C, T_C=43°C, T_E=10°C). L'influence des températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur est également étudiée expérimentalement. Le COP, la puissance calorifique cédée au niveau du condenseur, la puissance frigorifique absorbée au niveau de l'évaporateur augmentent avec la température du générateur de vapeur, T_G, et la température de condensation, T_C, et diminuent avec la température d'évaporation, T_E. La puissance d'appoint fournie au générateur varie peu avec les températures d'évaporation et de condensation et augmente avec la température du générateur. Les essais sont réalisés avec un éclairement solaire journalier avoisinant 800 W/m².

Huang et al. [7] ont conçu et réalisé une machine SEC fonctionnant au R141b. La source chaude de la machine est couplée à un panneau solaire plan. Pour une température du générateur égale à 95°C, une température de condensation de 32°C, une température d'évaporation de 8°C et un éclairement solaire de 700 W/m², le COP de la machine vaut 0,22.

Riffat et Omer [8] ont réalisé une étude expérimentale sur une machine SEC fonctionnant au Méthanol, ce qui permet d'obtenir des températures d'évaporation négatives. Les essais expérimentaux ont permis d'obtenir des COP compris entre 0,2 et 0,4.

Nguyen et al. [9] one développé une machine SEC fonctionnant à l'eau et ne comportant pas de pompe d'alimentation. En effet, le retour du liquide vers le bouilleur est effectué par l'assistance de la gravité. Pour des températures de bouilleur et d'évaporation égaux respectivement à 90°C et 3°C, le COP de la machine vaut environ 0,4 lorsque l'éclairement solaire journalier est environ 1000 W/m^2

Huang et al. [10] ont développé une machine SEC fonctionnant au R141b et ne comportant pas de pompe. En effet, un bouilleur spécial a été monté dans la machine afin d'assurer la génération de la vapeur et le retour du liquide. Son fonctionnement est basé sur l'équilibrage de la haute pression et de la basse pression à travers des processus de chauffage et de refroidissement. Les essais expérimentaux montrent que le COP de la machine vaut0, 218 avec des températures de bouilleur, de condensation et d'évaporation qui valent respectivement 90°C, 32,4°C et 8,2 °C. En tenant en compte de la puissance d'appoint apportée au bouilleur, le COP de la machine est égal à 0,185.

Pollerberg et al. [11] ont étudié expérimentalement les performances énergétiques d'une machine SEC ayant une capacité frigorifique de 1 kW. L'effet des températures de condensation et d'évaporation sur le COP de la machine est particulièrement étudié. Une diminution de la température de condensation de 12°C, entraine une augmentation du COP de 57% lorsque la température d'évaporation est fixée à 7°C. Lorsque la température d'évaporation est égale à 13°C, le COP augmente de 41% alors qu'une température d'évaporation de 17°C entraîne une augmentation du COP de 34,4%. Pour une température de condensation fixée, l'augmentation du COP varie de 14% à 56,7% lorsque la température d'évaporation augmente de 7°C à 13°C.

Meyer et al. [12] ont conçu et réalisé une machine frigorifique à éjecto-compresseur en boucle ouverte du côté du générateur dont la température, T_G, peut varier entre 85°C et 140°C. Les températures d'évaporation, T_E varient entre 5°C et 10°C alors que les pressions de condensation varient entre 1,7 kPa et 5,63 kPa, ce qui correspond à des températures de condensation, T_C, comprises entre 15°C et 35°C.

Le bouilleur et l'évaporateur sont chauffés à l'aide de résistances électriques dont les puissances sont égales respectivement à 4 kW et 3 kW. Différentes géométries d'éjecteur ont été testées. Ainsi, plusieurs diamètres de la tuyère primaire ont été utilisés alors que le diamètre de la tuyère secondaire est fixé. Ainsi, lorsque le diamètre de la tuyère primaire augmente, la température du bouilleur diminue. Avec un éjecteur dont la tuyère primaire possède un diamètre de 3,5 mm, une température du générateur T_G = 95°C, une température d'évaporation T_E= 10 °C et une température de condensation T_C= 22,6°C, le COP de la machine est égal à 0,253.

Pollerberg et al. [13] ont étudié une machine SEC permettant de produire de l'eau glacée pour le conditionnement d'air. La SEC utilise l'eau et est couplée à des collecteurs solaires paraboliques. L'étude montre que la température de l'eau de la source froide ainsi que celle de l'eau glacée affectent fortement le COP de la machine.

Huang et al. [14] ont conçu et réalisé une machine frigorifique SEC qui a été connectée en parallèle à un climatiseur chaud/froid. Ainsi, la charge frigorifique est assurée par la SEC en utilisant l'énergie solaire disponible, permettant ainsi la réduction de la consommation électrique du climatiseur en appoint. L'étude montre qu'une économie d'énergie variant entre 50 et 70% sur la consommation des climatiseurs est atteinte lorsqu'on lui associe une SEC. Les résultats des tests sur de longues périodes montrent une économie d'énergie journalière variant de 30 à 70% par rapport à l'énergie consommée par les climatiseurs lorsqu'ils ne sont pas associés à une SEC. L'économie d'énergie totale est de 52% sur toute la période des tests.

Dans une autre étude, Huang et al. [15] ont développé un système de chauffage et de refroidissement constitué d'une machine SEC et d'une pompe à chaleur (PAC) réversible fonctionnant au R22. Le système est destiné à produire des charges stables pour des applications spatiales. La machine est utilisée pour refroidir le condenseur de la PAC afin d'augmenter son COP et réduire la consommation énergétique du compresseur dont la vitesse de rotation est régulée. Les essais réalisés en mode refroidissement avec une température extérieure de 35°C, une température intérieure de 25°C, une fréquence de rotation de compresseur comprise entre 20 et 80 Hz, une température du générateur de vapeur de 90°C, une température de condensation de 37°C. La température de condensation de la PAC varie entre 24.5°C 42°C, la charge frigorifique est comprise entre 1,02 et 2,44 kW, la consommation électrique du compresseur varie entre 0,2 et 0,98 kW et le coefficient en mode froid, COP, est compris entre 5,11 et 2,5.

Les résultats expérimentaux montrent que l'utilisation de la MSEC permet de réduire la température de condensation de la PAC de 12,6 °C à 7,3°C et la consommation électrique du compresseur de81,2% à 34,5%. En mode chaud, et pour des températures ambiantes variant de 5°C à 35°C, le coefficient de performance en mode chaud, COP_c, varie de 2 à 3,3.

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, les éléments et le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à éjecto-compresseur ont été présentés. Une revue bibliographique sur les études expérimentales réalisées sur des machines frigorifiques solaires à éjecto-compresseur couplées à des panneaux solaires de différentes technologies a été ainsi exposée.



Chapitre 2

CAPTEUR SOLAIRE SOUS –VIDE

II.1. Introduction

Si l'énergie est le moteur de l'humanité, l'énergie solaire en est le centre vital. Sans soleil, aucune vie n'est possible sur Terre. L'énergie solaire ne pollue pas, elle est inépuisable et ne produit pas de déchets. L'utilisation de cette énergie gratuite permet donc d'épargner des ressources précieuses. Le capteur solaire fait le lien entre le rayonnement solaire incident et le consommateur de chaleur. Il a pour tâche de convertir le plus efficacement possible la lumière solaire en chaleur. Dans ce chapitre, on va présenter les différents types de capteurs solaires et leur principe de fonctionnement et plus particulièrement le capteur à tubes sous vide à caloduc qui l'objet de cette étude.

II.2. Principe des capteurs solaires

L'absorbeur, de couleur foncée, est le cœur du capteur; il s'échauffe sous l'action du rayonnement solaire. Il comprend un ensemble de tubes qui permettent de transporter, par le biais d'un caloporteur, la chaleur produite. Toutefois, ce n'est pas toute cette chaleur qui suit ce cheminement, car il y a diverses pertes par convection, conduction et rayonnement thermique. Le capteur doit être pourvu d'une isolation thermique afin de réduire ces pertes. En général, de la laine minérale est appliquée derrière le capteur et sur ses côtés, tandis qu'un vitrage de couverture est appliqué sur l'avant.

Lorsqu'il s'agit de capteurs tubulaires, c'est le vide qui enveloppe les tubes qui forme une isolation thermique (très efficace). Le capteur plan avec couverture est le type de capteur le plus utilisé. Il existe aussi des capteurs plans qui concentrent le rayonnement solaire à l'aide de plusieurs réflecteurs cylindro-paraboliques et le projettent sur un absorbeur cylindrique. Aujourd'hui, pratiquement tous les capteurs sous vide sont de forme tubulaire.

II.3. Types de capteurs solaires (panneaux solaires thermiques)

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon le type d'application considéré, la nature de l'élément caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre. Le type d'application peut aller du chauffage d'une piscine avec un capteur léger, à une centrale solaire thermodynamique produisant de l'électricité. Le fluide caloporteur peut être de l'air, de l'eau, un mélange antigel, un fluide à changement de phase, ou encore une huile possédant une température de vaporisation élevée pour les applications nécessitant de hautes températures.

II.3.1. Capteurs thermiques « à air »

De l'air circule et s'échauffe au contact des absorbeurs ou dans une zone d'effet de serre. L'air ainsi chauffé est ensuite ventilé dans les habitats, généralement pour le chauffage et parfois pour des usages industriels ou agricoles (séchage des produits).

En France le « Plan Soleil », lancé en 2000 par l'Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME) pour les chauffe-eau solaires et la production de chaleur, incite les particuliers à s'équiper en solaire grâce à des aides incitatives de l'État, des Régions, de certains Départements et de certains regroupements communaux [16]. L'État a mis en place un crédit d'impôt développement durable qui concerne plusieurs systèmes. Ces taux sont réévalués tous les ans. Concernant les panneaux solaires thermiques, un chauffe-eau solaire bénéficie d'un taux de 15 % en 2014 [17].

II.3.2. Capteurs thermiques « à eau »

L'eau ou plus souvent un liquide caloporteur, circule dans des tubes en circuit fermé. Pour obtenir un meilleur rendement, les tubes peuvent être "sous-vide" c'est-à-dire que la surface des tubes est double et qu'entre ces deux couches est fait le vide. Ceci permet d'obtenir un effet de serre. Les panneaux solaires thermiques peuvent également se résumer à une simple surface vitrée sous laquelle circule le liquide caloporteur dans un circuit fermé. Ce système représente la première technologie de capteurs, la moins performante actuellement.

L'absorbeur est alors placé à l'intérieur du tube ou sous la plaque vitrée, il est chauffé par le rayonnement solaire et transmet la chaleur au liquide caloporteur qui circule dans les tubes. Les capteurs solaires à eau sont utilisés pour produire de l'eau chaude sanitaire (ECS) dans un chauffe eau solaire individuel (CESI). C'est actuellement la solution la plus rentable pour l'utilisation de l'énergie solaire. Les systèmes solaires combinés (SSC) commencent à se développer. Ils ont pour objectif de produire de l'eau chaude sanitaire et de l'eau chaude destinée à participer au chauffage du logement. Ces systèmes permettent d'économiser de l'ordre de 350 kWh par an et par m² de capteurs [18].

Les capteurs à eau se répartissent en trois familles :

a) Les capteurs à tubes sous vide

Cette technologie, développée initialement par l'université de Sydney en Australie à partir de 1975 fut industrialisée initialement au Japon puis son développement s'en trouva fortement amplifié par une externalisation de la production vers la Chine, où ils sont maintenant très répandus [19].



Figure II.2. Chauffe-eau solaire constitué de tubes sous vide positionnés au-dessus d'un réflecteur

Le fluide caloporteur circule à l'intérieur d'un tube sous vide simple ou double. Le vide améliore l'isolation contre les pertes en convection, par rapport au capteur précédent. Deux principes sont rencontrés : le premier principe est le même que pour les capteurs plans vitrés, le fluide caloporteur parcourt le tube en aller et retour pour recueillir la chaleur ; le second est plus poussé technologiquement, il fait appel à un caloduc, utilisant un second fluide caloporteur restant dans le tube.

b) Tubes sous vide parcourus par le liquide, avec absorbeur métallique

Le caloporteur du circuit de captage circule directement dans le tube sous vide, en général à travers un tube double concentrique (Fig. II.2). Contrairement aux tubes à caloduc, ce type de capteur peut être posé à plat, ce qui est souvent demandé par les architectes pour les toitures plates. Les tubes à caloduc et les tubes sous vide parcourus par le liquide ont en commun que des parties métalliques doivent traverser les tubes de verre. Pour que les tubes sous vide puissent conserver leurs propriétés isolantes, le passage doit être conçu de manière à rester parfaitement étanche aux gaz sur le long terme. Malheureusement, de nombreux produits commercialisés présentent des pertes de vide après quelques années déjà. Ces capteurs qui ont perdu leur vide sont moins performants que de simples capteurs plans.

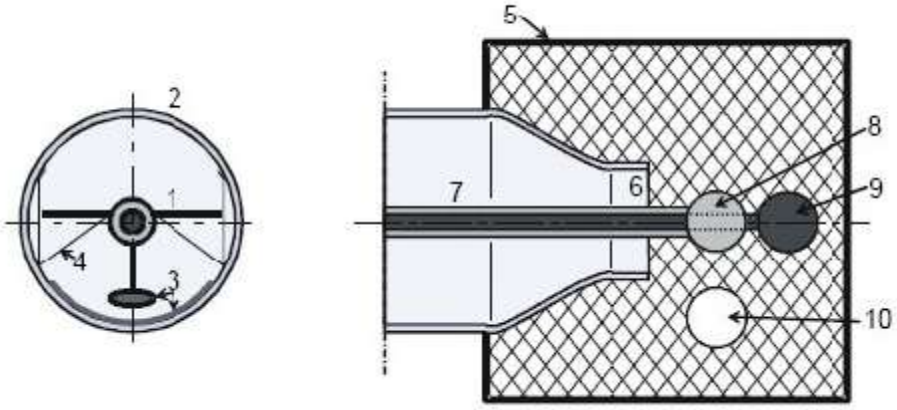


Figure II.3. Section d'un capteur à tubes sous vide avec absorbeur métallique [20]

1. Absorbeur métallique à revêtement sélectif.
2. Tube de verre dans lequel la pression résiduelle du vide poussé est généralement inférieure à 1×10^{-4} mbar.
3. Absorbeur de gaz résiduels ou getter, d'après son appellation anglaise. C'est une substance chimique qui forme - sous l'effet de la chaleur - un miroir métallique dans le tube de verre sous vide. Ce « miroir de getter » absorbe les gaz résiduels dans le capteur, maintenant ainsi la pression au bas niveau voulu.
4. Ressort de fixation de l'absorbeur.
5. Boîtier collecteur avec isolation thermique.
6. Joint verre-métal.
7. Tube coaxial pour le caloporteur (qui pénètre par le tube interne et ressort par le tube externe).
8. Conduite aller du circuit de captage (caloporteur chaud).
9. Conduite retour du circuit de captage (caloporteur froid).
10. Tube d'équilibrage hydraulique selon Tichelmann

c) Doubles tubes sous vide (tubes Dewar)

Dans ce type de construction, deux tubes de verre sont fondus ensemble pour éviter le risque de perte du vide que pourrait présenter un joint verre-métal. Le vide est fait dans l'espace séparant les deux cylindres de verre, comme dans un thermos. Cette construction offre une sécurité bien meilleure contre toute perte de vide. Le plus souvent, l'absorbeur est déposé sur la face externe du tube intérieur, directement sur le verre. C'est par l'intermédiaire d'une tôle métallique placée contre le tube de verre intérieur que la chaleur est conduite vers les tubes dans lesquels circule le caloporteur.

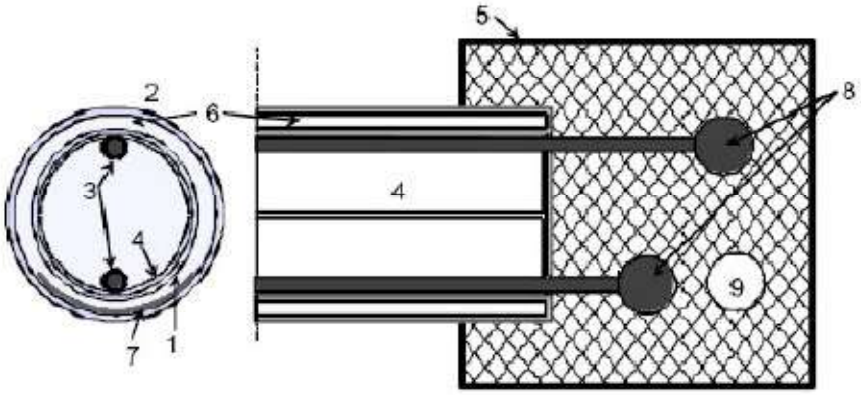


Figure II.4. Section d'un capteur à double tube sous vide [20]

1. Revêtement sélectif de l'absorbeur déposé directement sur le tube de verre intérieur.
2. Tube de verre extérieur.
3. Tubes de l'échangeur de chaleur, contenant un caloporteur ayant pour fonction d'extraire la chaleur des tubes de verre.
4. Tôles conductrices de la chaleur, qui font partie de l'échangeur ayant pour fonction d'extraire la chaleur des tubes de verre.
5. Boîtier collecteur avec isolation thermique.
6. Vide poussé entre les tubes de verre intérieur et extérieur.
7. Absorbeur de gaz résiduels (getter) servant à absorber, si besoin est, tout gaz de l'enceinte vide du capteur.
8. Tubes collecteurs servant à raccorder plusieurs tubes en parallèle (p. ex. 6, 10 ou 15 pièces) afin d'en faire un module.
9. Tube d'équilibrage hydraulique selon Tichelmann.

II.3.3. Capteur à Tubes sous vide à caloduc, avec absorbeur métallique

a) Les tubes sous vide

La chaleur est transportée dans le tube caloduc par un circuit interne sous vide partiel; l'eau pure que le caloduc contient en général s'évapore dans la partie inférieure, puis se condense à la surface du condenseur, transférant ainsi au caloporteur du circuit de captage la chaleur dégagée par la condensation. Important: les capteurs à caloduc doivent être montés avec une inclinaison d'au moins 20°. Ils ne doivent pas être posés à plat.

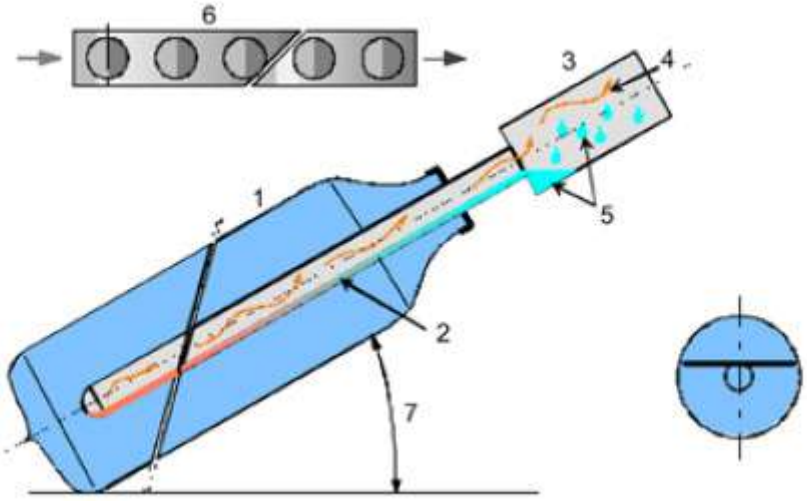


Figure II.5. Tubes caloducs [20]

1. Capteur à tubes sous vide avec tube caloduc.
2. Absorbeur avec tube caloduc.
3. Condenseur.
4. Fluide de travail pour capteur à tubes sous vide, sous forme de vapeur.
5. Fluide de travail pour capteur à tubes sous vide, en voie de condensation > liquide.
6. Collecteur, transfert de la chaleur au fluide caloporteur du circuit de captage.
7. L'inclinaison minimum des capteurs à tube caloduc est fournie par le fabricant, en général 20° au moins.

b) Le caloduc

Le caloduc sert à transporter la chaleur du tube, vers le circuit hydraulique qui va alimenter soit un ballon d'eau chaude, soit un plancher chauffant. Dans le cas d'un tube à caloduc, le tube est hermétique et n'est pas ouvert sur le reste du système hydraulique. La chaleur du tube est transmise par conduction (au travers d'une plaque métallique qui agit comme un radiateur) entre le tube et le circuit d'eau chaude. La quasi-totalité des installations professionnelles de production d'eau chaude, fonctionne avec des échangeurs à plaque, dont l'avantage est la quasi-instantanéité de l'échange thermique.

c) Fonctionnement a l'intérieur de tube

Le liquide est maintenu dans un état d'équilibre entre l'état liquide et l'état gazeux. Chauffé par le soleil, le liquide se vaporise dans le tube, la vapeur monte en haut du tube où elle se condense au contact de l'échangeur (relativement froid par rapport à la température de la vapeur) et, à nouveau en phase liquide, redescend par gravité dans le bas du tube ; et ainsi de suite...

Ce mécanisme est le premier véhicule de la chaleur vers le haut du tube. Dans le tube à caloduc, une tige métallique très conductrice de la chaleur (le caloduc lui même) , en contact avec un profilé d'aluminium qui accumule la chaleur, conduit quasi instantanément la chaleur vers le haut du tube. En haut du tube maintenant, la tige métallique est reliée à une plaque qui va transférer la chaleur dans le circuit de chauffage. Il n'y a pas d'autre contact entre le tube et le circuit hydraulique qui transfert la chaleur dans la maison, que cette plaque. Pour résumer : la chaleur générée dans le tube, est conduite vers le haut du tube, et la plaque d'échange, par deux mécanismes, la condensation du liquide, et la transmission dans la tige métallique. Il serait, de notre point de vue, plus exact de nommer "caloduc" l'ensemble de la technologie qui conduit à ses deux phénomènes et pas seulement la tige métallique

d) Avantages d'un capteur solaire caloduc [21]

- La haute performance du capteur à tubes caloduc.
- La face ronde de l'absorbeur lui donne un meilleur angle d'attaque par rapport au soleil et donc un meilleur rendement tout au long de la journée.
- Un rendement nettement supérieur sur la période hivernale grâce à sa meilleure isolation par le vide (effet Thermos).
- L'avantage de pouvoir s'installer non seulement en orientation Sud mais aussi Est ou Ouest contrairement aux autres solutions.
- Moins de prise au vent que les capteurs plans notamment sur toit terrassent.
- Installation facile et possible par une seule personne.
- Raccordement à sec des tubes permettant leur mise en place ou remplacement alors que l'installation est remplie.



BILAN ENERGITIQUE

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, un modèle monodimensionnel est développé pour déterminer les performances énergétiques du système frigorifique à éjection et ce à partir des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de type «mélange à section constante». Ce modèle est appliqué à trois fluides frigorigènes différents (le HFC R134a, l'ammoniac et le propane) dans un écoulement diphasique à travers l'éjecteur. Les caractéristiques thermodynamiques des fluides en phase liquide et vapeur ont été déterminées à l'aide du logiciel REFPROP®. L'influence des niveaux de températures des sources chaude, intermédiaire et froide sur la performance du système est analysée. Par ailleurs, une étude du COP global du couplage de ce système avec un capteur solaire sous-vide est réalisée.

III.2. Description du cycle

Le cycle frigorifique à éjection contient les composantes suivantes : un éjecteur, un condenseur, une pompe, un générateur de vapeur, une valve de détente et un évaporateur Figure III.1. L'éjecteur joue un rôle de compression, alimenté directement par la source de chaleur au générateur. Les transformations thermodynamiques sont illustrées sur le diagramme (S-T) de la Figure III.2 [22].

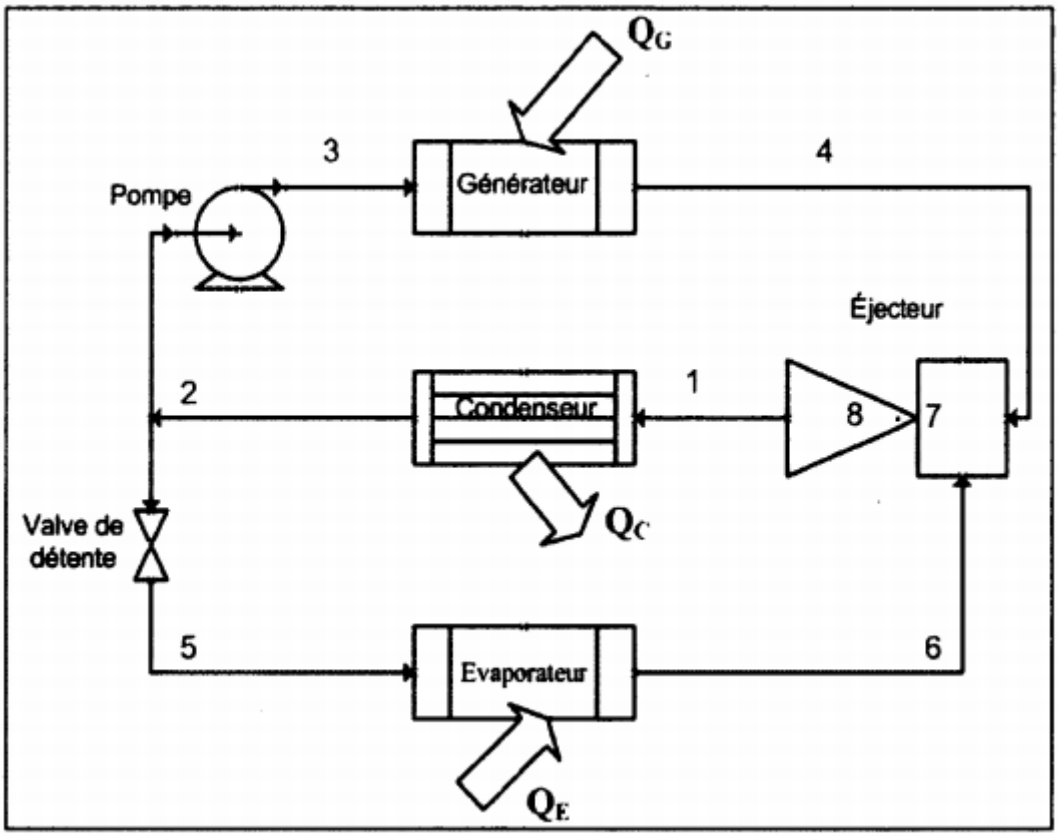


Figure III.1 : Schéma du cycle avec éjecteur comme élément de compression

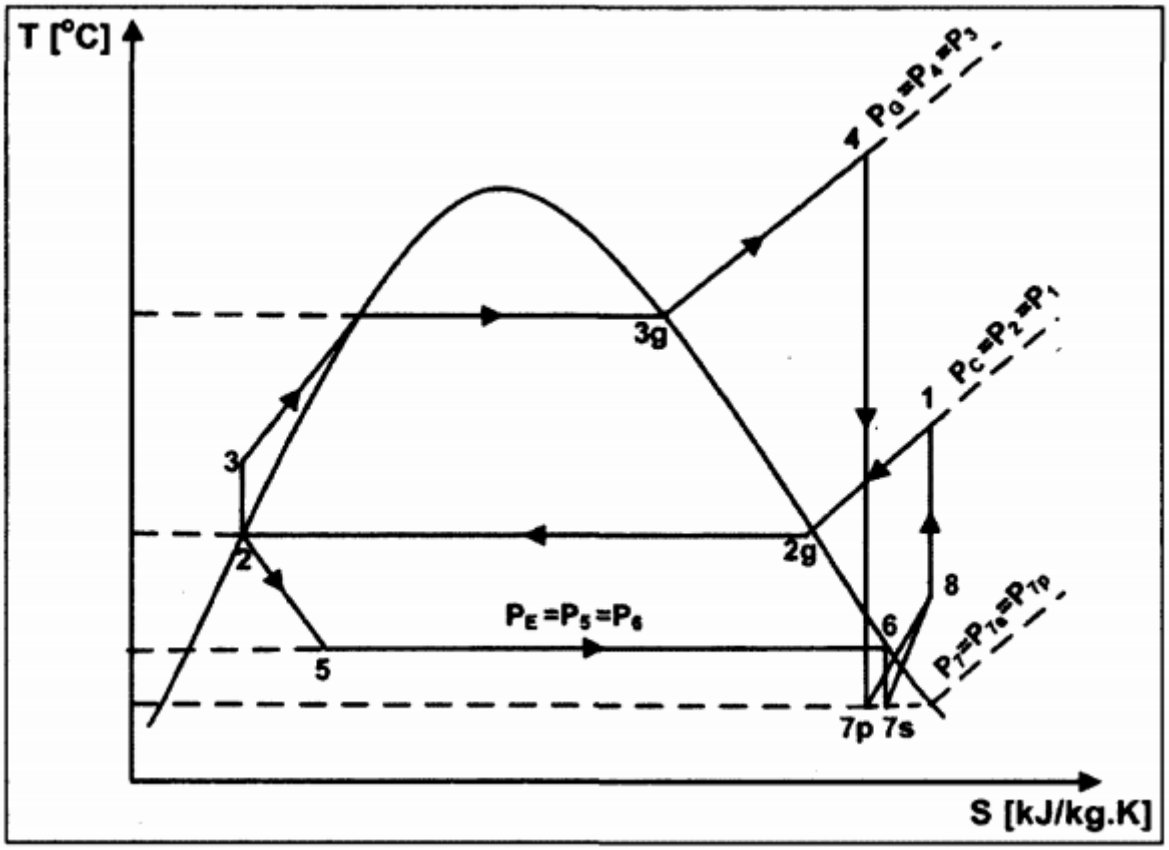


Figure III.2. Diagramme (S-T) des processus

Le fluide primaire venant du générateur sous forme de vapeur surchauffée (état 4) se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur (état 7p) subissant une accélération accompagnée d'une chute de pression qui provoque l'aspiration du fluide secondaire (état 7s) venant de l'évaporateur dans un état saturé (état 6). Les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (état 8) puis ils se compriment au diffuseur de l'éjecteur se dirigeant vers le condenseur (état 1). À la sortie de ce dernier (état 2), une partie du débit est pompée vers le générateur (état 3) constituant le fluide primaire et le restant se détend dans la valve (état 5) pour s'évaporer par la suite et produire l'effet frigorifique désiré au niveau de l'évaporateur. Ce genre de système est généralement destiné à la réfrigération autant qu'à la climatisation selon le besoin et les conditions requises.

III.3. Analyse énergétique

L'analyse énergétique d'un système de réfrigération à éjecteur se fonde sur les principes de la conservation de la masse et de l'énergie pour calculer et déterminer chaque état du cycle (T, P, h, s, v, x), ainsi que différents autres paramètres qui sont le coefficient de performance (COP) et les caractéristiques de l'éjecteur (Ap, As, ω).

Pour simplifier l'analyse et l'étude paramétrique de ce cycle on fait appel aux hypothèses suivantes :

- Régime établi et permanent.
- Il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur (sauf aux échangeurs).
- Les transformations dans les échangeurs de chaleur sont isobares (P=constant).

$$P_3 = P_4 \quad \textbf{(III.1)}$$

$$P_2 = P_1 \quad \textbf{(III.2)}$$

$$P_5 = P_6 \quad \textbf{(III.3)}$$

- Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables dans toutes les composantes sauf à l'éjecteur (états 7p, 7s et 8).
- Nous considérons l'écoulement unidimensionnel dans l'éjecteur.
- Les fluides primaire et secondaire rentrent à l'éjecteur sous forme de vapeur.
- La détente des fluides primaire et secondaire dans l'éjecteur est isentropique.

$$s_4 = s_{7p} \quad \textbf{(III.4)}$$

$$s_6 = s_{7s} \quad \textbf{(III.5)}$$

- La pression à la sortie de la tuyère primaire est égale à celle du fluide secondaire à la même section ; cette pression est calculée en supposant que la section 7s correspond à la section minimale pour la détente du fluide secondaire.

$$P_{7p} = P_{7s} \quad \textbf{(III.6)}$$

- Le mélange des fluides primaire et secondaire se produit à section constante.

$$A_8 = A_{7p} + A_{7S} \quad \textbf{(III.7)}$$

- La détente dans la valve est isenthalpique.

$$h_2 = h_5 \quad \textbf{(III.8)}$$

- À la sortie du condenseur (état 2): liquide saturé.

$$x_2 = 0 \quad \textbf{(III.9)}$$

- À la sortie de l'évaporateur (état 6): vapeur saturée.

$$x_6 = 1 \quad \textbf{(III.10)}$$

- Le fluide de refroidissement est l'eau à la pression atmosphérique.
- La décélération au diffuseur est isentropique.

$$s_1 = s_8 \quad \textbf{(III.11)}$$

- Le rendement de la pompe est 100%.

$$\eta_p = 1 \quad \textbf{(III.12)}$$

Pour procéder à cette analyse, on fixe la capacité frigorifique fournie par l'évaporateur (Q_E) et sa température (T_E), la température de l'air extérieur ambiant (T_A) et celle du générateur (T_G) ainsi que les écarts de température d'échauffement (ΔT_{ech}) et de pincement (ΔT_p) du condenseur. On finit par fixer une valeur de la chute de pression dans l'éjecteur (ΔP) (Fig. III.2).

$$T_4 = T_G \quad \textbf{(III.13)}$$

$$T_2 = T_C = T_A + \Delta T_{ech} + \Delta T_p \quad \textbf{(III.14)}$$

$$T_6 = T_E \quad \textbf{(III.15)}$$

Pour un réfrigérant spécifié, on détermine ensuite :

- $Pc = P_2 = P_1$ et h_2 à partir de T_2 et $x_2 = 0$.
- $P_E = P_5 = P_6$et h_6, S_6 et V_6 à partir de T_6 et $x_6 = 1$.

III.4. Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire

À partir de T_5 et h_5, on détermine s_5, v_5 et x_5.

La puissance frigorifique Q_E est reliée au débit massique du fluide secondaire à partir de l'équation :

$$\boldsymbol{Q_E = \dot{m}_s(h_6 - h_5)} \quad \textbf{(III.16)}$$

Par ailleurs, selon les hypothèses énoncées, l'équation d'énergie entre l'état 6 et 7, s'écrit :

$$\mathbf{h_6 = V^2_7/2 + h_{7s}} \quad \textbf{(III.17)}$$

Le débit du fluide secondaire s'écrit :

$$\mathbf{m_s = A_{7S.}\, V_{7s}/v_{7s}} \quad \textbf{(III.18)}$$

III.5. Modélisation de l'écoulement du fluide primaire

L'équation de la conservation de l'énergie pour la détente isentropique entre 4 et 7p s'écrit :

$$\mathbf{h_4 = h_{7p} + V^2_{7p}/2} \quad \textbf{(III.19)}$$

Le débit du fluide primaire est :

$$\boldsymbol{\dot{m}_p = A_{7p}\, V_{7p} / v_{7p}} \quad \textbf{(III.20)}$$

III.5.1. Modélisation de l'écoulement dans la section du mélange

À la section 8, on considère que les propriétés du mélange sont uniformes, et d'après l'équation de la conservation de la masse :

$$\boldsymbol{\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad \textbf{(III.21)}$$

L'équation de la quantité de mouvement entre 7 et 8 s'écrit :

$$\boldsymbol{V_8 = (P_7 - P_8)A_8 + \dot{m}_p V_{7p} + \dot{m}_s\, V_{7s} / \dot{m}} \quad \textbf{(III.22)}$$

Le débit massique en 8 est:

$$\dot{m} = A_8 V_8 / v_8 \quad \textbf{(III.23)}$$

L'équation de la conservation de l'énergie entre 7 et 8 s'écrit :

$$h_8 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}}\left(h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2}\right) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}}\left(h_{7s} + \frac{V_{7s}^2}{2}\right) - \left(\frac{V_8^2}{2}\right) \quad \textbf{(III.24)}$$

III.5.2. Modélisation des autres composants

La compression au diffuseur est considérée isentropique (équation III.11)
L'équation de la conservation d'énergie pour le diffuseur s'écrit:

$$h_1 + \left(V_1^2/2\right) = h_8 + \left(V_8^2/2\right) \quad \textbf{(III.25)}$$

La quantité de chaleur rejetée lors de la condensation est:

$$Q_C = \dot{m}\,(h_1 - h_2) \quad \textbf{(III.26)}$$

D'après l'hypothèse (III.12), la puissance fournie à la pompe est :

$$W_p = \dot{m}_p(h_3 - h_2) = \dot{m}_p v_2\,(P_3 - P_2) \quad \textbf{(III.27)}$$

La quantité de chaleur fournie par le générateur au réfrigérant est :

$$Q_G = \dot{m}_p(h_4 - h_3) \quad \textbf{(III.28)}$$

III.5.3. Coefficient de performance

Le coefficient de performance est défini comme étant le rapport entre la quantité d'énergie (puissance frigorifique) extraite du milieu à refroidir et l'énergie consommée pour extraire cette puissance frigorifique (la chaleur fournie au générateur et l'énergie utilisée pour faire fonctionner la pompe). Le COP est un nombre adimensionnel.

$$COP = Q_E/(Q_G + W_p) \quad \textbf{(III.29a)}$$

En substituant les équations (III.16), (III.26) et (III.27) dans (III.29a), on obtient :

$$\mathbf{COP = \omega . (h_6 - h_5)/(h_4 - h_2)} \quad \textbf{(III.29b)}$$

ω étant le facteur d'entrainement de l'éjecteur (performance de l'éjecteur).

$$\boldsymbol{\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p} \quad \textbf{(III.30a)}$$

Pour le calcul du COP on utilise la relation du facteur d'entrainement optimal [23]:

$$\boldsymbol{\omega_{opt} = 3,32\left[\frac{1}{r}\left(1 - \frac{1,21}{\xi}\right)\right]} \quad \textbf{(III.30b)}$$

Avec : r est le taux de compression P_c/P_E de la partie génératrice et ξ est le rapport moteur P_G/P_C de l'éjecteur.

Enfin, le COP global du système frigorifique solaire à éjecto-compresseur est donné par :

$$\mathbf{COP_G = COP \times \eta_{cs}} \quad \textbf{(III.31)}$$

Où η_{cs} est le rendement du capteur solaire [24]:

$$\boldsymbol{\eta_{sc} = 0,8 - C_{cs}\frac{T_{Gin} - T_A}{I_G}} \quad \textbf{(III.32)}$$

Avec :

T_{Gin}: température à la sortie du capteur supposée comme c'est généralement admis 5 °C au dessus de celle du générateur ; C_{cs} = 2 W/m^2°C pour un capteur solaire sous-vide.

Le modèle décrit dans l'analyse précédente comporte 32 équations qui font intervenir plusieurs variables dont six sont fixées (Q_E, T_A, T_G, T_E, ΔP et I_G). Ce système d'équations est résolu numériquement sous MATLAB en utilisant le logiciel REFPROP® pour la détermination des propriétés thermodynamiques des fluides en phase liquide et vapeur.

La procédure de calcul est illustrée au tableau (III.1).

Etape 1	On sélectionne le réfrigérant et on fixe Q_E, T_A, T_G, T_E, ΔP et I_G
Etape 2	On fixe un ΔT_{ech} et un ΔT_p et on calcule T_2=Tc = T_A+ΔT_{ech}+ ΔT_p, T_4= T_G, T_5=T_6=T_E
Etape3	À partir de T_2 et x2=0 on obtient P_c=P_2=P_1, h_2, s_2, v_2, h_{2g} et h_5=h_2 À partir de T_6 et x_6=l on obtient P_E=P_5=P_6, h_6, s_6, v_6 et m_s = Q_E / (h_6-h_5)
Etape4	On choisie une valeur de P_G=P_4=P_3 (la moyenne entre $P_{sat}(T_4)$ et P_c) À partir de P_G on obtient h_{3f}, T_{3f} = T_{3g}, h_{3g} À partir de P_G et T_4 on obtient h_4, s_4 et v_4
Etape5	On calcule P_{7s}=P_6-ΔP À partir de P_{7s} et s_{7s}=s_4 on obtient h_{7s} et v_{7S} On calcule V_{7s} et A_{7s} à partir des équations (III.17) et (III.18)
Etape6	Le calcul de V_{7p} s'effectue à partir de l'équation (III.19) (h_{7p} est connu à partir de P_{7p}=P_{7s} et s_{2p}=s_4); cette procédure donne V_{7p}, A_{7p} et v_{7p}
Etape7	On calcule A_8=A_{7p}+A_{7s} On calcule ω à partir de l'équation (III.30b) et on déduit m_p de l'équation (III.30a)
Etape9	En choisissant une valeur de P_8 (la moyenne entre P_7 et P_c), on calcule V_8 à partir de l'équation (III.22) et donc, on a h_8 de l'équation (III.24); cette procédure résulte aussi s_8 et v_8
Etape10	À partir de P_1=P_C et s_1=s_8 on obtient h_1; on calcul V_1 à partir de l'équation (III.25);
Etape11	À partir des propriétés thermodynamiques et les débits massiques, on calcule la puissance de chaque composant du système (équations III.26 à III.28) et les coefficients de performance théorique et global (équations III.29 et III.31)

Tableau III.1. Procédure numérique pour la résolution du modèle

III.6. Résultats et discussions :

La puissance frigorifique de la machine à éjecto-compresseur étant fixée à 5 kW. Les écarts de température d'échauffement et de pincement du condenseur sont pris égaux à 5°C. L'étude de ses performances est effectuée pour des températures, à l'évaporateur, T_E, variant de 0 à 10°C et au générateur, T_G, varie de 85 à 95 °C.

Sur la figure (III.3) est représentée la variation du COP du système en fonction de T_G, la température ambiante, T_A, est fixée à 37 °C et T_E fixée à 10 °C. Les résultats montrent que le COP croît avec l'augmentation de T_G et cela pour les trois fluides. Cette augmentation est due au fait que, quand T_G augmente, l'écart (h_4-h_3) reste pratiquement constant tandis que le débit du fluide primaire diminue. Donc le dénominateur de l'équation (III.29a) diminue tandis que le numérateur reste toujours fixe (Q_E = 5 kW).

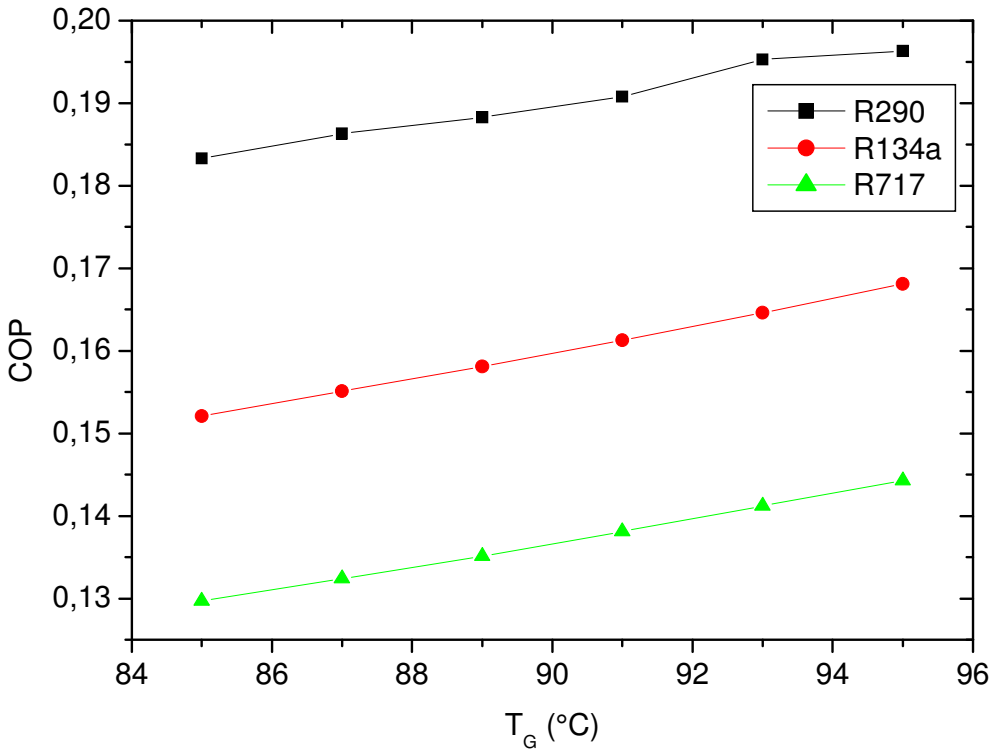


Figure III.3. Influence de la température du générateur sur le COP

La figure (III.4) montre l'influence de T_C sur les performances du système en gardant les mêmes paramètres (Q_E = 5 kW, T_G = 85 °C, T_E = 10 °C). On constate que COP diminue d'une façon importante avec l'augmentation de T_C. Ceci est dû au fait que, quand T_C augmente, l'écart (h_4-h_2) diminue pour une puissance frigorifique constante.

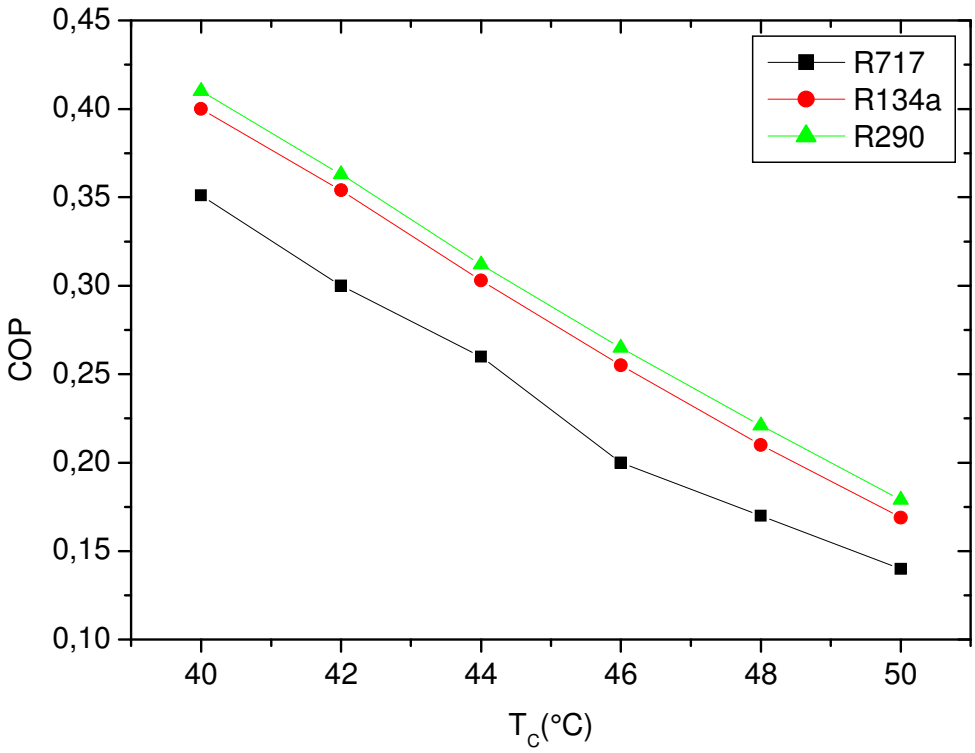


Figure III.4. Influence de la température du condenseur sur le COP

Donc le dénominateur de l'équation (III.29b) augmente tandis que le numérateur est toujours fixe. Ces résultats montrent que la variation du COP est très sensible à celle des valeurs de T_C.

La figure (III.5) représente la variation du COP en fonction de T_E. T_A étant fixée à 37 °C et T_E à 85 °C. On remarque que le COP augmente d'une façon monotone avec l'augmentation de la température T_E pour les trois fluides. Cette augmentation est due au fait que, lorsque T_E augmente, la différence d'enthalpie spécifique (h_6-h_5) dans l'évaporateur diminue, et comme le débit massique du fluide secondaire augmente. Cette augmentation du débit secondaire provoque une augmentation correspondante de la performance du système.

La figure (III.6) montre l'effet de la variation du rayonnement solaire global reçu par un mètre carré de surface du capteur sur la performance du système frigorifique à éjection. Il est clair que le couplage à l'énergie solaire devient plus rentable pour les fortes irradiations. Cependant, l'utilisation des hautes températures du générateur T_G dépend du rayonnement solaire disponible et l'éventuelle utilisation d'une source de chaleur auxiliaire augmentera les dépenses énergétiques du système.

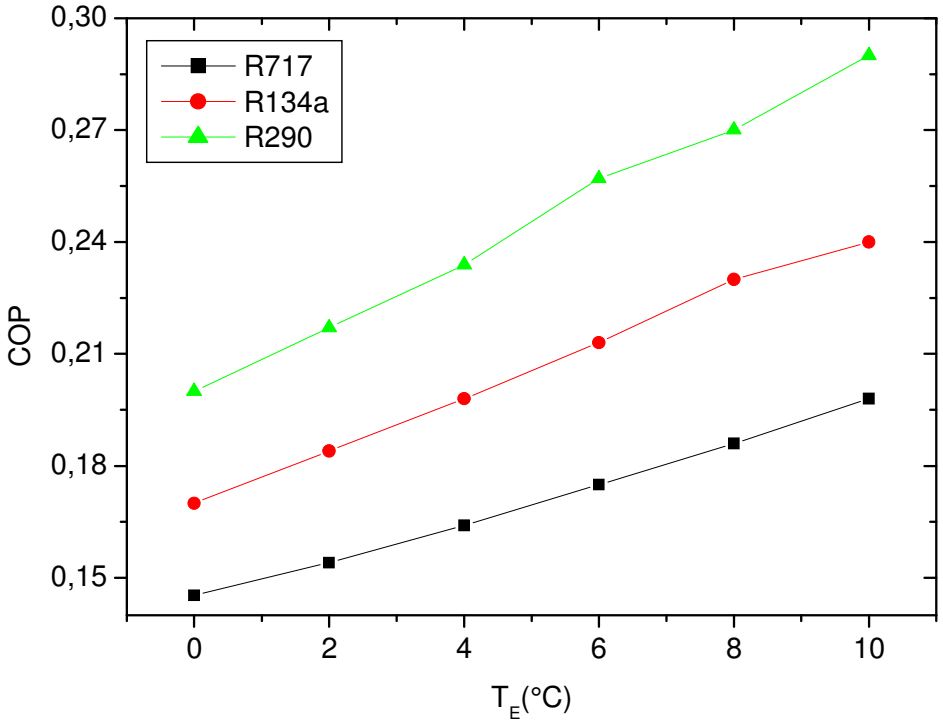


Figure III.5. Influence de la température de l'évaporateur sur le COP

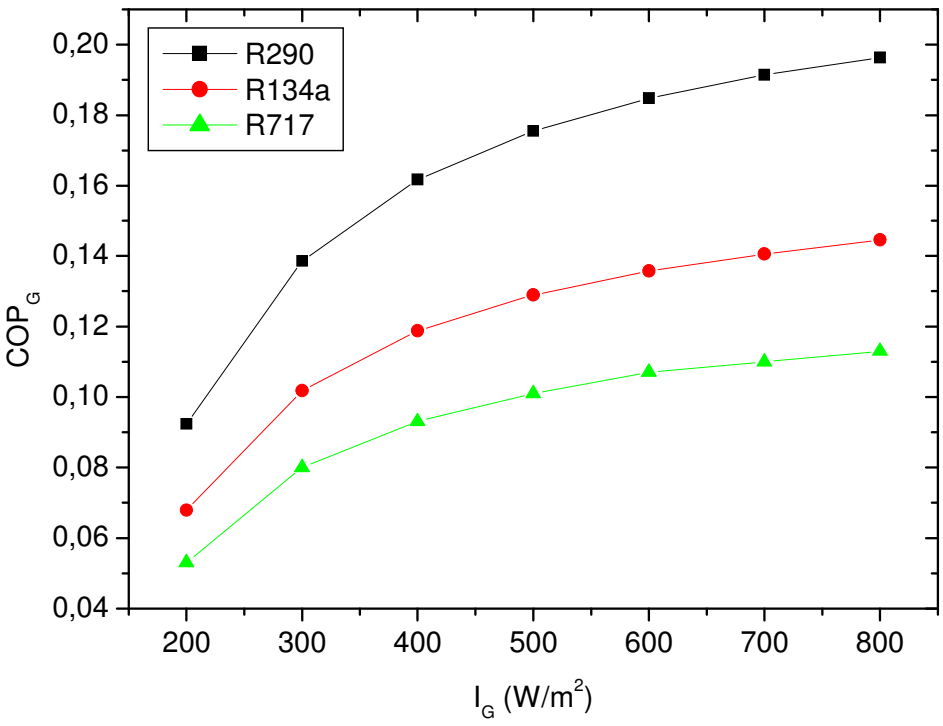


Figure III.6. Influence du rayonnement solaire sur le COP global

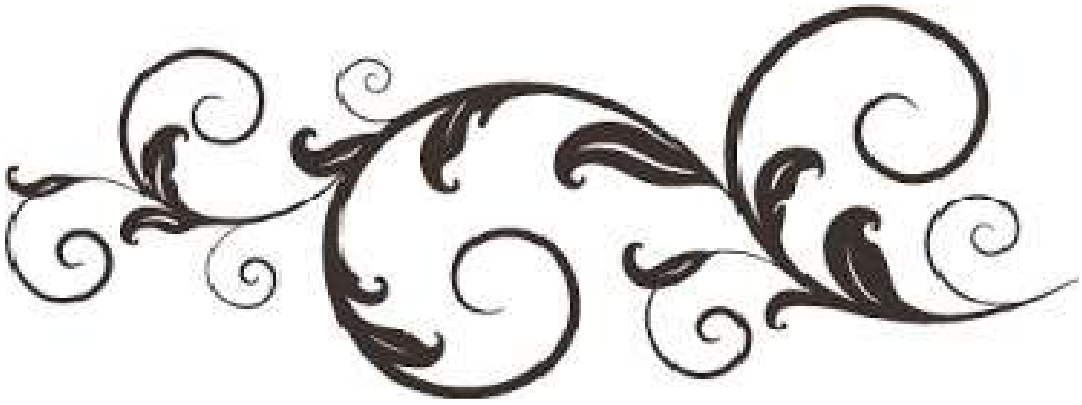
III.7. Conclusion

L'analyse présentée dans ce chapitre conduit à tirer deux conclusions importantes :

- Pour une capacité frigorifique fixe et des températures fixes de l'évaporateur et du condenseur, les systèmes de réfrigération à éjecteur doivent être conçus pour de hautes températures au niveau du générateur. Ceci implique, par contre, l'utilisation d'une source de chaleur auxiliaire augmentant ainsi les dépenses énergétiques du système.
- Pour une capacité frigorifique fixe et une température fixe au niveau du générateur, l'augmentation de l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur provoque la diminution des valeurs du COP du système. On a donc tout intérêt à choisir un fluide frigorigène avec un taux de compression le plus faible possible. Ce minimum est avantageux avec le R290 et il est moins avec le R717.



Conclusion



Conclusion générale

La machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur est l'une des nouvelles technologies qui répondent aux contraintes environnementales actuelles et à venir. L'utilisation des machines à éjection pour la production du froid (réfrigération et conditionnement d'air) permet d'allier deux avantages, l'un lié à l'économie d'énergie grâce à l'utilisation des rejets thermiques industriels à basse ou moyenne température ou bien une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire et l'autre lié à la protection de l'environnement grâce à la réduction des émissions de CO_2 dans l'atmosphère. De plus, ces systèmes permettent plus facilement la mise en œuvre de fluides frigorigènes naturels respectueux de l'environnement tels que l'ammoniac (R717).

Pour les systèmes de réfrigération à éjecto-compresseur, le propane (R290), en dépit de son taux élevé d'inflammabilité, est un excellent réfrigérant pour remplacer les anciens réfrigérants, il fonctionne très bien sur ces systèmes; il a pour effet d'augmenter le COP et minimiser la conductance thermique du système. En plus, son ODP est nul et son GWP est très faible voire nul, il possède aussi une chaleur latente de vaporisation deux fois plus élevée que le R134a.

Par ailleurs, l'Algérie est un pays où le potentiel solaire est très important et il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle dans le domaine de la production de froid notamment dans la machine à éjecto-compresseur en vue de la réfrigération ou la climatisation en raison de sa simplicité de conception et de mise en œuvre. Ainsi, l'utilisation des panneaux solaires sous-vide s'avère une solution prometteuse permettant d'obtenir des températures élevées de la source chaude même en cas d'insuffisance d'éclairement solaire.

Actuellement, des études sont en cours de réalisation afin d'optimiser le fonctionnement de la machine en fonction des caractéristiques géométriques de l'éjecteur en fonction de la nature du fluide utilisé. D'autres fluides seront également testés parmi lesquels on distingue le R123 et le n-pentane.

Enfin, il est recommandé de réaliser une étude expérimentale afin de trouver des résultats réels et faire une comparaison avec les résultats théoriques et notamment l'utilisation des nouveaux fluides frigorigènes avec ce type de systèmes.

Références bibliographiques

[1] Maalej S., Zaghdoudi, M.C., Etude expérimentale des performances énergétiques d'une machine frigorifique à éjecto-compresseur couplée à panneau solaire sous-vide à caloduc, 5ème Congrès International sur les Energies Renouvelables et l'Environnement, 4-6 Novembre, 2010, Sousse, Tunisie.

[2] Murthy S. S., Balasubramanian R., Murthy M. V. K., Experiments on vapour jet refrigeration system suitable for solar energy applications, Renewable Energy, Vol 1, N° 5/6, 1991, pp. 757-768.

[3] Bejan A., Vargas J. V. C., Sokolov, M., Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N° 16, 1995, pp. 2997-3004.

[4] Sun D.W., Solar powered combined ejector vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration, Energy Conversion and Management, Vol. 38, N° 5, 1997, pp. 479-491.

[5] AlKhalidy N., Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine, International Journal of Energy Research, Vol. 21, N° 12, 1997, pp. 1123-1131.

[6] Alkhalidy N., An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, N° 8, 1998, pp. 617-625.

[7] Huang B.J., Chang J.M., Petrenko, V.A., et al., A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, Solar Energy, Vol. 64, N° 4-6, 1998, pp. 223-226.

[8] Riffat S.B., Omer S.A., CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid Source, International Journal of Energy Research, Vol. 25, N° 2, 2001, pp.115-128.

[9] Nguyen V.M., Riffat S.B., Doherty P.S., Development of a solar-powered passive ejector cooling system, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 2001, pp. 157-168.

[10] Huang B.J., Hu S.S., Lee S.H., Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect, International Journal of Refrigeration - Revue Internationale du Froid, Vol. 29, N° 3, 2006, pp. 476-484.

[11] Pollerberg C., Ali A.H.H., Dotsch C., Experimental study on the performance of a solar driven steam jet ejector chiller, Energy Conversion and Management, Vol. 49, N° 11, 2008, pp. 3318-3325.

[12] Meyer A.J., Harms T.M, Dobson R.T., Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat, Renewable Energy, Vol. 34, N° 1, 2009, pp. 297-306.

[13] Pollerberg C., Ali A.H.H., Dotsch C., Solar driven steam jet ejector chiller, Applied Thermal Engineering, Vol.29, N°5-6, 2009, pp. 1245-1252.

[14] Huang B.J., Wu J.H., Hsu H.Y. et al., Development of hybrid solar-assisted cooling/heating system, Energy conversion and Management, Vol. 51, N° 8, 2010a, pp. 1643-1650.

[15] Huang B.J., Yen C.W.; Wu J.H., et al., Optimal control and performance test of solar-assisted cooling system, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, N° 14-15, 2010b, pp. 2243-2252.

[16] http://sodeeravantages.blogspot.com/

[17] http://www.guide-economie-energie.fr/les-aides-et-subvensions/credit-dimpot/

[18] http://www.ademe.fr/

[19] http://www.physics.usyd.edu.au/app/research/solar/evac-tube.html

[20] Penta Project, Module de « Capteurs solaire », Cours de base, M 31.1, Edition 2009.

[21] http://www.cubefrance.fr/_dynamique/gestionContenus02/fichiers/chauffe-eau-solaire-individuel.pdf

[22] Dahmani A., Utilisation des éjecteurs pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération, Mémoire de maîtrise, Spécialité génie mécanique, Université de Sherbrooke, Québec, Canada, Janvier 2011.

[23] Dorentes Rodriguez R.J., Performances théoriques et expérimentales d'une machine frigorifique tritherme à ejecto-compression. Thèse de doctorat en Sciences appliquée, Villeurbanne, INSA, Septembre 1992.

[24] Boumaraf L., Lallemand A., Performances d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant l'énergie solaire à basse ou moyenne température, 5ème Congrès International sur les Energies Renouvelables et l'Environnement, 4-6 Novembre, 2010, Sousse, Tunisie.