

**REMERCIEMENTS :**

Tout ce travail n'aurait pas été mené à bien sans l'aide de dieu.

Mes plus vifs remerciements vont aux personnes qui ont contribué au bon déroulement et à l'aboutissement de cette thèse.

Qu'il me soit permis d'adresser tous mes profonds remerciements et gratitude à mon promoteur M. B. BOUMEDDANE, Professeur à l'Université de Blida, pour m'avoir cordialement dirigé et soutenu. Sa confiance, disponibilité et encouragements ne m'ont jamais manqué tout le long de ce travail. Je lui saurai donc gré d'accepter ma parfaite considération pour sa patience et les précieux et judicieux conseils fructueusement prodigués.

J'exprime ainsi toute ma reconnaissance à Monsieur S.NOURDINE pour ses conseils judicieux et son suivi pendant la réalisation de ce travail.

Je tiens également à remercier tout le personnel du Département de Génie Mécanique, les enseignants - chercheurs, le personnel administratif.

Que ce modeste travail vienne récompenser mes parents, mes frères et sœurs, ainsi que toute ma famille pour leur amour, leur soutien et leur compréhension.

**DÉDICACE**

**À mes très chers parents**

**A Ma Femme Et Mon Fils Ouais**

**À mes frères et sœurs**

**À mes tantes et oncles**

**À mes grands-pères**

**À mes grands-mères**

**À tous mes amis**

**À tous les musulmans**

## RESUME

Il s'agit de la modélisation d'un climatiseur à éjection couplé à un collecteur du rayonnement solaire. Le système envisagé comporte un bouilleur relié au collecteur solaire, un condenseur, un évaporateur et un éjecteur. A la sortie du condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. La recherche de l'optimisation du fonctionnement de la machine et le choix du fluide frigorigène (fluide de remplacement non CFC) sera conduite à travers un modèle précis qui intègre tous les composants de ce système.

Ce modèle sera utilisé pour tester le comportement de la machine en fonctionnement réel selon la nature des fluides utilisés: fluides purs ou en mélange et les niveaux thermiques de la source de chaleur. Les performances d'une machine à éjection dépendent essentiellement de deux entités physiques: le taux d'entraînement de l'éjecteur d'une part, et les caractéristiques enthalpiques du fluide aux différents points du cycle, d'autre part. Ces entités physiques sont elles-mêmes fonction des niveaux de température du fluide Frigorigène, donc des caractéristiques de la source chaude (collecteur solaire) et du comportement thermodynamique des différents échangeurs: bouilleur, condenseur et évaporateur.

### ملخص

هذا هو نمذجة جهاز لتكييف الهواء طرد بالإضافة إلى جمع من الإشعاع الشمسي. ويتكون النظام المقترح غلاية متصلة بجميع الطاقة الشمسية، مكثف، المبخر والقاذف. عند مخرج المكثف، وضغط السائل تعمل عن طريق مضخة بحيث يمر مولد السوائل من السائل استبدال) من CFC خلال منظم الضغط. سيتم إجراء البحث لتعظيم الاستفادة من تشغيل الجهاز واختيار المبردات (غير خلال نموذج محدد يتضمن جميع مكونات النظام

وسيتم استخدام هذا النموذج لاختبار سلوك تشغيل الجهاز الحقيقي وفقا لطبيعة السوائل المستخدمة: السوائل النقية أو في عمليات الخلط ودرجات الحرارة من مصدر الحرارة. أداء طرد من جهاز يعتمد في المقام الأول على اثنين من الكيانات المادية: معدل جهة، وخصائص المحتوى الحراري للسوائل في نقاط مختلفة من دورة، من ناحية أخرى. هذه الكيانات المادية هي نفسها القاذف ، وبالتالي فإن خصائص مصدر الحرارة (تجميع الطاقة الشمسية) وسلوك الحرارية وظيفة من مستويات درجة حرارة السائل ، ، مكثف والمبخر :لمختلف المبادلات

### Mots Clefs :

Climatiseur à éjection, éjecteur, froid solaire, machine frigorifique solaire, fluide frigorigène

## TABLE DES MATIERES

<b>REMERCIEMENTS :</b> .....	<b>1</b>
<b>DÉDICACE</b> .....	<b>2</b>
<b>RESUME</b> .....	<b>3</b>
<b>Liste des illustrations, graphiques et tableaux</b> .....	<b>6</b>
<b>CHAPITRE I: DIFFERENT SYSTEMES DE PRODUCTION DE FROID</b> .....	<b>8</b>
<b>I. 1. INTRODUCTION :</b> .....	<b>8</b>
<b>I. 2. PHENOMENES THERMODYNAMIQUES ET THERMOELECTRIQUES DE PRODUCTION DE FROID :</b> .....	<b>8</b>
I. 2. 1. MELANGES REFRIGERANTS :.....	8
I. 2. 2. DETENTE D'UN GAZ PARFAIT :.....	8
I. 2. 3. ÉVAPORATION D'UN LIQUIDE PUR :.....	9
I. 2. 4. REFRIGERATION THERMOELECTRIQUE :.....	10
I. 2. 5 PHENOMENES DE SORPTION :.....	10
<b>I. 3.MACHINES FRIGORIFIQUES :</b> .....	<b>10</b>
I. 3. 1. MACHINES A COMPRESSION :.....	11
I. 3. 2. MACHINES A SORPTION.....	15
<b>CHAPITRE II : ESTIMATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE</b> .....	<b>21</b>
<b>II. 1. INTRODUCTION :</b> .....	<b>21</b>
<b>II. 2. ESTIMATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE :</b> .....	<b>21</b>
<b>II. 3. MOUVEMENT DE LA TERRE AUTOUR DU SOLEIL :</b> .....	<b>22</b>
<b>II. 4. RAYONNEMENT SOLAIRE A L'EXTERIEUR DE L'ATMOSPHERE :</b> .....	<b>23</b>
<b>II. 5. POSITION DU SOLEIL :</b> .....	<b>24</b>
II. 5.1 COORDONNEES EQUATORIALES :.....	24
II. 5.2 COORDONNEES HORIZONTALES :.....	25
<b>II. 6.MASSE ATMOSPHERIQUE :</b> .....	<b>26</b>
<b>II. 7.EPAISSEUR OPTIQUE DE L'ATMOSPHERE</b> .....	<b>27</b>
<b>II. 8. MODELE R. SUN</b> .....	<b>28</b>
II. 8.1 FACTEUR DE TROUBLE DE LINKE.....	28
II. 8.2 ECLAIREMENT DIRECT INCIDENT SUR UN PLAN HORIZONTAL PAR CIEL CLAIR.....	28
<b>CHAPITRE III : LE SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR</b> .....	<b>30</b>
<b>III.1.INTRODUCTION</b> .....	<b>30</b>
<b>III.2.HISTORIQUE SUR LE CYCLE A EJECTEUR:</b> .....	<b>30</b>
<b>III.3.LE SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR :</b> .....	<b>31</b>
III.3.1PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR :.....	32
III.3.2 LES CONSTITUANTS DU CYCLE DE REFRIGERATION AVEC EJECTEUR:.....	33
III.3.3.PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'EJECTEUR :.....	34
<b>III.4.AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE L'EJECTEUR :</b> .....	<b>36</b>
<b>III.5.LE MODELE MATHEMATIQUE D'ECOULEMENT DANS L'EJECTEUR</b> .....	<b>37</b>
III.5.1 EQUATIONS DU MODELE.....	38
III.5.2 FLUX PRIMAIRE A TRAVERS LA TUYERE :.....	38
III.5.3 DETERMINATION DU DEBIT D'UN EJECTEUR:.....	42
<b>III.6.CHOIX DU FLUIDE FRIGORIGENE :</b> .....	<b>45</b>

<b>III.7 MODELISATION DES DIFFERENTS ORGANES DU CYCLE DE REFROIDISSEMENT :</b>	<b>47</b>
III.7.1 HYPOTHESES :	47
III.7.2 LES PUISSANCES DES DIFFERENTS ORGANES :	48
<b>III.8.CONCLUSION</b>	<b>49</b>
<b>CHAPITRE IV : L'ETUDE D'UN CONCENTRATEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE</b>	<b>50</b>
<b>IV.1INTRODUCTION</b>	<b>50</b>
<b>IV.2 PERFORMANCES OPTIQUES D'UN CONCENTRATEUR CYLINDRO PARABOLIQUE</b>	<b>51</b>
<b>IV.3 BILAN THERMIQUE</b>	<b>53</b>
<b>IV.4 RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME</b>	<b>59</b>
IV.4 .1CHOIX D'UNE METHODE MATHEMATIQUE DE RESOLUTION	59
IV.4 .2 DISCRETISATION DES EQUATIONS	60
IV.4 .3 POUR LA TEMPERATURE DU FLUIDE	61
IV.4 .4 POUR LA TEMPERATURE DE L'ABSORBEUR	61
IV.4 .5 POUR LA TEMPERATURE DE LA VITRE	61
<b>IV.5 PROGRAMME DE CALCUL :</b>	<b>62</b>
<b>IV.5 L'ORGANIGRAMME DE CALCUL :</b>	<b>63</b>
<b>CHAPITRE V : CAHIER CHARGES POUR LE CALCUL D'UN BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION</b>	<b>64</b>
<b>V.1 INTRODUCTION :</b>	<b>64</b>
<b>V.2-CAHIER DES CHARGES :</b>	<b>64</b>
<b>V.3 EVALUATION DU BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION</b>	<b>66</b>
<b>CHAPITRE VI : RESULTATS ET INTERPRETATIONS</b>	<b>71</b>
<b>VI INTRODUCTION :</b>	<b>71</b>
<b>VI.2 LOGICIEL DE TRAVAIL :</b>	<b>71</b>
<b>VI.3 VALIDATION DU MODELE MATHEMATIQUE (SYSTEME DE REFRIGERATION) :</b>	<b>72</b>
VI.3.1 INFLUENCE DE TEMPERATURE DU GENERATEUR :	72
VI.3.2 INFLUENCE DE TEMPERATURE DU CONDENSEUR :	73
VI.3.3 INFLUENCE DE TEMPERATURE D'EVAPORATEUR:	75
<b>VI.4 ANALYSE DES RESULTATS :</b>	<b>77</b>
<b>VI.5 VALIDATION DE SYSTEME SOLAIRE :</b>	<b>79</b>
VI.5.1 RESULTATS DE SIMULATION SOUS-PROGRAMME ELABORE :	80
<b>VI.6 CONCLUSION :</b>	<b>87</b>
<b>VI.7 CONCLUSION GENERALE :</b>	<b>89</b>
<b>REFERENCE :</b>	<b>91</b>

## LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX.

Figure I-1: Schéma d'une machine frigorifique à compression .....	13
Figure I-2: Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S).....	13
Figure I-3: Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	14
Figure I-4: Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T,S).....	15
Figure I-5: Schéma d'une machine frigorifique à absorption.....	18
Figure I-6: Schéma d'une machine frigorifique à adsorption.....	19
Figure I-7: machine frigorifique solaire à adsorption .....	21
Figure (II-1): Mouvement de la terre autour du soleil .....	24
Figure. (II-2): Repère équatorial.....	26
Figure. (II-3): Repère horizontal.....	27
Fig.III.1 : Le système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire.....	32
Fig.III.2 : Schéma du système de réfrigération à éjecteur.....	33
Fig. III-3: Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h).....	34
Correspondante.....	34
Figure III.4: Schéma de l'éjecteur (à pression constante) .....	36
Fig. III.5 - variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur de l'éjecteur .....	36
Figure III.6 : Processus de mélange des flux et définition des paramètres géométriques pris en compte dans la modélisation.....	39
Figure (III.7) Variation du COPmec, en fonction de la nature du fluide: Tg=90 C; Tc=25 C; Te=20°C. ....	48
Figure (III.8) Taux d'entrainement U de l'ejecteur en fonction de la nature du fluide:( Tg = 90 C; Tc = 25 C; Te= 20 °C). [3] .....	48
Figure (III.9) diagramme (P-h) de cycle frigorifique d'une machine à éjecteur .....	49
Fig(IV.1) Schéma de principe d'un concentrateur cylindro-parabolique.....	52
Figurel V.2: Schématisation des échanges thermique entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique .....	53

Figure (IV.3): bilan thermique d'un élément de surface du collecteur cylindro-parabolique .....	55
Figure VI-1-a: variation du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température de générateur. ....	73
Figure VI-1-b: variation du COP en fonction de la température de générateur mesure par HUANG.....	74
FigVI-2-a: variation de COP en fonction de la température de condensation pour différentes températures de générateur.....	75
Fig.VI-2-b : variation de COP en fonction de la température de condensation pour différentes températures d'évaporateur. ....	75
Figure VI-2-c: variation du COP et du taux d'entrainement en fonction de la température de générateur. ....	76
Fig.VI-3-a: variation de COP en fonction de la température d'évaporateur pour différentes températures de générateur. ....	77
Fig.VI-3-b: variation de COP en fonction de la température d'évaporateur pour différentes températures de condenseur. ....	77
Fig.VI-3-c: variation du COP et du taux d'entrainement en fonction de la température d'évaporateur.....	78
Figure VI-4: variation de la température de la cuve de stockage.....	82
FigureVI-5 : variation du COP du système et du rendement du collecteur .....	82
Figure VI-6 variations des températures d'entre et de sortie du ccp.....	83
Figure VI-7 variations de la température de cuve de stockage et la température ambiante .....	84
Fig. VI-8: Evolution de la température pour le 21 JUIN.....	85
Fig.VI-9: Evolution de la température de sortie en fonction de la longueur du tube d'absorbeur.....	86
Figure VI-10 variations de l'éclairement global .....	87
Figure VI-11 variations de la puissance utile .....	88

## CHAPITRE I: DIFFERENTS SYSTEMES DE PRODUCTION DU FROID

### I. 1. Introduction :

Produire du froid consiste en fait à ôter de la chaleur au milieu que l'on cherche à refroidir. Ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc. Ce sont ces effets du froid qui sont, dans leur grande diversité, au service de l'homme moderne. Les machines frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. Elles rejettent cette chaleur, accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant. Ces machines peuvent aussi être utilisées comme systèmes de chauffage. Si le froid qu'elles produisent alors est généralement sans utilité (on se contente de prélever de la chaleur dans un milieu où celle-ci est gratuite, air, eau ou processus industriel), c'est la chaleur rejetée à température plus élevée qui est utilisée. Il s'agit alors de ce que l'on dénomme communément une pompe à chaleur dont les principes de fonctionnement, et souvent la technologie, sont semblables à ceux des machines frigorifiques. Les applications du froid sont très variées, la production de froid est le résultat de l'un des procédés suivants:

### I. 2. Phénomènes thermodynamiques et thermoélectriques de production de froid :

#### I. 2. 1. Mélanges réfrigérants :

La dissolution de certains solides ou liquides dans un solvant absorbe une quantité de calories équivalente à sa chaleur latente de fusion. Par exemple le mélange de Calcium avec la neige diminue la température de congélation de la solution obtenue de 0°C à -5°C [1].

#### I. 2. 2. Détente d'un gaz parfait :

Dans ce cas, le froid est produit par l'abaissement des températures d'un gaz soumis à une détente avec/ou sans production de travail extérieur.



**a) Détente sans travail extérieur ou détente Joule-Thomson :**

Qui s'effectue au passage dans un orifice de détente à section fixe ou variable (robinet, capillaire, détendeur thermostatique, électronique, à flotteur ne fournit pas de travail à l'extérieur. Si le gaz détendu était parfait, cette détente ne s'accompagnerait d'aucune variation de sa température. Selon le gaz réel et son état thermodynamique avant détente, cette dernière peut s'accompagner d'un refroidissement du gaz, c'est ce que l'on cherche, ou, dans certains cas, d'un échauffement. [2].

**b) Détente avec travail extérieur :**

S'effectue dans un détendeur mécanique approprié. Le refroidissement que l'on peut attendre d'une telle détente est bien supérieur à celui obtenu par le mode de détente précédent. L'importance du refroidissement du gaz dépend : de sa nature, de ses conditions thermodynamiques initiales, du taux de détente du gaz (rapport de la pression initiale à la pression finale), de la qualité du détendeur mécanique et des échanges thermiques entre cet appareil et l'extérieur.

Ces modes de refroidissement, en particulier le second, sont largement mis en œuvre pour la production des basses températures (cryogénie) et la liquéfaction des gaz. [2].

**1. 2. 3. Évaporation d'un liquide pur :**

C'est sur ce phénomène (et son contraire la condensation d'une vapeur) que s'appuient les principaux types de machines frigorifiques et de pompes à chaleur. Le frigorigène restant à l'état fluide, avant et après la mise en œuvre des phénomènes thermiques dans le système frigorifique, son déplacement dans les circuits de ce système ne pose pas de problème.

On met en œuvre l'enthalpie de vaporisation qui, généralement, est beaucoup plus grande que l'enthalpie de fusion.

Ce procédé donne lieu à deux types de machines frigorifiques:

- machines à compression mécanique.
- Machines à compression thermique.

#### I. 2. 4. Réfrigération thermoélectrique :

Ce type de réfrigération repose sur l'effet Peltier. Ce procédé consiste à faire passer un courant dans un sens donné, dans une jonction, entre deux surfaces conductrices de nature différentes (métaux ou semi-conducteur). Il en résulte un refroidissement dans l'une des parties de la jonction. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires.

[1]

#### I. 2. 5 Phénomènes de sorption :

Si l'on met un gaz en présence d'une substance absorbante (sorbant), celle-ci, suivant sa nature et sa température, fixe une quantité de gaz qui dépend de la nature et de la pression de ce dernier. L'absorption peut se faire de manière uniforme, dans toute la masse du sorbant. C'est ce qui se passe lors de l'absorption du gaz par un liquide absorbant. Si la sorption se fait sur la surface d'un solide, il s'agit alors d'adsorption du gaz par le solide adsorbant.

Lorsque le gaz absorbé ou adsorbé (sorbant) conserve sa nature chimique, on a affaire à une sorption physique. Mais s'il y a interaction d'ordre chimique entre le sorbant et le sorbat avec formation d'un nouveau composé chimique, on dit qu'il y a chimisorption.

[2]

#### I. 3. Machines frigorifiques :

On distingue deux grandes catégories de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.

- Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température. Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (machines trithermes).

### I. 3. 1. Machines à compression :

#### 1. Machines à changement de phase :

Les machines frigorifiques à compression mécanique simple sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques.

Le principe de fonctionnement peut être décrit comme suit : En partant du point 1, le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe (point 2), où la pression est égale à la tension de vapeur saturante à la température ambiante. La vapeur comprimée est refoulée ensuite vers le condenseur (supposé parfait). Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance (trajet 2\_3). Le condensât obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Cette opération est accompagnée d'un abaissement de température (trajet 3\_4) . Le mélange liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporation s'effectue en extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide; c'est l'effet utile (trajet 4\_1).

Cette description concerne le cas le plus simple, c'est-à-dire une machine ne comportant qu'un seul étage. Dans l'industrie, on utilise souvent des cycles plus compliqués résultant de l'amélioration des performances, tels que les cycles à compression étagée ou les cascades de machines. [3].

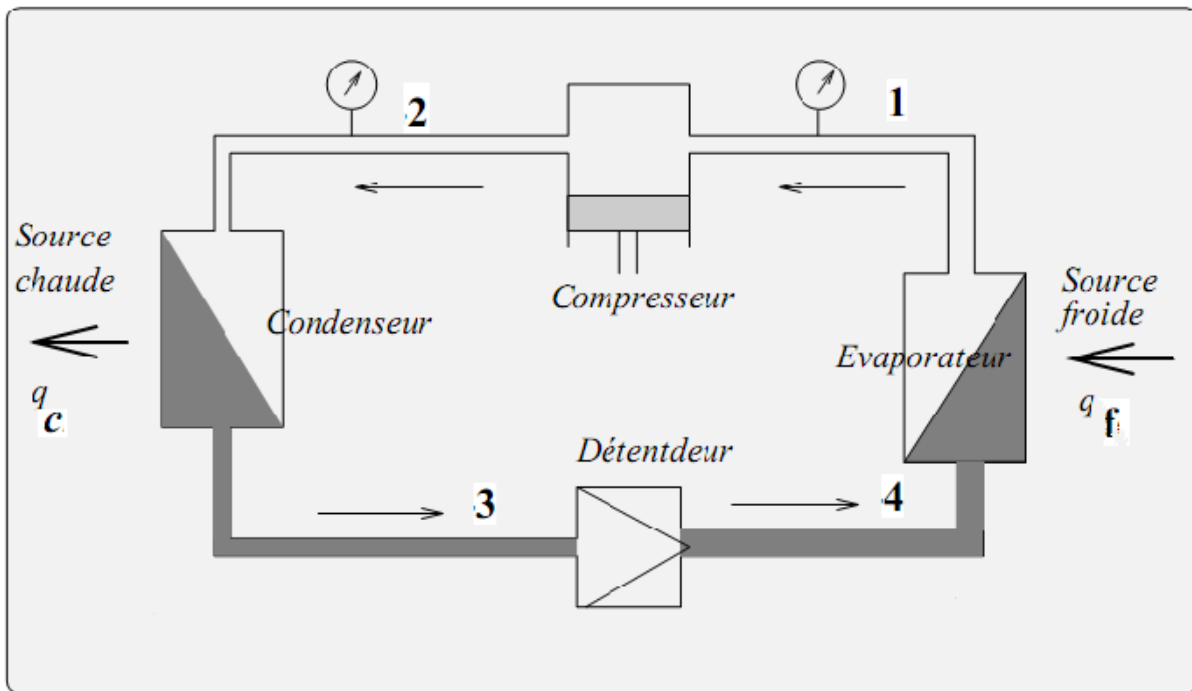


Figure I-1: Schéma d'une machine frigorifique à compression

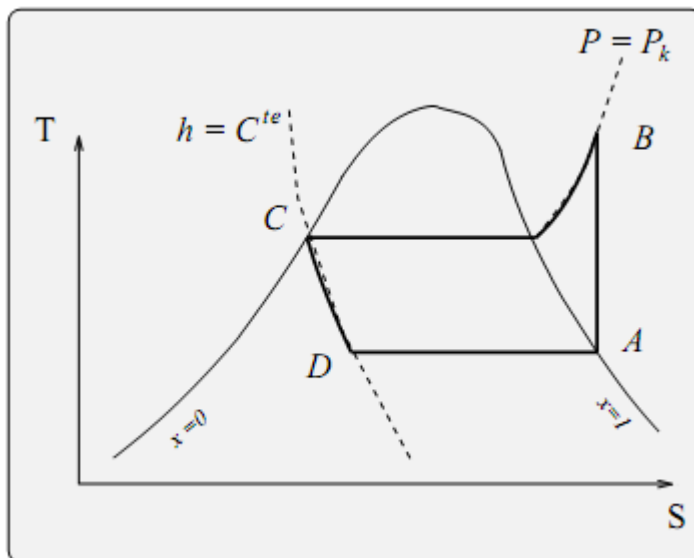


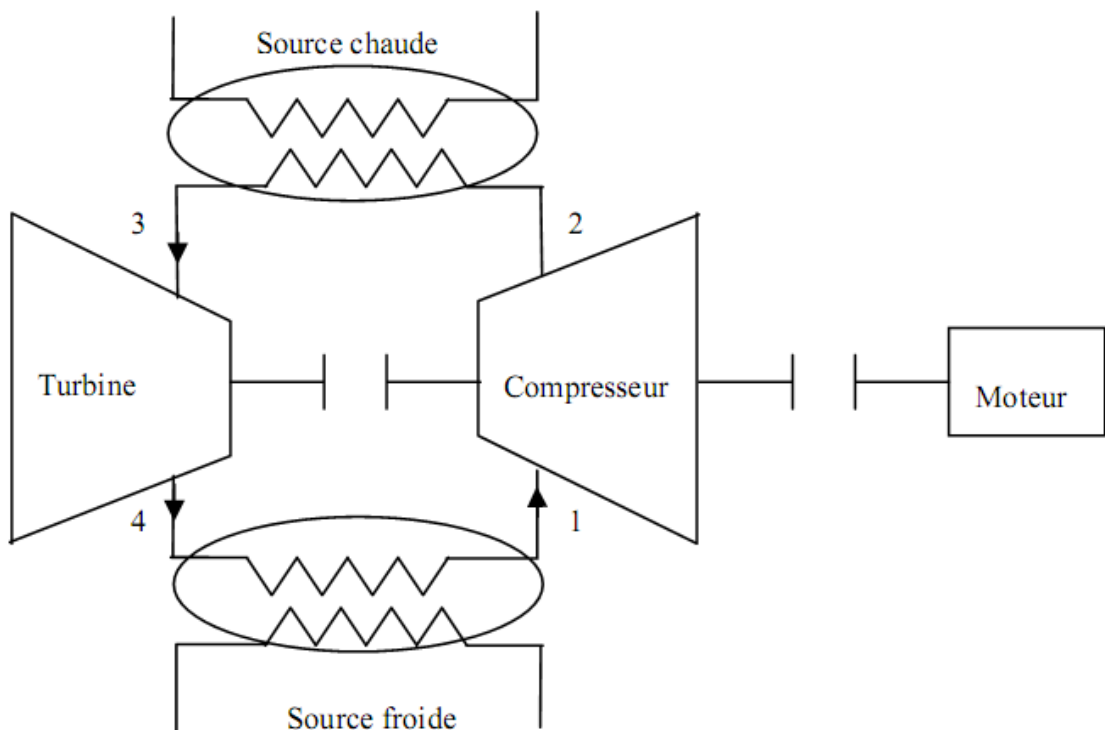
Figure I-2: Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S)

## 2. Machines frigorifiques à gaz

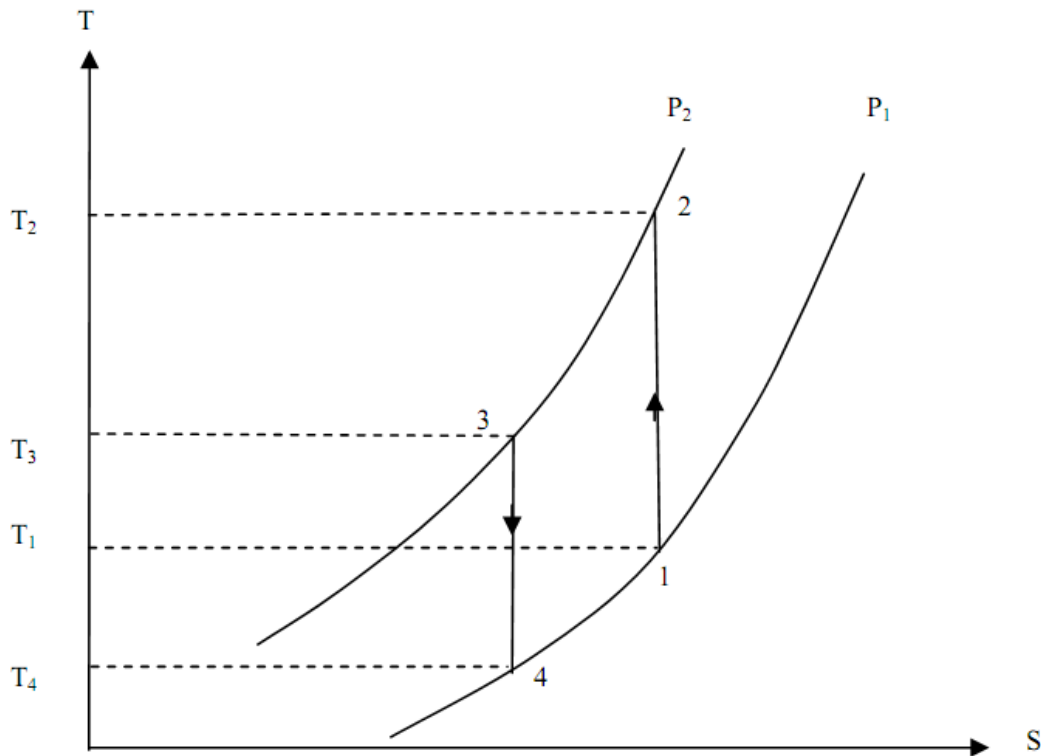
Dans ce type de machines, le froid est obtenu en utilisant la chaleur sensible du fluide frigorigène sans avoir un changement d'état, elles utilisent un cycle inverse soit de Joule soit de Stirling-Ericsson.[1]

### 2.1. Machines à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (I-3) et (I-4). Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais l'inconvénient majeur de ces machines vient du fait que l'effet utile est produit à température variable [4]. Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable.



**Figure I-3: Schéma d'une machine frigorifique à gaz**



**Figure I-4: Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T,S).**

## 2.2. Machine de Stirling

Ces machines remarquables sont caractérisées par un bon rendement, elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air ( $-200\text{ °C}$ ) en un seul étage, mais leur inconvénient majeur résulte de leur encombrement et leur cinématique compliquée, elles ne sont que peu utilisées [4]. Dans le marché, il existe quelques variantes de ces machines, les plus connues sont les machines de PHILIPS utilisées dans la production d'azote ou d'air liquide. Enfin, on peut dire que actuellement, les machines à compression mécanique occupent une situation importante dans la plupart des applications. Cependant, contrairement aux systèmes à sorption, les machines à compression souffrent de la nécessité d'une énergie motrice noble. D'autre part, les systèmes à compression de vapeur utilisent les CFC en particulier comme fluides frigorigènes, contribuant ainsi d'une façon importante à la dégradation de la couche d'ozone. Ce problème est considéré parmi les inconvénients majeurs des systèmes à compression de vapeur [1].

### I. 3. 2. Machines à sorption

#### 1- Différents types de sorption

Les systèmes frigorifiques à sorption utilisent des propriétés couplées d'un sorbant et d'un sorbat (fluide frigorigène). Suivant la nature du sorbant liquide ou solide, la machine présente des variantes dont les principales sont les suivantes:

##### a) Absorption :

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides (constituant A) d'absorber et de désorber une vapeur (constituant B). Le mélange des corps A et B se nomme mélange binaire.

Le constituant A est nommé absorbant, tandis que le constituant B très volatil est le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

1. Eau+Bromure de Lithium ( $H_2O/LiBr$ ), l'eau étant le fluide frigorigène,
2. Ammoniac+Eau ( $NH_3$ )

1-Absorption humide : Cette variante de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple  $NH_3/H_2O$ . Ce couple est le mieux connu et le plus étudié [5]. La solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu [6].

2-Absorption sèche : Le sorbant est alors un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le  $H_2O/LiBr$  et le  $H_2O/LiCl$  [7]. Les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation). En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à  $0^\circ C$ , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat [8].

## b) Adsorption :

Les énergies mises en jeu dans le cas de l'adsorption sont généralement plus faibles que l'absorption [4]. Bien que le cycle de base de la machine qui utilise le principe d'adsorption soit un cycle intermittent, les recherches effectuées jusqu'à ce jour, ont permis de mettre au point des machines frigorifiques à cycles permanents et à multiples effets [9]. Les couples les plus utilisés sont les zéolithes-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac. Ce type de machines reste encore peu étudié, comparativement aux deux précédents qui utilisent le principe d'absorption humide et sèche et demeure en attente de développement industriel.

### 2- Machines à absorption :

#### 2. 1. Principe de fonctionnement :

Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est représenté sur la figure (I-5).

Le principe des machines frigorifiques à absorption est le même que celui des machines à compression mécanique :

1 : Condenseur

3 : Bouilleur

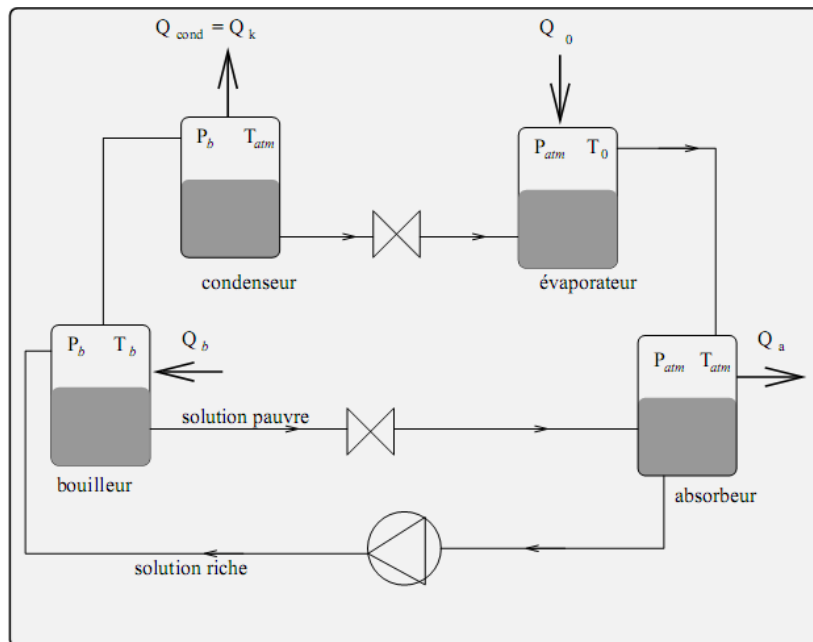
2 : Evaporateur

4 : Absorbeur

- Le bouilleur : la solution reçoit la quantité de chaleur  $Q_b$  ce qui provoque la vaporisation de la solution eau-ammoniac. L'ammoniac s'évapore et le titre d'ammoniac liquide diminue.
- Le condenseur : l'ammoniac gazeux se condense à la température  $T_{atm}$  et la pression  $P$ .
- L'évaporateur : après avoir été détendu (pression  $P_{atm}$ ) l'ammoniac se détend dans l'évaporateur en absorbant la quantité de chaleur  $Q_0$ .
- L'absorbeur : les vapeurs issues de l'évaporateur sont acheminées vers l'absorbeur ou elles rencontrent la solution pauvre eau-ammoniac issue du bouilleur après avoir été détendue. L'absorption des vapeurs dégage une quantité de chaleur  $Q_A$  (reaction exothermique).



La solution enrichie est pompée vers le bouilleur[10].



**Figure I-5: Schéma d'une machine frigorifique à absorption**

### 3- Machine à adsorption :

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié.

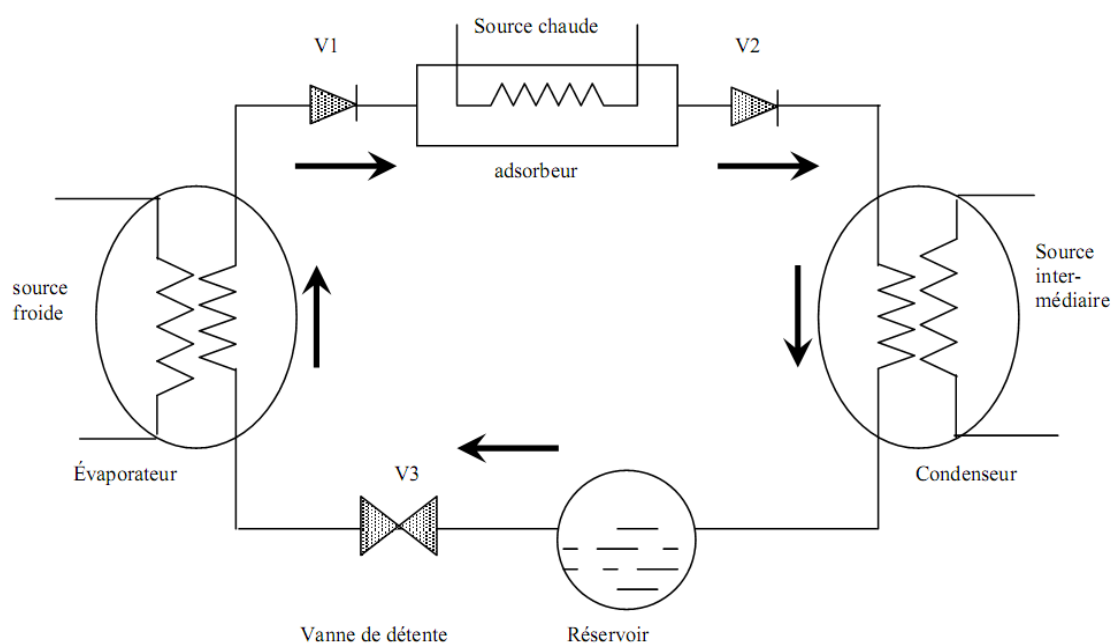
#### 3.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption :

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (I-6).

Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants:

- un adsorbeur (contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur.
- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans le quel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.

- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- Une vanne de détente V3.
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.
- Deux clapets anti-retour V1 et V2



**Figure I-6: Schéma d'une machine frigorifique à adsorption**

### 3.2. Principe de fonctionnement :

Au début de cycle, les vannes V1, V2 et V3 sont fermées, l'adsorbeur se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbeur, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante. Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne V2 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir. Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur

maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbeur commence. Sa pression diminue et la vanne V2 se ferme.

La vanne V3 s'ouvre, le condensât stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V1 s'ouvre et l'adsorbeur qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbeur continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbat. Les vannes V1 et V3 se ferment et un autre cycle commence [1].

### 3.3. Cas d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Dans une machine solaire à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système. Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbeur doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène. Le schéma le plus simple possible permettant de réaliser de façon pratique un fonctionnement intermittent est représenté par la figure (I-7).

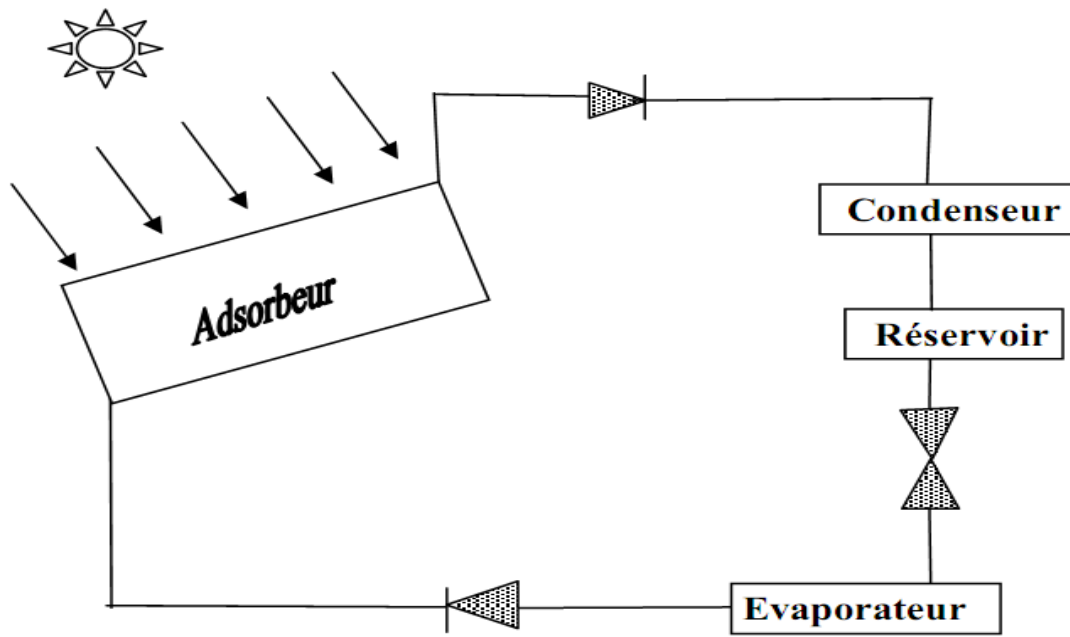


Figure I-7: machine frigorifique solaire à adsorption

## Chapitre II : Estimation du rayonnement solaire

### II. 1. Introduction :

L'énergie solaire, qui se caractérise par une absence de pollution, par sa disponibilité fait l'objet d'un grand intérêt ces dernières années. Il apparaît dès lors que l'énergie solaire peut apporter de réelles solutions aux divers problèmes qui se posent actuellement concernant les changements climatiques, les crises énergétiques,....

L'énergie solaire est utilisée de manières différentes, soit dans les systèmes photovoltaïques pour la production d'électricité ou soit dans les systèmes thermiques (chauffe-eau solaires) pour la production d'eau chaude , climatisation solaire (d'où notre étude) , domaine où elle connaît un développement considérable particulièrement dans le secteur de l'habitat.

Toute étude ou application de l'énergie solaire en un site donné nécessite une connaissance complète et détaillée du rayonnement solaire dans ce site. Ceci est généralement facile lorsque le site est pourvu d'une station de mesure météorologique. Cependant, dans la plupart des cas, il n'existe pas de mesures locales du rayonnement solaire. De ce fait, le recours à certaines méthodes appropriés, permettant de prédire les caractéristiques du rayonnement solaire et de l'estimer, est nécessaire.

L'évaluation à long terme des performances des systèmes de conversion de l'énergie solaire s'établit par l'intermédiaire de programmes de simulation numérique. En Algérie, les logiciels de dimensionnement des installations photovoltaïques et thermiques font appel; dans la plupart des cas, à des bases de données intégrées pour calculer le rayonnement solaire.

### II. 2. Estimation du rayonnement solaire :

Le soleil fournit une quantité d'énergie énorme: environ  $15 \times 10^{17}$  kWh/an. Le besoin global de la terre (besoins électriques + énergie thermique + transport) est de  $30 \times 10^{13}$  kWh/ an, le soleil fournit donc annuellement 5000 fois les besoins énergétiques globaux de la terre [15].

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Donc, c'est un apport énergétique disposé quotidiennement, dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure du jour et la saison. Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus, l'ensemble forme le rayonnement global.

a) Rayonnement direct :

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant directement du soleil. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.

b) Rayonnement diffus :

Le rayonnement solaire diffus résulte de la diffraction du rayonnement solaire par les nuages et les particules en suspension dans l'atmosphère. Il n'est donc nul que la nuit. [1].

c) L'albédo:

L'albédo du sol est l'éclairement qui est réfléchi par le sol ou par des objets se trouvant à sa surface. Cet albédo peut être important lorsque le sol est particulièrement réfléchissant (eau, neige).

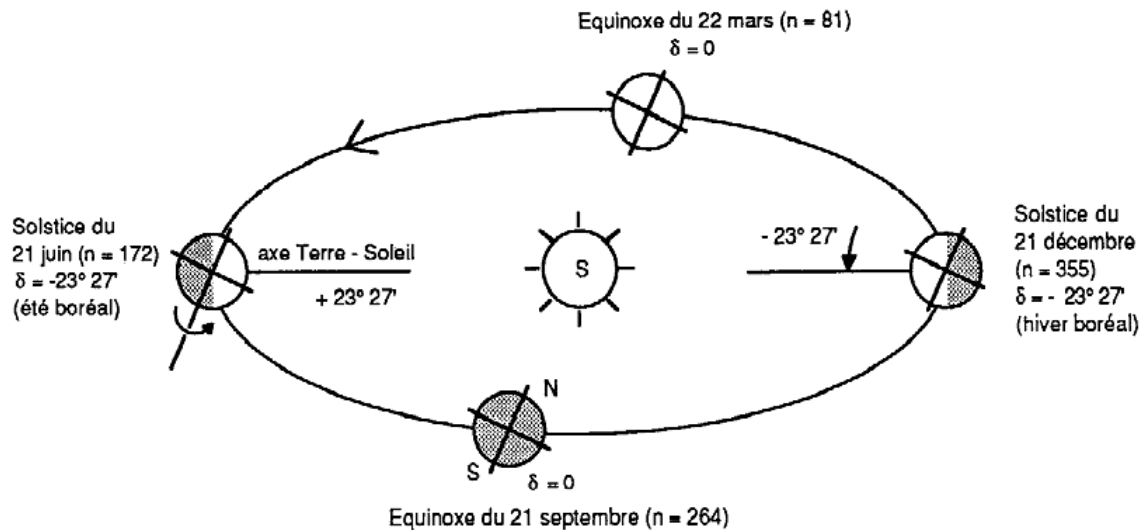
d) Rayonnement global:

Le rayonnement global est le rayonnement émis par le soleil incident sur un plan donné, et c'est la somme du rayonnement direct et diffus.

### II. 3. Mouvement de la Terre autour du Soleil :

La terre décrit autour du soleil une orbite elliptique quasi-circulaire avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est le plus près du soleil: 147 millions de Km et au solstice d'été qu'elle en est le plus éloigné: 152 millions de Km, la distance moyenne étant de 149,5 millions de Km. La terre coupe le petit axe de son orbite aux équinoxes de printemps (21 Mars) et d'automne (21 septembre). Elle tourne sur elle même avec une

période de 24 heures. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace, il fait un angle  $d$  avec la normale du plan de l'écliptique. [16]



**Figure (II-1): Mouvement de la terre autour du soleil**

#### II. 4. Rayonnement Solaire à l'Extérieur de l'Atmosphère :

Le rayonnement solaire extraterrestre est en fonction de la constante solaire  $I_0$  et de la correction de la distance entre la terre et le soleil [17]. La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. Dans notre cas, la valeur qui a été retenue en 1980 est:

$$I_0 = 1367 \text{ (w.m}^{-2}\text{)}$$

$I_0$  est variable autour de l'année puisque la distance terre soleil est elle-même variable (trajectoire elliptique) [16]. La correction terre soleil est donnée par:

$$C_{ts} = 1 + 0,034 \cos\left(\left(\frac{360}{365}\right)(N - 2)\right) \quad (\text{II.1})$$

$$I = I_0 \cdot C_{ts} \quad (\text{II.2})$$

Dans le modèle de R.sun, La correction terre soleil est donnée par la formule suivante [18] :

$$C_{ts} = 1 + 0,034 \cos (N' - 0,048869) \quad (\text{II.3})$$

$$N' = 2\pi \times \frac{N}{356,25} \quad (\text{II.4})$$

N : est le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier.

## II. 5. Position du Soleil :

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différentes.

### II. 5.1 Coordonnées équatoriales :

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles ( $\delta, H$ ) (Fig. II-2).

#### 1 - Déclinaison solaire :

La déclinaison du soleil  $\delta$  est l'angle que fait, la direction du soleil avec le plan équatorial de la terre [11]. La déclinaison varie de  $-23^{\circ}27'$  au solstice d'hiver à  $+23^{\circ}27'$  au solstice d'été et elle est nulle aux équinoxes [12].

La déclinaison solaire utilisée dans le modèle de R.sun est donnée par l'expression suivante [19]:

$$\text{Sin}(\delta) = (0,3978 \times \sin [N' - 1,4 + 0,0355 \times \sin (N' - 0,0489)]) \quad (\text{II.5})$$

#### 2- Angle horaire du soleil :

C'est l'angle compris entre le méridien origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel.

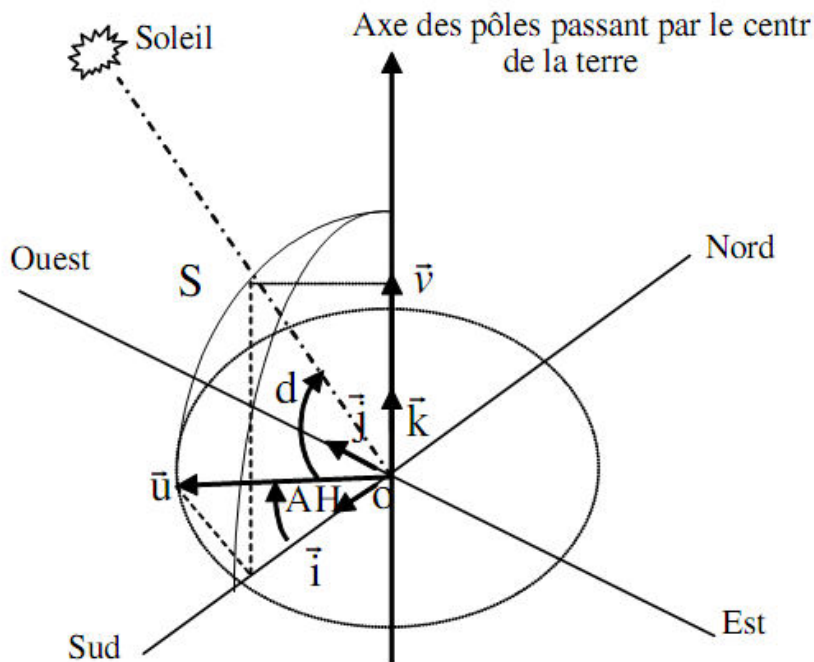
$$H=15 (\text{TSV} - 12) \quad (\text{II.6})$$

Dans le modèle R.sun, l'angle horaire est donné par l'équation suivante [18] :



$$H = 0,261799 \times (\text{TSV}-12)$$

(II.7)



**Figure. (II-2): Repère équatorial**

### II. 5.2 Coordonnées horizontales :

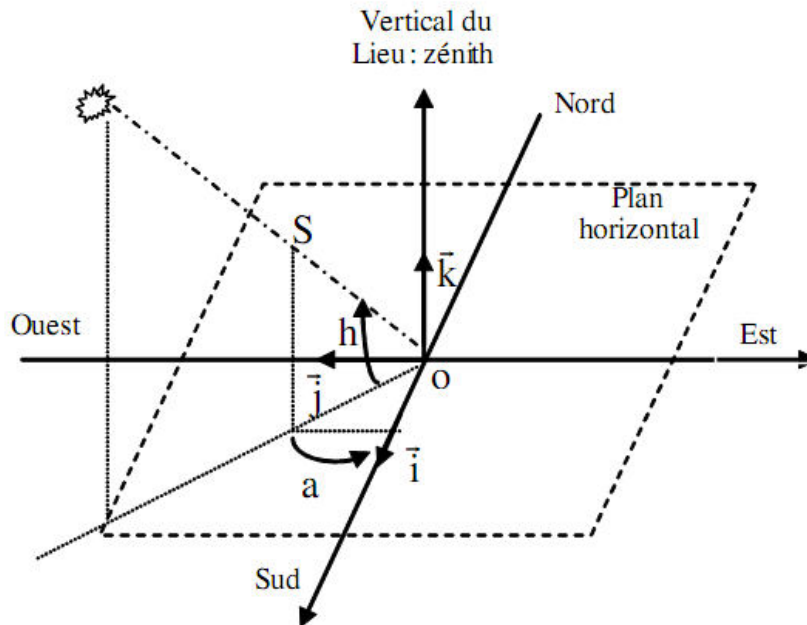
Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et le vertical du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur  $h$  et l'azimut  $a$  (Fig.2.3).

#### 1-Hauteur du soleil

C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal.

$h = 0$  : correspond au lever et au coucher du soleil, la hauteur du soleil varie entre  $+90^\circ$  et  $-90^\circ$

$$\sin (h) = \cos (\delta) \cos (\varphi) \cos (H) + \sin (\varphi) \sin (\delta) \quad (\text{II.8})$$



**Figure. (II-3): Repère horizontal**

## 2-Azimut du soleil

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction sud. Dans R.sun a utilisé une équation qui dépend de la déclinaison solaire  $\delta$ , de la latitude du lieu  $\varphi$  et de l'angle horaire H.

$$\cos(a) = \frac{\sin(\varphi) \cos(\delta) \cos(H) - \cos(\varphi) \sin(\delta)}{\left\{ [\cos(\delta) \sin(H)]^2 + [\sin(\varphi) \cos(\delta) \cos(H) - \cos(\varphi) \sin(\delta)]^2 \right\}^{0.5}} \quad (\text{II.9})$$

L'azimut est compris entre  $-180^\circ$  et  $180^\circ$  [19].

## II. 6.Masse Atmosphérique :

On appelle masse d'air la masse d'atmosphère traversée par le rayonnement direct pour atteindre le sol (par ciel clair), par rapport à une traversée verticale au niveau de la mer [20]. Plus le soleil est bas sur l'horizon, plus il va traverser une épaisseur importante d'atmosphère et plus il va subir des transformations.

En 1989, Kasten et al [21] donnent une expression pour  $m_A$  qui est devenue largement utilisée. Le modèle R.sun utilise cette formule avec une légère correction de la hauteur du soleil.

$$m_A = \frac{p/p_0}{\sin(h_0^{ref}) + 0,50572(h_0^{ref} + 6,07995)^{-1,6364}} \quad (\text{II.10})$$

$p/p_0$  : est la correction de l'altitude  $Z$  (m) :

$$p/p_0 = \exp(-Z/8434,5) \quad (\text{II.11})$$

$h_0^{ref}$  : est l'altitude du soleil corrigée par la composante de la réfraction atmosphérique

$$h_0^{ref} = h_0 + \Delta h_0^{ref} \quad (\text{II.12})$$

$$\Delta h_0^{ref} = 0,061359(0,1594 + 1,123h_0 + 0,065656h_0^2)/(1 + 28,9344h_0 + 277,3971h_0^2) \quad (\text{II.13})$$

$h_0$  : est l'altitude du soleil donnée par l'équation (II.18)

## II. 7.Épaisseur Optique de l'Atmosphère

En 1922, Linke [22] définit l'épaisseur optique de Rayleigh  $\delta_R$  comme étant l'épaisseur optique totale d'une atmosphère sans nuages, vapeur d'eau et aérosols. Le modèle R.sun a exploité la formule ajustée de Kasten pour une masse d'air inférieure à 20 et calcule comme suit:

Pour  $m_A < 20$

$$\delta_R = \frac{1}{6,6296 + (1,7513 \times m_A) - (0,1202 \times m_A^2) + (0,0065 \times m_A^3) - (0,00013 \times m_A^4)} \quad (\text{II.14})$$

$m_A > 20$

$$\delta_R = \frac{1}{10,4 + 0,718 \times m_A} \quad (\text{II.15})$$

$\delta_R(m)$  : est l'épaisseur optique de Rayleigh.

## II. 8. Modèle R. Sun

### II. 8.1 Facteur de trouble de Linke

Le facteur de trouble atmosphérique de linke  $T_L$  représente le nombre d'atmosphères idéales qui, si elles étaient superposées, entraîneraient la même atténuation que l'atmosphère réelle [23]. L'avantage du facteur de linke est d'exprimer les divers paramètres, tels que la vapeur d'eau atmosphérique et les aérosols en un seul indice facile à utiliser. Le rayonnement direct normal est exprimé en fonction du facteur  $T_L$ . Selon la formule suivante [23]

$$I_N = I \times \exp(-T_L \times m_A \times \delta_R) \quad (\text{II.16})$$

La détermination du rayonnement solaire en fonction du facteur de Linke nécessite un modèle mathématique indépendant du rayonnement [23]. La plupart des modèles existants nécessitent la connaissance d'un grand nombre de données relatives au site [21]. Malheureusement, ces données ne sont pas toutes disponibles. Par contre, des tables relatives au facteur de Linke sont très abondantes.

### II. 8.2 Eclairement direct incident sur un plan horizontal par ciel clair

Le rayonnement direct normal  $B_{oc}$  ( $\text{W m}^{-2}$ ) est exprimé en fonction du facteur  $T_{LK}$  selon la formule suivante [19]:

$$B_{oc} = I \times \exp\{-0,8662 T_{LK} \times m \times \delta_R(m)\} \quad (\text{II.17})$$

Le terme  $-0.8662 T_{LK}$  est le deuxième facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair (sans dimension) corrigé par Kasten [21].

Le rayonnement direct incident sur un plan horizontal par ciel clair  $B_{hc}$  est donné par l'équation suivante.

$$B_{hc} = B_{oc} \times \sin(h_0) \quad (\text{II.18})$$

La position du soleil par rapport à une surface horizontale est donnée par les deux coordonnées classiques suivantes:

Altitude solaire  $h_0$  : un angle entre la trajectoire du soleil et une surface horizontale,

Azimut  $A_0$  : angle horizontal entre le soleil et le méridien mesuré à partir de l'Est [24] :

$$\sin(h_0) = C_{31} \cos T + C_{33} \quad (\text{II.19})$$

Avec :

$$C_{11} = \sin \varphi \cos \delta \quad (\text{II.21})$$

$$C_{13} = -\cos \varphi \sin \delta \quad (\text{II.22})$$

$$C_{22} = \cos \delta \quad (\text{II.23})$$

$$C_{31} = \cos \varphi \cos \delta \quad (\text{II.24})$$

$$C_{33} = \sin \varphi \sin \delta \quad (\text{II.25})$$

Dans le modèle R.sun, nous avons mis une déclinaison du soleil (rad) qui correspond à [24] :

$$\delta = \arcsin(0,398 \times \sin(N' - 14 + 0,0355 \sin(N' - 0,0489))) \quad (\text{II.26})$$

## Chapitre III : LE SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR

### III.1. Introduction

L'un des plus grands défis que le monde rencontre aujourd'hui est de réduire les émissions des différents processus industriels responsables de l'effet de serre qui réchauffe la planète, et l'épuisement des énergies fossiles.

Le domaine de production de froid n'échappe pas à la règle surtout si on se rappelle que quinze pour cent (15%) de la production mondiale de l'électricité est destiné pour la production de froid dont l'augmentation de la demande est de dix-sept pour cent (17 %) par an [25].

Pour ces raisons et autre produire du froid par une machine frigorifique dont l'organe principal est un éjecteur supersonique, semble une solution prometteuse par le fait qu'elle utilise des énergies dites gratuites et non nocives comme l'énergie solaire ou par l'utilisation des rejets thermiques des différents procédés industriels comme source d'énergie.

Dans ce chapitre on va présenter le fonctionnement du système global, en particulier l'éjecteur avec les avantages et les inconvénients d'un tel système et la formulation mathématique du système frigorifique.

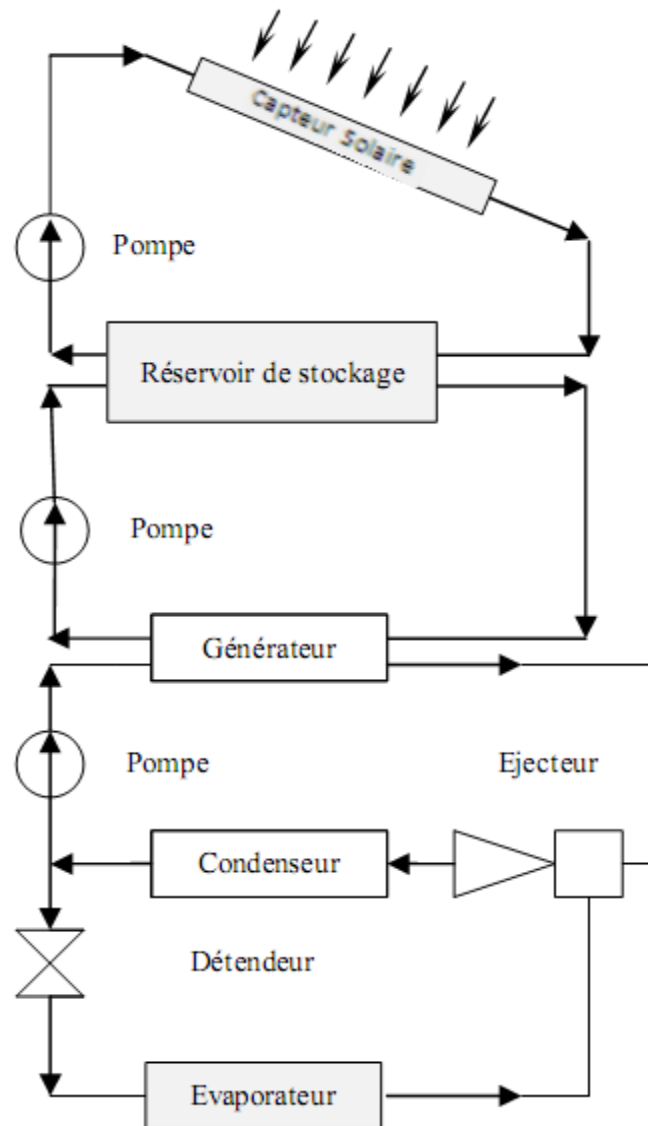
### III.2. Historique sur le cycle à éjecteur:

Le cycle de refroidissement à éjecteur a été développé la première fois par Le Blanc et Parson dès 1900. Populaire au début des années 30 pour les dispositifs de climatisation des grands bâtiments, ce système a été remplacé avec un système plus favorable de compression de vapeur. Ce dernier ayant un coefficient de performance (COP) nettement supérieur, une flexibilité et une compacité dans la fabrication et l'opération. Mais ce système a un impact négatif sur l'environnement [26].

Depuis les années 80, à cause de la nocivité aussi bien des énergies fossiles que de l'aspect destructif des CFC, l'industrie de réfrigération commence à se tourner vers de nouveaux procédés dont les cycles à éjecteur.

### III.3.Le système de réfrigération à éjecteur :

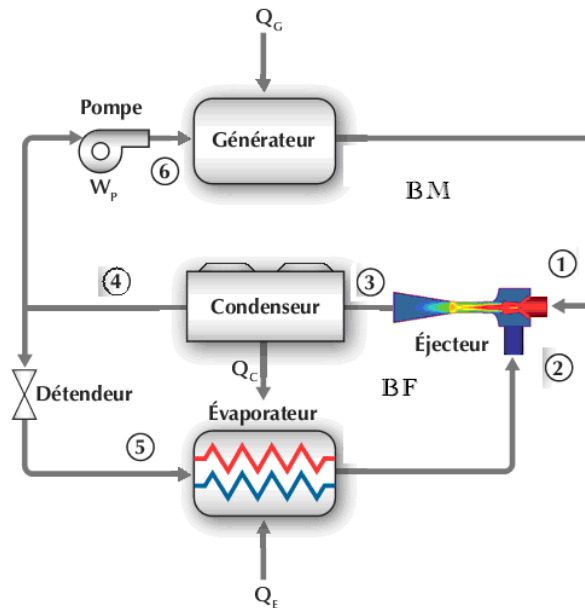
Le système de réfrigération est composé de deux sous-systèmes : le sous-système solaire et le sous-système de réfrigération à éjecteur (figIII.1). Le sous-système solaire a pour but de convertir l'énergie solaire en énergie thermique, et le sous-système de réfrigération à éjecteur a pour but la production de froid. Les deux sous-systèmes sont connectés par un échangeur de chaleur qui est le générateur de vapeur du cycle de réfrigération.



**Fig.III.1 : Le système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire**

Le cycle de réfrigération à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur.

La figure suivante représente la machine de réfrigération à éjecteur.



**Fig.III.2 : Schéma du système de réfrigération à éjecteur**

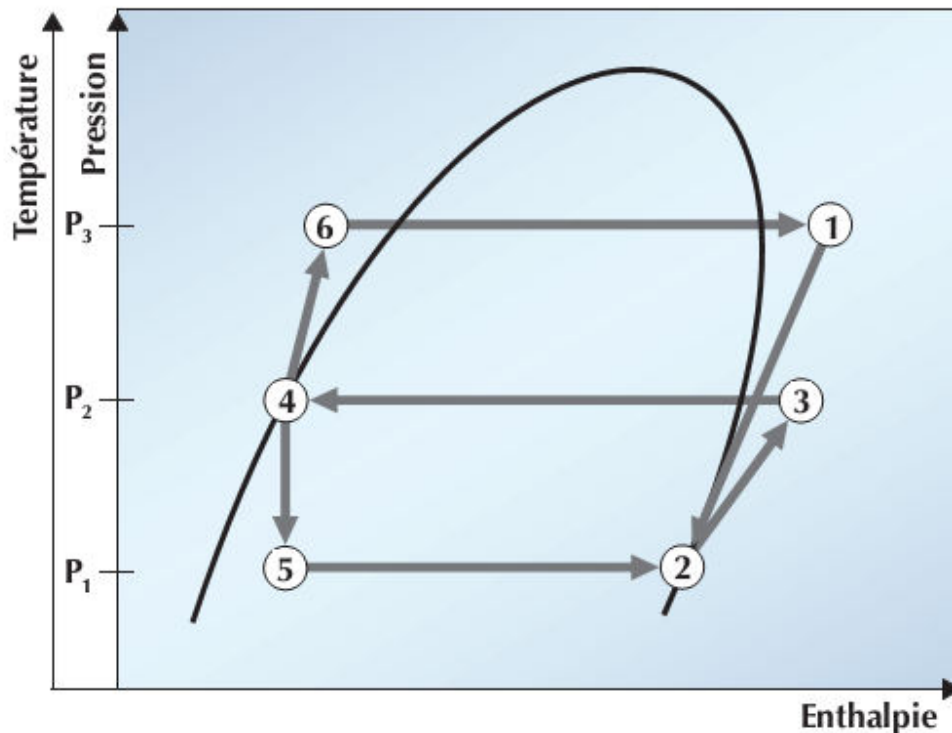
### III.3.1 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur :

Le système de réfrigération à éjecteur est composé de deux boucles : la boucle frigorifique (BF) et la boucle motrice (BM) (fig.III.2). La figure III.3 illustre le principe de fonctionnement d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur.

- La boucle frigorifique (BF) : constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur. Le fluide frigorigère sous forme liquide à la sortie du condenseur (4) subit une détente isenthalpique (5) à travers un détendeur avant d'être acheminé vers l'évaporateur pour la production du froid. A la sortie de l'évaporateur (2), le fluide frigorigère est aspirée par le fluide moteur (3) dans l'éjecteur.
- La boucle motrice (BM) : constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur. Le générateur produit la vapeur (fluide moteur) (1) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur où elle est accélérée. A la sortie du divergent, le fluide moteur entraîne la vapeur issue du circuit secondaire (BF), permettant ainsi le mélange des deux fluides. Le mélange est ensuite comprimé jusqu'à l'état 3. Il est ensuite acheminé vers le



condenseur (4), puis vers le générateur (6) par une pompe.



**Fig. III-3: Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h)**

**Correspondante.**

### III.3.2 Les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur:

Le système de réfrigération avec éjecteur est illustré sur la [fig.III-2].

a)- Le générateur :

Dans le cycle de réfrigération avec éjecteur une quantité d'énergie  $Q_g$  est fournie au générateur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état (6). La vapeur à l'état (1), qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état (2) qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur. Le mélange des deux vapeurs se fait dans la section du diffuseur où s'effectue un recouvrement de pression. [Fig.III.2]

b)- Le condenseur:

La vapeur à l'état (3) passe à travers le condenseur à haute pression où elle est condensée jusqu'à l'état liquide. A la sortie du condenseur, le fluide réfrigérant est à l'état liquide et à haute pression une partie du débit est pompée vers le générateur constituant le fluide primaire et le restant se détend dans la valve pour s'évaporer par la suite et produire l'effet frigorifique désiré au niveau de l'évaporateur. [Fig. III.2].

c)- L'évaporateur:

Dans le cycle de réfrigération, le réfrigérant liquide à l'état (4) passe à travers une vanne de détente à un état de basse pression l'état (5). Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit, en s'évaporant, le froid désiré  $Q_e$ . Le réfrigérant à l'état mélange liquide vapeur (5) se vaporise dans l'évaporateur, état (2) puis est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé. [fig.III.2].

d)-Ejecteur :

Un éjecteur est composé de quatre parties : la tuyère primaire, la chambre de mélange, le canal à section constante et le diffuseur sonique.

Les processus du système de réfrigération à éjecteur sont représentés sur un diagramme (P, h), [Fig.III.3].

### III.3.3.Principe de fonctionnement de l'éjecteur :

Les éjecteurs sont classés en deux types, sur la base du lieu du mélange des deux fluides par rapport à la sortie de la tuyère primaire. Les deux types sont :

- **Ejecteur à section de mélange constante:** signifie que la section de la chambre de mélange des fluides (primaire et secondaire) dans l'éjecteur est constante
- **Ejecteur à pression de mélange constante:** signifie que la pression de la chambre de mélange des fluides (primaire et secondaire) dans l'éjecteur est constante.

Un éjecteur est composé de: la tuyère primaire, la chambre de mélange, et le diffuseur sonique.

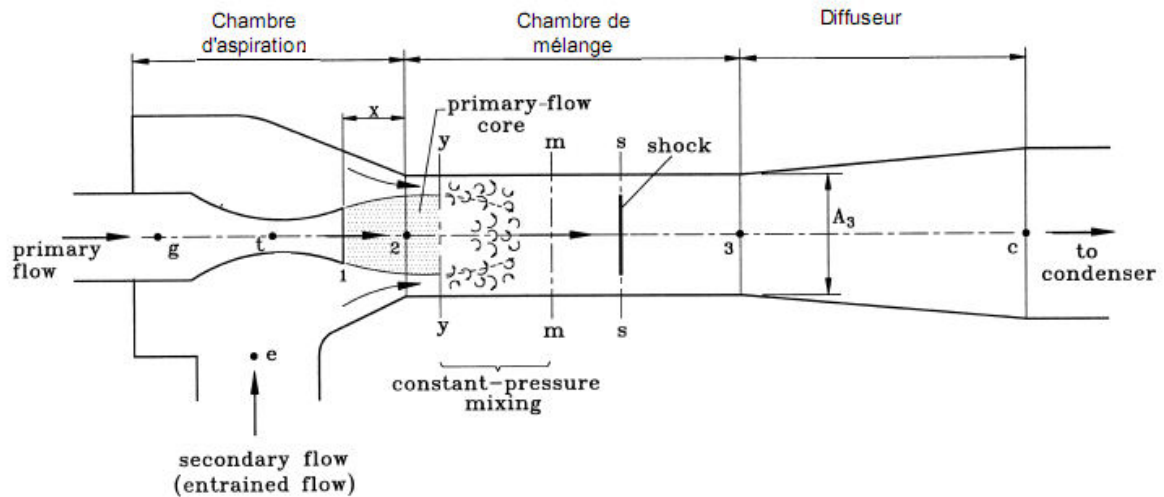


Figure III.4: Schéma de l'éjecteur (à pression constante)

La figure (III.5) est une représentation équivalente qui permet de visualiser l'évolution de la pression et de la vitesse des fluides moteur et secondaire à l'intérieur de l'éjecteur. Le fluide primaire est admis par le point (1), le fluide secondaire par le point (2) et la sortie du mélange est par le point (3).

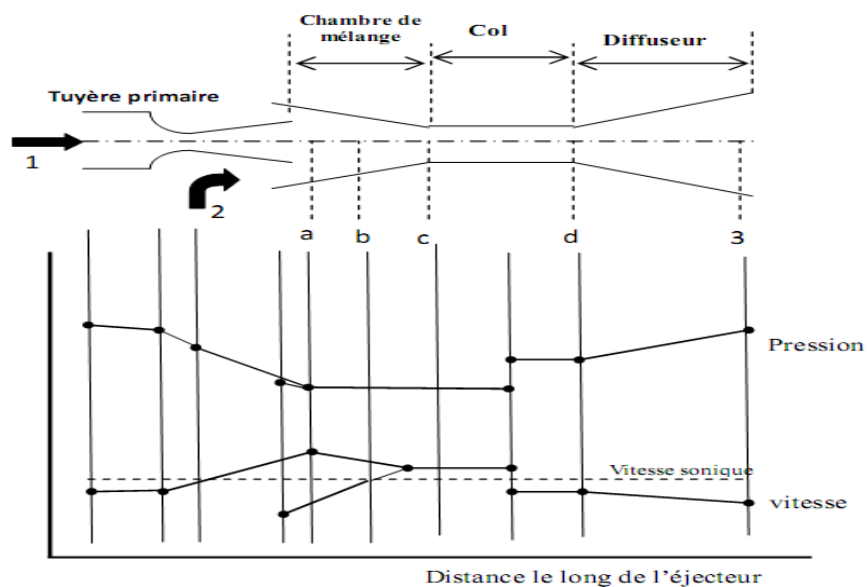


Fig. III.5 - variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur de l'éjecteur

Dans l'éjecteur, le fluide primaire issu du générateur (point (1)) (figure III.4) accéléré à travers la tuyère primaire en créant une dépression à la sortie de cette tuyère (point a). Cette dépression est inférieure à celle de l'évaporateur (point 2), ainsi le fluide secondaire issu de l'évaporateur est aspiré par différence de pression. Dans la chambre de mélange, à la fin de la section convergente (point c), les deux fluides sont mélangés. Une première récupération de pression du mélange a eu lieu à travers l'onde de choc qui apparaît dans le canal à section constante (entre les point c et d), la pression est récupérée ensuite dans la section divergente de la tuyère secondaire (entre les point d et 3).

La vapeur sortie de l'éjecteur entre dans le condenseur sous forme de vapeur surchauffée et sort sous forme de liquide saturé. Une partie de ce fluide retourne au générateur à travers la pompe, et l'autre partie subit une dépression pour atteindre la pression de l'évaporateur à travers la vanne de détente.

#### III.4. Avantages et inconvénients de l'éjecteur :

Parmi les avantages de l'éjecteur supersonique à un cycle de production de froid est : au lieu d'utiliser les énergies nobles (Énergie électrique, Énergie *cinétique*...), il utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (*énergie solaire*) où, il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.

Un éjecteur supersonique est un système mécanique très simple sans pièce en mouvement, par conséquent il ne demande pas d'entretien ou une maintenance coûteuse (pas de lubrification ou de friction ....), Aussi:

- la Fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très simple.

- Grande sécurité d'emplois.

- le système à éjecteur a une étanchéité parfaite du cou

- Les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution à l'environnement.

- Le système de réfrigération peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui permet l'utilisation de fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapport d'entraînement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur, qui est bien évidemment impossible à réaliser.

Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de design

### III.5. Le modèle mathématique d'écoulement dans l'éjecteur

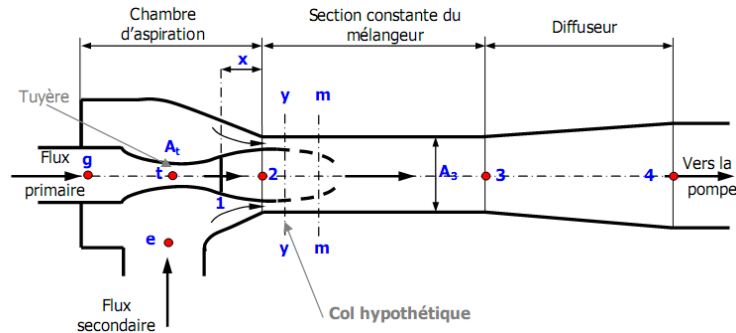
Modéliser une machine frigorifique dépend essentiellement de la géométrie de l'éjecteur et de l'état thermodynamique des fluides qui le traversent. Le modèle à pression constante Ils sont les plus communément utilisés dans la littérature parce qu'ils sont plus faciles à valider [27]. En plus le modèle à pression constante conduit aux meilleures performances [28] C'est ce type de modèle qui sera utilisé dans cette étude. Les équations résolues ainsi que l'algorithme du modèle sont décrits dans cette partie.

Les hypothèses du modèle :

- L'énergie cinétique des flux primaire et secondaire est négligeable.
- Pour l'analyse de la performance de l'éjecteur, le calcul de conception suit la méthode développée par Huang[29]
- L'écoulement est stationnaire
- Les relations d'écoulement isentropique dans un conduit à section variable sont employées comme approximation.
- Les flux primaire et secondaire se mélange à la section y-y à pression uniforme
- Une choc de recompression se forme à la section m-m
- Les parois internes de l'éjecteur sont adiabatiques.
- La sortie de l'éjecteur est reliée au condenseur.

- Le fluide de travail est considéré comme un fluide parfait avec paramètres  $C_p$  et  $\gamma$  constants.

### III.5.1 Equations du modèle



**Figure III.6 : Processus de mélange des flux et définition des paramètres géométriques pris en compte dans la modélisation**

### III.5.2 Flux primaire à travers la tuyère :

Pour une pression d'entrée  $P_g$  et une température d'entrée  $T_g$ , le débit massique à travers la tuyère aux conditions de choc ( $M_{At}=1$ ) est donné par l'équation dynamique suivante [30] :

$$\dot{m}_p = \frac{P_g \times A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \times \sqrt{\eta_p} \quad (\text{III.1})$$

Où  $\eta_p$  est le rendement isentropique de la tuyère défini par :

$$h_{p1} = h_g - \eta_p (h_g - h_{g1}) \quad (\text{III.2})$$

Avec :  $h_{g1}$  est l'enthalpie isentropique à la sortie de la tuyère.

$h_g$  est l'enthalpie au point g (l'entrée de la tuyère primaire).

Les relations entre le nombre de Mach à la sortie de la tuyère  $M_{p1}$ , la section  $A_{p1}$ , et la pression  $P_{p1}$  sont déduites en utilisant les relations isentropiques comme approximation :

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{p1}^2} \left[ \frac{2}{y+1} \left( 1 + \frac{(y-1)}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(y+1)}{(y-1)}} \quad (\text{III. 3})$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left( 1 + \frac{y-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{y}{(y-1)}} \quad (\text{III. 4})$$

Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y :

Le nombre de mach  $M_{py}$  du flux primaire à la section y-y suit les relations isentropiques comme approximation :

$$M_{py}^2 = \frac{2}{y-1} \left[ \left( 1 + \left( \frac{y-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right) \left( \frac{P_{p1}}{P_y} \right)^{\frac{(y-1)}{y}} \right] \quad (\text{III.5})$$

Pour le calcul de la section du flux primaire au plan y-y, nous utilisons la relation isentropique suivante, en introduisant un rendement  $\phi_p$  pour prendre en compte les pertes entre la section 1-1 et la section y-y :

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left( \frac{\phi_p}{M_{py}} \right) \left[ \left( \frac{2}{(y+1)} \right) \left( 1 + \left( \frac{y-1}{2} \right) M_{py}^2 \right) \right]^{\frac{(y+1)}{(2(y-1))}}}{\left( \frac{1}{M_1} \right) \left[ \left( \frac{2}{(y+1)} \right) \left( 1 + \left( \frac{y-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(y+1)}{(2(y-1))}}} \quad (\text{III.6})$$

Les pertes peuvent être de frottement ou de diffusion. Elles apparaissent pratiquement dans la réduction de la section  $A_{py}$  au plan y-y.

Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y :

À partir de l'hypothèse suivante, le flux secondaire atteint les conditions soniques à la section y-y, c'est à dire que

$M_{sy} = 1$ , donc pour une pression d'aspiration  $P_e$  nous avons :

$$\frac{P_e}{P_{Sy}} = \left( 1 + \frac{y-1}{2} M_{Sy}^2 \right)^{\frac{y}{(y-1)}} \quad (\text{III.7})$$

Le débit massique du flux secondaire dans ces conditions est :

$$\dot{m}_s = \frac{P_e \times A_{Sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{y}{r} \left( \frac{2}{y+1} \right)^{\frac{(y+1)}{(y-1)}}} \times \sqrt{\eta_s} \quad (\text{III.8})$$

Les sections au plan y-y :

La section géométrique au plan y-y est  $A_3$ . Elle est la somme de la section du flux primaire  $A_{py}$  et la section du flux secondaire  $A_{Sy}$ , c'est à dire :

$$A_{py} + A_{Sy} = A_3 \quad (\text{III.9})$$

Température et nombre de mach au plan y-y :

Température et le nombre de Mach des deux flux au plan y-y sont donnés par les relations suivantes :

$$\frac{T_e}{T_{Sy}} = 1 + \frac{y-1}{2} M_{Py}^2 \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{T_e}{T_{Sy}} = 1 + \frac{y-1}{2} M_{Sy}^2 \quad (\text{III.11})$$

Le mélange au plan m-m avant le choc :

Les deux flux commencent à se mélanger à la section y-y, le mélange subit un choc avec une élévation de pression à la section s-s. Dans ces conditions, le bilan de quantité de mouvement s'écrit :

$$\phi_m [\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy}] = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) V_m \quad (\text{III.12})$$

$V_m$  est la vitesse du mélange et  $\phi_m$  est le rendement qui tient compte des pertes. Il est obtenu en utilisant une corrélation donnée par [31] .



$$\phi_m = \begin{cases} 0.8 & \text{si } A_3/A_t > 8.3 \\ 0.8 & \text{si } 0.69 \leq A_3/A_t \leq 8.3, \\ 0.8 & \text{si } A_3/A_t \leq 0.69, \end{cases} \quad (\text{III.13})$$

De même le bilan énergétique est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_p \left( C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left( C_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( C_p T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (\text{III.14})$$

$V_{py}$  et  $V_{sy}$  sont respectivement les vitesses du flux primaire et secondaire au plan  $y$ - $y$  :

$$V_{py} = M_{py} a_{py}; \quad a_{py} = \sqrt{\gamma r T_{py}} \quad (\text{III.15})$$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy}; \quad a_{sy} = \sqrt{\gamma r T_{sy}} \quad (\text{III.16})$$

Le nombre de Mach du mélange peut être évalué en utilisant la relation suivante :

$$M_m = \frac{V_m}{a_m}; \quad a_m = \sqrt{\gamma r T_m} \quad (\text{III.17})$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3 :

Un choc supersonique, dû à l'élévation de pression, aura lieu à la section s-s., En supposant que le mélange après le choc subit un processus isentropique, on peut affirmer que la pression du fluide la section m-m et la section 3-3 est uniforme et vaut  $P_3$ , par conséquent on a :

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad (\text{III.18})$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left( \frac{\gamma-1}{2} \right)} \quad (\text{III.19})$$

Le mélange à travers le diffuseur :

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_m^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (\text{III.20})$$

Détermination de la pression critique d'un éjecteur déjà existant :

La pression d'un éjecteur dépend de sa géométrie ( $A_t$ ,  $A_{p1}$ ,  $A_3$ ) et de ses paramètres d'entrée ( $T_e$ ,  $P_e$ ). Pour la déterminer, on utilise l'organigramme de l'annexe en donnant sa valeur réelle à la section  $A_3$ .

### III.5.3 Détermination du débit d'un éjecteur:

a) En régime critique :

Pour une pression d'aspiration, si l'éjecteur fonctionne en mode critique, (la pression à la sortie de l'éjecteur est inférieure à la pression critique et les deux flux subissent un choc), le débit secondaire est constant. Il est calculé à partir de l'équation (III.8).

b) En régime sous critique :

On sait que le débit secondaire ne peut varier que si sa vitesse est subsonique à la section hypothétique déjà déterminée (puisque un écoulement supersonique ignore les conditions régnant en aval). Ce régime subsonique est obtenu lorsque l'onde du choc remonte jusqu'à la section hypothétique, c'est à dire que la pression à la sortie de l'éjecteur (supérieure à la pression critique  $P_c$ ) exige une pression supérieure à la pression à la sortie du col hypothétique dans le cas du régime sonique de l'écoulement secondaire.

Soit  $P_{yc}$  cette pression, le nombre de Mach à la sortie du col hypothétique est donnée par la formule suivante :

$$M_{yc} = \sqrt{\left( \frac{2}{\gamma - 1} \right) \left( \frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\gamma-1/\gamma}} \quad (\text{III.21})$$

La masse volumique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$\rho_{yc} = \rho_e \left( \frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (\text{III.22})$$

La température et la vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique sont :

$$T_{yc} = T_e \left( \frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\gamma+1} \quad (\text{III.23})$$

La vitesse du son du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$a_{yc} = \sqrt{\gamma r T_{yc}} \quad (\text{III.24})$$

La vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$V_{yc} = a_{yc} + M_{yc} \quad (\text{III.25})$$

Le débit massique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est donc:

$$\dot{m}_{Sc} = \rho_{yc} V_{yc} A_{Sy} \quad (\text{III.26})$$

La vitesse du mélange :

$$\phi_m [\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_{Sc} V_{yc}] = (\dot{m}_p + \dot{m}_{Sc}) V_{mc} \quad (\text{III.27})$$

La température du mélange :

$$\dot{m}_p \left( C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_{Sc} \left( C_p T_{yc} + \frac{V_{yc}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_{Sc}) \left( C_p T_{mc} + \frac{V_{mc}^2}{2} \right) \quad (\text{III.28})$$

Avec :

$$V_{mc} = M_{yc} \times a_{yc} ; \quad a_{yc} = \sqrt{\gamma r T_{yc}} \quad (\text{III.29})$$

Le nombre de Mach du mélange:

$$M_{mc} = \frac{V_{mc}}{a_{mc}} ; \quad a_{mc} = \sqrt{\gamma r T_{mc}} \quad (\text{III.30})$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3 :

$$\frac{P_{3c}}{P_{mc}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_{mc}^2 - 1) \quad (\text{III.31})$$

$$M_{3c}^2 = \frac{1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \right) M_{mc}^2}{\gamma M_{mc}^2 - \left( \frac{\gamma-1}{2} \right)} \quad (\text{III.32})$$

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_{4c}}{P_{3c}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{3c}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III.33})$$

La détermination du débit secondaire se fait par itération des équations (III.32) - (III.33), en variant la pression  $P_{yc}$ , jusqu'à ce que la pression à la sortie de l'éjecteur  $P_{4c}$  coïncide avec la pression de refoulement  $P_4$ . On peut également en déduire le rapport de

compression  $\frac{P_e}{P_{4c}}$ .

Les études théoriques et expérimentales qui ont été réalisées au Centre de Thermique de l'INSA de Lyon [32] ont permis de modéliser le fonctionnement de l'éjecteur. En particulier, pour un fonctionnement optimal, et quel que soit le fluide, la relation suivante permet de déterminer le taux d'entraînement optimal :

$$U_{opt} = 3.32 \cdot \left[ \frac{1}{r} \left( 1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \quad \text{Où } r \text{ est le taux de compression } \frac{P_C}{P_E} \text{ de la partie}$$

génératrice et  $\xi$  est le rapport moteur  $\frac{P_B}{P_C}$  de l'éjecteur.

$$U_{opt} = 3.32 \cdot \left[ \frac{1}{r} \left( 1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \quad (\text{III.34})$$

Avec :

$$\xi = \frac{P_B}{P_C} \quad (\text{III.35})$$

$$r = \frac{P_C}{P_E} \quad (\text{III.36})$$

### III.6.Choix du fluide frigorigène :

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement du fluide frigorigère utilisé. Pour le choix de fluide frigorigère, les caractéristiques suivantes doivent être respectées:

- La chaleur latente de vaporisation doit être très grande pour minimiser le débit de circulation par unité frigorifique.
- la pression de saturation du fluide frigorigère dans la chaudière ne doit pas être très grande pour minimiser la puissance consommée par la pompe et éviter la construction lourde de la chaudière.
- le fluide doit être stable chimiquement, non toxique, non corrosif, favorable à l'environnement et économique.
- les propriétés de transport qui influent sur les échanges thermiques doivent être favorables.
- la masse molaire doit être grande .

Les fluides frigorigères utilisés peuvent être classés comme des fluides avec vapeur sèche (R113, isobutane), avec vapeur isentropique (R141) et avec vapeur humide (l'ammoniac, l'eau, R22, R142b) [35] .

D'après les études expérimentales de Halton [34], le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Les fluides halocarboniques (R142b, R114, R113, COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, mais l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

Dans cette étude Le fluide frigorigère utilisé est le R141b grâce à ces propriétés remarquables même à des températures élevées. D'après l'étude menée par

Lallemand[33], on remarque que le réfrigérant R141b délivre des valeurs de COP supérieur par rapport aux autres fluides Figure (III.7) .

Un Taux d'entraînement U Figure (III.8) important par rapport aux autres réfrigérants. De plus le R141b possède un ODP potentiel de destruction de la couche d'ozone très faible en plus de son GWP potentiel de réchauffement global acceptable TABLEAU (III.1).

**TABLEAU (III.1) REFRIGERANTS : LA COUCHE D'OZONE ET LE RECHAUFFEMENT GLOBAL [33]**

Fluids for a jet refrigerator <sup>a</sup>							
	R-11	R-12	R-113	R-123	R-141b	R-134a	R-718b (water)
Boiling point at 1 atm (°C)	23.7	-29.8	47.6	27.9	32.1	-26.1	100.0
Pressure at 100 °C (kpa)	824	3343	438	787	677	3972	101
Molecular mass (kg/kmol)	137.38	120.92	187.39	152.93	116.9	102.03	18.02
Latent heat at 10 °C (kJ/kg)	186.3	147.6	155.3	176.8	129.4	190.9	2257.0
Global warming potential (GWP)	1	3	1.4	0.02	0.15	0.26	0
Ozone depletion potential (ODP)	1	0.9	0.8	0.016	0	0.02	0
Wet/dry vapour	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry	Wet	Wet

<sup>a</sup> GWP scale range from 0 to 1 (for CO<sub>2</sub>, GWP = 1). ODP scale range from 0 to 1.9 (for R11, ODP = 1).

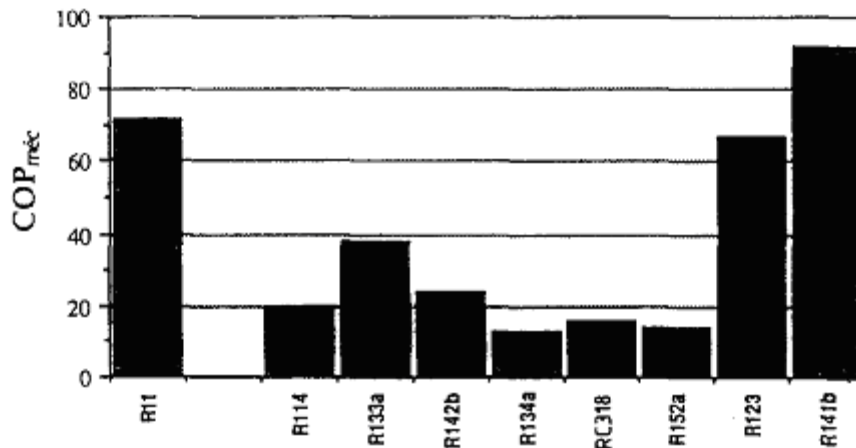


Figure (III.7) Variation du COP<sub>méc</sub>, en fonction de la nature du fluide: T<sub>g</sub>=90 C; T<sub>c</sub>=25 C; T<sub>e</sub>=20°C. [3]

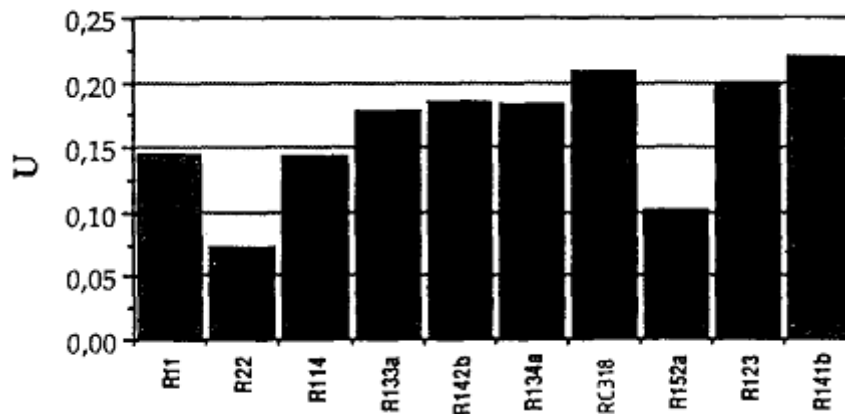


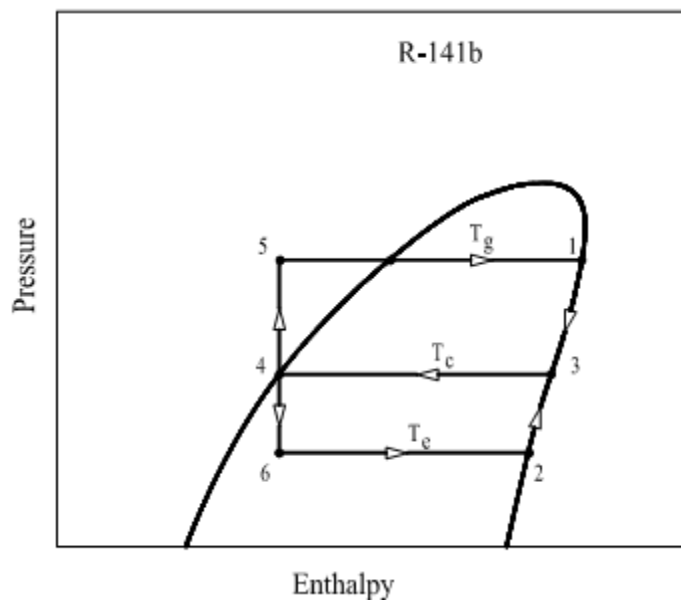
Figure (III.8) Taux d'entrainement U de l'ejecteur en fonction de la nature du fluide:( T<sub>g</sub> = 90 C; T<sub>c</sub> = 25 C; T<sub>e</sub> = 20 °C). [3]

### III.7 Modélisation des différents organes du cycle de refroidissement :

#### III.7.1 Hypothèses :

- Le système fonctionne en régime permanent.
- Pertes de pression dans tous les composants et tuyaux de sont négligeables.
- Les pertes de chaleur vers l'environnement sont négligeables sauf pour les composants échantent de l'énergie avec l'environnement.
- Sortie du condenseur est à l'état liquide saturé.
- L'élévation de température à travers la pompe de circulation est négligeable (h<sub>4</sub>=h<sub>5</sub>)

- Les propriétés de fluide frigorigène sont obtenues directement à partir de la banque de données de propriétés thermodynamiques intégrées de EES (engineering equation solver).
- Le travail fourni à la pompe est négligé.
- Le fluide de travail est le R141b ou à la sortie du générateur, évaporateur et éjecteur est considéré comme vapeur saturée.



**Figure (III.9) diagramme (P-h) de cycle frigorifique d'une machine à éjecteur .**

### III.7.2 Les puissances des différents organes :

qui constituent le cycle sont calculées d'après les relations suivantes :

- Puissance de la pompe :

$$W_p = \dot{m}_p (h_5 - h_4) \quad (\text{III.37})$$

- Puissance du générateur :

$$Q_g = \dot{m}_p (h_1 - h_5) \quad (\text{III.38})$$

- Puissance du condenseur :

$$Q_c = (\dot{m}_s + \dot{m}_p)(h_4 - h_3) \quad (\text{III.39})$$

- Puissance frigorifique (puissance de l'évaporateur) :

$$Q_e = \dot{m}_s (h_6 - h_2) \quad (\text{III.40})$$

- Coefficient de Performance pratique :



$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (\text{III.41})$$

- Puisque :

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (\text{III.42})$$

Donc l'expression de COP devient :

$$COP = U \frac{\Delta h_e}{(\Delta h_g + W_p)} \quad (\text{III.43})$$

### III.8. Conclusion

Pour déterminer les performances influant sur la machine frigorifique à éjecteur en a présenter dans ce chapitre le modèle monodimensionnel du système sur lequel cette étude est basée est présenté, le choix de fluides frigorigènes, les paramètres gouvernant le comportement d'un tel système sont définis, et son potentiel d'exploitation pour une application réel est évalué.

## Chapitre IV : L'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique

### IV.1 Introduction

Pour générer le fluide moteur du cycle de réfrigération à éjecteur, on a proposé d'utiliser l'énergie solaire comme source de chaleur.

Il existe plusieurs systèmes de conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. Le choix du tel système est basé essentiellement sur le domaine de l'utilisation de cette énergie thermique. Dans la production du froid par cycle à éjecteur, trois types de collecteur sont utilisés :

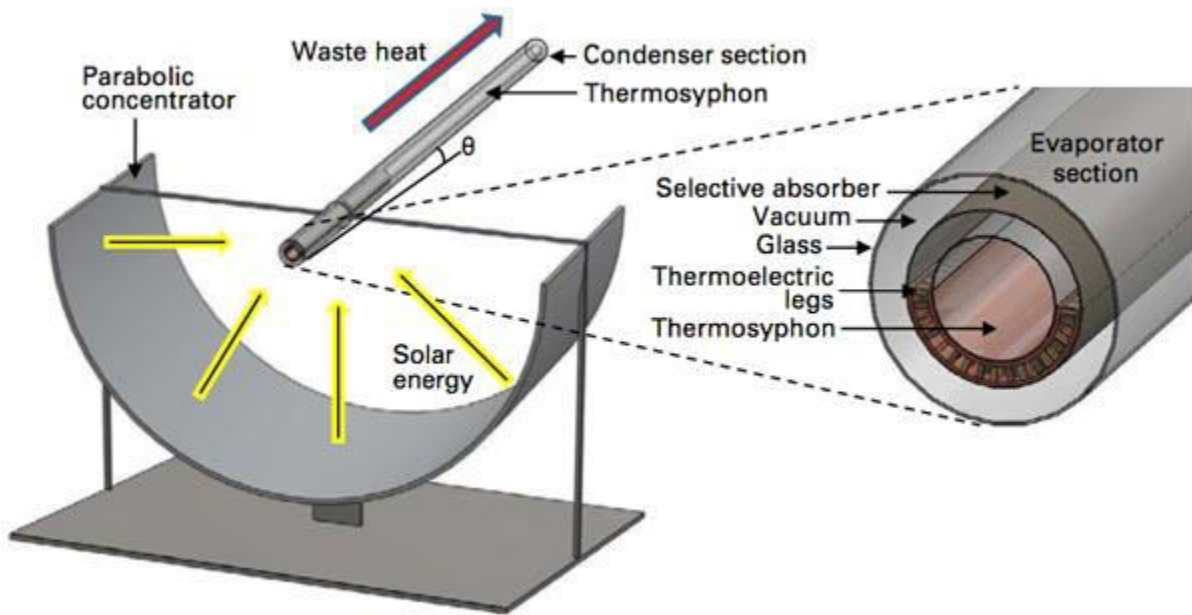
- les collecteurs plats pour des températures inférieure à 100 °C,
- les collecteurs plats avec des tubes vide généralement pour des températures entre 100 °C et 150 °C et
- les collecteurs de type cylindro-parabolique généralement pour des températures supérieure à 150 °C .

Dans la plupart des travaux analysés, les deux premiers types sont les plus utilisés (la température du générateur ne dépasse pas 150 °C).

On s'intéresse dans ce travail au collecteur cylindro-parabolique (température du générateur supérieure à 150 °C) comme un convertisseur des radiations solaire en énergie thermique, utilisant Therminol 66 comme fluide caloporteur.

L'énergie solaire reflétée par le concentrateur est tombée sur l'absorbeur. La chaleur est récupérée grâce au fluide caloporteur, celui la s'échauffe en circulant dans un absorbeur placé sous un vitrage qui laisse le rayonnement pénétrer et minimise les pertes par le rayonnement infrarouge en utilisant l'effet de serre. Ce vitrage permet aussi de limiter les échanges de chaleur avec l'environnement. fig(IV .1) ;fig(IV.2)

Le concentrateur cylindro-parabolique est généralement doté d'une poursuite solaire à un seul axe et peut être orienté Est-Ouest soit plein sud à l'attitude du lieu. Il offre un bon rendement dans la gamme des températures entre 150 et 350°C.



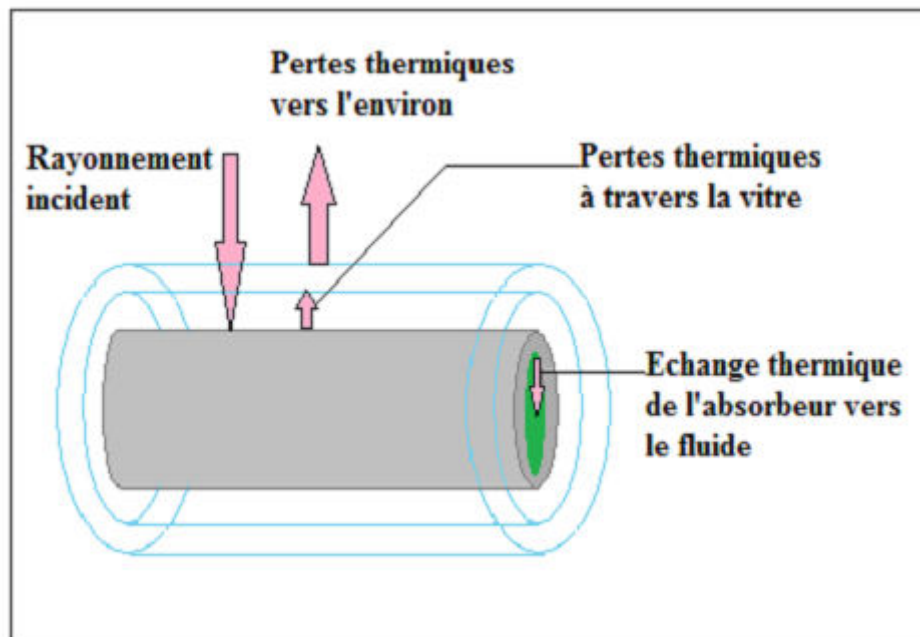
**Fig(IV.1) Schéma de principe d'un concentrateur cylindro-parabolique**

#### IV.2 Performances optiques d'un concentrateur cylindro parabolique

L'élément le plus important dans les systèmes concentrateurs est le tube absorbeur dans lequel circule le fluide caloporteur à l'intérieur. Le tube absorbeur est souvent en cuivre recouvert d'une couche sélective appropriée et entouré d'un tube en verre, comme il est représenté dans la Fig(IV.1), il est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique.

Les échanges thermiques existant dans le système concentrateur ont lieu entre les trois éléments : le fluide caloporteur, l'absorbeur et la vitre. Le rayonnement solaire incident réfléchi par le miroir parabolique tombe sur l'absorbeur, après passage à travers la vitre.

Cette énergie solaire incidente absorbée, n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur, où une partie est dissipée sous forme de perte de chaleur entre l'absorbeur et la vitre d'une part, la vitre et le milieu ambiant d'autre part. En prenant en considération des différentes parts d'énergies, celle recueillie par le fluide et perdue à l'ambiante, tel que schématisée sur la figure Fig(IV.2)



**Figurel V.2: Schématisation des échanges thermique entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique**

#### IV.2 .1 Taux de concentration

La définition la plus commune du taux de concentration est basée sur la notion de surface. Elle est donnée comme étant le rapport de la surface de l'ouverture à la surface du récepteur.

$$C = \frac{A_0}{A_r} \quad (\text{IV.1})$$

$A_0$  est la surface d'ouverture, et  $A_r$  la surface de l'absorbeur.

- Les faibles concentrations ( $1 < C < 10 \Rightarrow T_c \approx 150C^\circ$ )
- Les moyennes concentrations ( $10 < C < 100 \Rightarrow T_c \approx 150C^\circ$ )
- Les fortes concentrations ( $C \geq 100 \Rightarrow T_c \geq 500C^\circ$ )

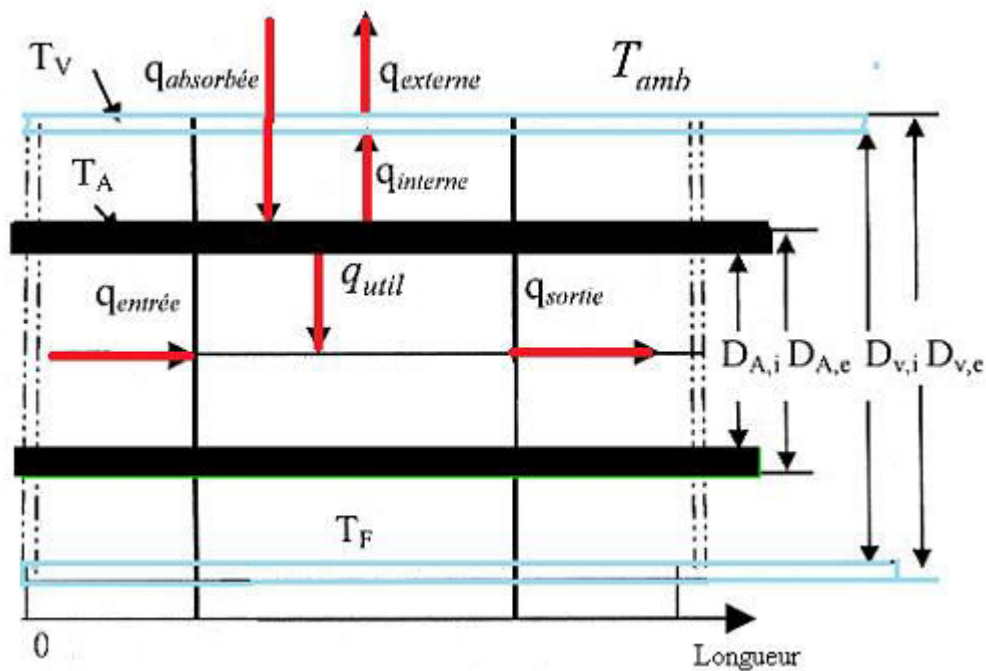
### IV.3 Bilan thermique

Pour le calcul du bilan énergétique, on devrait tenir compte des hypothèses suivantes:

- Le fluide caloporteur est incompressible.
- La forme de la parabole est symétrique.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- Les variations temporelles dans l'épaisseur de l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.

Les différents échanges thermiques qui ont lieu dans l'élément absorbeur sont schématisés par la figure (V.3).

La modélisation de l'absorbeur est basée sur les bilans énergétiques pour définir les trois températures :TF (Fluide), TA (absorbeur) et TV (vitre).



**Figure (IV.3): bilan thermique d'un élément de surface du collecteur cylindro-parabolique**

a. Bilan énergétique pour le fluide caloporteur:

Le bilan énergétique pour le fluide caloporteur qui circule dans le tube de l'absorbeur est exprimé par la relation suivante :

$$\rho_f C_f A_{A,int} T_F (Z, t) = q_{entrée} (z) - q_{sortie} (z + \Delta z) - q_{utile} (z) \quad (IV.2)$$

Ou :

$\rho_F$  : Densité de fluide.

$c_F$  : Chaleur spécifique du fluide.

$A_{A, interne}$  : Surface interne de l'absorbeur qui est exprimée par la relation suivante.

$$A_{A, interne} = \pi \cdot D_{A, i} \cdot l \quad (IV.3)$$

$$q_{entrée} (z) = \rho_F \cdot c_F \cdot V \cdot T_F (z) \quad (IV.4)$$

$$q_{sortie} (z + \Delta z) = \rho_F \cdot c_F \cdot V \cdot T_F (z + \Delta z) \quad (IV.5)$$

## b. Bilan énergétique du tube absorbeur

Le bilan énergétique dans l'absorbeur est:

$$\rho_A C_A A_A T_A (Z) = q_{\text{absorbé}} - q_{\text{int}}(z) - q_{\text{utile}}(z) \quad (\text{IV.6})$$

Avec :

$\rho_A$  : La densité

$C_A$  : La chaleur spécifique de l'absorbeur.

$A_A$  : La surface de l'absorbeur.

## c. Bilan énergétique de la vitre

De la même façon, le bilan énergétique de la vitre est exprimé par:

$$\rho_v C_v A_v T_v (Z) = q_{\text{int}}(z) - q_{\text{ext}}(z) \quad (\text{IV.7})$$

Avec :

$\rho_v$  : Densité du vitrage.

$C_v$  : est la chaleur spécifique du vitrage.

## IV.2 .2 Echanges thermiques :

## a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide :

Considérons la convection forcée dans le tube de fluide caloporteur. Le flux de chaleur échangé par convection entre le tube absorbeur cylindrique et le fluide circulant à l'intérieur de l'absorbeur, par unité de longueur est donné par l'expression suivante :

$$q_{\text{util}} = h_F A_{A,\text{int}} (T_A - T_F) \quad (\text{IV.8})$$

$h_F$  : coefficient d'échange thermique par convection.

$$h_F = \frac{Nu \cdot k_F}{D_{A,i}} \quad (\text{IV.9})$$

Avec :

$k_F$  : est la conductivité thermique du fluide.

$Nu$  : étant le nombre de Nusselt.

$$Nu = 0.023.Re_f^{4/5} . Pr_f^{0.4} \quad (IV.10)$$

$Re_F$  : est le nombre de Reynolds. Pour l'écoulement dans un tube circulaire,  $Re_F$  est exprimé par la relation suivante :

$$Re_f = \frac{4 \cdot \rho_f \cdot \dot{V}_f}{\Pi \cdot D_{A,i} \cdot \mu_f} \quad (IV.11)$$

$\mu_F$  : la viscosité dynamique du fluide.

$Pr_F$  : étant le nombre de Prandtl:

$$Pr_F = \frac{\nu_F}{\alpha_F} \quad (IV.12)$$

Où :  $\nu_F$  la viscosité cinématique défini par :

$$\nu_F = \frac{\mu_F}{\rho_F} \quad (IV.13)$$

$\alpha_F$  est la diffusivité thermique du fluide :

$$\alpha_f = \frac{k_F}{\rho_F \cdot c_F} \quad (IV.14)$$

**b.** Echanges thermiques entre l'absorbeur et la vitre :

L'échange thermique entre l'absorbeur et le vitrage,  $q_{interne}$  est calculé à partir des échanges par convection et par rayonnement qui ont lieu dans l'espace annulaire:

$$q_{interne} = q_{inetrne, convection} + q_{inetrne, rayonnement} \quad (IV.15)$$

L'échange par rayonnement  $q_{inetrne, rayonnement}$  dans l'espace annulaire est donné par l'expression :



$$q_{\text{int,ray}} = \frac{\sigma \cdot A_{A,\text{ext}} (T_A^4 - T_V^4)}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} \cdot \left( \frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \quad (\text{IV.16})$$

Où :

$\sigma$  : Est le constante de Stefan-Boltzmann :  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$

$\varepsilon_A$  : est l'émissivité de l'absorbeur .

$\varepsilon_v$  : est l'émissivité du vitrage.

L'échange thermique interne par convection  $q_{\text{intrne, convection}}$  dans la lame d'air comprise entre l'absorbeur et le vitrage, est estimé par des relations pour une convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et concentriques :

$$q_{\text{int,conv}} = \frac{2\pi k_{\text{eff,Air}}}{\ln\left(\frac{D_{V,i}}{D_{A,e}}\right)} (T_A - T_V) \quad (\text{IV.17})$$

C .Pertes thermiques dans les concentrateurs cylindro-parabolique :

Les travaux publiés dans les références bibliographiques traitent très peu le problème de la diminution des pertes thermiques. Une publication récente de Mullick [7.], concerne une approche semi-empirique utilisée pour évaluer le coefficient des pertes thermiques d'un absorbeur tubulaire, enveloppé de verre. La puissance perdue donnée par l'équation suivante :

$$q_{\text{perte}} = \frac{U_L}{C} (T_A - T_{\text{amb}}) \quad (\text{IV.18})$$

$U_L =$

$$\left[ \frac{1}{C(T_A - T_V)^{0.25} + \frac{\sigma(T_A^2 + T_{\text{amb}}^2)(T_A + T_{\text{amb}})}{1/\varepsilon_A - (D_{A,i}/D_{A,e}) \cdot (1/\varepsilon_v - 1)}} + \left( \frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{1}{h_v + \sigma\varepsilon_v(T_V^2 - T_{\text{amb}}^2)(T_V - T_{\text{amb}})} + \left( \frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{e_g}{k_v} \right]^{-1} \quad (\text{IV.19})$$

Où C'est calculé par :

$$C = \frac{17.74}{(T_A - T_V)^{0.4} \cdot D_A (D_{A,i}^{-0.75} + D_{A,e}^{-0.75})} \quad (\text{IV.20})$$

e-Puissance utile  $Q_u$  :

La puissance utile, représentée par la puissance récupérée par le collecteur au niveau du foyer, peut être déterminée par l'expression suivante.

$$Q_u = Q_{abs} - Q_p \quad (\text{IV.21})$$

$$Q_u = F_R [\eta_{op} \cdot B_{oc} \cdot A_a - U_L (T_e - T_{amb})] \quad (\text{IV.22})$$

$$F_R = \frac{m C_p}{A_r U_L} \left[ 1 - e^{\left( \frac{A_R U_L F'}{m C_p} \right)} \right] \quad (\text{IV.23})$$

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_e}{h_{fi} \cdot D_i} + \left( \frac{D_e}{2k} \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right) \right)} \quad (\text{IV.24})$$

$Q_u$  : La quantité d'énergie transmise au fluide caloporteur (énergie utile).

$Q_{abs}$  : La quantité d'énergie reçue par l'absorbeur.

$Q_p$  : La quantité d'énergie perdue.

$F_R$  : Facteur de dissipation de la chaleur

$F'$  : Facteur d'efficacité du miroir.

$\eta_{op}$  : Rendement optique du concentrateur.

$T_a$  : Température de l'absorbeur.

$T_{amb}$  : Température ambiante.

$T_e$  : Température d'entrée du fluide.

$U_L$  : Coefficient de perte thermique.

Calcul du rendement global :

$$\eta_g = \eta_{op} \cdot \eta_{ther} \quad (IV.25)$$

$$\eta_{op} = \rho(\tau\alpha)\gamma \quad (IV.26)$$

$$\eta_{ther} = \frac{Q_U}{(B_{oc} \cdot A_a)} \quad (IV.27)$$

Avec :

$\gamma$  : Facteur d'interception.

$\rho$  : Facteur de réflectance du miroir.

$\tau$  : Coefficient de transmission du verre.

$\alpha$  : Coefficient d'absorption de l'absorbeur.

#### IV.4 Résolution numérique du problème

Pour la résolution des systèmes non linéaires des équations précédentes en va utiliser des méthodes numériques, qui donnant des solutions approchées

##### IV.4 .1 Choix d'une méthode mathématique de résolution

Il existe plusieurs façons d'approcher discrètement un système d'équations différentielles

non linéaires de la forme :  $\frac{dy_q}{dt} = f_q(y_q, t)$

Nous avons choisi la méthode des différences finies. Les grandeurs  $y_q$  dans notre cas sont la température du fluide caloporteur, la température de l'absorbeur et la

température du vitrage, elles sont toutes en fonctions du temps et de la position. D'une manière générale, on exprime la dérivée partielle première par rapport au temps comme suit :

$$\frac{dy_q}{dt} = \frac{y_q(z,t) - y_q(z,t-\Delta t)}{\Delta t}$$

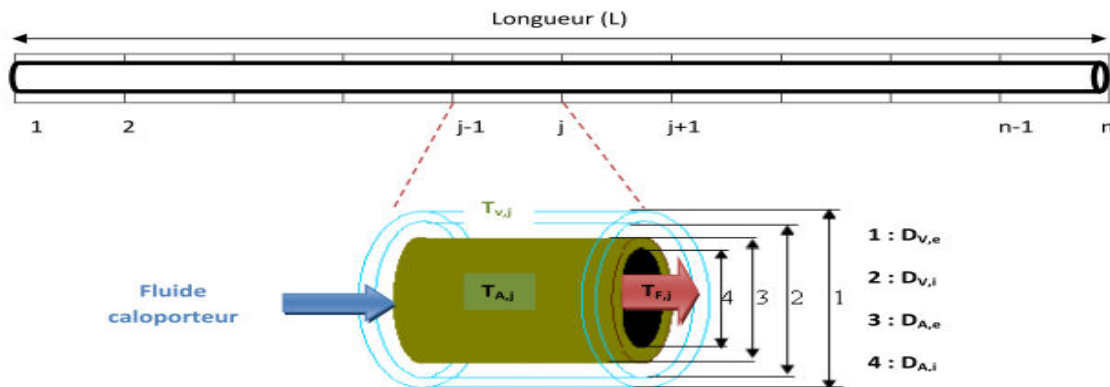
La dérivée partielle par rapport à l'abscisse z est comme suit :

$$\frac{dy_q}{dz} = \frac{y_q(z,t) - y_q(z-\Delta z,t)}{\Delta z}$$

$\Delta z$  : représente la longueur de la tranche de l'absorbeur prise en considération.

#### IV.4 .2 Discrétisation des équations

La résolution du problème commence par la discrétisation de l'absorbeur en plusieurs tranches élémentaires, où chaque élément est défini par un indice j de longueur  $\Delta z$ . On suppose que les températures  $T_F$ ,  $T_A$  et  $T_V$  sont uniformes dans la tranche j.



$\Delta z = \frac{\text{longueur } (L)}{n}$ , n est le nombre total des branches de chaque tube absorbeur.

L'approximation de la dérivée partielle par rapport à l'abscisse (z) dans le domaine discrétisé est :

$$\frac{\partial T_F(z,t)}{\partial z} = \frac{T_{F,j}(t) - T_{F,j-1}(t)}{\Delta z}$$

#### IV.4 .3 Pour la température du fluide

L'équation différentielle finale du fluide caloporteur, après insertion des relations définissant les échanges thermiques qui ont lieu dans l'élément j serait comme suit :

$$\frac{dT_{F,j}(t)}{dt} = -\frac{\dot{V}}{A_{A,interne}\Delta z} T_{F,j}(t) + \frac{(\rho_F \times C_F) |_{T_{F,j-1}} \dot{V}}{(\rho_F \times C_F) |_{T_{F,j}} A_{A,interne} \Delta z} T_{F,j-1}(t) + \frac{1}{(\rho_F \times C_F) |_{T_{F,j}} A_{A,interne} \Delta z} q_{utile}(T_{A,j}(t), T_{F,j}(t))$$

Avec les conditions initiales et aux limites :

$$T_{F,0}(t) = T_{F,entree}(t) = T_{amb}(t)$$

$$T_{F,j}(0) = T_{F,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j.\Delta z \quad j = 1, 2, \dots, n$$

#### IV.4 .4 Pour la température de l'absorbeur

L'équation différentielle de l'absorbeur, compte tenu des échanges thermiques existant dans l'élément j peut être mise sous forme :

$$\frac{dT_{A,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_A \cdot C_A \cdot A_A} \left[ q_{absorbé}(t) - q_{interne}(T_{A,j}(t), T_{V,j}(t)) - q_{utile}(T_{A,j}(t), T_{F,j}(t)) \right]$$

Avec les conditions initiales :

$$T_{A,j}(0) = T_{A,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j.\Delta z \quad j = 1, 2, \dots, n$$

#### IV.4 .5 Pour la température de la vitre

Le même raisonnement nous conduit à l'équation différentielle pour la vitre.

L'équation dans l'élément j est comme suit :

$$\frac{dT_{V,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_V \cdot C_V \cdot A_V} \left[ q_{interne}(T_{A,j}(t), T_{V,j}(t)) - q_{externe}(T_{V,j}(t), T_{amb}(t)) \right]$$

Dont les conditions initiales sont :

$$T_{V,j}(0) = T_{V,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j.\Delta z \quad j = 1, 2, \dots, n$$

Pour la résolution de ce système, nous avons adapté la méthode de Gauss-Seidel avec pivot total, car cette méthode converge rapidement et supprime l'inversion matricielle qui peut être aussi utilisée dans notre cas.

#### IV.5 Programme de calcul :

Nous avons élaboré un programme informatique pour simuler les températures d'entrées et de sorties du fluide caloporteur ainsi que la variation des températures, de l'absorbeur et de vitre à la sortie de tube de l'absorbeur et l'éclairement direct et la puissance utile pour un capteur cylindro parabolique, tout dépend de son emplacement ainsi que la journée à étudier. Le programme est écrit en langage EES, et il suit les étapes suivantes :

1<sup>ère</sup> étape : Introduction des données.

- Les paramètres optiques et géométriques du capteur.
- La vitesse de vent.
- La température ambiante.
- Le pas de temps
- Les coordonnées solaires (latitude, l'altitude et nombre de jour)
- Les paramètres thermo physique du fluide caloporteur ( $\dot{m}, C_p, T_e$ )

2<sup>ème</sup> étape :

- Calcul de la déclinaison  $\delta$  et l'angle solaire  $\omega$
- Calcul l'heure du lever  $T_L$  et du coucher du soleil  $T_c$
- Calcul du rayonnement direct.

3<sup>ème</sup> étape :

- Calcul des propriétés thermo physiques du tube absorbeur.
- Calcul des pertes thermiques.
- Calcul de la puissance utile.
- Calcul de la température de sortie.

4<sup>eme</sup> étape :

Imprimé les résultats.

Finalement, au fur et à mesure de l'incrémentation du pas du temps, ces résultats nous permettent de tracer les courbes de variation de l'éclairement direct et de la puissance utile ainsi que la température d'entrée et de sortie du fluide.

IV.5 L'organigramme de calcul :

ANNEXE B

## CHAPITRE V : CAHIER CHARGES POUR LE CALCUL D'UN BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION

### V.1 Introduction :

Avant de commencer le calcul du bilan thermique, il faut connaître tous les facteurs qui pourront affecter l'évaluation. Des relevés précis, détaillés, complets sont à la base même du bilan. C'est à partir de la connaissance de ces éléments et si le bilan a été étudié avec soin, que l'on pourra déterminer l'installation la plus économique et la plus rassurante.

### V.2-Cahier des charges :

Nous citons ci-dessous les principaux éléments à prendre en considération :

- Orientation du local
- Plans d'architecture
- Dimensions du local : longueur, largeur, hauteur sous plafond.
- Matériaux de construction : nature des matériaux, épaisseur des murs, toits, plafonds, plancher et cloisons, et leur emplacement
- Conditions à maintenir à l'intérieur du local (température et humidité relative)
- Destination des locaux : bureau, hôpital, boutique, magasin, atelier...
- Fenêtres : dimensions et emplacements, encadrement bois ou métal, type de vitrage, type de store,
- Portes : emplacement, type, dimension,
- Occupants : activités et nombres, durée d'occupation du local



- Eclairage : type, puissance et durée d'allumage,

On se propose de déterminer la puissance de climatisation de la salle de soutenance située au deuxième étage d'un immeuble

La salle de soutenance se trouve dans la ville de SOUMAA à BLIDA ; elle est située au deuxième étage d'un immeuble. Les caractéristiques de la salle sont :

- Une température intérieure moyenne de 25 °C.
- Nombre d'occupants : 40.
- Murs extérieurs en brique creux (double muret) de 16 cm avec enduit extérieur et intérieur, peinture blanche à l'intérieur, (mur ouest et mur sud)
- Plancher en béton de sable de 15 cm avec une chape de ciment,
- Plafond en béton de sable de 20 cm, couleur blanche des deux côtés, local non conditionné au-dessus,
- Hauteur sous-plafond : 4,10 m, longueur 12,8 m, largeur 7m
- Portes en bois de 4 m<sup>2</sup> avec encadrement en bois,
- Fenêtre vitrée de 5,12m<sup>2</sup> avec encadrement en bois, pas de store extérieure,
- Eclairage fluorescent : Durée d'éclairage : 9h.
- Apport de chaleur par les équipements (on suppose qu'il y a 2 ordinateurs avec une imprimante, un data show).
- Les bureaux sont occupés de 8h à 12h et de 13h à 18h.

### V.3 EVALUATION DU BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION

Le calcul du bilan thermique de climatisation ou de conditionnement d'air permet de déterminer la puissance de l'installation qui pourra répondre aux critères demandés. Ce calcul s'effectuera à partir des gains réels, c'est à dire au moment où les apports calorifiques atteignent leur maximum dans la salle On distinguera :

- Les gains internes : ce sont les dégagements de chaleur sensibles ou latents ayant leurs sources à l'intérieur du local (occupants, éclairage et autres équipements),
- Les gains externes : ce sont les apports de chaleur sensible dus à l'ensoleillement et à la conduction à travers les parois extérieures et les toits.

Pour pouvoir estimer ces gains avec une précision suffisante, il est indispensable de connaître tous les éléments qui auront une influence sur le bilan tel qu'exprimé dans le cahier de charge.

#### a- Calcul des apports calorifiques

Nous présentons ci-dessous une méthode simplifiée de calcul permettant de déterminer les apports calorifiques dans un local.

#### b- Charges externes

Apport de chaleur par transmission à travers les parois extérieures (murs, toit, plafond et plancher) et les vitrages.

$$Q_{str} = k. S. \Delta T \quad (1)$$

- $k$  = coefficient de transmission thermique de la paroi ou du vitrage considéré en  $W/m^2.C^\circ$
- $S$  = surface de la paroi ou de la fenêtre considérée (surface totale de la baie correspondant à la réservation dans le mur) ( $m^2$ )
- $\Delta T$  = différence de température entre les deux faces de la paroi considérée [ $C^\circ$ ]

Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois

La quantité de chaleur traversant le mur [ $Q_m$ ] :

$$Q_{SRm} = a. F. S. R_m \quad (2)$$

- $a$  = coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement
- $S$  = surface de la parois en  $m^2$

- $F$  = facteur de rayonnement solaire
- $R_m$  = l'éclairement solaire absorbé sur la surface du mur en  $W/m^2$

#### Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages

La quantité de chaleur traversant le vitrage ( $Q_v$ ) :

$$Q_{SRv} = a \cdot g \cdot S \cdot R_v \text{ [W]} \quad (3)$$

- $a$  = coefficient d'absorption du vitrage
- $g$  = facteur de réduction ) est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire
- $S$  = surface vitrée ( $m^2$ )
- $R_v$  = intensité du rayonnement solaire sur les vitrages  $W/m^2$ ,

#### d- Apport de chaleur par renouvellement d'air et infiltration

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est nécessaire pour des problèmes hygiéniques. Il se fait en règle générale par la ventilation (naturelle ou mécanique) des locaux ainsi que par infiltration, introduisant de l'air extérieur dans le local climatisé.

Gains sensibles par renouvellement d'air :

$$Q_{Sr} = q_v \cdot (T_1 - T_2) \cdot 0,33 \text{ (W)} \quad (4)$$

Gains latents par renouvellement d'air :

$$Q_{Lr} = q_v \cdot (w_e - w_i) \cdot 0,84 \text{ (W)} \quad (5)$$

- $q_v$  = débit d'air extérieur de renouvellement [ $m^3/h$ ]
- si la ventilation est naturelle, on peut considérer que le renouvellement d'air est égal à un volume de la pièce par heure (1vol/h),
- $T_1 ; T_2$  = température extérieure et intérieure de la salle
- $w_e$  = teneur en eau de l'air extérieur g/kg air sec (définie à partir du tableau)
- $w_i$  = teneur en eau de l'air intérieure g/kg air sec (définie à partir du tableau)

## e- Charges internes

### 1- Apport de chaleur par les occupants

Elle est donnée en fonction de la température intérieure et du degré d'activités. On distingue deux sortes de gains générés par les occupants :

Gains sensibles occupants :

$$Q_{Soc} = n \cdot C_{Soc} [W]$$

Gains latents occupants :

$$Q_{Loc} = n \cdot C_{Loc} [W]$$

- $n$  = nombre d'occupants
- $Q_{Soc}$  = chaleur sensible des occupants (W) ; (tableau
- $Q_{Loc}$  = chaleur latente des occupants (W) ; (tableau

### 2- Apport de chaleur par l'éclairage

- Lampe fluorescente

$$Q_{selc} = n \cdot P$$

- $n$  = Nombre de lampes
- $P$  = puissance de la lampe [W]

### 3- Apport de chaleur par les machines et appareillages

On doit minorer les apports de ces machines et appareillages (par un coefficient de pondération) en fonction de leurs durées de fonctionnement. On considère par exemple qu'un appareil ne fonctionnant qu'une demi-heure par heure dégage la moitié de sa puissance électrique nominale en apport de chaleur.

Orientation des parois	Surfaces nettes [m <sup>2</sup> ]	K [W/m <sup>2</sup> K]	Apport de chaleur [W]
Mur Nord	49	3.33	2906
Mur Sud	45.5	2.09	
Mur Ouest	26.8	2.09	
Mur Est	28.7	3.33	
Plancher	89.6	1.36	1961
Plafond	89.6	1.14	
Vitrage Ouest	1.92	5	1004
Vitrage Sud	3.2	5	
Portes en bois sud	4	3.94	408
Portes en bois Nord	3	3.94	

Tableau V-1 : apport de chaleur charges externes

DESCRIPTION	QUANTITÉ	Apport de chaleur [W]
Occupants	40	1317
Éclairage	30	880
appareils électriques en fonctionnement.	4	538
Apport de chaleur par renouvellement d'air		1006

Tableau V-2 : apport de chaleur charges internes

$$\sum Q = 10020W = 10 \text{ kw}$$

Bilan thermique total:  $Q_T = 10 \text{ kw}$

## CHAPITRE VI : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

### VI Introduction :

Après avoir présenté les chapitres précédents, qui étudient théoriquement le concentrateur ainsi que la machine frigorifique à éjecteur, en faisant des bilans thermiques sur chaque organe constitutif ; nous passons maintenant au dimensionnement de ces composants en se basant sur l'étude théorique précédente.

### VI.2 Logiciel de travail :

EES est un logiciel, commercialisé par F-Chart Software, LLC., pour résoudre des équations. Il peut numériquement résoudre des milliers d'équations algébriques non-linéaires et différentielles couplées. Il peut être également utilisé pour résoudre des équations différentielles et intégrales, exécuter l'optimisation, fournir des analyses d'incertitude, réaliser la régression linéaire et non-linéaire, convertir les unités, vérifier la cohérence de l'unité et générer des graphes de bonnes qualités. Une caractéristique majeure d'EES est la base de données de propriétés thermodynamiques et de transport fournie pour des centaines de substances.

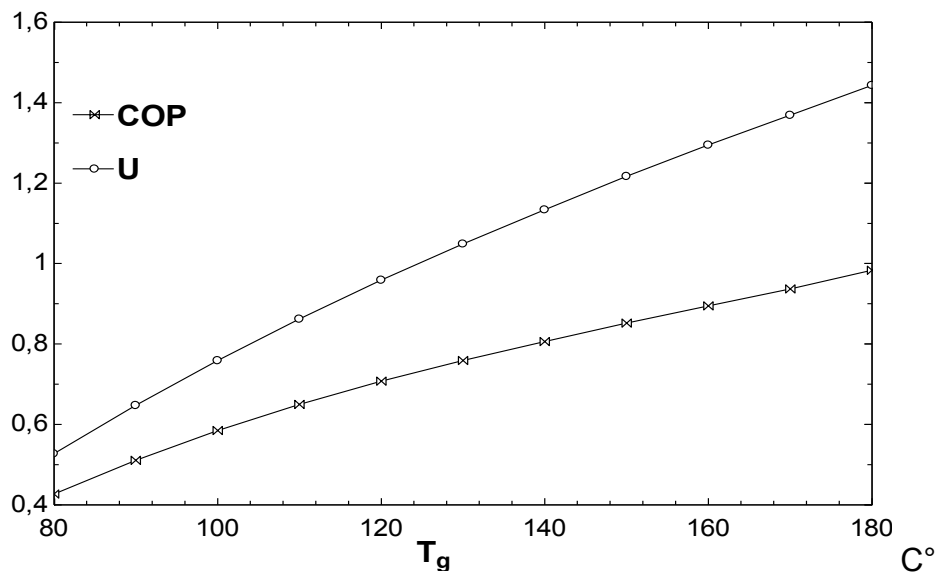
EES permet également à l'utilisateur d'ajouter de nouvelles données de propriétés à la base de données existantes.

### VI.3 Validation du modèle mathématique (système de réfrigération) :

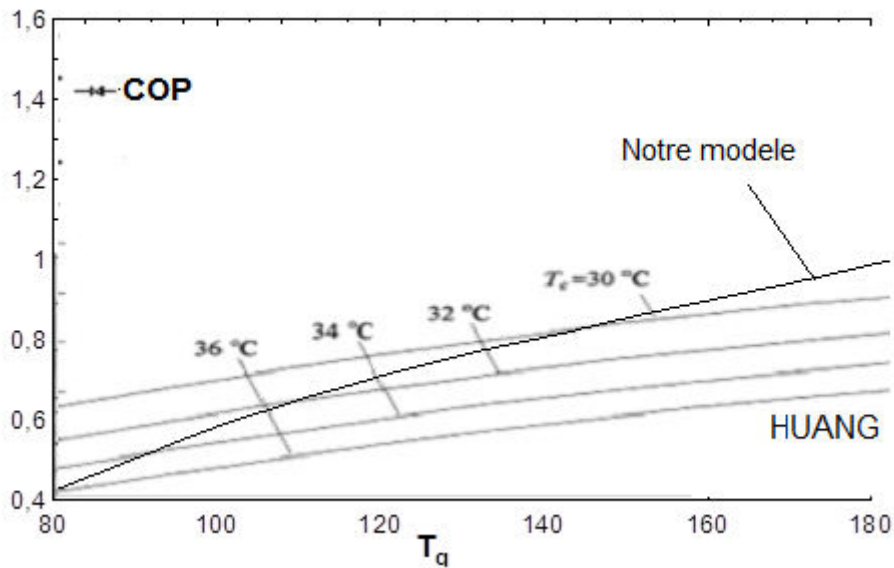
Le modèle du système de réfrigération décrit précédemment sera validé par comparaison avec les résultats expérimentaux et numériques obtenus par HUANG [31], qui pour le même système utilise R141b comme fluide frigorigène. Les paramètres étudiés pour cela seront : le COP, le rapport de débits massiques  $w$ .

#### VI.3.1 Influence de température du générateur :

Ces résultats ont été pris pour une température de condenseur égale à 31.5 C° et celle de l'évaporateur de 8 C°



**Figure VI-1-a: variation du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température de générateur.**



**Figure VI-1-b: variation du COP en fonction de la température de générateur mesure par HUANG et notre modèle.**

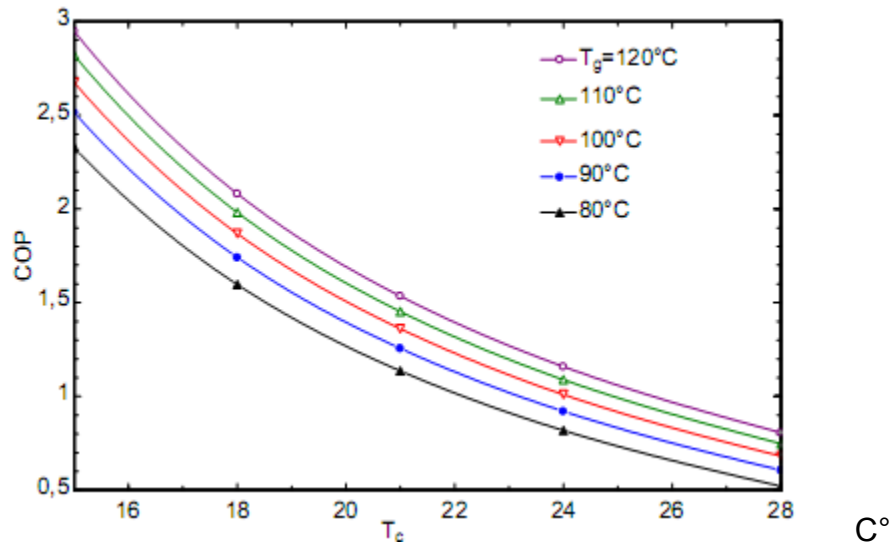
On remarque que le taux d'entraînement suit la variation de COP les deux varient proportionnellement avec la température de générateur. HUANG a montré expérimentalement ces résultats. [31]

### VI.3.2 Influence de température du condenseur :

Ces résultats ont été pris pour une température d'évaporateur de 8 C° et celle de générateur  $T_g$  varie de (80C° à 120C°) pour la figure (FigVI-2-a) et  $T_c$  varie de (0C° à 12c°) et  $T_g$  égale à 150C° pour la figure (Fig.VI-2-b).

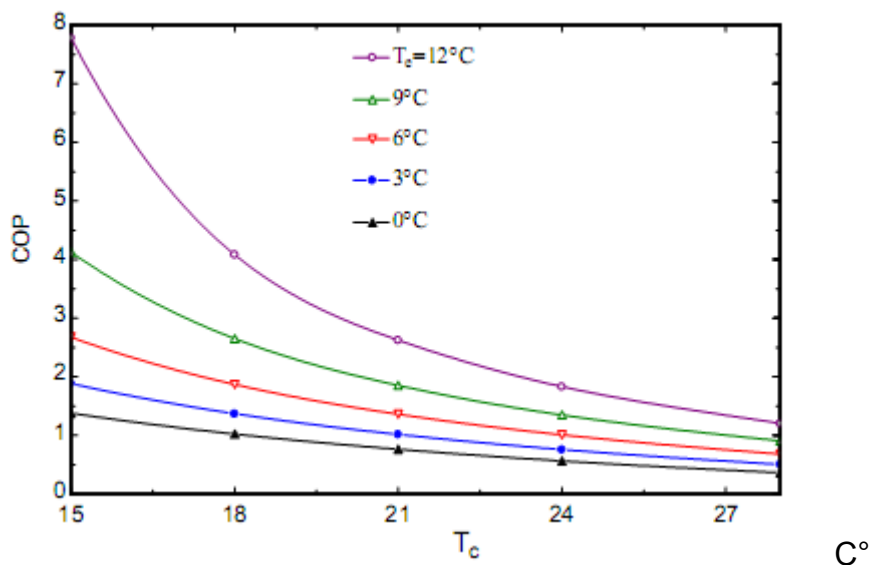
La figure suivante (FigVI-2-a) présente la variation du COP en fonction de la température de condenseur pour les différentes valeurs de la température de générateur. On remarque que, le COP varie inversement proportionnelle avec la température de condenseur ( $T_c$ ), et il a une variation proportionnelle avec la température de générateur ( $T_g$ ) pour une température de condenseur ( $T_c$ ) constante.





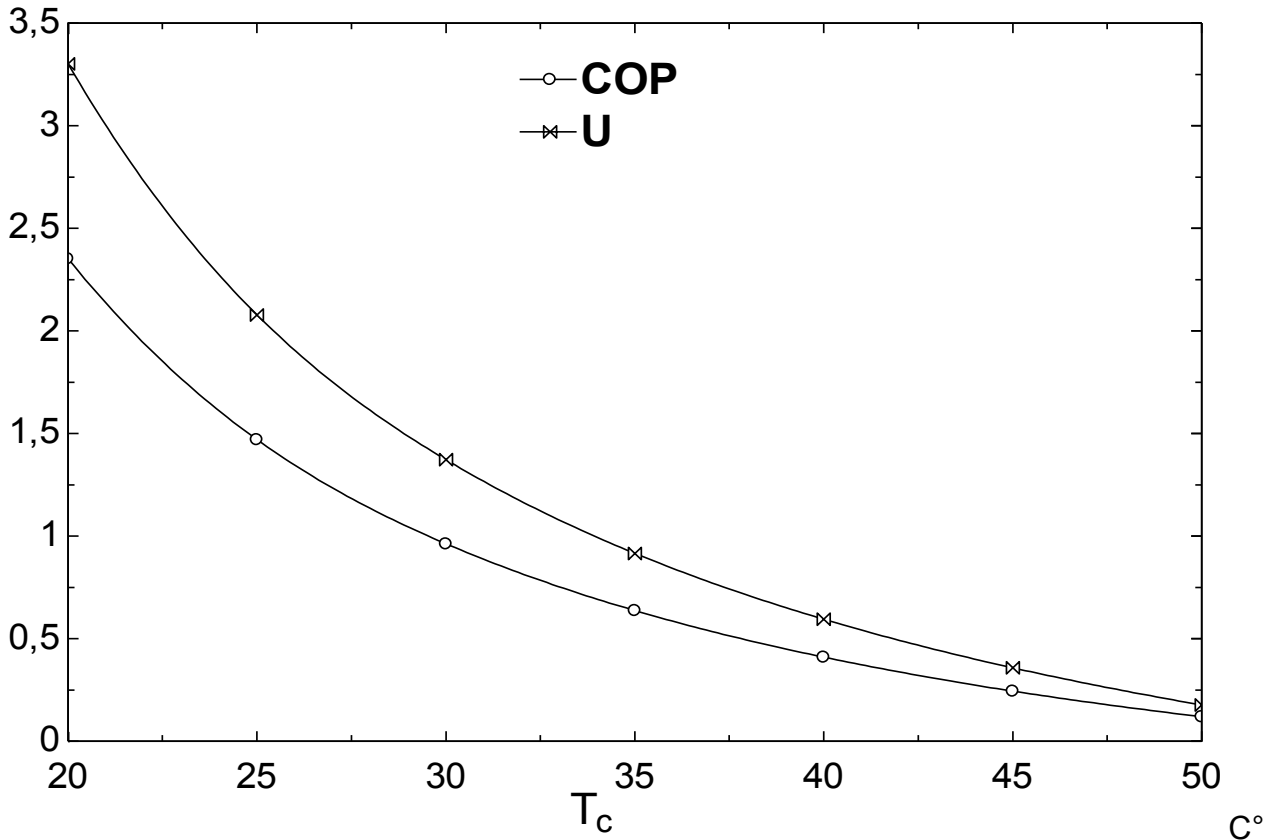
**FigVI-2-a: variation de COP en fonction de la température de condensation pour différentes températures de générateur.**

La figure (FigVI-2-b) présente la variation du COP en fonction de la température de condenseur pour les différentes valeurs de la température d'évaporateur. On remarque que, le COP varie inversement proportionnelle avec la température de condenseur ( $T_c$ ), et il a une variation proportionnelle avec la température d'évaporateur ( $T_e$ ) pour une température de condenseur ( $T_c$ ) constante.



**Fig.VI-2-b : variation de COP en fonction de la température de condensation pour différentes températures d'évaporateur.**

La figure (FigVI-2-c) présente la variation du COP et le taux d'entraînement en fonction de la température de condenseur. Ce résultat a été pris pour une température d'évaporateur égale à  $8\text{C}^\circ$  et celle de générateur et de  $150\text{C}^\circ$



**Figure VI-2-c: variation du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température de générateur.**

On remarque que, le taux d'entraînement comme le COP varie inversement proportionnelle avec la température du condenseur ( $T_c$ )

### VI.3.3 Influence de température d'évaporateur:

Ces résultats ont été pris pour une température d'évaporateur  $T_e$  égal à  $8\text{C}^\circ$  et température de générateur  $T_g$  varie de ( $80\text{C}^\circ$  à  $120\text{C}^\circ$ ) pour la figure (FigVI-3-a) et température de générateur  $T_g$  de  $150\text{C}^\circ$  et celle de condenseur  $T_c$  varie de ( $15\text{C}^\circ$  à  $28\text{C}^\circ$ ) pour la figure (Fig.VI-3-b).

La figure (Fig.VI-3-a) présente la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour les différentes valeurs de la température de générateur. On remarque

que, le COP varie proportionnellement avec la température de l'évaporateur ( $T_e$ ), et il a une variation proportionnelle avec la température de générateur ( $T_g$ ) pour une température de l'évaporateur ( $T_e$ ) constante.

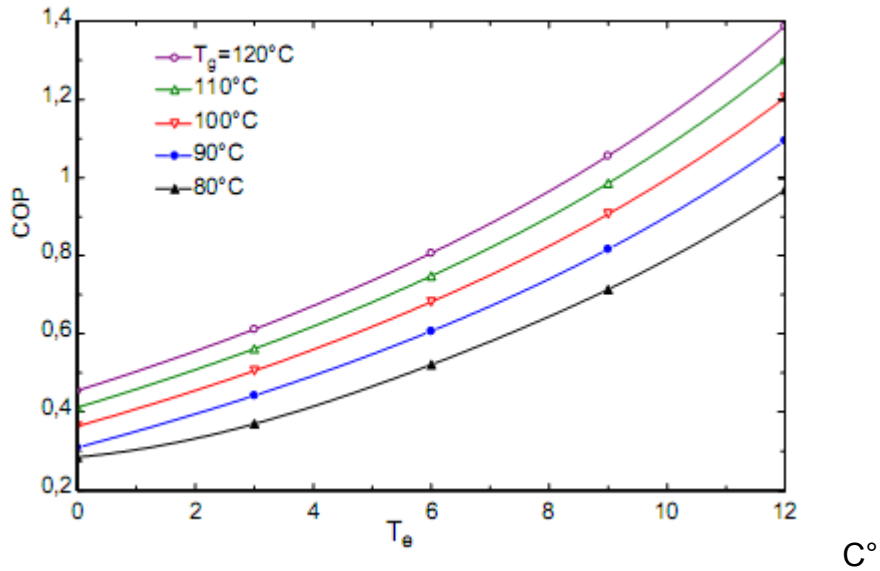


Fig.VI-3-a: variation de COP en fonction de la température d'évaporateur pour différentes températures de générateur.

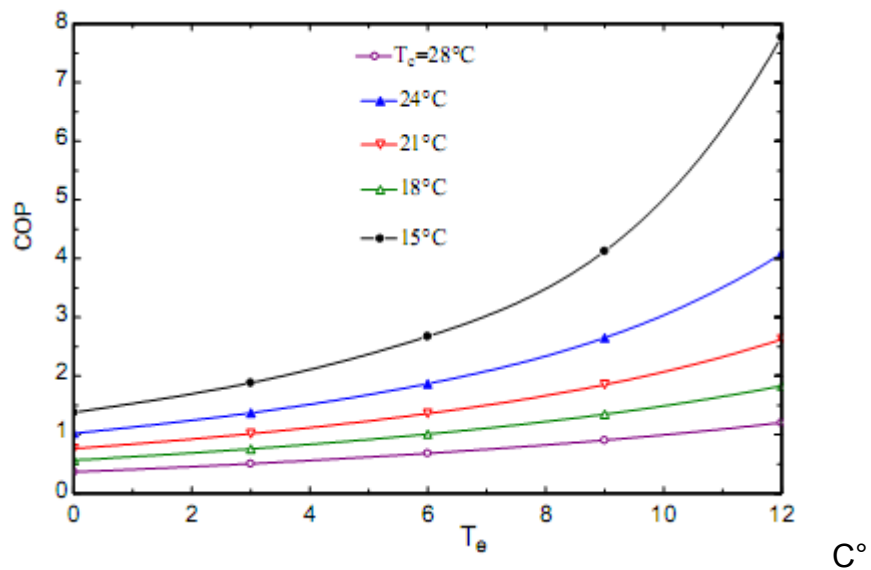
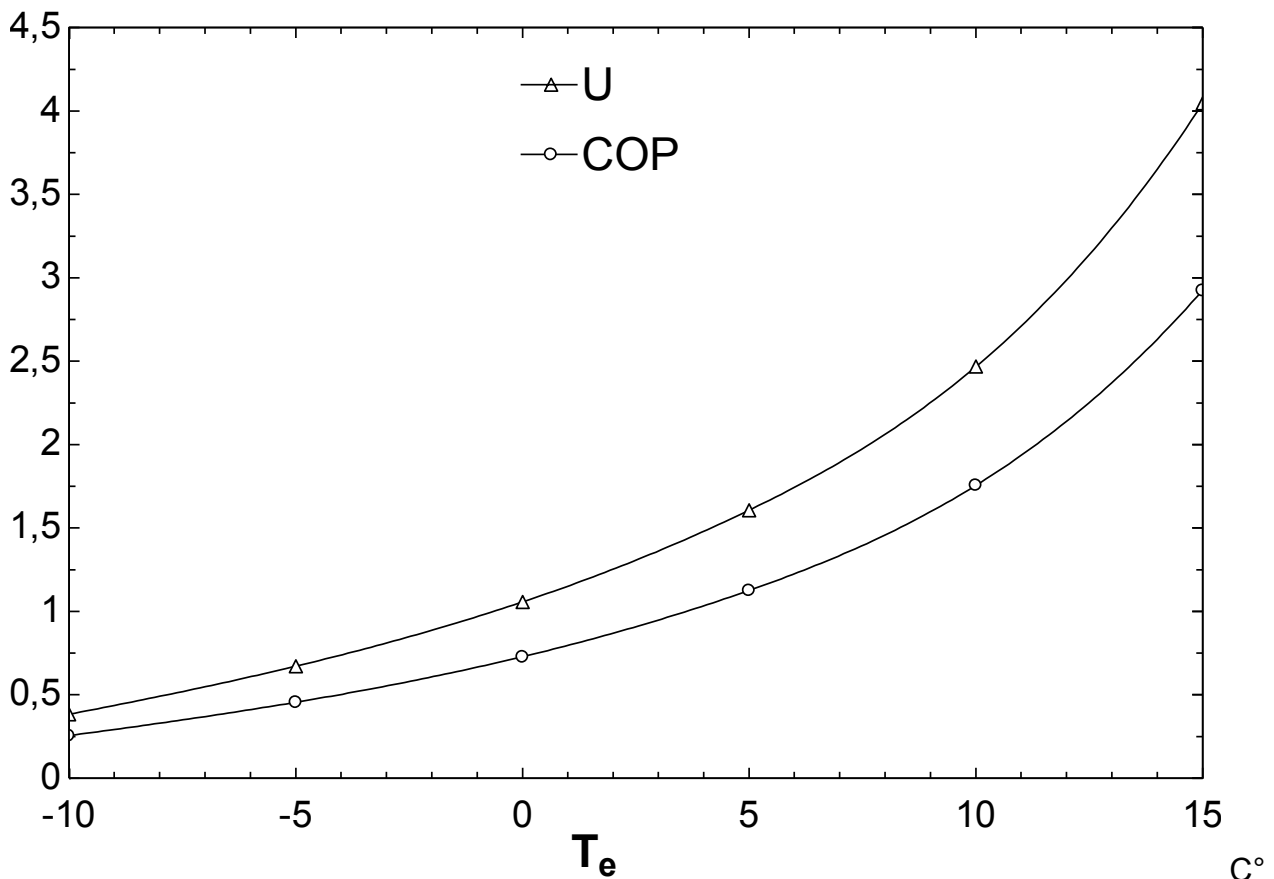


Fig.VI-3-b: variation de COP en fonction de la température d'évaporateur pour différentes températures de condenseur.

La figure (Fig.VI-3-b) présente la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour les différentes valeurs de la température de condensation. On remarque que, le COP varie proportionnellement avec la température de l'évaporateur ( $T_e$ ), et il a une variation inversement proportionnelle avec la température de condensation ( $T_c$ ) pour une température de l'évaporateur ( $T_e$ ) constante.



**Fig.VI-3-c: variation du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température d'évaporateur**

Ce résultat a été pris pour une température de condenseur égale à 25C° et celle de générateur et de 150 C°

D'après la figure V-3-c en remarque que les courbes de COP et le taux d'entraînement accroît proportionnellement avec la température de l'évaporateur.

#### VI.4 Analyse des résultats :

D'une façon générale l'allure de ces courbes ressemble à celle des travaux expérimentales effectuées par Huang [31].

Les figures (VI-2-a), (VI-2-b) et (VI-2-c) montrent que le COP et le rapport d'entraînement décroissent quand la température de changement de phase dans le condenseur est importante d'où la pression est aussi importante ceci s'explique par :

- Pour atteindre la pression de changement de phase au condenseur, la valeur débit de fluide moteur doit être plus importante pour que l'enthalpie du mélange des fluides (primaires et secondaires) atteigne la valeur nécessaire. En remarque aussi que pour atteindre des valeurs élevées du taux d'entraînement et de COP, il vaut mieux augmenter la température au niveau d'évaporateur que d'augmenter la température du générateur.

D'après les figure (VI-3-aet VI-3-b) : on constate que le COP baisse quand la température à l'évaporateur est plus froide ceci s'explique par :

- Quand la température de l'évaporateur devient plus froide (d'où la pression de mélange baisse), la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire baisse d'où, le débit du fluide moteur augmente pour compenser le déficit causé par l'abaissement de la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire afin de maintenir la valeur de l'enthalpie du mélange des fluides primaire et secondaire, ceci est constaté par la diminution du rapport d'entraînement sur la figure (VI-3-c).

### VI.5 Validation de système solaire :

Dans cette étude on a basé sur l'utilisation de concentrateur solaire parabolique qui permet d'atteindre des températures très élevées au générateur cela nous permis d'atteindre un coefficient de performance du système important. De plus avec le système à concentration, on peut stocker de la chaleur dans des réservoirs de grande capacité pour permettre d'étaler la durée de fonctionnement du système même après le coucher du soleil. [37]

Comme nous l'avons mentionné dans les chapitres précédent la procédure de calcule pour la modélisation du rayonnement solaire est base sur le modèle de r.sun qui donne une bonne estimation du rayonnement solaire avec un rapprochent de grande précision des données réelles, La simulation dynamique est effectuée pour la journée du 21 Juin (solstice d'été). [Etude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie]

Pour cela on a choisi le site la ville de SOUMAA à BLIDA (La salle de soutenance de département de génie mécanique de l'université de Saad Dahleb) elle est caractérisé par :

Latitude :  $36,30^\circ$ , longitude :  $2,52^\circ$ , Altitude : 272.

Pour le concentrateur solaire parabolique en a utilisé les donnes suivante :

Aperature :

Longueur :

Diamètre intérieur du tube  $D_i$  : 40mm

Diamètre extérieur du tube  $D_e$  : 50mm

Diamètre du couvert en vert  $D_{ev}$  : 90mm

Débit massique  $m$ :0.32 kg/s

Chaleur spécifique  $C_p$  : 1350 j/kg.k

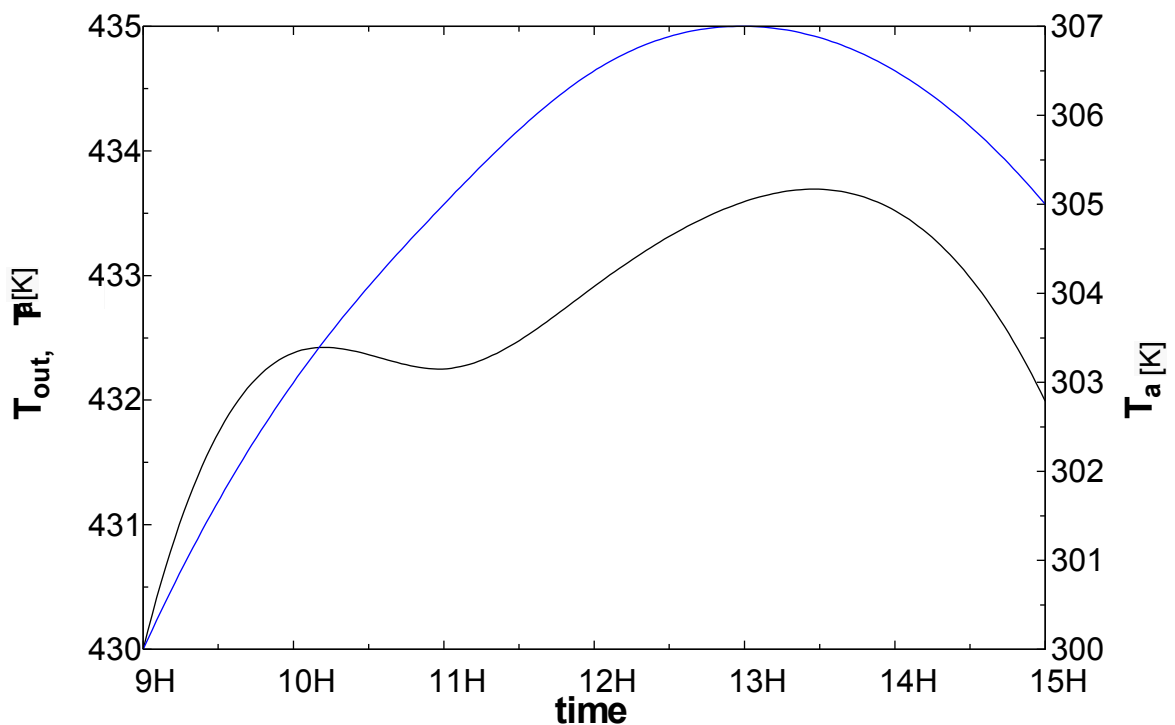
Vitesse du vent : 5 m/s

### VI.5.1 Résultats de simulation sous-programme élaboré :

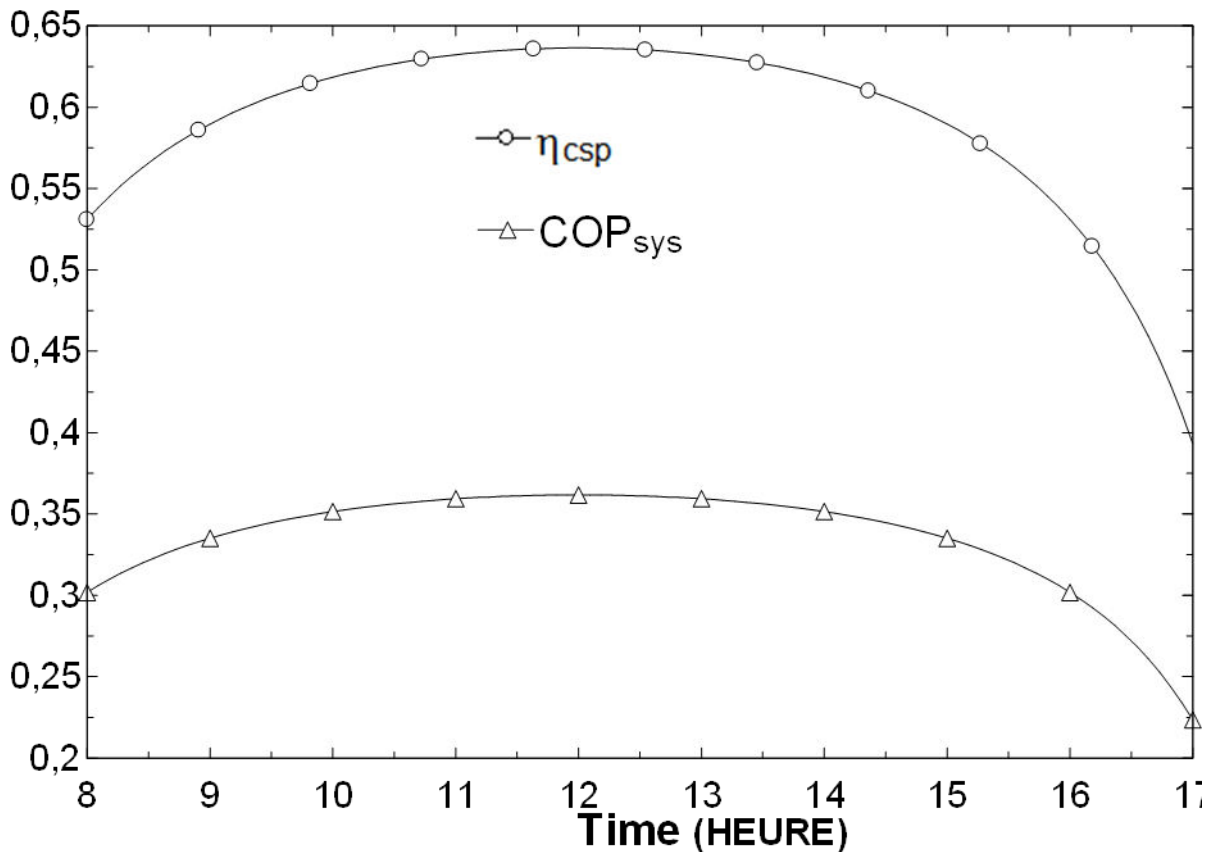
Evolution du COPsys en fonction du temps :

La simulation dynamique est effectuée pour la journée du 21 Juin (solstice d'été) pour une cuve de stockage de 1000 litres remplie d'huile (Therminol 66). Le soutirage de chaleur (climatisation) de la cuve commence à 10h et les pertes sont prises égales à 12 W/K. A cause de la grande capacité de la cuve de stockage, la température à l'intérieur de la cuve reste dans la plage de  $150^{\circ}\pm 2^{\circ}\text{C}$  et cela pour des puissances respectives de 10KW pour l'évaporateur et 17KW pour le générateur.

D'après la figure VI-4 en remarque que la température de sortie augmentent à partir de neuf heures de matin qui représente le début de fonctionnement jusqu'à atteindre sa valeur maximale entre 12 heure et demi et 14 heure puis elles décroissent jusqu'à le temps d'arrêt de fonctionnement en remarque aussi pour la courbe de la température de la cuve de stockage quelle décroît entre 10 heure et 11 heure cette décroissance due au début de fonctionnement du système frigorifique.



**Figure VI-4: variation de la température de la cuve de stockage.**

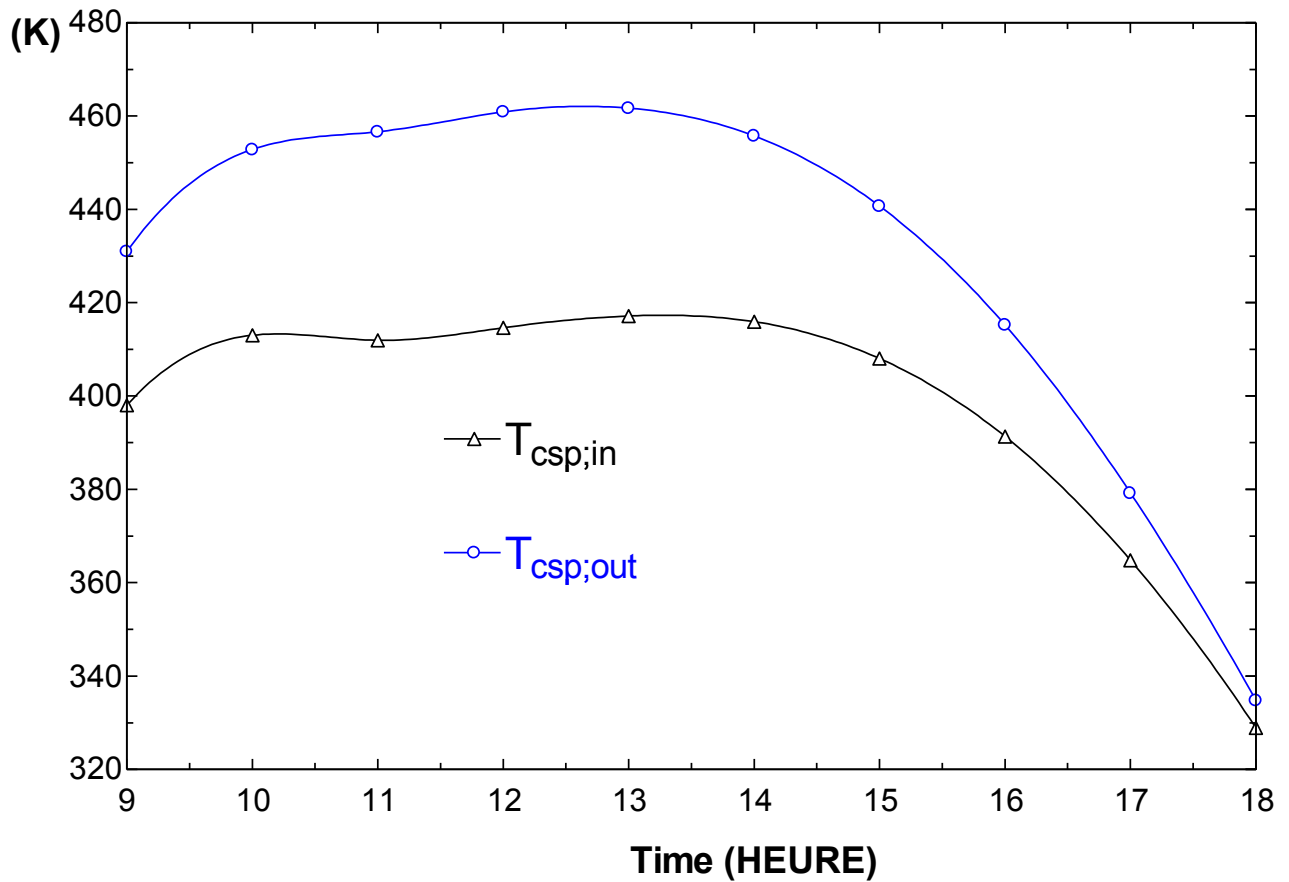


**FigureVI-5 : variation du COP du système et du rendement du collecteur**

En remarque que le cop du système varie proportionnellement avec le rendement du concentrateur solaire parabolique, sauf que le coefficient de performance de l'installation est réduit presque de moitié. Ce résultat nous confirme l'importance de la puissance provenant de système solaire.

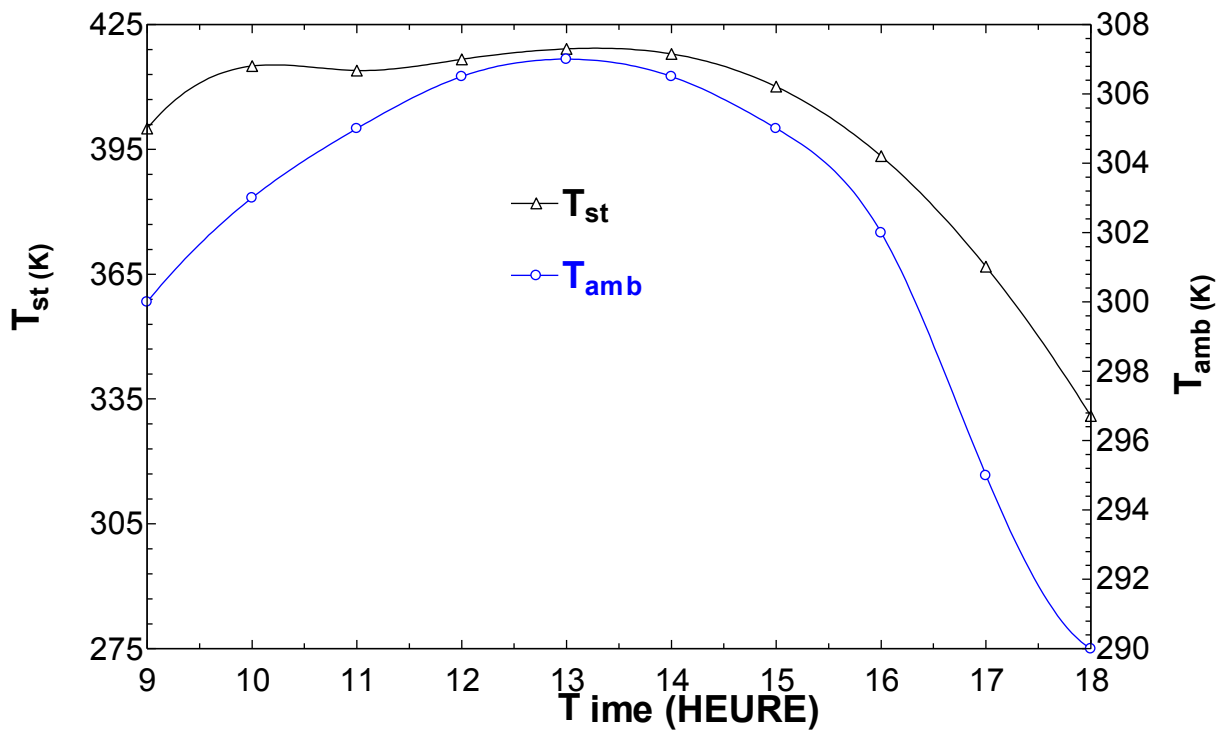
La Figure VI-6 représente la variation des températures d'entre et de sortie du ccp en remarque qu'ils présentent la même allure on constate que la température de sortie de peut atteindre des valeurs très importantes. Dans cette étude, le fluide caloporteur peut atteindre 450 degrés K.





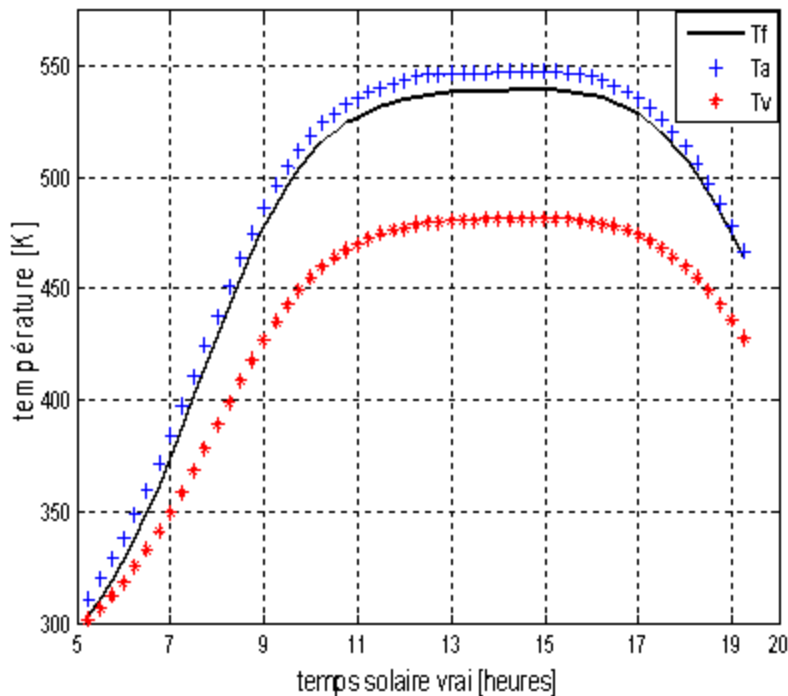
**Figure VI-6 variations des températures d'entre et de sortie du ccp**

La Figure VI-7 représente la variation de la température de cuve de stockage et la température ambiante on remarque que la température augmentent à partir de début de fonctionnement jusqu'à atteindre sa valeur maximale puis elle décroît jusqu'à le temps d'arrêt on conclut que la température de cuve de stockage peut atteindre des températures importantes dépend de la température de sortie de capteur solaire Figure VI-5 .



**Figure VI-7 variations de la température de cuve de stockage et la température ambiante**

La figure VI-8 représente la variation des températures du fluide, de l'absorbeur et de vitre à la sortie de tube de l'absorbeur, durant le déroulement des tests en fonctions du temps. En remarque que l'évolution des températures est la même, la différence réside uniquement au niveau des pentes des courbes



**Fig. VI-8: Evolution de la température pour le 21 JUIN [40].**

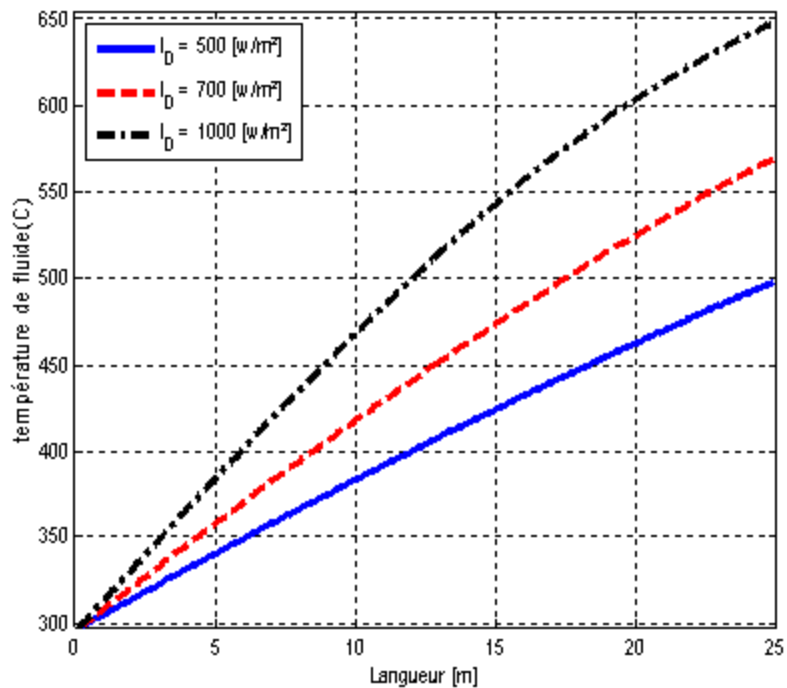
Dans la Fig VI-8, Pour un débit volumique constant, la température de sortie du fluide caloporteur atteint sa valeur maximale enregistrée entre 13H et 14H temps solaire vrai. Elle dépend principalement du  $q_{\text{absorbé}}(t)$ , qui est fonction des paramètres optiques, géométrique du concentrateur et du rayonnement direct reçu par le capteur.

On remarque aussi que, la température de l'absorbeur (TA) est presque proche de (TF). Ce qui peut être justifié par son pouvoir d'absorption élevé pour le rayonnement solaire visible et un pouvoir émissif faible pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde, qui est assuré par son revêtement. Il est possible de conserver la plus grande partie de l'énergie solaire incidente et de ne perdre que très peu de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde quand la surface absorbante devient chaude.

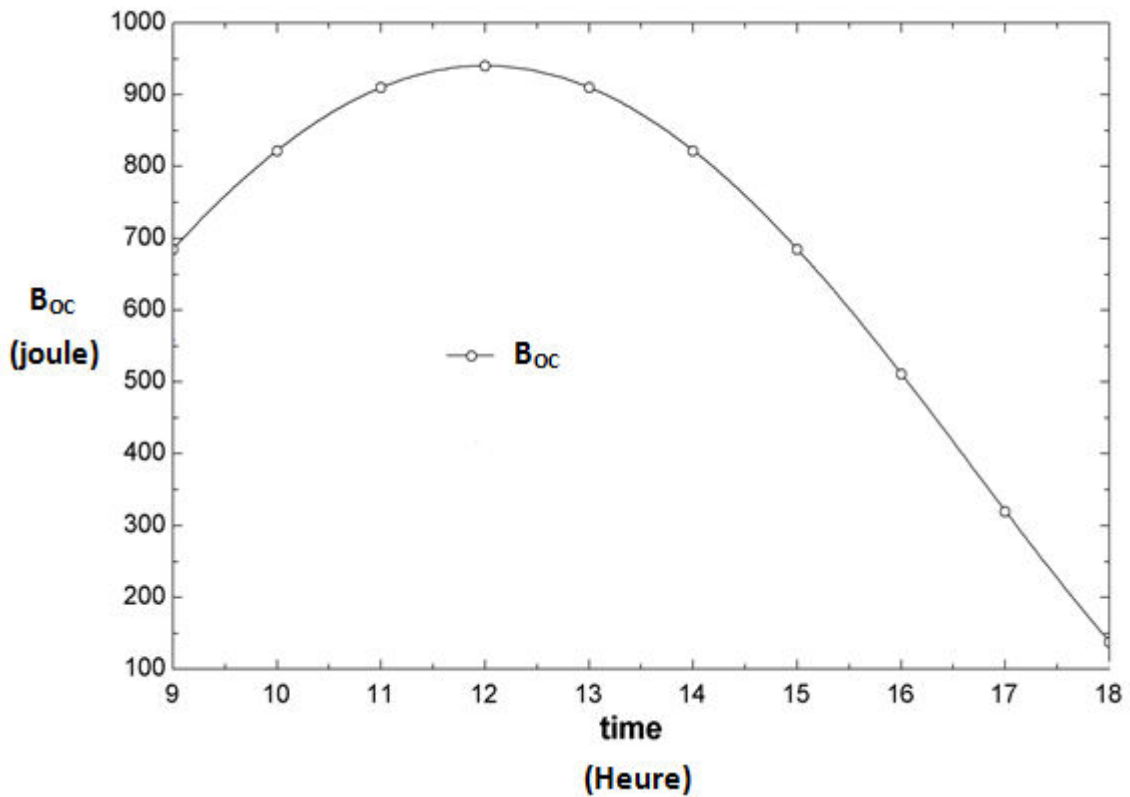
La température de vitrage (TV) est inférieure à (TA) et à (TF), car la face interne de la vitre absorbe le rayonnement infrarouge, qui subit une augmentation de la température de la température (TV) (effet de serre). Par conséquent celle de la face externe est en plus basse, qui est proche du milieu ambiant soumis principalement à la vitesse du vent, qui crée un phénomène de convection sur la vitre à l'extérieure, c'est pourquoi les

renseignements est les données météorologiques notamment la vitesse du vent sont important.

La figure. VI-9 représente la variation de la température du fluide (TF) à la sortie en fonction de la longueur du tube l'absorbeur, et ceci pour les trois puissances du 1000[w/m<sup>2</sup>], 700[w/m<sup>2</sup>] et 500[w/m<sup>2</sup>]. On remarque que l'augmentation de la température du fluide (TF) est proportionnelle à la longueur et à l'intensité de flux solaire.

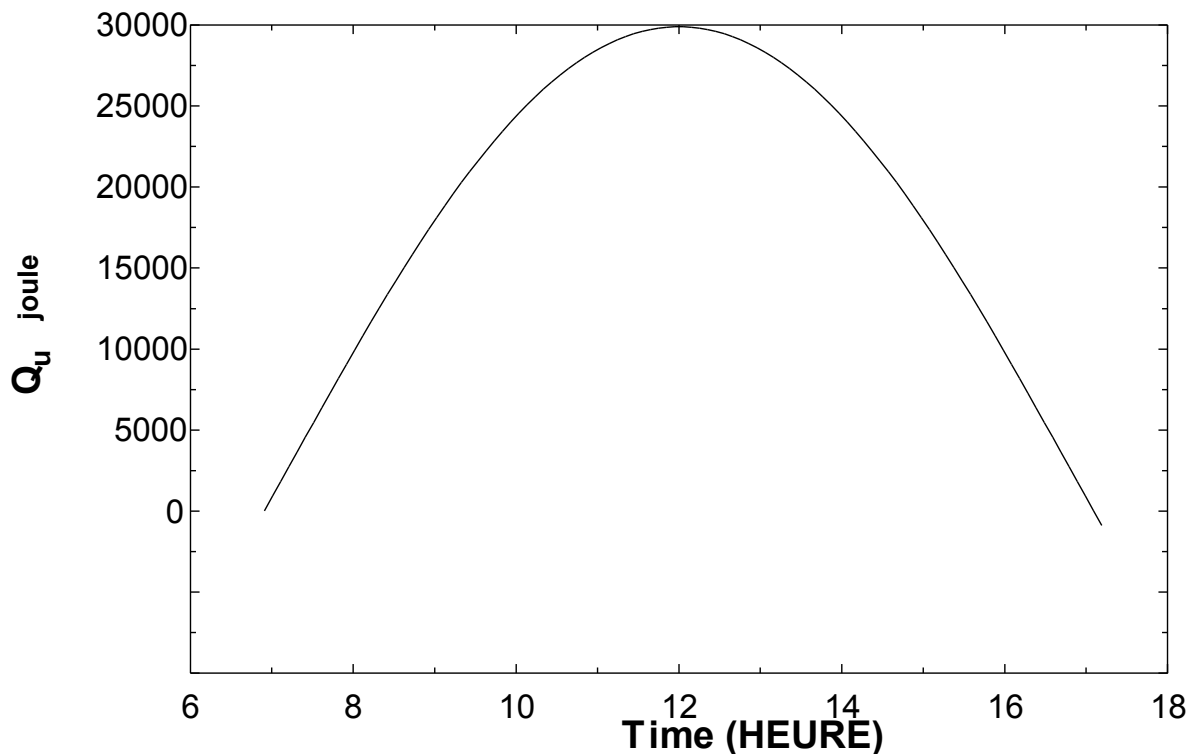


**Fig.VI-9: Evolution de la température de sortie en fonction de la longueur du tube d'absorbeur [40].**



**Figure VI-10 variations de l'éclairage global**

La figure (VI. 10) et (VI.11) présente la variation de l'éclairage direct  $B_{oc}$  et de la puissance utile ( $Q_u$ ) en fonction du temps, On remarque que les courbes de la puissance utile ( $Q_u$ ) et de l'éclairage directe ( $B_{oc}$ ) présentent une forme de Gauss, accroissement depuis le lever du soleil en passant par un maximum suivi d'un décroissement jusqu'au coucher donc on peut conclure que l'éclairage direct influe proportionnellement sur la puissance utile.



**Figure VI-11 variations de la puissance utile**

#### VI.6 CONCLUSION :

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. L'énergie thermique reçue est collectée et absorbée pour ensuite être utilisée au chauffage du fluide caloporteur à température élevée, qui est pompé dans des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée. L'utilisation thermique de l'énergie solaire a tous les avantages quand l'approvisionnement en énergie classique est entré en crise, mais le prix de revient des éléments de ce capteur est le principal facteur qui limite son application économique. Le champ solaire est une source importante pour les pays désertique, il assure la production de l'électricité et de l'énergie thermique.

L'utilisation de cuve de stockage de grande capacité avec un fluide ayant une chaleur spécifique élevée permet de réduire les fluctuations de température à l'intérieur de cette dernière.

L'utilisation des concentrateurs est particulièrement intéressante, puisque ces capteurs qui sont très développés dans ces dernières années, peuvent servir à

assurer l'énergie nécessaire au fonctionnement des installations. Dans le sud, où l'ensoleillement est très important, La climatisation solaire à éjecteur peut fournir l'énergie nécessaire confort sensible dans les habitations.

## VI.7 CONCLUSION GENERALE :

L'objectif que se fixe tout concepteur d'une machine de production de froid est de fournir le froid à la température et la puissance frigorifique désirée, tout en cherchant à avoir la meilleure efficacité possible.

Nous avons étudié dans cette thèse l'utilisation de l'énergie solaire pour la production de froid par un cycle de réfrigération à éjecteur. Cette étude a été divisée en deux parties.

Dans la première partie, on a proposé un modèle mathématique monodimensionnel pour le dimensionnement de l'éjecteur qui est l'organe principale de ce cycle.

Les résultats de ce modèle montrent que les performances de l'éjecteur et du cycle de réfrigération sont gouvernées par : la température du générateur, la température du condenseur et la température de l'évaporateur.

Le coefficient de performance du cycle de réfrigération à éjecteur est faible devant celle du cycle de réfrigération à compression mécanique. On peut dire que son intérêt réside dans l'utilisation de l'énergie solaire, en a montre aussi que le COP est très sensible aux paramètres de la machine telle que la température de la source froide, source chaude et température intermédiaire.

Dans la deuxième partie, pour les besoin du cycle de réfrigération à éjecteur en énergie thermique, un collecteur solaire de type cylindro-parabolique a été dimensionné.

Le dimensionnement du collecteur solaire basé sur la modélisation des échanges thermique dans l'absorbeur.

Cette étude a montré que l'utilisation d'un capteur solaire de type cylindro-parabolique réduit considérablement la surface de captation des radiations solaire.

Les dimensions d'un concentrateur cylindro-parabolique dépendent essentiellement de :



L'ensoleillement du site,

· Le débit du fluide moteur dans le cycle de réfrigération à éjecteur (les performances de l'éjecteur).

Ce travail a montré que l'éjecteur est l'organe principal du cycle de réfrigération à éjecteur, un bon dimensionnement de l'éjecteur permet de :

- Augmenter le coefficient de performance du cycle, Réduire la surface du collecteur solaire,

C o m m e p e r s p e c t i v e :

· Afin de valider le modèle élaboré durant cette étude, une étude expérimentale complémentaire est suggérée.

**Référence :**

- [1]- CHEKIROU. W, Etude Et Analyse D'une Machine Frigorifique Solaire A Adsorption , thèse de Doctorat, Constantine, 2008.
- [2]- Maxime DUMINIL et Jean-Pierre. D, Théorie des machines frigorifiques techniques- ingénieur BE 9 730
- [3]- Zhi-Jiu Chen and Wei-han Lin, Dynamic simulation and optimal matching of a smallscale refrigeration system, Rev. Int. Froid, Vol. 14 Novembre, p. 329 (1991).
- [4]- A. EL Almers, étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, Tetouan, 2002.
- [5]- Yong Tae Kang, Atsushi Akisawa, And Takao Kashiwagi, Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O falling film absorption, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.250-262, 1999.
- [6]- A. M. Selim and M. M. Elsayed, Performance of packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.283-292, 1999.
- [7]- J. Castro, C. Oleit, H. Schweiger and A. Oliva, Application of two-dimensional model for the study of water vapour absorption in falling films of LiBr aqueous solutions with the action of a surfactant, ECCOMAS 98, Published by John Wiley & Sons, Ltd, 1998.
- [8]- A Mimet. Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.

- [9]- F. Poyelle, J. J. Guillemot, F. Meunier, Experimental tests of and predictive model of an adsorptive air conditioning unit, Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 38, pp 298-309, 1999.
- [10]- Olivier PERROT, COURS DE MACHINES FRIGORIFIQUES, I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque D epartement G enie Thermique et energie 2010-2011
- [11]- A. Khedim, ' L'Energie Solaire, Utilisation Thermique et Photovoltaïque', ANEP, 359 p., 2005.
- [12]- J.M. Chasseriau, ' Conversion Thermique du Rayonnement Solaire', Ed. Dunod, France, 273 p., 1984.
- [13]- J.M.chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, bordas Paris, 1984.
- [14]- ANALYSE DE PROJETS D'INSTALLATION PHOTOVOLTAÏQUE, RETScreen Centre d'aide à la décision sur les énergies propres International.
- [15]- C a p t e u r s o l a i r e thermique X X - S e l Energie Solaire Hispano Swiss SA 2002
- [16]- E.Torlaschi, Phénomènes Radiatifs dans L'atmosphère Terrestre, cours de Physique de L'atmosphère, 2003.
- [17]- A.Ricaud, Gisement Solaire, Cythelia Sarl, Septembre 2009.
- [18]- K. Scharmer , J. Greif, The European Solar Radiation Atlas, Vol,01,Fundamentals and Maps, Les Presses de l'École des Mines Paris, 2000.
- [19]- J.Hofierka, M.Suri,The Solar Radiation Model for Open Source GIS: Implementation and Applications, Proceedings of the Open Source GIS - GRASS Users Conference 2002 - Trento, Italy, 11-13 September 2002.
- [20]- M. Capderou, Atlas Solaire de l'Algérie, Tome1, vol1 et 2 : Modèles Théoriques et Expérimentaux, Office des Publications Universitaires, Algérie, 1987.

- [21]- L. Diabaté, J. Remund, L. Wald, Linke Turbidity Factors for Several Sites in Africa, *Solar Energy*, 75, 2003, 111-119.
- [22]- R. Dogniaux, L'influence de L'estimation du Facteur Total de Trouble Atmosphérique sur L'évaluation du Rayonnement Solaire Direct par Ciel Clair,
- [23]- F. Linke, Transmissions, Koeffizient and Trübungs faktor, *Beiträge Zur Physik Der Atmosphäre*, Vol. 10, pp. 91 - 103, 1922.
- [24]- E .R. Bird, R.L.Hulstrom, A Simplified Clear Sky Model for Direct and Diffuse Insulation on Horizontal Surfaces, *Seri Tr -642-761* February 1981.
- [25]- J.M. Abdulateef , K. Sopian, M.A. Alghoul , M.Y. Sulaiman Review on solar-driven ejector refrigeration technologies *Solar Energy Research Institute (SERI Selangor, Malaysia Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1338–1349.
- [26]- Steam-jet refrigeration equipment, ch. 13. In: *ASHRAE equipment handbook* 1983: 13.1–13.6.].
- [27]- El-Dessouky H, Ettouney H, Alatiqi I, Al-Nuwaibit G. Evaluation of steam jet ejector. *Chem Engng Process* 2002;41:551–61.
- [28]- André LALLEMAND , Latra BOUMARAF ,( 28 au 30 Août 2007), Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante 213èmes Journées Internationales de Thermique Albi, France.
- [29]- B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 354–364.
- [30]- Amar Bouchama. Refroidissement en cascade par ash d etente, mod elisation par contraintes et aide a la d ecision. *Engineering Sciences. Arts et M etiers ParisTech*, 2003. French. <NNT : 2003ENAM0020>. <pastel-00001008>
- [31]- B.J. Huang & al, A 1-D Analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, 22 (1999), pp 617-625

[32]- NAHDI, E. Etude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur. Thèse de Doctorat: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 1989, P. 1178.

[33]- R. Dorantès, A. Lallemand Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto- compresseur. International Journal of Réfrigération, Volume 18, Issue 1, January 1995, Pages 21-30

[34] Holton WC. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector. ASME Trans 1951; October:905–10.

[35] Etude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la vapeur d'eau produite par une chaudière solaire. Merzak NEDJAR.

[36]-. Ben Bacha , T. Dammak , A.A. Ben Abdalah. Desalination unit coupled with solar collectors and a storage tank: modelling and simulation 206 (2007) 341–352

[37]- Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances d'une installation de climatisation solaire à éjecteur B. BOUMEDDANE N. SAID

[38]- S.C. Mullick and S. Nanda, 'An Improved Technique for Computing the Heat Loss Factor of Tubular Absorber', Solar Energy, Vol. 42, N°1, pp. 1 - 7, 1989.

## A N N E X E B

Début

**Données de bases :**

- Coordonnées solaires : latitude, l'altitude et le nombre de jour.
- Données sur le capteur : caractéristiques optiques ( $\alpha, \rho, \tau, \gamma, \varepsilon_A, \varepsilon_V$ ), thermiques et géométriques ( $D_{A,i}, D_{A,e}, D_{V,i}, D_{V,e}, A_0, A_a$ )
- Données sur le fluide caloporteur :  $C_p, \dot{m}, T_e$ .
- Données de l'environnement :  $T_{amb}$ , vitesse de vent.

**Calcul de :**

- Angle horaire  $\omega$ , déclinaison  $\delta$ , L'épaisseur optique de Rayleigh (ER), masse d'air optique  $m$ , temps de lever et de coucher du soleil  $T_L, T_C$ , éclairement direct  $B_{oc}$ ,

